

## **Машины непрерывного транспорта.**

Література:

Основна:

1 Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. 3-е изд. – М.:Машиностроение, 1983. – 487 с.

2 Зенков Р.Л., Ивашков И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного транспорта. – М.: Машиностроение, 1987. – 432 с.

3 Методичні вказівки до практичних і самостійних робіт з дисципліни «Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка» (частина 2)/Укладач І.П. Катасонов. – Краматорськ: ДДМА, 2003. – 73с.

4 Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисципліни «Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка» (частина 2)/Укладач І.П. Катасонов. – Краматорськ: ДДМА, 2000. – 52с.

5 Методичні вказівки до курсового проектування з дисципліни «Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка» (частина 2)/Укладач І.П. Катасонов. – Краматорськ: ДДМА, 2001. – 16с.

Дополнительная

6 Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. – 2-е изд. – Минск.: Висшая школа, 1983. – 350 с.

7 Спиваковский А.О. Транспортирующие машины: Атлас конструкций. – М.: Машгиз, 1969. – 195 с.

6 Конвейеры. Справочник / Под общей ред. Пертена Ю.А. – Л.: Машиностроение, 1984. – 367 с.

7 Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г. Теория и расчет ленточных конвейеров. – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с.

8 Дьячков В.К. Подвесные конвейеры. – М.: Машиностроение, 1976. – 318 с.

9 Спиваковский А.О. Вибрационные и волновые транспортирующие машины. – М.: Машиностроение, 1983. – 488 с.

10 Ивановский К.К. и др. Роликовые и дисковые конвейеры и устройства. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.

11 Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. – К.: Вища школа, 1983. – 424 с.

12 Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. М.: Машиностроение, 1972.

13 Иванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини: підручник. К.: Вища школа, 1993. – 413 с.

14 ВНИИПТМАШ. Расчеты конвейеров ч. I и II под ред. Дьяčkова В.К.

*Ввідна лекція.*

Поняття «Машини неперервного транспорту.» охоплює майже всі види і способи переміщення будь-яких вантажів, в будь-яких напрямках, якщо ці переміщення здійснюються силами самих підприємств і безпосередньо обслуговують сферу виробництва. В промисловому транспорті використовуються майже всі відомі види транспортуючої, підйомної і навантажувально-розвантажувальної техніки.

Основними для внутрізаводського транспорту є: вантажопідйомні крани (ВПК), машини безперервної дії (МНД) всіх видів, підйомники, ліфти, трубопровідні установки, підвісні монорельсові дороги, напольні транспортуючі пристрої і засоби механізації навантажувально-розвантажувальних і складських робіт.

Такі ж види транспортної техніки, як залізничний транспорт і автомобілі тісно пов'язаний з ПТМ і часто входить до складу внутрізаводського транспорту.

Фахівець по ПТМ зобов'язаний бути знайомий зі всіма видами такого транспорту (залізничного, автомобільного), уміти виконувати розрахунки по них і вирішувати питання стиковки їх (тобто залізничного і автомобільного) з іншими видами ПТМ в комплексі промтранспорту підприємств.

Основні розділи дисципліни промисловий транспорт:

- конвейєрний транспорт;
- підвісні канатні і монорельсові дороги;
- кабельні крани;
- залізничний транспорт;
- автомобільний транспорт;
- трактори і землерийно-транспортні машини.

Виробничий процес сучасних підприємств вимагає ряду різних транспортних операцій.

Найважливішою особливістю внутрішнього промислового транспорту є його тісний зв'язок з технологічними процесами підприємств.

Промисловий транспорт виконує найважливішу функцію у сфері матеріального виробництва і обігу. Він безпосередньо бере участь у виробництві промислової продукції, в натуральній формі, а потім разом з транспортом загального користування продовжує виробництво товарів шляхом зміни місцеположення по відношенню до споживача.

Значення Машини неперервного транспорту. в державі

В промисловому транспорті задіяно приблизно 12 % від всієї кількості робітників і службовців. На ряді виробництв працівники промислового транспорту складають до 50 % від загального числа працівників підприємства. витрати по промисловому транспорту складає значну частку кінцевої вартості продукції підприємства. Наприклад, в машинобудівному 15 – 25 %, в металургії 35 – 40 %, гірничодобувної 70 – 85 %.

# КОНВЕЄРНИЙ ТРАНСПОРТ

## Тягові ланцюги

В МБТ як тяговий елемент використовують наступні ланцюги: пластинчаті, круглоланкові, втулково-пальцеві, втулково-роликові, каткові, з ребордними катками і ряд інших. Широке розповсюдження отримали пластинчаті ланцюги з ланками з штампованих пластин, сполучених валами або втулками.

При середніх і важких режимах роботи використовують втулкові, втулково-роликові, втулково-каткові.

В гірській промисловості широке розповсюдження отримали круглоланкові ланцюги з ланками овальної форми і поперечним перетином у вигляді круга.

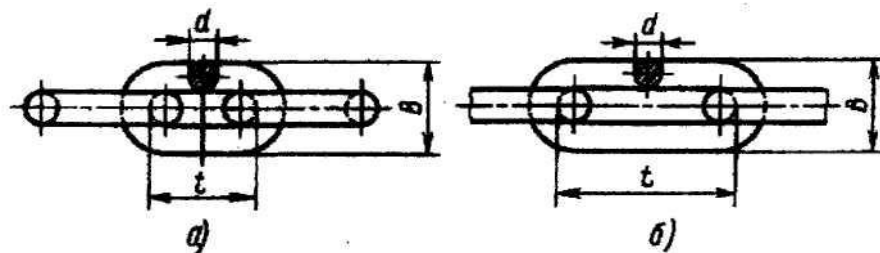
Велике розповсюдження отримали в підвісних конвеєрах (тобто конвеєрах з просторовими і кривлять трасами) розбірні ланцюги найрізноманітнішої конструкції.

Основними параметрами тягових ланцюгів по ГОСТ 588-81 є руйнуюче навантаження  $P_r$  (кН), крок ланки  $l$  (мм) (тобто відстань між осями шарнірів) і маса 1 м ланцюга (кг).

Переваги тягових ланцюгів: 1) можливість обгинання зірочок і блоків малого діаметра; 2) гнучкість у вертикальній і горизонтальній площині; 3) висока міцність при малому подовженні; 4) надійність передачі тягового зусилля зачіпляє на зірочці при малому первинному натягненні; 5) можливість роботи при високих температурах.

Недоліки: 1) велика маса; 2) висока вартість; 3) наявність численних шарнірів (потрібне мастило, засмічення, знос); 4) швидкість до 1-1,5 м/с, унаслідок додаткових динамічних навантажень і інтенсивного зношування. Тепер познайомимося з деякими конструкціями ланцюгів. Круглозв'язані зварні ланцюги бувають:

- коротколанкові ( $B \gg l$ );
- длиннотланкові ( $B < l$ ).
- 



а - коротколанкові; б - длиннотланкові  
Рисунок - Круглоланцюгові зварні ланцюги

Ланцюги виготовляють із Ст 2, Ст 3, 30ХГСА з термообробкою і без, відрізками довгої  $l = 1-2$  м і сполучають разом в процесі збірки разом з вантажонесучими елементами.

По точності виготовлення діляться на:

- що калібруються (відхилення кроку від  $\pm 1$  до  $\pm 2,5\%$ );
- що не калібруються (відхилення кроку до  $\pm 4\%$ ).

Перші застосовуються в приводі з тим, що зачіпляє на зірочці, другі - тільки на фрикційному приводі з гладким блоком.

Застосовуються: калібрується термообработані - в скребкових і пластинчатих конвеєрах (для вугілля), в ковшових елеваторах (для хімічної промисловості).

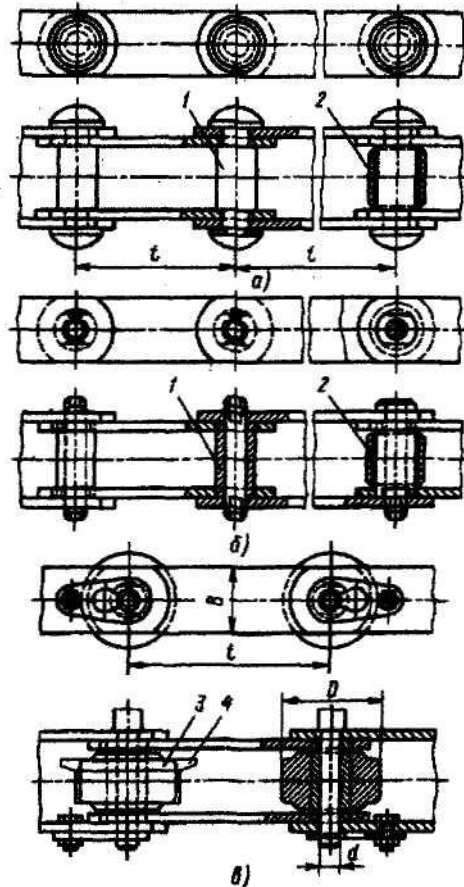
Круглоланкові ланцюги розраховуються на розтягування з  $[\sigma]$  40-60 МПа.

Литі ланцюги з ковкого чавуну по конструкції вельми різноманітні. Застосовуються в конвеєрах з контурними шкрябаннями складної конфігурації. Переваги: мала вартість при

масовому виробництві і можливість виготовлення ланок складної конфігурації. Недоліки: велика маса, невисока надійність.

Комбіновані ланцюги виготовляють з ланок відлитих ковкого чавуну або сталі у згоді з втулками, і точених сталевих валів. Іноді внутрішні ланки роблять литими, зовнішні штампованими. Використовують в елеваторах іноземного виробництва. Пластинчаті ланцюги. По конструкції вузла шарніра розділяють на:

- а) безвтулкові: безроликові 1 і роликові 2;
- б) втулкові: безроликові 1 і роликові 2;
- в) каткові: з гладкими катками 3 і з ребордами на катках 4.



а - безвтулкові; б - втулкові; в - каткові  
Рисунок - Пластинчаті ланцюги

Ролики встановлюють на вал або втулку ланцюга для зменшення зносу останніх і зуба зірочки, оскільки у роликового (каткового) ланцюга при набіганні шарніра на зірочку, ролик (каток) обкачується по робочій поверхні зуба, завдяки чому зменшуються втрати на тертя і знос дотичних поверхонь.

Зовнішній діаметр роликів менше ширини пластини, а діаметр катків більше ширини пластини. Безвтулкові ланцюги прості і дешеві, але вони швидко зносяться. На конвейерах застосовуються дуже рідко при малих швидкостях і невеликих навантаженнях. Роликові і каткові отримали найбільше розповсюдження в конвейерах.

Катки, виконуючи функцію роликів на зірочках, служать також ходовими опорами, оскільки ланцюг з вантажонесучими елементами рухається на них по направляючих шляхах.

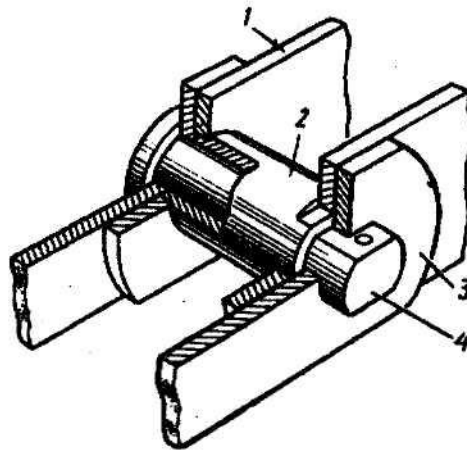


Рисунок - Шарнірне з'єднання пластинчатого втулкового ланцюга

В шарнірному з'єднанні втулкового ланцюга внутрішні пластини 1 запресовуються на лисках втулки 2, зовнішні пластини 3 запресовуються на лисках валу 4 або закріплюються на ньому за допомогою планки ригеля.

При перегині ланцюга на зірочці тертя відбувається між валом і втулкою, тиск між якими розподіляється по значно більшій поверхні, ніж у безвтулкового ланцюга, тому при однакових зусиллях тиск і знос в шарнірі виходять меншими. Пластини на втулці і валу сполучені нерухомо і не повертаються одна щодо іншої.

Катки встановлюються на підшипниках (ковзання або кочення - кулькових або роликових).

Ланцюги з катками на підшипниках кочення застосовують на конвеєрах важкого типу з великими вантажами (візковий конвеєр). Шарніри ланцюгів працюючих в тяжких умовах забезпечені прес-масельниками. Параметри пластинчатих ланцюгів з прямими пластинами по ГОСТ 588-81.

Ланцюги всіх типів виготовляють в трьох виконаннях: 1) нерозбірними з двосторонньою заклепкою суцільних валів; 2) розбірними з роз'ємним кріпленням втулок і суцільних валів на лисках; 3) нерозбірні з порожнистими валами.

Нормальний ряд кроків ланцюга: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, і 1000 мм

Пластинчаті ланцюги застосовуються в пластинчатих, ковшових, візкових, ланцюгонесучих конвеєрах і елеваторах.

Розбірні ланцюги розділяються на ковані (горячештамповані) і холодноштамповані.

Кований ланцюг може мати циліндрові, бочкоподібні і фасонні вали. Основні параметри по ГОСТ 589-74.

Виготовляють ланцюги двох типів: Р1- з тими, що обертаються і Р2- з фіксованими валами.

Крок ланцюгів 63-250 мм

Застосовуються в підвісних конвеєрах при малих навантаженнях.

двохшарнірні ланцюги

В них ланки або окремі відрізки ланцюга вільно повертаються в горизонтальній і вертикальній площині.

Стрижньові ланцюги складаються з шарнірних вузлів з вертикальними і горизонтальними катками, сполученими один з іншим відрізками круглих стрижнів, смуг, канатів або спеціальних пластмасових ланок. Відстань між шарнірними вузлами приймають в прибудовах від 400 до 1000 мм Ці ланцюги застосовуються в підвісних конвеєрах зарубіжних конструкцій.

Вільчатая ланцюг складається з ланки 1 з роздвоєним (вільчатим) наконечником, пальця 3 і шплінта 2. Ланки виготовляють з 2-х сталевих смуг, сполучених зваркою, з єдиної сталеві поковки або відливання.

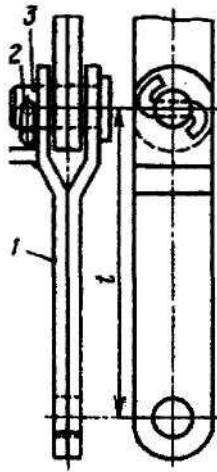


Рисунок - Вільчатая ланцюг

Застосовуються в скребкових конвейерах із зануреними шкрябаннями. Через важкі умови роботи ланки ланцюга роблять масивними. Параметри по ГОСТ 12996-79.

## ПЛАСТИНЧАТІ КОНВЕЙЕРИ

### 1 Загальна характеристика

#### 1.1 Класифікація, пристрій в принцип дії

Пластинчатими називаються конвеєри, переміщаючи вантажі на настилі, утвореному з окремих нерухомо прикріплених до тягового органу пластин.

Пластинчаті конвеєри підрозділяються:

1 по напрямку переміщення вантажу:

- а) горизонтальні;
- б) похилі;
- в) комбіновані (з декількома горизонтальними і похилими ділянками).

2 по конструкції настилу:

- а) з безбортовими плоскими *розставленими* пластинами;
- б) з безбортовими *зімкнутими* пластинами;
- в) з безбортовим *хвилястим* настилом;
- г) з бортовим *хвилястим* настилом;
- д) з бортовим *хвилястим* настилом і *поперечними ребрами* жорсткості;
- е) з нерухомими бортовими направляючими;
- ж) з коробчастим настилом;
- з) з пластинами, забезпеченими шпильками (бревнотаски);
- и) лоткові;

3 по розташуванню тягового органу в просторі:

- а) *вертикально замкнуті* загального призначення (основний тип);
- б) *згинаючі* з просторовою трасою;
- в) *спеціальні*, до них відносяться ескалатори: пасажирські конвеєри; конвеєри з настилом складного профілю: машини для транспортування і охолодження рідкого металу.

4 по кількості тягових ланцюгів

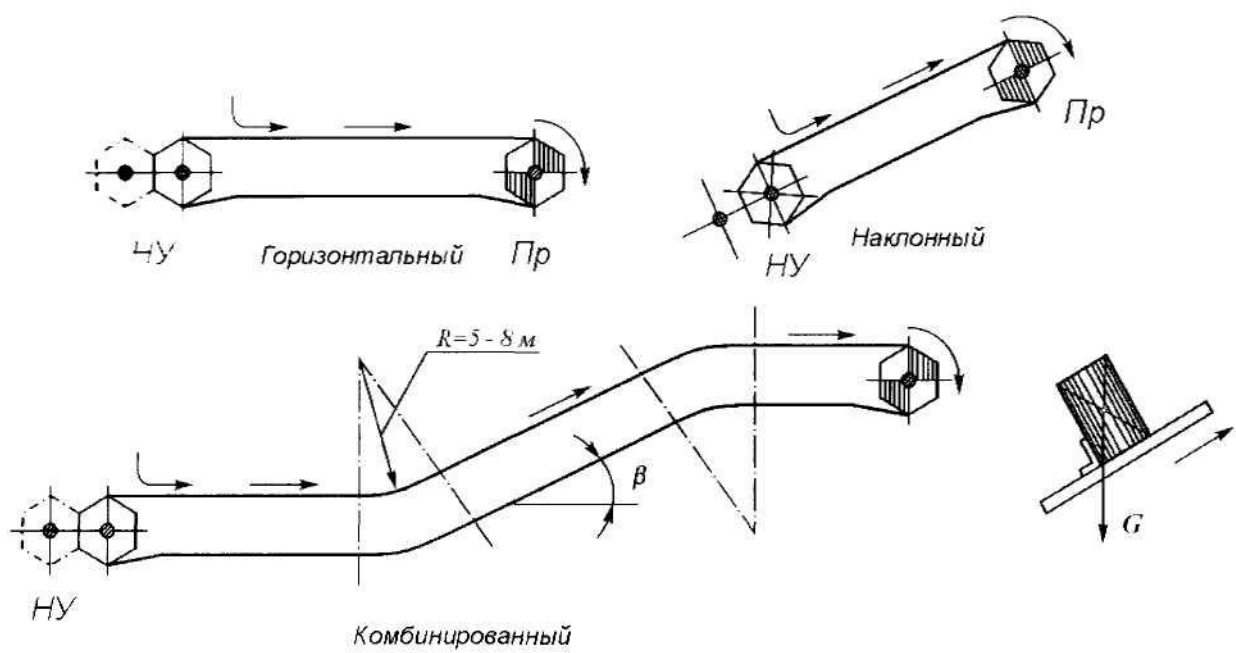
Вертикально-замкнуті конвеєри звичайно виготовляють дволанцюговими (з паралельними ланцюговими контурами). Що згинаються – одноланцюговими.

При великій ширині полотна пластинчаті конвеєри виконують трьох або чотирьохланцюговими.

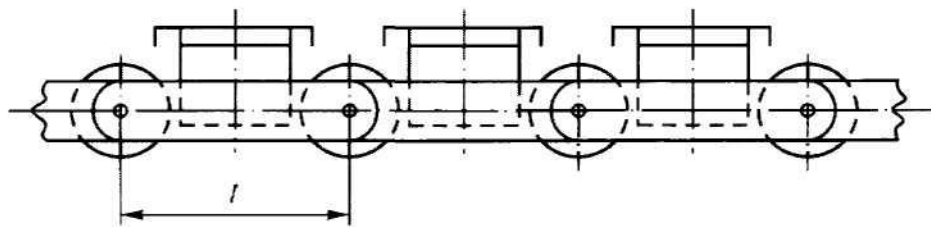
5 по кількості приводів

Пластинчаті конвейєри в основному одноприводні, але зустрічаються і багатoprиводні, які виконують або кінцевими приводами, або з кінцевими і проміжними.

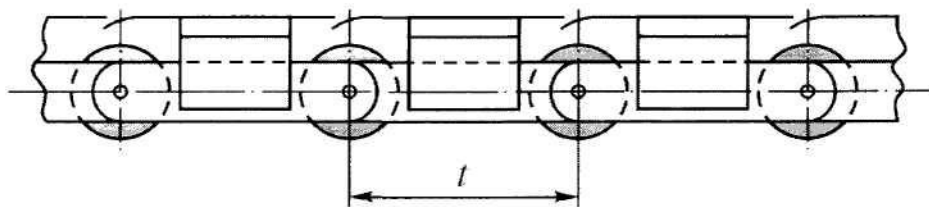
### Схеми трас пластинчатого конвеєра



### Модифікація пластинчатого конвеєра по конструкції настилу

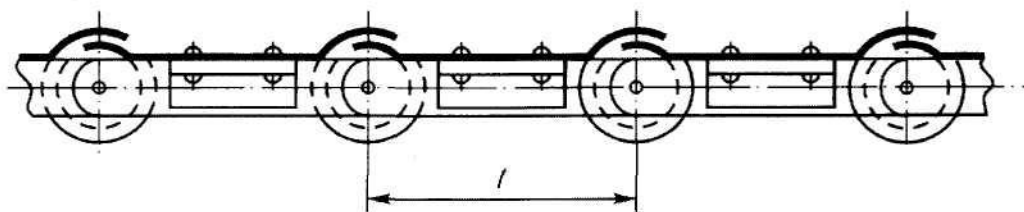


***a***

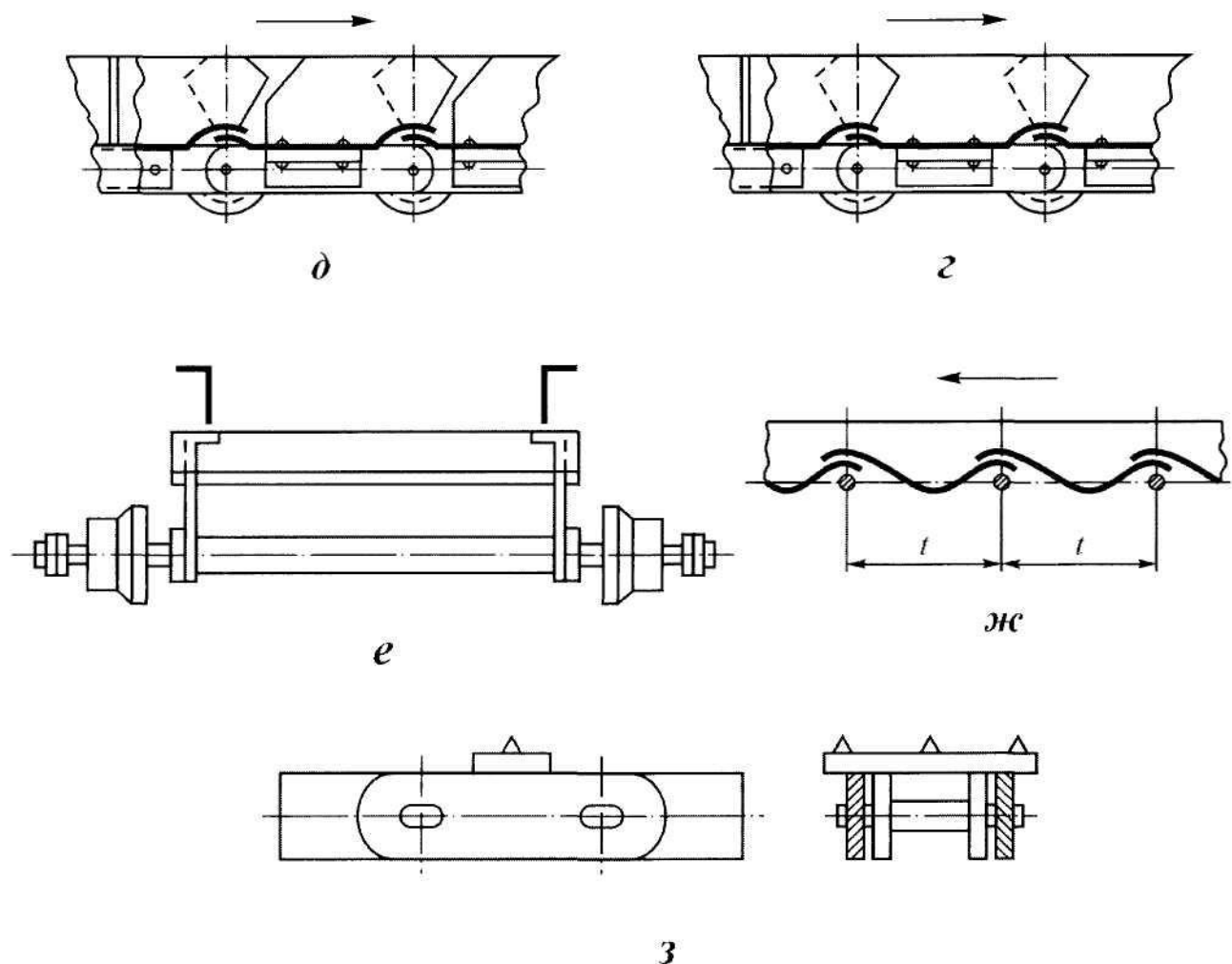


***б***

Направление движения



***в***



Конвеєри з плоским розімкненим настилом (рис а) призначений для переміщення штучних і волоконних вантажів. Швидкість їх обмежена, оскільки з її збільшенням виникає небезпека падіння вантажу з настилу.

В конвеєрах з плоским зімкнутим настилом (мал б) пластини перекривають один одного і утворюють суцільне рівне полотно.

Виконання настилу хвилястим (мал в) сприяє збільшенню жорсткості і міцності настилу, забезпечує надійне перекриття зазорів, збільшує зчеплення вантажу з настилом і допустимий кут нахилу. Такий настил придатний для штучних вантажів.

В конвеєрах з нерухомими бортами (мал е) усунений спад і зсипання вантажу на полотні і підвищена продуктивність  $Q$ . Проте спостерігається заклинювання і зсипання вантажу між пластинами і нерухомими бортами: виникає додатковий опір  $W$  від тертя вантажу об нерухомі борту.

Ці недоліки усунені в конвеєрах з бортовими хвилястими настилами із зімкнутими пластинами (мал г), утвореними з пластин, що перекривають один одного як по дну, так і з боків, що запобігає зсипанню вантажу через зазори між сусідніми пластинами. Такі конвеєри придатні для будь-яких вантажів (штучних і насипних).

Виконання настилів хвилястими з рухомими бортами і поперечними ребрами жорсткості (мал д) дозволяє підвищити допустимий кут нахилу до  $40^\circ$ , а коробчастими ківшеподібними до  $65^\circ - 70^\circ$ .

Пластинчаті конвеєри з настилом, мають форму лотка називаються лотковими.

За принципом транспортування до пластинчатих можна віднести конвеєри для дліномірних вантажів (мал з), переміщуваних на спеціальних сидлоподібних пластинах з шпильками, прикріпленими до ланцюга на великій відстані один від одного. Вони отримали широке розповсюдження в лісовій промисловості, називаються бревнотягачами.

## 1.2 Основні параметри ( $Q$ , $V$ , $L$ , $\alpha$ )

У зв'язку із застосуванням тягового органу ланцюгового типу швидкість пластинчатих конвейерів

не перевищує  $V = 1 - 1.25 \frac{M}{C}$ .

Продуктивність  $Q$  їх досягає 2000 т/ч і більш.

Дальність транспортування практично не обмежена.

Відомі установки завдовжки  $L = 2$  км.

Кут нахилу полотна  $\alpha = 35^\circ - 60^\circ$  в окремих випадках (мал д)  $70^\circ$ .

## 1.3 Призначення і область застосування

В основному призначення і область застосування вже вимальовувалися в описі конструкції.

Розглянемо більш детально.

Пластинчаті конвеєри використовуються для насипних, штучних і навалювальних вантажів.

Найбільше розповсюдження отримали стандартні вертикально замкнуті з прямокутними трасами (загального застосування).

В металургії пластинчаті конвейєри використовуються для подачі руди, гарячого агломерату; в хімічній промисловості і заводах будматеріалів – для переміщення крупнокускових нерудних матеріалів (вапняку).

На ТЕЦ для транспортування вугілля; в машинобудуванні (транспортування гарячих відливів, поковок, стружки, опок); на потокових лініях збірки, охолодження, сушки, термообробки, митті, забарвленні, тобто на ряді з транспортними операціями виконуються технологічні.

Спеціальні пластинчаті конвейєри з просторовими трасами в гірничорудній і вугільній промисловості, а також ескалатори, пасажирські конвейєри.

## 1.4 Достоїнства і недоліки

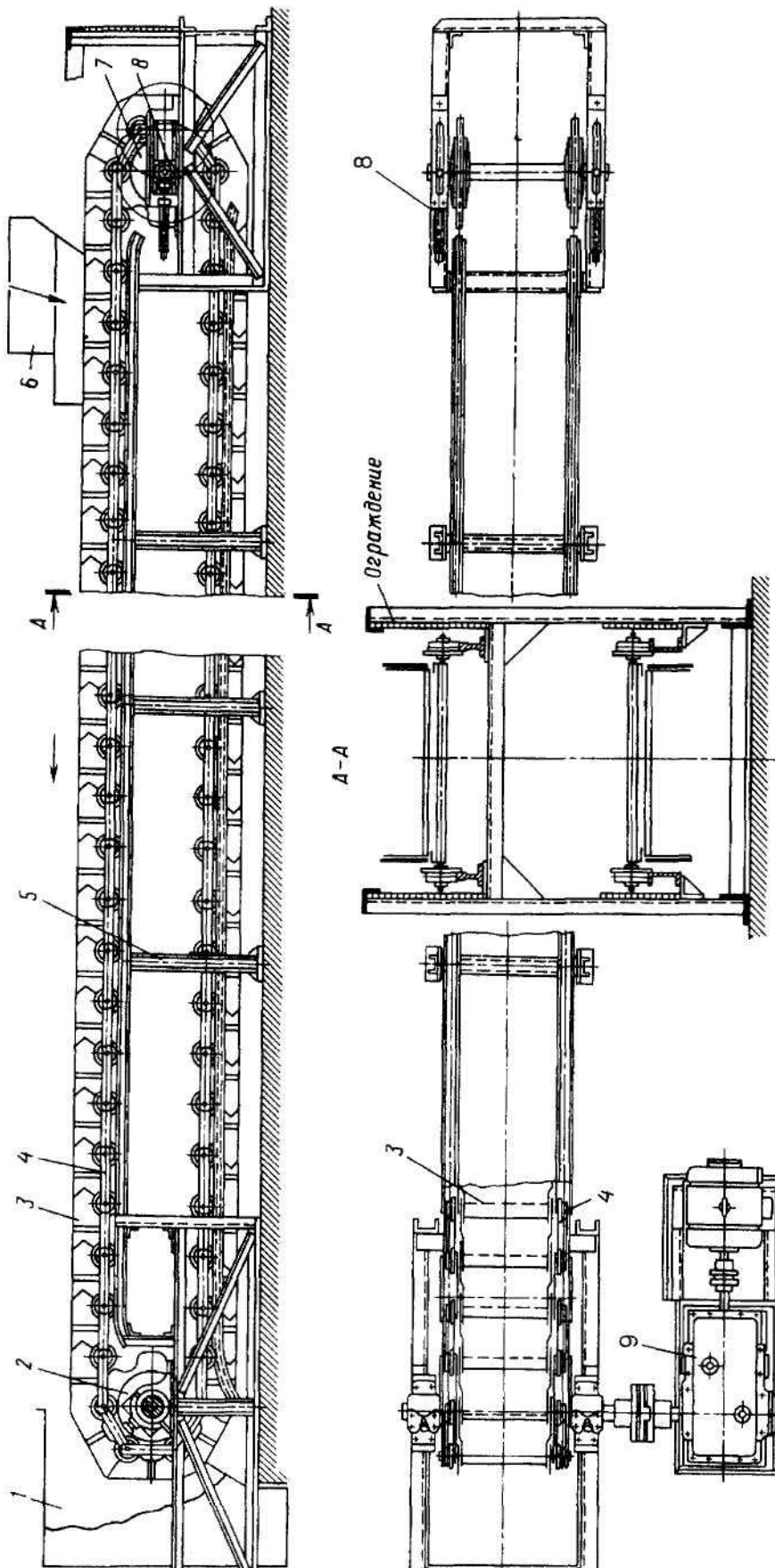
### Достоїнства:

- висока надійність, порівняно із стрічковими конвеєрами, при транспортуванні крупнокускових, гарячих і ін. подібних вантажів, що викликають пошкодження робочого органу;
- працездатність при високих і низьких температурах;
- широкий асортимент вантажів, що транспортуються;
- велика різноманітність трас транспортування;
- можливість установки проміжних приводів;
- безперевантажуваче транспортування на будь-якій відстані;
  - велика площа перетину ( $F$ ) матеріалу на полотні і висока продуктивність ( $Q$ ) при відносно малій швидкості;
- допустимість завантаження безпосередньо з бункера (без живильників).

### Недоліки:

- велика маса і вартість частин конвеєра, що рухаються;
- мінімальна швидкість руху полотна в порівнянні з швидкістю стрічкового конвеєра;
  - складність розвантаження конвеєрів з бортовим настилом в проміжних крапках;
  - складність експлуатації через велике число шарнірних з'єднань;
  - підвищений знос шарнірних з'єднань;
  - значно великі опори руху.

## 2 Пластиначаті конвеєри загального призначення



2.1 Пристрій і основні параметри

Пластиначатий конвеєр має станину 5, по кінцях якої встановлено дві зірочки – привідна 2 з приводом 9 і натяжна 7 з натяжним пристроєм 8. Нескінченний настил 3, що складається з окремих металевих або, рідше, дерев'яних пластин, прикріплених до однієї або двох тягових ланцюгів 4, які огинають кінцеві зірочки і знаходяться в тому, що зачіпляє з їх зубами. Вертикально замкнуті тягові ланцюги забезпечені

Рисунок – Схема пластиначатого конвейера

опорними катками і рухаються разом з настилом по направляючих шляхах станини 5 уздовж подовжньої осі конвеєра. Конвеєр завантажується через одну або декілька воронок 6 в будь-якому місці траси, а розвантажується через кінцеву зірочку і воронку 1. Проміжне розвантаження можливе тільки для пластинчатих конвеєрів з бортовим плоским настилом.

Пластинчатий конвеєр загального призначення (ГОСТ 22281-76) виготовляють з шириною настилу 400; 500; 650; 800; 1000; 1200; 1400; 1600 мм і висотою бортів відповідно 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 355 мм Крок пластин прийнятий рівним кроку ланцюгів і складає 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500 і 630 мм

## 2.2 Елементи конвеєрів

### 2.2.1 Настили

Основні параметри по ГОСТ 22281-76 ( $B$  – ширина;  $h$  – висота бортів).

В конвеєрах загального призначення передбачено шість типів настилів:

- безбортівний плоский з розставленими пластинами з катками і без катків **ПР**;
- безбортівний плоский із зімкнутими пластинами з катками **ПС**;
- безбортівний хвилястий **В**;
- бортівний хвилястий **БВ**;
- коробчастий дрібний **КМ**;
- коробчастий глибокий **КГ**.

Виготовляють: плоский (гладкий) настил з дерев'яних планок або сталевих пластин; іноді забезпечуються упорами фасонів.

Хвилястий (безбортівний і бортівний), бортівний плоский, коробчастий **КМ** і **КГ** штампують із сталевих листів  $\delta = 4 - 10$  мм.

Пластины настилу кріплять на болтах, заклепках або приварюють до спеціальних кутів, які кріпляться до пластин тягових ланцюгів.

Тягові ланцюги сполучають один з одним жорсткими пластинами настилу або крізними осями, які розташовуються через 1 – 3 кроки ланцюга.

#### Застосування:

Безбортівний настил з розставленими пластинами призначений для штучних вантажів; із зімкнутими пластинами і нерухомими бортами – для сипких вантажів.

Бортівні плоскі і хвилясті конвеєри – для насипних і штучних вантажів.

Коробчасті – для насипних вантажів при великих кутах підйому.

### 2.2.2 Тягові ланцюги

Найбільш часто застосовуються каткові ланцюги (ГОСТ 588-81) з кроком 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800 і 1000 мм, втулкові або роликові і круглоланцюгові.

У каткових ланцюгів катки служать опорними елементами, що передають сили тяжкості настилу і транспортуючого вантажу на опорні поверхні або направляючі шляхи.

#### Тягові ланцюги бувають:

1 Пластинчаті безвтулкова (пластини з'єднуються валами) для легких і тихохідних конвеєрів.

2 Пластинковий втулковий ланцюг **В** ( $t = 100$  ч  $400$  мм).

3 Пластинковий втулково-роликовий ланцюг **ВР** ( $t = 100$  ч  $500$  мм)  $\varnothing_{\text{РОЛИКА}} < h$  пластини, де  $\varnothing$  – діаметр ролика,  $h$  – ширина пластини ланцюга.

4 Пластинчаті втулково-каткова:

- катки гладкі (без реборд) **ВК** ( $t = 200$  ч  $630$  мм)  $\varnothing_{\text{КАТКА}} < h$  пластини;
- катки з гребенями (з ребордами) **ВКГ** ( $t = 320$  ч  $1000$  мм);
- з підшипниками кочення без катків **ВКП**.

5 Розбірні ланцюги

Граничні відхилення по кроку 
$$\begin{matrix} +0.4 \text{ мм} \\ -0.2 \text{ мм} \end{matrix}$$

#### Матеріали, що рекомендуються, для елементів ланцюгів:

Пластины – сталь 40, 45 і 50 з термообробкою до твердості  $HH R_c 27 - 35$ .

Вал – сталь 40, 45, 50  $HH R_c 40 - 50$   
сталь 20Г  $HH R_c 55 - 62$

сталь 20X HH  $R_c$  55 – 62

сталь 40X HH  $R_c$  55 – 58

Втулка – сталь 15 і 20 HH  $R_c$  55 – 62

Катки бувають з ребордами і без них, на підшипниках ковзання або кочення.

При використуванні втулкових або роликових ланцюгів опорними елементами служать стаціонарні ролики, укріплені на станині. По них гранями своїх ланок рухаються ланцюги конвеєра. Така конструкція часто застосовується при транспортуванні гарячих вантажів. При цьому підшипникові вузли роликів масять від централізованої системи.

Відомі також конструкції конвеєрів з безкатковими пластинами і круглоланковими ланцюгами, у яких настил підтримується окремими катками на крізних осях, прикріплених до ланок ланцюга або до настилу через 400 – 800 мм

### Привід

В пластинчатих конвеєрах застосовують кутові приводи з ланцюговими зірочками і проміжні приводи (звані ще гусеничними).

Кутовий привід складається з приводних зірочок, передавального механізму і електродвигуна. У похилих конвеєрів, для запобігання мимовільно руху ходової частини в передавальному механізмі встановлюють стопорний пристрій типу хропіння або роликового або електромагнітне гальмо.

Передавальним механізмом приводу є один редуктор ( $i = 60 \dots 200$ ) або редуктор з додатковою зубчатою або ланцюговою передачею. При необхідності плавного регулювання швидкості в передавальний механізм між електродвигуном і редуктором встановлюють варіатор. Приводні (ланцюгові) зірочки кутового приводу мають 5...8 зубів; виготовляють їх литими із сталі, рідко з чавуну, а також складовими - з литим корпусом з чавуну і вінцем із сталі. Для забезпечення єдності передачі тягового зусилля і ліквідації можливості перекоосу ланцюгів приводні зірочки закріплюють на приводному валу так, щоб взаємне розташування зубів у обох зірочок було строге однаковими.

Гусеничний привід складається із замкнутого контура короткого ланцюга з своїм приводними і натяжними зірочками. На цьому додатковому ланцюзі жорстко або шарнірно закріплені куркульки, які передають зусилля конвеєру, взаємодіючи із спеціальними упорами на настилі або основних ланцюгах. Відоме застосування гусеничних приводів з електромагнітним захопленням ланок ланцюга конвеєра. Для цього на приводному гусеничному ланцюзі укріплюють електромагніти, які знеструмлюються при підході до приводної зірочки.

### Натягач

Гвинтове або пружинно-гвинтове, встановлюється на кінцевих зірочках.

Хід **НУ** 320.1000 мм, приймається залежно від кроку  $t$  тяговий ланцюгу (звичайно не менше 1,6.2 кроку). **Одну із зірочок НУ** закріплюють на осі на шпонці, а іншу вільно для можливості самоустановки по положенню шарнірів ланцюга. Величина натягнення ланцюга на **НУ** визначається за наслідками тягового розрахунку.

### Станина

З прокатних профілів (L []) у вигляді окремих секцій завдовжки 4 – 6 м. Направляючі шляхи: кути для – конвеєрів легкого типу і швелери або узкоколейні рейки – для конвеєрної важкого типу.

## 3 Розрахунок пластинчатого конвеєра

1) Визначення основних параметрів конвеєра:

$Q$  – продуктивність;  $L$  – довжина;  $B$  – ширина настилу;  $n$  – швидкість руху настилу.

2) Тяговий розрахунок конвеєра:

– визначення натягнення ланцюга по контуру;

– вибір приводного двигуна, трансмісії.

Прочностні розрахунки:

– вибір тягового органу;

– розрахунки на міцність.

3) Управління і автоматизація.

Початковими даними є задана продуктивність  $Q$ , схема траси, фізико-механічні властивості вантажу, швидкість руху настилу ( $n$ ) і режим роботи конвейєра.

Навантаження, що допускається:

а) по міцності ланцюга:

$$S_{\text{д.н}} = \frac{S_p}{n_n} \geq S_{pn},$$

де  $S_p$  – розривне зусилля (по каталогу);

$S_{pn}$  – розрахункова напруга, що допускається;

$S_{pn}$  – максимальне розрахункове натягнення при нормальному режимі експлуатації;

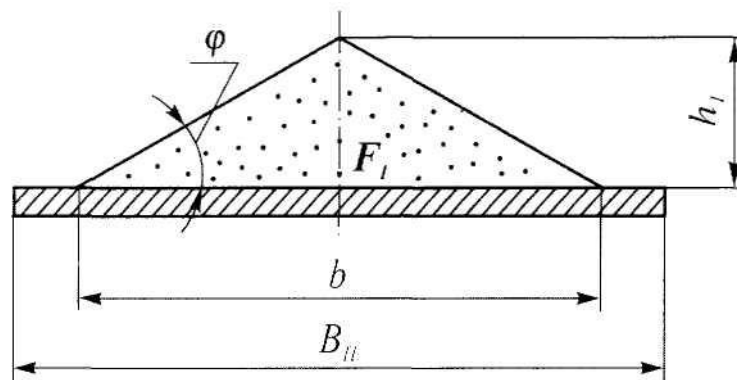
$n_n$  – загальний запас міцності.

### 3.1 Визначення основних параметрів конвейєра:

Визначення площі поперечного перетину вантажу і продуктивності конвейєра:

Три випадки:

а) грузнун на настилі без бортів



$$F_1 = \frac{bh_1C_2}{2} = \frac{C_2b^2tg\varphi_1}{4} \approx 0.18C_2B_n^2tg\varphi_1,$$

де  $h_1$  – висота трикутника;

$C_2$  – коефіцієнт, що враховує зменшення площі на похилому конвейєрі:  $\varphi_1 = 0,4 \varphi$ , де  $\varphi$  кут природного укосу вантажу у спокої  $b = 0,85 B$

Таблиця 1 – Значення коефіцієнта  $C_2$

| вс        | Настил     |           |
|-----------|------------|-----------|
|           | без бортів | з бортами |
| До 10°    | 1          | 1         |
| 11° – 20° | 0,9        | 0,95      |
| св. 20°   | 0,85       | 0,9       |

Продуктивність конвейєра

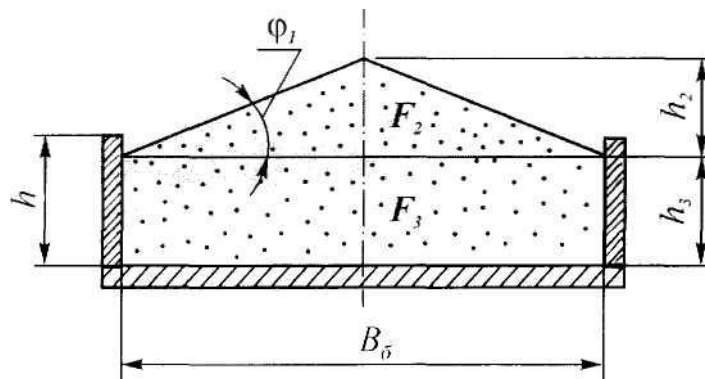
$$Q_n = 3600 F_1 \rho v = 648 B_n^2 C_2 v \rho tg \varphi_1 \text{ [т/ч]}$$

де  $\rho$  – густина ґрунту, т/м<sup>3</sup>;  $n$  – швидкість, м/с;  $B_n$  – ширина настилу без бортів, м.

При заданій продуктивності

$$B_n = \sqrt{\frac{Q_n}{648 C_2 v \operatorname{tg} \varphi_1}}$$

б) грузнув на настилі з бортами (рухомими і нерухомими)



$$F = F_2 + F_3 = \frac{B_\delta h_2 C_2}{2} + B_\delta h_3 = 0.25 B_\delta^2 C_2 \operatorname{tg} \varphi_1 + B_\delta h \psi,$$

де  $B_\delta$  - ширина настилу з бортами, м;

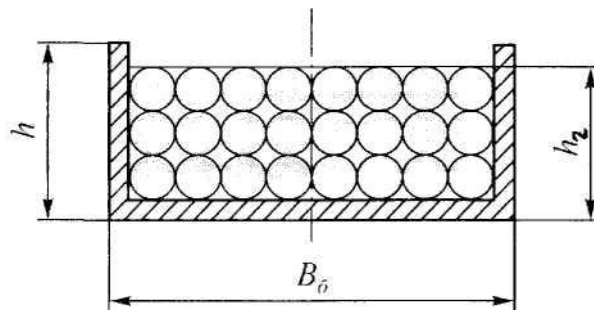
$\psi = h_3 / h$  - коефіцієнт наповнення перетину настилу по висоті  $h$  бортів ( $\psi = 0,65, 0,8$ ).

Продуктивність конвейера при настилі з бортами

$$\begin{aligned} Q_\delta &= 3600 F v \rho = 3600 \left( 0.25 B_\delta^2 C_2 \operatorname{tg} \varphi_1 + B_\delta h \psi \right) v \rho \\ &= 900 B_\delta v \rho \left( 0.25 C_2 \operatorname{tg} \varphi_1 + 4 h \psi \right) \end{aligned}$$

$$B_\delta = \sqrt{\frac{Q_\delta}{900 v \rho C_2 \operatorname{tg} \varphi_1} + \left( \frac{2 h \psi}{C_2 \operatorname{tg} \varphi_1} \right)^2} - \frac{2 h \psi}{C_2 \operatorname{tg} \varphi_1}.$$

При крупнокусовому вантажі, коли настил завантажується відразу по всій ширині, можна вважати, що вантаж має свій в розпорядженні на настилі рівний шар, в цьому випадку  $F_2 = 0$  і  $F = B_\delta h u k$ ,  $u k = 0,8, 0,9$



Ширину настилу перевіряють по кусковатості вантажу

$$B \geq X^2 a + 200 \text{ мм}$$

де  $X = 2,7$  - коефіцієнт кусковатості для сортового вантажу;

$X = 1,7$  - коефіцієнт кусковатості для рядового вантажу;

Отримані величини  $B$  і  $h$  округляються до найближчих розмірів по ГОСТ 22281-76.

Для штучних вантажів - ширина настилу вибирається за розмірами вантажу, способом укладання і його кількістю. Зазор між вантажами - не менше 100 - 300 мм

Швидкість руху настилу приймають звичайно в межах 0,05 – 0,63 м/с. Такі малі швидкості обумовлюються застосуванням ланцюгів як тяговий елемент і прагненням до зменшення динамічних навантажень.

Використовування сучасних круглоланкових ланцюгів з малими  $t$  дозволяють підвищити швидкість до 0,25 м/с.

### 3.2 Розрахунок пластинчатого конвеєра

Він може виконуватися як орієнтовний і уточнений. Максимальне натягнення ланцюгів, по якому проводиться їх вибір і визначення розмірів елементів, розраховують шляхом послідовного знаходження опорів пересуванню на окремих ділянках, починаючи від крапки з  $S_{min}$ , яке приймають не менше 5% від того, що допускається  $[S]$  для ланцюга, але не менше 500 Н на один ланцюг. Звичайно  $S_{min} = 1.3 \text{ кН}$ .

Лінійну силу тяжкості настилу з ланцюгами  $q_0$  (Н/м) визначають по каталогах заводів виготівників.

За відсутності них, орієнтовно

$$q_0 \approx 600B + A,$$

де  $B$  – ширина настилу;

$A$  – коефіцієнт, залежний від ширини і типу настилу.

Лінійна сила тяжкості вантажу (Н/м)

$$q_r = gQ / 6.6v \approx 2.73Q / v, \text{ де } g - \text{м/с}^2; Q - \text{т/ч}; V - \text{м/с}.$$

Коефіцієнт  $w$  опору руху настилу на прямолінійних ділянках визначається по формулі  $w = 3(md + 2k)/D$  (або по табл. 5.4 [1])

де  $3$  – коефіцієнт збільшення опору на катках з ребордами через тертя реборда о напрямляючі;  $m$  – коефіцієнт тертя в цапфах;  $d$  – діаметр цапфи;  $d_0$  – коефіцієнт тертя кочення;  $D$  – діаметр катків роликів.

Таблиця 2 – Значення коефіцієнта  $A$  для бортового хвилястого настилу

| Тип настилу | Ширина В. м |            |      |
|-------------|-------------|------------|------|
|             | 0,4 – 0,5   | 0,65 – 0,8 | >0,8 |
| Легкий      | 400         | 500        | 700  |
| Середній    | 600         | 700        | 1000 |
| Важкий      | 800         | 1100       | 1500 |

Без бортів –  $A$  зменшують на 10 – 15%

$$3 = 1,1 - 1,2$$

$m = 0,01$  – для добрих умов роботи;  $d_0 = 0,06$  см.

$m = 0,025$  – для середніх умов роботи;  $d_0 = 0,08$  см.

$m = 0,045$  – для важких умов роботи;  $d_0 = 0,1$  см.

Опори на поворотних зірочках і на криволінійних ділянках знаходяться по загальній теорії транспортуючих машин розглянутих вище.

$$S_i = k_i S_{i-1}, \quad k_i = 1,04 \quad (\alpha \leq 90^\circ); \quad k_i = 1,08 \quad (\alpha = 180^\circ)$$

Коефіцієнт опору на криволінійних ділянках  $k_s = e^{f\alpha}$  або  $k_s = k_i$ .

Максимальне статичне натягнення ланцюгів (ланцюги) для проектного розрахунку визначається по формулі

$$S_{max} \approx 1.05 S_{min} + w L_r + q_0 L_r + q L_x \pm q_r + q_0 H,$$

де  $L_r$  і  $L_x$  – довжини горизонтальної проекції завантаженої і неodrуженої гілок; (м).

$H$  – висота підйому (м);

"+" – для ділянок підйому;

"-" – для ділянок спуску.

На конвейєрах з нерухомими бортами до даних опорів додається ще опір  $W_B$  ренію насипного вантажу об нерухомі борту

$$W_B = f_1 h_b^2 \rho g n_b l_b, H$$

де  $f_1$  – коефіцієнт тертя вантажу об стінки борту (див. табл. 1.7);

$h_b$  – робоча висота борту (по висоті вантажу), м;

$\rho$  – густина вантажу, кг/м<sup>3</sup>;

$l_b$  – довжина бортів, м;

$$n_b = \left[ \frac{1}{\cos \varphi} + 1.2 \right] \left[ \frac{1}{\cos \varphi} + \sin \varphi \right] \leq 1 \text{ – коефіцієнт бічного тиску;}$$

$n$  – швидкість настилу, м/с;

$\varphi$  – кут природного укосу вантажу, що транспортується.

#### 4 РОЗРАХУНОК ТЯГОВИХ ЛАНЦЮГІВ

Розрахунок тягових ланцюгів при  $n > 0,2$  м/с ведуть по повному розрахунковому зусиллю з урахуванням динамічних навантажень по формулі

$$S_{P.П} = S_{CT} + S_{ДИН} = S_{CT} + \left[ \frac{1}{2} + 2q_0 \right] L j / g, S_{MAX} = S_{CT},$$

де  $j$  – прискорення при пуску;  $L$  – довжина конвейєра.

Якщо тяговий елемент складається з 2-х ланцюгів, то розрахункове зусилля на один ланцюг  $S_1$  визначається по формулі

$$S_{P1} = \frac{S_{P.П}}{C_H},$$

де  $C_H$  – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження  $C_H = 1,6, 1,8$ .

Тягове (окружне) зусилля на привідних зірочках по формулі

$$W_0 = S_{MAX} - S_1 + W_{ПР.З},$$

Потрібну потужність визначаємо по формулі

$$P = \frac{k_3 W_0 v}{1000 \eta}, k_3 = \frac{Q_{P.H}}{S_{P.n}},$$

де  $k_3$  – коефіцієнт запасу міцності ланцюга.

$k_3 = 6.7$  – для невідповідальних конвейєрів;

$k_3 = 8.10$  – для конвейєрів з похилими ділянками.

$$W_{ПР.З} = \left[ \frac{1}{2} + S_{CB} \left( \frac{1}{k_2} - 1 \right) \right],$$

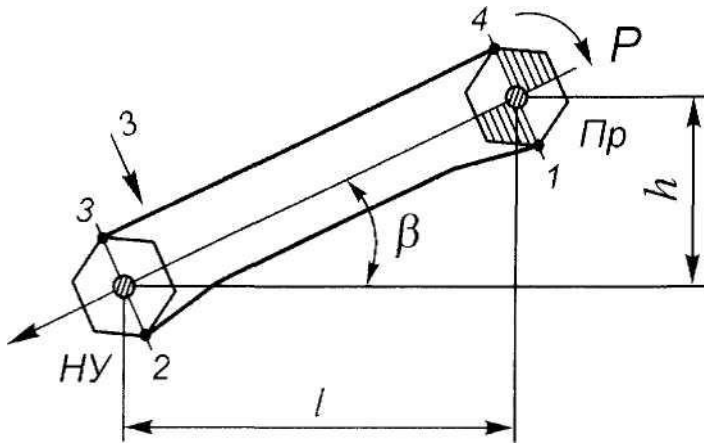
де  $W_{ПР}$  – сила опору обертанню привідних зірочок, Н

$k_2$  – коефіцієнт опору обертанню привідних зірочок ( $k_2 = 1,08$ )  $k_3 = 1,15 \dots 1,2$ .

При проектувальному розрахунку можна обмежитися знаходженням  $S_{MAX}$  по формулі (1), вибравши по них ланцюг і двигун приводу.

При уточненому розрахунку виконують тяговий розрахунок.

Якнайменше натягнення ланцюга можливо в крапці 2, оскільки  $q_0 lw < q_0 h$



$$S_3 = S_2 k_2$$

$$S_4 = S_{MAX} = \left[ \frac{P}{\sin \beta} + q_0 (lw + h) \right]$$

$$S_1 = q_0 (lw + h)$$

$$W_0 = S_4 - S_0 + W_{пр.3}$$

## СКРЕБКОВІ КОНВЕЙЕРИ

Скребкові конвеєри працюють за принципом переміщення вантажу волоком по жолобу або трубі.

Скребкові конвеєри класифікують:

### 1 По конструкції скребків:

- з суцільними шкрябаннями;
- з консольними і центральними їх розташуваннями;
- з контурними (фігурними) шкрябаннями.

Суцільні конвеєри бувають:

- високі ( $h_{скр} = h_{желоба}$ )
- низькі ( $h_{скр} < 3 - 6$  разів висоти жолоба)/

Крок скребків залежить від матеріалу, кусковатості.

Звичайно  $аск = 2 \text{ тцепи}$  (320 – 800 мм)

$$аск = (2 - 4) tскр$$

### 2 По тяговому органу:

- одноланцюгові (з шириною 300 – 400 мм);
- двохланцюгові;
- канатні.

### Ланцюги:

1 пластинчаті втулково-каткові типу **ПВКГ**

з  $tц = 200.250.320.400$  мм;

2 круглоланкові;

3 штамповані розбірні.

### 3 По розташуванню ланцюгів:

вертикально-замкнуті:

- з розташуванням робочої гілки над неодруженою;
- з робочою гілкою під неодруженою;
- з обома робочими гілками;

горизонтально-замкнуті:

- з горизонтальним розташуванням робочої і неодруженої гілки в одній площині.

### 4 За призначенням і вазі:

легені (малі), переносні (розбірні), могутні, важкі з механічним пересуванням ("панцерние") з продуктивністю 250 т/час і  $L = 150.200$  м.

(малі, Q до 5 м<sup>3</sup>/ч без скребків, волочіння вантажу – за рахунок зчеплення його частинок з ланцюгом, що рухається в трубі).

В серійному виробництві 15 типів скребкових конвейерів, продуктивністю від 25 до 250 т/ч при довжині  $L = 50.350$  м і швидкості  $n$  від 0,5 до 0,86 м/с.

#### 5 По характеру руху

- безперервно поступального руху;
- поворотно-поступального (характерний для штангових скребкових конвеєрів з суцільними високими шкрябаннями, шарнірно встановленими на жорсткій штанзі.)

#### **Застосування**

Скребкові конвеєри основних типів з суцільними і контурними шкрябаннями застосовуються для транспортування пилоподібних, зернистих і кускових добре сипких вантажів. Для крихких, вологих і липких вантажів – не застосовуються.

З низькими шкрябаннями, наприклад, для транспортування і охолодження гарячих вантажів – золи, шлаку і ін. вантажів.

Найбільше розповсюдження отримали – у вугільних шахтах, на збагачувальних фабриках, підприємствах хімічної і харчової промисловості.

#### **Переваги:**

- 1 простота конструкції;
- 2 пристрої проміжного розвантаження і завантаження (скрізь окрім вертикальних ділянок);
- 3 можливість герметизації.

#### **Недоліки:**

- 1 інтенсивний знос ходової частини і жолоба;
- 2 значна витрата електроенергії через тертя вантажу і скребків об жолоб;
- 3 крошення і подрібнення вантажу;
- 4 труднощі транспортування вантажів з міцними шматками.

#### **Технічна характеристика.**

Значні опори переміщенню вантажу і знос обмежують  $n$ ,  $L$  і  $Q$  скребкових конвеєрів.

$n = 0,16.0,4$  м/с; (в окремих випадках на вугільних конвеєрах  $n = 0,5.1$  м/с);

$L = 100$  м (рідко 150 – 200 м)

$Q$  до 50 – 350 т/ч (і лише у окремих конвеєрів з високими шкрябаннями  $Q$  доходить до 700 т/ч).

$Q$  до 50 – 350 т/ч (і лише у окремих конвеєрів з високими шкрябаннями  $Q$  доходить до 700 т/ч).

#### **КОНВЕЙЕРИ З СУЦІЛЬНИМИ ВИСОКИМИ ШКРЕБКАМИ**

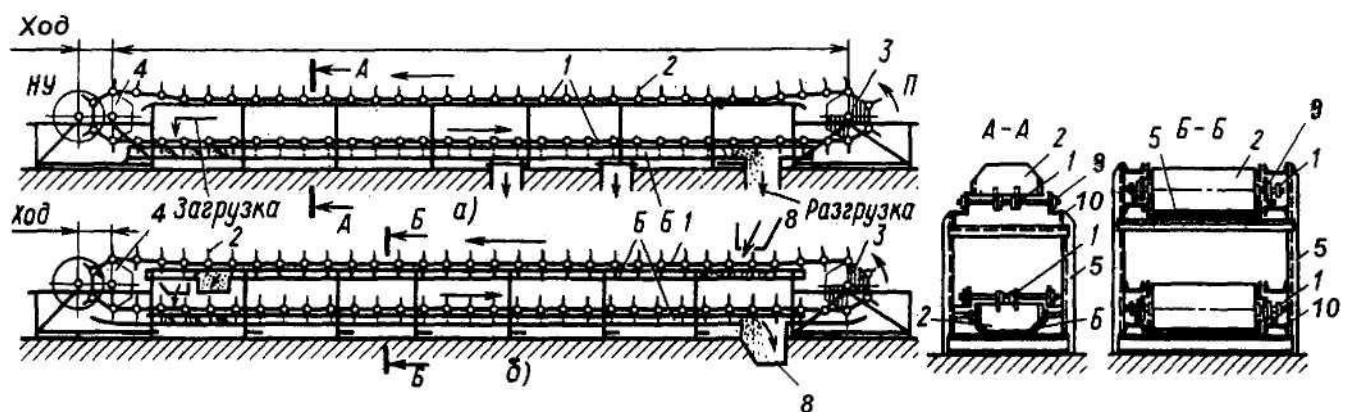


Рисунок 1 - Скребковий конвеєр з суцільними високими шкрябаннями

- 1 Тяговий ланцюг (одна або дві);
- 2 Шкрябання;
- 3 Привідная зірочка (привід);
- 4 Натягувач;
- 5 Станина;
- 6 Жолоб для транспортування вантажу;
- 7 Завантаження (у принципі може бути в будь-якому місці робочої гілки конвеєра).
- 8 Розвантаження (у принципі може бути в будь-якому місці робочої гілки конвеєра).
- 9 Катки;
- 10 Направляючі.

*Робота:* вертикально замкнутий тяговий ланцюг з укріпленими на ній шкрябаннями одержує обертання від приводу (первинне натягнення від Н.У).

Транспортується вантаж, що засипається в жолоб проштовхується шкрябаннями, що рухаються, до місця розвантаження.

Вантаж може транспортуватися по нижній, верхньої і обом одночасно гілкам (тільки у різних напрямках).

Скребкові конвеєри з високими шкрябаннями – вертикально замкнуті, бувають горизонтальні, похилі, горизонтально-похилі (комбіновані) тільки для конвеєрів з двома тяговими ланцюгами або ж однієї, забезпеченої опорними катками для напряду ходової частини на поворотних ділянках.

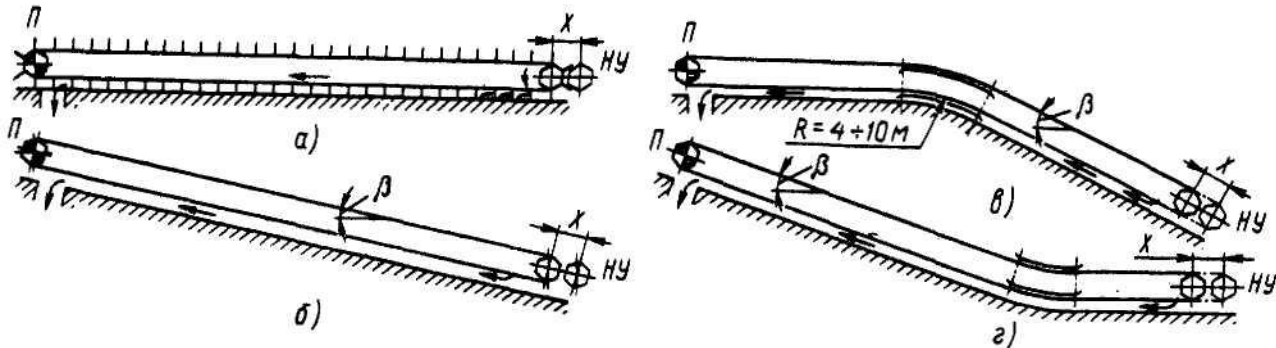


Рисунок 2 - Схеми скребковий конвеєр з суцільними високими шкрябаннями

Кут нахилу  $\beta$  не більше  $30^\circ - 40^\circ$  з його збільшенням продуктивність знижується.

При використуванні скребоків ящиків  $\beta$  до  $50^\circ$ .

Основні параметри нормалізованих скребкових конвеєрів з високими шкрябаннями

- $B_c$  – ширина скребоків від 200 до 1200 мм;
- $ИС$  – висота скребоків від 100 до 400 мм;
- $a_c$  – крок скребоків від 320 до 800 мм;
- типи скребоків: консольний, консольний і симетричний, ящик;
- $t_{\text{ц}}$  – крок ланок ланцюга від 160 до 400 мм;
- $Q$  – продуктивність від 30 до 630 м<sup>3</sup>/ч (при  $n = 0,5$  м/с);
- Найбільші розміри шматків вантажу, що допускаються:

(Залежно від типу конвеєра і співвідношення його параметрів)

рядового від 50 до 400 мм;

сортового від 30 до 350 мм;

- $n$  – швидкість 0,1 – 1 м/с (для конвеєрів з шкрябаннями шириною  $вс = 200 - 320$  мм);  
0,5 – 0,63 м/с (для конвеєрів з шкрябаннями шириною  $вс = 400 - 1200$

мм).

Виготовляються у відкритому і закритому станах.

### Елементи конвеєрів

Як тягові елементи застосовуються:

**Ланцюги** пластинчаті втулко-катковими з ребордними катками типу 4 по ГОСТ 588-81  $t = 160, 200, 250, 315, 400$  мм

Використовують і інші ланцюги – пластинчаті роликові з гладкими катками, круглоланкові.

Недолік ланцюга – забруднення втулок і катків (до припинення їх роботи), приводить до збільшення напруги ланцюга і її прискореного зносу.

Необхідне якісне виготовлення пластинчатих ланцюгів з термообробкою деталей, захистом підшипників катків і направляючих шляхів.

В одноланкових конвеєрах тяговий ланцюг розташовується посередині ширини скребка над ним, рідко під ним:

- а) ланцюг ковзає по жолобу;
- б) ковзають накладки – повзуни по жолобу або бічним направляючим шляхам;
- в) кочення катків ланцюга по направляючих шляхах;

В дволанцюгових – тягові ланцюги розташовуються з боків скребоків і рухаються на катках по бічних направляючих шляхах.

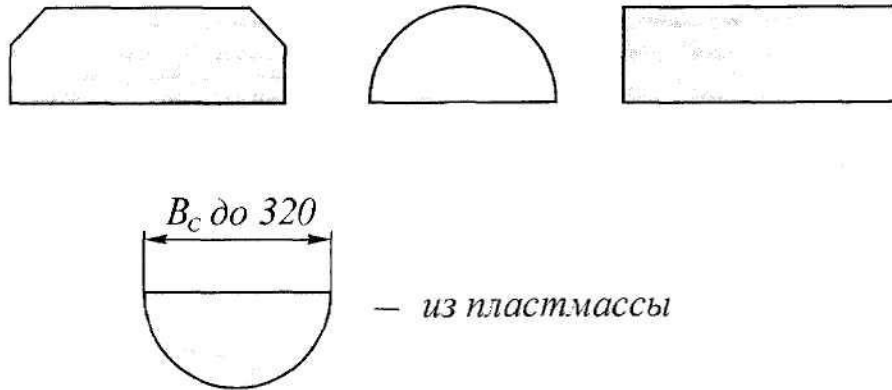
Вибір числа тягових ланцюгів обумовлюються необхідним тяговим зусиллям,  $вс$ ,  $LK$ , а, головне стійкістю скребка.

Звичайно для конвеєрів зі  $вс$  до 400 мм – один тяговий ланцюг, при  $вс > 400$  мм – два ланцюги.

### Шкрябання

Виконують трапеційдальної, напівкруглої або прямокутної форми (при двох робочих гілках).

Виготовляють із сталі  $\delta = 3 - 8$  мм, укріплюють ребрами жорсткості.



Одинарні шкрябання мають консольні, а подвійні - симетричне кріплення до ланцюгів.

$Вс$  (плоских скребків) до 650 мм

Ящиків  $вс = 500 - 1200$  мм

$hC$  звичайно приймають в 2 – 3 рази менше  $вс$   $hC \approx h_{жпн}$ .

Крок скребків  $aC$  визначається залежно від кусковатості ( $x$ ) і кута природного укосу  $\varphi$  вантажу, що транспортується; висоти скребка  $hC$  і кроку ланцюга  $t\varphi$ .

– Для кускових вантажів  $aC > a_{max}$  шматка;

– Для решти вантажів  $aC$  повинен забезпечувати найбільше заповнення простору між шкрябаннями.

Звичайно  $aC = 2t\varphi_{ни}$  (320 – 800 мм) або  $aC = (2.4) hC$ .

Жолоб виготовляється:

а) зварним або штампованим із сталі  $\delta = 4 - 6$  мм Дно виготовляється знімним для заміни, футерується (наприклад кам'яними плитами) або наплавляється.

б) дерев'яними (для легких вантажів або що викликають корозію).

Жолоб збирається з секцій завдовжки  $LCEK = 3 - 6$  м.

Зазор між скребком і жолобом 3 – 15 мм на сторону. Ширину жолоба вибирають з урахуванням розмірів шматків вантажу, що транспортується. В одноланцюгових вона повинна бути в 3 – 3,6 рази більше  $a_{max}$ ; в двох ланцюгових – в 2 – 2,5 рази більше розміру найбільшого шматка.

**Привід** – електричний, редуктор, встановлюється на кінцевій зірочці. Необхідна установка запобіжного пристрою (зрізаючий штифт або муфта граничного моменту) для запобігання від поломок при випадкових перевантаженнях.

Натягач – гвинтове або пружинно-гвинтове. Хід не менше 1,6тцепи. Натягач в скребкових конвеєрах з високими шкрябаннями, крім звичайного призначення, забезпечує стійке положення скребків.

**Станина** – виготовляється з прокатних профілів секціями завдовжки 3 – 6 м.

В окремих конструкціях кожух роблять у вигляді несучого каркаса, що закриває ланцюг і жолоб.

### Пристрої загрузки і розвантаження

Нижню робочу гілку завантажують мелкокусковими вантажами зверху через неодружену верхню гілку; крупнокусковие подають на цю гілку по крутонаклонному лотку (кут нахилу  $45^\circ$ ).

Для розвантаження робочої гілки використовують отвори в днищі жолоба.

Верхню робочу гілку завантажують засипкою зверху, а розвантажують або через нижню неодружену гілку (мелкокусковие вантажі), або через відвідні лотки, встановлювані з боків нижньої неодруженої гілки.

### Розрахунок скребкових конвеєрів

Початкові дані:

1 Призначення, умови і режим роботи конвеєра;

2 Схема траси з основними розмірами і вказівкою місць завантаження і розвантаження;

3 Характеристика вантажів, що транспортуються.

#### 4 Продуктивність Q.

##### 1 Визначення основних параметрів

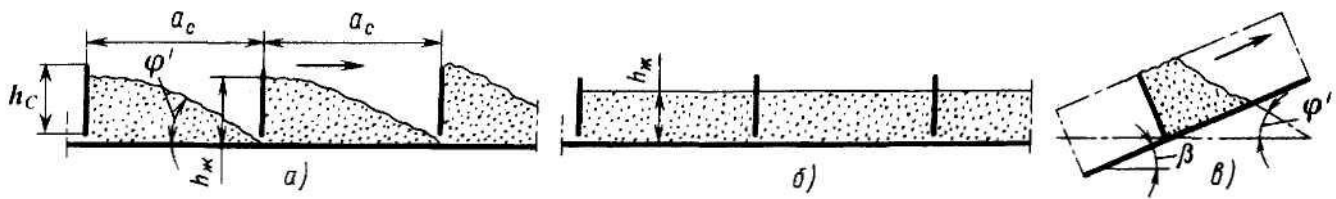


Рисунок 3 – Схема розташування насипного вантажу перед високими суцільними шкрябаннями. Площа поперечного перетину жолоба знаходиться по заданій розрахунковій продуктивності з урахуванням заповнення жолоба  $u$  вантажем  $Q$ , що транспортується  $= 3600 F_{сн} = \text{т/ч} = 3600 B_{ж} h_{ж} u$   $u$   $C_3$   $сн$

де  $F = B_{ж} h_{ж} u$   $C_3$  – розрахункова площа перетину вантажу в жолобі,  $\text{м}^2$ ;

$B_{ж}$  – ширина жолоба (робоча),  $\text{м}$ ;

$h_{ж}$  – висота жолоба (робоча),  $\text{м}$ ;

$u$  – узагальнений коефіцієнт заповнення жолоба, рівний відношенню об'єму вантажу на ділянці між шкрябаннями до геометричного об'єму цієї ділянки.

Значення  $u$  приймаються

для легкосипучих дрібних вантажів  $0,5 - 0,6$

для плохосипучих кусковатих  $0,7 - 0,8$

Для вугільних конвейєрів з низькими шкрябаннями  $u$ :

для дрібного вугілля  $u = 0,8 - 0,9$

для крупного  $u = 1,0 - 1,2$

$C_3$  – коефіцієнт, що враховує зменшення продуктивності конвейєра, що працює під нахилом. Кут  $\beta$  залежить також від вантажу. Із збільшенням кута  $\beta$  значення  $C_3$  зменшується,  $C_3 < 1$ .

| в град                                                    | 0 | 10   | 20   | 30   | 35  | 40  |
|-----------------------------------------------------------|---|------|------|------|-----|-----|
| $C_3$ для вантажу легкосипучого, плохосипучого, кускового | 1 | 0,85 | 0,65 | 0,5  | –   | –   |
|                                                           | 1 | 1    | 1    | 0,75 | 0,6 | 0,5 |

Часто необхідне взнати  $B_{ж}$  і  $h_{ж}$ , вони зв'язані між собою відношенням

$$k_{ж} = \frac{B_{ж}}{h_{ж}} = 2,4 \dots 4 \text{ – коефіцієнт співвідношення } B_{ж} \text{ і } h_{ж}$$

Можна записати, що  $B_{ж} = k_{ж} h_{ж}$

тоді  $Q = 3600 B_{ж} h_{ж}^2 u$   $C_3$   $сн$   $\text{т/ч}$

звідки робоча висота жолоба (висота шару вантажу)

$$h_{ж} = \sqrt{\frac{Q}{3600 k_{ж} u C_3 \rho v}}, \text{ м.}$$

Або задавшись шириною жолоби  $B$  можна визначити висоту жолоба

$$h_{жс} = \frac{Q}{3600 B k_{жс} \psi C_3 \rho v}, \text{ м}$$

Конструктивно висоту скребка відповідно до способу його кріплення до ланцюга приймають на 25 – 50 мм більше  $h_{жс}$ .

1 Швидкість руху скребків приймається звичайно 0,1 – 0,63 м/с, для підземних 0,5 – 1,1 м/с.

2 Крок скребків  $a_c$  повинен бути кратним кроку ланцюга  $t_c$ , або при парних ланках, двом крокам ланцюга.

3 Прийняту ширину жолоба повинна бути перевірено по кусковатості

$$B_{жс} \geq X_c a, \quad a_c \geq 1,5a,$$

де  $a$  – найбільший типовий розмір шматка

$X_c$  – коефіцієнт кусковатості, береться :

– для двухиєпних конвейєрів:

а) при сортованому вантажі  $X_c = 3 - 4$ ;

б) при разовому  $X_c = 2 - 2,5$ .

– для одноланцюгових конвейєрів:

а) при сортованому вантажі  $X_c = 5 - 7$ ;

б) при рядовому  $X_c = 3 - 3,5$ .

т.к. проходяча по середині жолоба ланцюг погіршує умови завантаження і розвантаження.

### ТЯГОВИЙ РАХУНОК

Тяговий розрахунок скребкового конвейєра виконується методом обходу по контуру.

Розрахунок починають з точки якнайменшого натягнення ланцюга  $S_{\min}$ , які приймається з умови запобігання повороту скребків  $S_{\min} = 3.10 \text{ кН}$ . Орієнтовно  $S_{\min}$  має місце у верхній точки похилої ділянки при  $tg\theta < w$  і в нижній – при  $tg\theta > w$ , де  $w$  – коефіцієнт опору руху ходової частини.

Натягнення тягового елемента можна визначати по формулах:

$S_n = k n S_{n-1}$  – зірочки, поворотні ділянки;

$S_n = S_{n-1} + W_n$ .

На робочій гілці опір руху вантажу і ходової частини розраховують окремо по формулі

$$S_n = S_{n-1} + W_n = S_{n-1} + (w q_0 + w_{\Gamma} q_{\Gamma}) l \pm (q_{\Gamma} + q_0) h \quad (1)$$

де  $S_n$  і  $S_{n-1}$  – натягнення ланцюга в кінці і початку прямолінійної ділянки, Н;

$W_n$  – сила опору руху на прямолінійній ділянці, Н;

$w$  і  $w_{\Gamma}$  – коефіцієнти опору руху відповідно ходовій частині і вантажу;

$q_0$  і  $q_{\Gamma}$  – лінійні сили тяжкості відповідно ходовій частині і вантажу, Н/м;

$l$  – довжина горизонтальної проекції ділянки, м;

$h$  – висота ділянки, м;

"+" – при підйомі, "-" – при спуску;

$w_{\Gamma}$  – коефіцієнт опору переміщенню вантажу по жолобу плоскими шкрябаннями. Він враховує опір від тертя вантажу об дно і стінки жолоба, і приймається:

$w_{\Gamma} = 0,7 - 1$  – для крупного вугілля;

$w_{\Gamma} = 0,6 - 0,7$  – для вугільних дрібних грошей і пилу;

для інших вантажів:  $w_{\Gamma} = 1,1f$

(2)

де  $f$  – коефіцієнт тертя вантажу по жолобу;

$w_{\Gamma} = f$  – для скребків ящиків;

$w_{\Gamma}$  – коефіцієнт опору руху ланцюга з ходовими катками на підшипниках ковзання

$w_{\Gamma} = 0,1 - 0,13$  (залежно від умов роботи);

$w_{\Gamma} = 0,25 - 0,4$  – для ланцюгів без катків, що рухаються ковзанням.

Визначимо лінійну силу тяжкості вантажу  $q_{\Gamma} = \frac{gQ}{3.6v} = 2.73 \frac{Q}{v}$ .

Лінійну силу тяжкості  $q_0$  (Н/м) ходової частини конвейєра (ланцюгів і скребків) визначають по каталогах заводів виготівників, або по формулі

де  $KC$  – емпіричний коефіцієнт;  
 $KC = 900 - 1200$  для одноланцюгових;  
 $KC = 1500 - 2500$  для двохланцюгових.

$B$  – ширина скребка, м.

де  $k0 = 0,5.0,6$  – для одноланцюгових;  
 $k0 = 0,5.0,6$  – для двох ланцюгових.



$e$  – кут відхилення ланки ланцюга; для надійної роботи  $e < 2.3\epsilon$ ;

$t$  – крок ланки ланцюга, м.

Опір переміщенню вантажу (Н) на похилому конвейєрі

$$W_{\Gamma} = g m_{\Gamma} L_K [w_{\Gamma} \cos \beta + \sin \beta] = q_{\Gamma} [w_{\Gamma} \cos \beta + \sin \beta] l$$

на горизонтальному конвейєрі ( $\epsilon = 0$ )

$$W_{\Gamma} = g m_{\Gamma} w_{\Gamma} l = q_{\Gamma} w_{\Gamma} l_K$$

Необхідне первинне натягнення тягового елемента з (3)

$$S_0 \geq \frac{Wh \cos \epsilon}{t \sin \epsilon} = \frac{Wh \operatorname{ctg} \epsilon}{t},$$

для  $e = 3^\circ$   $\operatorname{ctg} e = 19,1$

$$S_0 \geq \frac{19.1Wh}{t}$$

звичайно  $S_0 = 3.10$  кН.

Необхідність підвищення первинного натягнення – недолік конвейєра з високими шкрябаннями.

Далі тяговий розрахунок ведеться як і для пластинчатих конвейєрів. Потім визначається тягове зусилля і потужність приводу

$$W = S_{HB} - S_{CB} + W_{PP} = S_{HB} - S_{CB} + S_{HB} + S_{CB} (\lambda - 1),$$

$k_3 = 1,1..1,15$  – коефіцієнт запасу.

$$P = k_3 \frac{Wv}{10^3 \eta}.$$

## ПРОЧНОСТНОЙ РОЗРАХУНОК

Вибір тягового ланцюга

$$S_{РАСЧ.Ц} = S_{HB} + S_{ДИН},$$

$$S_{ДИН} = k_d m_{PP} a_{\max}$$

де  $a_{\max}$  – прискорення при пуску конвейєра;  
 $k_d$  – коефіцієнт динамічності;  
 $m_{PP}$  – приведена маса частин, що рухаються;  
 $k_3$  – коефіцієнт запасу ланцюга

$$k_3 = \frac{S_P}{S_{РАСЧ.Ц}},$$

де  $S_P$  – руйнуюче навантаження ланцюга.

## ТВАНІ ЛАНЦЮГІВ

- круглозвені;
- литі ковані;
- пластинчаті:
  - а) безвтулочные (безроликовые і роликові);
  - б) втулкові (безроликовые і роликові);
  - в) катковие (з гладкими катками і ребордами);
- комбіновані:
  - а) безроликовые;

- б) роликові;
- двохшарнірні;
- вильчатие;
- крюки;
- розбірні.

### ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ ЛАНЦЮГІВ

$SP$  – руйнуюче навантаження, кН;  
 $t$  – крок ланцюга;  
 $m$  – маса одного метра ланцюга;  
 (для круглозв'язаних калібр  $d$  і пробне навантаження)  
 Діаметри: валу, втулки, ролика, катка.

### ОСНОВНІ РОЗРАХУНКИ ЛАНЦЮГА НА МІЦНІСТЬ

$S_d$  – навантаження на ланцюг, що допускається, визначається двома способами:

а) *узагальненим* (за законом міцності)

$$S_d = \frac{S_p}{n_n} \geq S_{pn},$$

де  $SP$  – руйнуюче навантаження ланцюга (по Госту або паспорту);  
 $nn$  – узагальнений запас міцності;  
 $SPn$  – тах розрахункове натягнення ланцюга при номінальному навантаженні конвейєра.

Для визначення типорозміра ланцюга по  $SP$ , треба  $SP = SPnnn$ , де  
 $nn = 6.7$  – для горизонтальних конвейєрів невідповідальних;  
 $nn = 1$  – для ескалатора;  
 $nn = 8.10$  – для похилих конвейєрів;  
 $nn = 10.13$  – для підвісних конвейєрів.

б) *диференціальним* (розрахунок на міцність, утомленість, знос)

$$S_{d.n} = \frac{S_p k_T}{n_n} \geq S_{p.m},$$

де  $S_{p.m}$  – розрахункове натягнення при максимальному навантаженні конвейєра;  
 $S_{d.n}$  – навантаження, що допускається, на розтягування;

$$k_T = \frac{\sigma_{Tp}}{\sigma_B} - \text{коефіцієнт, що показує співвідношення між межею текучості при}$$

розриві і тимчасовим опори на розрив.

$nn - K1 K2 K3 K4 K5 K6$  – запас міцності

де  $K1$  – коефіцієнт безпеки;  
 $K2$  – коефіцієнт режиму;  
 $K3$  – коефіцієнт ослаблення перетину деталей ланцюга при зносі;  
 $K4$  – коефіцієнт достовірності;

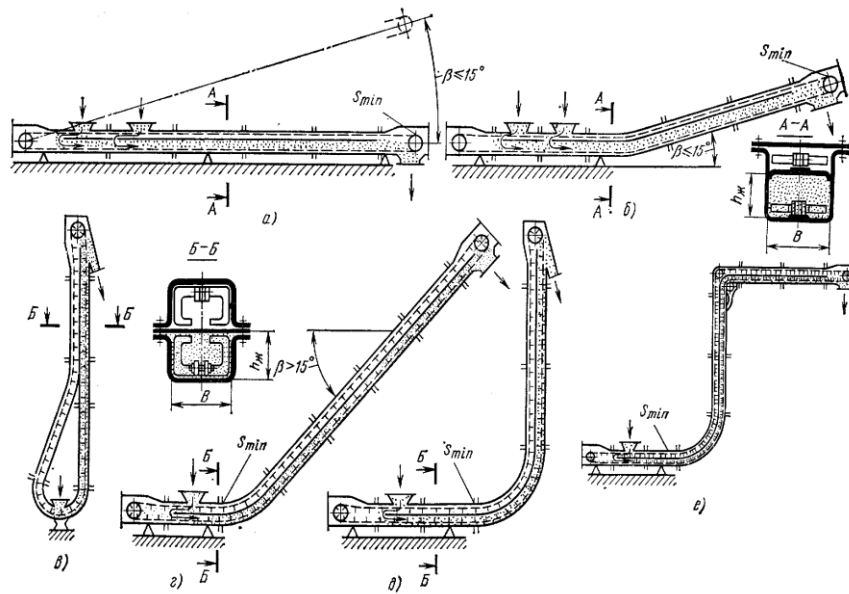
$$K5 = K_5 = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_p};$$

$K6$  – коефіцієнт динамічних навантажень.

### Конвейєри з суцільними низькими і контурними шкрябаннями (конвейєри суцільного волочіння із зануреними шкрябаннями)

1. Горизонтальні і пологонаклонні з кутом  $\beta$  до  $15^\circ$  і горизонтально– пологонаклонні (змішані) (мал.1 а, б) виконують з низькими плоскими шкрябаннями.
2. Круто похилі і вертикальні – з контурними шкрябаннями.

**Конвейери з низькими шкрябаннями мають тільки вертикально – замкнуте розташування ланцюга.**



а) - горизонтальний; би)- горизонтально-пологонаклонний; в) - вертикальний; г) - крутонаклонний; д)-L-образний; е)-Z- образний.

Рисунок - Конвейери суцільного волочіння із зануреними шкрябаннями.

Вантаж може засипатися в жолоб в будь-якому місці горизонтального жолоба, переміщається він ланцюгом і шкрябаннями суцільним шаром, висота якого на горизонтальній ділянці в 2-6 разів більше висоти скребків. Таке переміщення можливо тому що сила зсуву (зчеплення) частинок вантажу вище, ніж опір їх об дно і стінки жолоба. На похилому жолобі на частинки вантажу діє складова їх сили тяжкості і висота шару вантажу значно знижується. Тому для похилих застосовують шкрябання підвищеної висоти.

Крутонаклонні і вертикальні конвейери з контурними шкрябаннями (конвейери Редлера) мають закритий жолоб, розділений на дві частини, усередині яких рухаються робоча і зворотна гілки ланцюга із спеціальними фігурними шкрябаннями. Стрижні скребків як би повторюють три ступені контура перетину жолоба. Такий скребок, армуючи насипний вантаж, переміщає його суцільною масою, а не порціями.

Конвейери з контурними шкрябаннями можуть мати вертикально і горизонтально замкнуте розташування ходової частини.

Процес суцільного волочіння вантажу заснований на тому, що опір проходженню контурних скребків через вантаж, виявляється більшим, ніж опір тертю вантажу об дно і стінки жолоба. Контурний скребок більш ефективно (порівняно з низьким суцільним) передає рушійну силу на всі перетини насипного вантажу і тому дозволяє переміщати вантаж в круто похилих і вертикальних площинах.

Процес переміщення вантажу в значній мірі залежить від властивості вантажу (рухливість, сипучість, зчеплення частинок).

Конвейери з низькими і контурними шкрябаннями застосовуються для транспортування добре сипких пилоподібних, зернистих і мелкокускових вантажів, у тому числі і гарячих вантажів з  $t^\circ$  до  $700^\circ$  (жолоб з водяною сорочкою для охолодження вантажу).

(Для контурних мелкокускових вантаж повинен легко дробитися, тобто вантаж малої міцності)

#### Технічна характеристика

Конвейер з низьким скребком: Вж –  $125 \div 1000\text{мм}$ ;

$V = 0.1 \div 0.4 \text{ м\с}$ , іноді до  $0,8 \text{ м\с}$ ;

$Q = 5 \div 400 \text{ т\ч}$ ;

$L_{\text{транспортвання}}$  до  $60\text{м}$ ;

Конвейер з контурним скребком:  $B \times h = 125 \times 90; 200 \times 125; 320 \times 200$ ;

$V = 0.1 \div 0.25 \text{ м\с}$ ;

$Q = 4 \div 22 \text{ м}^3\text{/ч}$  для зернистих вантажів;

$2,6 \div 14 \text{ м}^3\text{/ч}$  для пилоподібних вантажів;

$L_{\text{транс}}$  до  $50\text{м}$ ;

$H$  до  $20\text{м}$ .

Тягові ланцюги цих конвейерів працюють в умовах, що виключають застосування мастила, оскільки вона несеться вантажем. Частинки вантажу, потрапляючи в шарнір, можуть робити різний вплив на працездатність ланцюга: тверді прискорюють знос, а м'які мукообразні виконують роль мастила підвищуючи довговічність ланцюга.

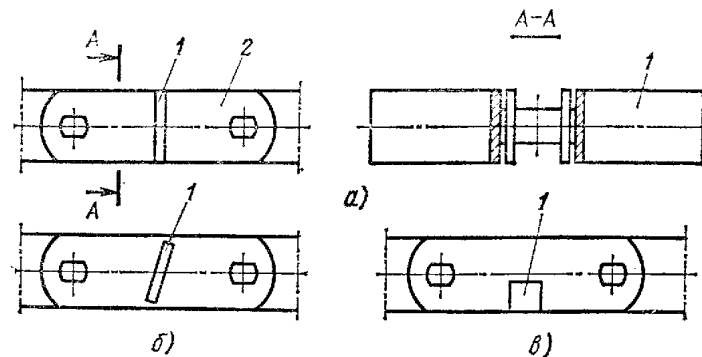
Застосовуються горячештамповані пластинчаті ланцюги (втулкові і роликові) або спеціальні вильчатие з кроком  $160 \div 200\text{мм}$  з відкритими шарнірами, що самоочищаються.

При  $V \leq 500\text{мм}$  застосовують один ланцюг; більш  $500\text{мм}$  – два ланцюги.

Оскільки ланцюг в процесі роботи стирається, і її розрахунковий перетин зменшується, запас міцності беруть підвищеним (до 20) з урахуванням можливого ослаблення перетину.

Шкрябання виготовляють з плоскої, профільної і листової смуги.

В одноланцюгових конвейерах шкрябання приварюють до ланки ланцюга перпендикулярно або під кутом  $85^\circ$  до його подовжньої осі. В двохланцюгових конвейерах – шкрябання прикріплюють до ланок за допомогою товстих шплінтів.



а) – вертикальний; би) – похилий; в) – квадратний.

1-скребок; 2-пластина.

Рисунок - Шкрябання.

Для горизонтальних і крутонаклонних конвейерів:

$h_{\text{скр.}} \leq h_{\text{ланцюги}}$  (на  $30 \div 50 \text{ мм}$ ).

Для пологонаклонних  $\beta = \text{до } 20 - 30^\circ$  скребок роблять більш високим, ніж ланцюг ( $h_{\text{скр.}} = 60 \div 130 \text{ мм}$ ).

Крок скребоків  $a_{\text{скр.}}$  рівний одному або двом крокам ланцюга.

Для очищення ланцюга і скребоків застосовуються спеціальні щітки, а для очищення жолоба – спеціальні шкрябання з виступами.

Жолоби виконують герметичними і відкритими збирають з окремих секцій  $L = 2 \div 6 \text{ м}$  із сталі 35, 35Г завтовшки  $2 \div 4 \text{ мм}$

Жолоб конвейера має два конструктивні виконання:

1) у вигляді єдиного (для верхньої і нижньої гілок) зварного каркаса;

2) у вигляді 2-х окремих жолобів;

Жолоб першого виконання використовують при русі зворотного верхнього ланцюга по опорних роликах.

Місця (дно і криволінійні направляючі переходу траси), що зношуються, забезпечуються змінними смугами з твердої марганцевої сталі, іноді застосовують футеровку дна жолоба кам'яними плитами (базальтом).

Привід звичайного типу.

Приводную зірочку забезпечують вильчатим знімачем ланцюга, що забезпечує правильний сбег останньої із зірочки.

Натягач – гвинтове або пружинно-гвинтове.

### Розрахунок конвейєрів.

Розрахунок конвейєрів ведуть по заданій продуктивності  $Q$  (т/ч) відповідно до прийнятого параметрами, схемою і розмірами проєктованих машин і стосовно властивостей вантажу.

Розрахункова продуктивність:

$$Q = 3600 F r n y k_c k_y = 3600 B_{\text{ж}} h_{\text{ж}} r n y k_c k_y$$

де  $y = 0,85 \div 0,9$  – коефіцієнт використання перетину жолоба, що враховує об'єм, займаний ланцюгом з шкрябаннями;

$k_c$  – швидкісний коефіцієнт, що характеризує відставання вантажу, що транспортується, від ланцюга, що рухається, з шкрябаннями;

$$k_c = \frac{V_{\text{ср.гр}}}{V};$$

$V_{\text{ср.гр}}$  – середня швидкість вантажу;

$V$  – швидкість ланцюга;

$k_c = 0,8 \div 0,9$  для  $\beta = 16 - 20^\circ$  (0,8 – для пилоподібних; 0,9 – для зернистих);

$k_c = 0,1 \div 0,6$  для  $\beta = 60 - 90^\circ$ ;

$k_y = 1,05 \div 1,1$  – коефіцієнт ущільнення вантажу в жолобі;

$B_{\text{ж}}$  і  $h_{\text{ж}}$  – ширина і висота робочої частини жолоба ;

$h_{\text{ж}} = h_{\text{гр}}$  (висота шару вантажу).

$B_{\text{ж}}$  перевіряється по кусковатості  $B_{\text{ж}} \geq (8 \div 10)a$ .

Найбільша висота  $h$  шару вантажу в жолобі залежить від граничної висоти  $h_n$  вантажу над ланцюгом:

$$h_n = B_{\text{ж}} (Ch \pm \text{tg} \beta) / (n b f)$$

де  $Ch$  – коефіцієнт зчеплення вантажу з скребковим полотном;

$\beta$  – кут нахилу конвейєра;

– при спуску вантажу;

– при підйомі вантажу;

$n b$  – коефіцієнт бічного тиску вантажу на стінки жолоба;

$f$  – коефіцієнт тертя вантажу об стінки жолоба.

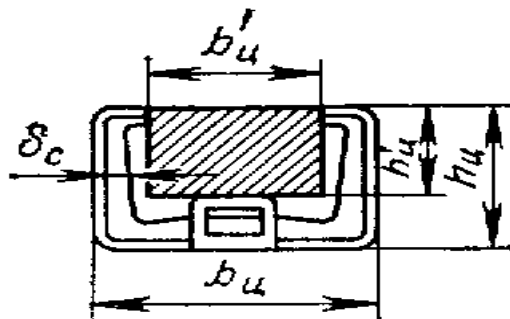


Рисунок - Перетин жолоба.

Орієнтовно:  $h_n = (0,5 \text{ ч } 0,8) B_{\text{ж}}$

Коефіцієнт зчеплення:

$$Ch = o' (f + t_0 / h_n \text{ rg})$$

де  $o' = 0,6 \div 0,8$  – емпіричний коефіцієнт;

$t_0$  – початковий опір зсуву.

Коефіцієнт бічного тиску:

$$n_b = k_{ст} (1,2 + V)/1+2 f_{в2}$$

$k_{ст}$  – емпіричний коефіцієнт перекіс ставу, що враховує;

$k_{ст} = 1$  – для стаціонарних конвейєрів;

$k_{ст} = 1,1 \dots 1,2$  – для пересувних конвейєрів;

$f_{в}$  – коефіцієнт внутрішнього тертя вантажу.

Якщо  $Q$ , розрахована по формулі виявиться менше заданої, то слід підвищити швидкість ланцюга, якщо це небажано або неможливо, то слід змінити розміри поперечного перетину жолоба до найближчих великих.

Тяговий розрахунок виконують методом послідовного підсумовування опорів на окремих ділянках (звичайним способом починаючи з т.  $S_{min}$ ) до приводного пристрою, окремо для робочої і неодруженої гілок.

При розрахунку конвейєрів без натягачів (петлевих,  $\Gamma$  – образних і кругових вертикально замкнутих)  $S_{min}=0$ .

Для конвейєрів з натягачем  $S_{min}=4b_{ц}$  ( $b_{ц}$  – ширина ланцюгової ланки – шкрябання).

Лінійну силу тяжкості скребкового полотна розраховують по кресленнях або приблизно по формулі:

$$q_0 = 6 + b_{ц} \cdot \gamma (L_{г} + H_{общ})/3000, \text{ н\м};$$

де  $b_{ц}$  – ширина ланцюгової ланки – шкрябання, мм;

$L_{г}$  – довжина горизонтальної проекції конвейєра, м;

$H_{общ}$  – висота конвейєра, м;

$\gamma$  – кг\м<sup>3</sup> – густина матеріалу, що транспортується.

Сила опори руху неодруженої гілки на прямолінійних горизонтальних і похилих ділянках:

$$W = q_0 L (w \cos \alpha \pm \sin \alpha)$$

або  $W = q_0 (L_{г} W \pm H)$

де  $w$  – коефіцієнт опору руху ланцюга;

$w = f'$ ;

$f'$  – коефіцієнт тертя ланцюга об жолоб;

$f' = 0,3 \text{ ч } 0,4$  – для сталевих жолобів;

$f' = 0,5 \text{ ч } 0,7$  – для дерев'яних жолобів.

Сила опори переміщенню вантажу і руху ланцюга на робочій гілці:

$$W = (q + q_0) [L_{г} f ((n_b h_{ж}/B) + 1) \pm H], \text{ Н}$$

+ – під'їм;

– – спуск;

$q$  – лінійна сила тяжкості вантажу;

$f$  – коефіцієнт тертя вантажу об стінки жолоба;

$n_b$  – коефіцієнт бічного тиску;

$h_{ж}$  – висота жолоба.

Опір руху ланцюга на крутонаклонних ділянках навантаженої гілки:

$$W = (q + q_0) ((n_b + h_{ж}/B) + 1) L_{г} + [(q + q_0) + 2pf(B + h_{ж})]_{H}$$

де  $p$  – тиск на стінки жолоба при переміщенні вантажу

$$p = w' \cdot \gamma \cdot k_{у} / (l' f_{в} - b'_{ц} f)$$

де  $w' = b'_{ц} \cdot h'_{ц}$  – площа перетину шару вантажу в межах контурного скребка

$b'_{ц}$  – внутрішня ширина контурного скребка, мм;

$h'_{ц}$  – внутрішня висота контурного скребка, мм;

$l' = b'_{ц} + 2h'_{ц}$  – частина периметра перетину вантажного шару, обмежена внутрішнім контуром скребка і не дотична із стінками жолоба;

$f_{в}$  – коефіцієнт внутрішнього тертя вантажу;

$k_{у} = 1,05 \text{ ч } 1,1$  – коефіцієнт ущільнення вантажу.

Сила опори переміщенню скребкового полотна по вертикальній ділянці (неодружена гілка):

$$W = q_0 H_i;$$

вантажна гілка:

$$W_{гр.в.} = [(q + q_0) + 2(B + h)pf]H_i;$$

на криволінійних ділянках:

$$W = S_{io}$$

про – коефіцієнт опору про = 1,08;

Сила опори завантажувальних пристроїв:

$$W_{3.y} = h_3 q l_b / b_c$$

$h_3 = 0,5 \text{ м}^2/\text{с}^2$  при  $V \leq 1 \text{ м/с}$  - коефіцієнт залежний від  $V$ ;

$h_3 = 0,65 \text{ м}^2/\text{с}^2$  при  $V > 1 \text{ м/с}$ ;

$l_b$  – довга завантажувальної ділянки.

Значення кроку скребків  $a_{ск}$ , (заздалегідь що приймається по табл.) перевіряють по співвідношенню  $a_{ск} > X_3$ , де  $X_3$  – довжина зони розподілу місцевого тиску  $P_i$ .

$$X_3 = d_c / 2 f m_i (1 + m_2 i + 2,3 \lg P_i m_i / P)$$

де  $d_c$  – середня ширина виступу контурного скребка, м, залежна від властивостей переміщуваного вантажу;

$d_c = 0,15 \text{ бц}$  – порошкоподібних легкоципучих

$d_c = 0,1 \text{ бц}$  – кускових, володіючих значною зв'язністю частинок

$m_i$  – коефіцієнт рухливості вантажу,  $m_i = 0,18 / f_b$

$P$  – тиск вантажу на стінки жолоба, Па.

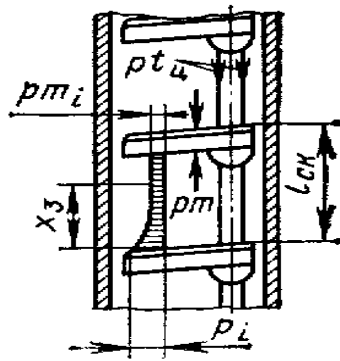


Рисунок - Схема розташування контурних скребків.

Тиск, передаваний шкрябаннями на вантаж при русі тягового ланцюга:

$$P_i = W_3 \omega_i - p [\omega_{ц} (\omega_i - 1) f_{ц} - m_i]$$

де  $W_3$  – сила опору, сприймана ланками ланцюга при русі вантажу в жолобі

$\omega_{ц}$  – площа повної навантаженої поверхні тягового ланцюга на довжині одного її кроку;

$f_{ц} = f$  – коефіцієнт тертя вантажу об ланцюг;

$\omega_i$  – площа проекції скребкового полотна на площину перпендикулярну подовжньої осі жолоба, за вирахуванням мінімальної площі перетину тягового елемента;

$$W_3 = [q + 2(B + h_{ж}) p f] a_{ск} - \text{для вертикальних і крутонаклонних жолобів.}$$

$$W_3 = q a_{ск} \left[ \left( \frac{n_o h_{ж}}{B} + 1 \right) f \cos \beta \pm \sin \beta \right] - \text{для горизонтальних і пологонаклонних жолобів}$$

$a_{ск}$  – крок скребка.

Настановна потужність двигуна

$$P = \frac{K_3 W_0 V}{10^3 \eta},$$

$$W_0 = S_{нб} - S_{сб} + W_{нр}$$

$$K_3 = 1, 1, 1, 2.$$

Вибирається двигун, редуктор.

Вибір тягового ланцюга:

$$S_{расч.ц} = S_{нб} + S_{дин}$$

$$Q_{р.в} = k_3 * S_{расч.ц}$$

## ПІДВІСНІ КОНВЕЙЕРИ

Мета лекції: Ознайомити студентів з класифікацією, областю застосування і пристроєм підвісних конвейерів. Дати розрахунок деяких його параметрів. Розглянути особливості тягового розрахунку підвісних конвейерів.

### 1 Класифікація

Підвісним називають конвейер, у якого вантажі, що транспортуються, знаходяться на підвісках і рухаються разом з ходовою частиною по підвісному направляючому шляху.

Підвісні конвейери діляться:

1) За способом з'єднання тягового елемента з вантажем, що транспортується, підвісні конвейери розділяють на грузонесущие; штовхаючі і грузоведущие (грузотянущие), несущие-грузоведущие.

Загальним елементом цих конвейерів є тяговий орган - ланцюг (рідше канат). Ланцюг 3 приєднаний до кареток 1 з ходовими катками, що переміщуються по підвісних шляхах 2. Ланцюг приводиться в рух за допомогою зірочки або гусеничного приводу.

Грузонесущий підвісний конвейер складається з тягового елемента 3 замкнутого по контуру траси, з постійно прикріпленими до нього каретками 1, до яких шарнірно підвішені підвіски 4 з вантажем 5, що транспортується. Каретки сполучені роз'ємно з штангами 8 напільних візків.

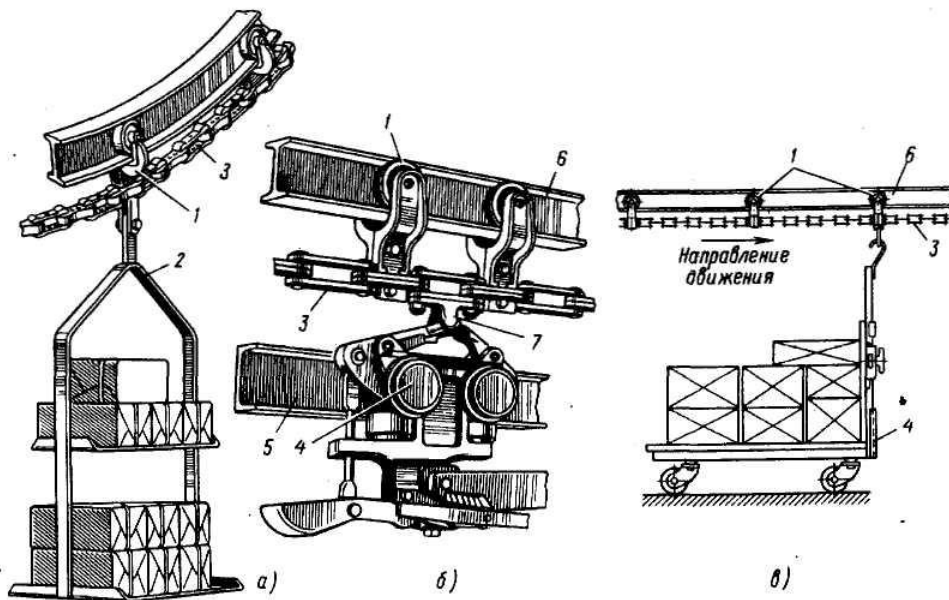


Рисунок 1 – Конвейери

*а* – грузонесущий; *би* – штовхающий; *в* – грузоведущий; 1 – каретка; 2 – підвіска; 3 – ланцюг; 4 – візок; 5 – вантажний шлях; 6 – тяговий шлях; 7 – штовхач.

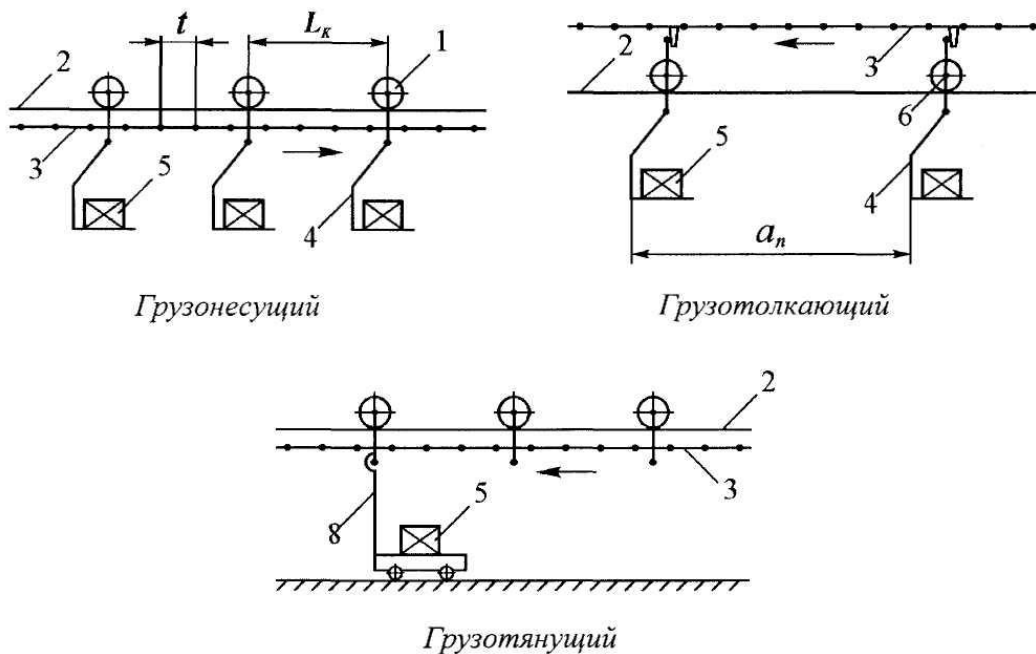


Рисунок 2 – Схеми конвейєри

У підвісних штовхаючих конвейєрів ланцюги виконані з кулочками 7, штовхаючими візки 6, вільно встановлені на вантажному підвісному шляху. Підвісний шлях для переміщення грузонесущих візків штовхаючих конвейєрів може мати відгалуження перевідними стрілками.

2) По виду траси підвісні конвейєри горизонтально-замкнуті (контур траси розташовується в горизонтальній площині) і просторові. Повороти в горизонтальній площині здійснюються за допомогою поворотних пристроїв, а вертикальної за допомогою поворотів підвісного шляху.

3) По кількості приводів – одноприводніє і многоприводніє.

Застосовуються підвісні конвейєра в різних галузях промисловості для переміщення напівфабрикатів і виробів від одного робочого місця до іншого. Підвісні конвейєра застосовують також на складах для переміщення штучних вантажів і автоматизації складування навантажувально-розвантажувальних робіт.

Основні параметри підвісних конвейєрів:

Продуктивність  $Q$  (т/ч);

Продуктивність штучна  $Z$  (шт/ч);

Швидкість ланцюга  $n$  (м/с);

Вантажопідйомність каретки  $PF$  (кг);

Крок ланцюга  $t$ ;

Дальність транспортування

|                                       |                            |
|---------------------------------------|----------------------------|
| Крок розбірних ланцюгів, мм           | 80; 100; 160               |
| Розрахункові навантаження кареток, кН | 0,2; 0,5; 2,5; 5; 8        |
| Радіуси вертикальних перегинів        | 0,63; 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5 |
| Діаметри зірочок, мм                  | 300 – 1300                 |
| Шлях                                  | I № 10; 12; 14; 16; 18     |

## 2 Пристрій і елементи

### 2.1 Тяговий орган

В горизонтальних підвісних конвейєрах застосовують пластинчаті ланцюги (рідше канати), а в просторових – *розбірні комбіновані ланцюги* і зварні з круглої сталі (круглозвені), а також спеціальні пластинчаті ланцюги із збільшеними зазорами в шарнірах. Найбільше розповсюдження отримали розбірні ланцюги (холодноштампованніє, горячештампованніє).

Для зменшення радіусу вертикальних перегинів до 1 – 1,5 м застосовують *двохшарнірні* або *секційні ланцюги* з шарнірною підвіскою у вигляді жорсткого трикутника (або консольного стрижня).

### 2.2 Каретки

Каретка складається з двох катків 2 з консольними або горизонтальними осями і підшипниками; кронштейнів 3 (до яких кріпляться осі), прокладки 4, болтів 1 скріплюючих кронштейни між собою

після установки у внутрішню ланку 5 розбірного ланцюга, болт 6 з трубкою розпору 7 служить для шарнірного закріплення вантажної підвіски.

Каретки бувають *робочі – вантажні і допоміжні – опорні* (підтримуючі).

*Ланцюг кріпиться* до каретки жорстко або шарнірно для прохідності по вертикальних перегибах шляхів з малим радіусом.

*Катки кареток – безребордние*, профіль обода катка залежить від профілю шляху. Для ходового шляху з двотаврової балки, ободи катків виконують конічними, циліндроконічними, сферичними і сфероконічними – *при горизонтальному розташуванні осі каната* і циліндровими і двохконусними – *при похилому розташуванні катка*.

Катки вмонтовуються на підшипниках качення або на металокерамічних втулках і змазали за допомогою прессмасленок. В сучасних каретках застосовують катки-підшипники з сфероконічним ободом із сталі ШХ15.

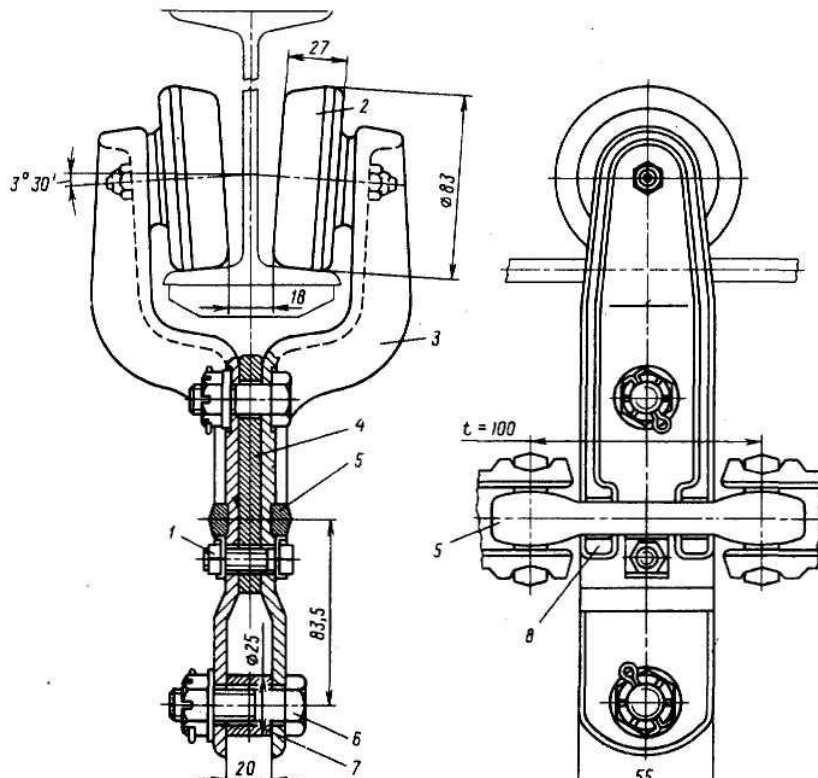


Рисунок 3 – Каретки підвісного вантажонесучого конвейєра

Катки виготовляють із сталі 40, 45 і 50 з термообробкою до HRC 30 – 40 або відливають з чавуну. Для конвейєрів дрібного типу – з пластмас (полика-пролактам).

По вантажопідйомності каретки розділяються на вельми легкі, легені ( $Q = 2 - 4$  кН), середні ( $Q = 5 - 7$  кН), важкі ( $Q = 8$  кН);  $\varnothing$  катка каретки 85, 100 і 120 мм; маса 5, 8 і 13 кг; двухтавр № 10; 12; № 12 – 14; № 14 – 16.

Кронштейни кареток повинні мати значну міцність і високу жорсткість при мінімальній масі. Їх штампують із *ст. 40* або відливають із *сталі 35Л*.

### 2.3 Поворотні пристрої – Зірочки, блоки, роликові батареї.

#### 2.4 Підвісний шлях

Підвісні шляхи грузонесущих конвейєрів однорельсові і двохрейкові.

Однорельсові направляючі виготовляють з двутавра, смугової сталі або спеціальних чавунних профілів.

Однобалочні шляхи (мал. 4 а – в) роблять з двутавра № 10; 12; 14; 16 з труб  $\varnothing 60, 10, 150$  мм і із спеціальних чавунних профілів.

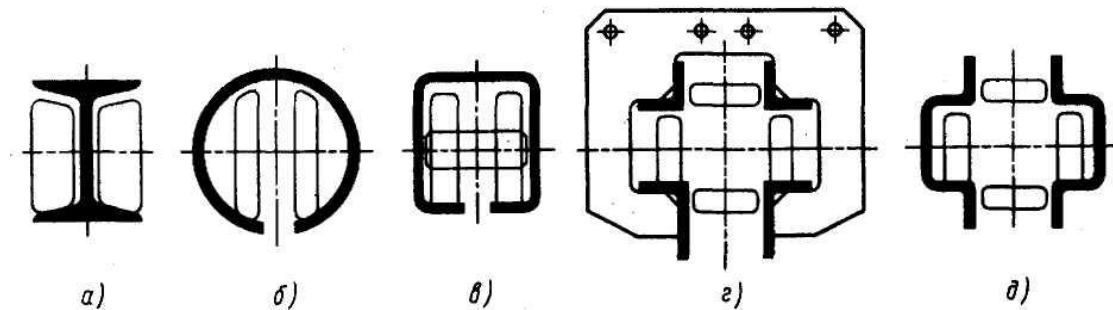


Рисунок 4 – Профілі шляху підвісного вантажонесучого конвейєра

*a – в – однобалочні шляхи; в і д – двохбалочні шляхи*

Двухбалочніє шляхи – з двох прокатних або гнутих кутів, або з двох спеціальних профілів.

Шлях з двутавра – для конвейєрів середнього і важкого типів, з кутів і профілів фасонів для *ВЛ*, *Л* і *Ср* типів.

Шляхи виготовляють окремими секціями, які з'єднуються нерухомими або розсувними стиками. Стики робляться зварними або на болтах і розташовують їх не далі 1 – 1,5 м від опори, оскільки міцність стику менше міцності цілого перетину. Розсувні стики використовують тільки на секціях, що примикають до натягача, а також як компенсатори зміни довжини шляху, що проходять через сушильні печі або холодні камери.

Радіус повороту підвісного шляху в горизонтальній площині залежить від типу і розмірів поворотного пристрою і тягового елемента. Радіус повороту шляху на зірочці повинен бути не менше радіусу її початкового кола, оскільки ланка ланцюга з прикріпленою до нього кареткою встановлюється по хорді початкового кола зірочки. Тому радіус повороту шляху визначається по центрах розташування кріплень кареток до ланцюга.

Вертикальні перегини конвейєра утворюються безпосередньо вигином ланцюга і направляючого шляху по відповідно вибраному радіусу.

Радіус вертикального закруглює визначають наступні чинники:

- 1 Тип, конструкція і крок ланцюга;
- 2 Профіль направляючого підвісного шляху;
- 3 Відстань між каретками (чим більше крок кареток, тим більше радіус перегину);
- 4 Конструкція з'єднання ланцюга з кареткою (шарнірне з'єднання допускає взаємний кут повороту ланок в місці кріплення до каретки 20 – 45, а жорстке 3 – 8°). Тому при шарнірному з'єднанні радіус значно менше ніж при жорсткому.

- 5 Натяжні ланцюги. Чим більше натягнення, тим більше радіус.

При поєднанні *горизонтального повороту з вертикальним перегином*, між початковими і кінцевими точками тієї і іншої ділянок і між дугами вертикального перегину необхідно залишати прямі ділянки. Це потрібно для забезпечення правильного збігання і набігання ланцюга на поворотну зірочку печення правильного збігання і набігання ланцюга на поворотну зірочку або блок і виключення можливості перегину ланок ланцюга в двох напрямках.

*На увігнутих кривих* вертикального перегину, під дією натягнення ланцюга каретки прагнуть підвестися, для усунення цього застосовуються *направляючі шини*.

Підвісний шлях розраховують на вигин у вертикальній площині, місцевий вигин полиці під катками каретки, деформацію вигину у вертикальній площині (стріла прогинання  $f_{max}$ , що допускається = 1/500 прольоту), стійкість форми при вигині і крученні при ексцентричному розташуванні катків каретки.

## 2.4 Привід

В підвісних конвейєрах застосовують кутові і прямолінійні гусеничні приводи з постійною і змінною швидкістю.

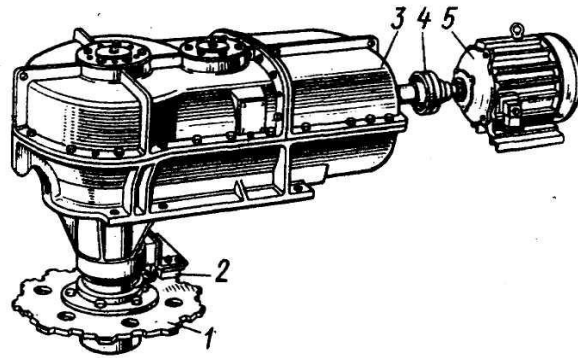


Рисунок 5 – кутовий привід Редуктора підвісного конвейєра

Кутовий привід із зірочкою встановлюють на повороті траси на 90 і 180°. Він складається з приводної зірочки 1, укріпленої на вертикальному валу редуктора, електродвигуна 5, сполученого муфтою 4 з вхідним валом редуктора 3 і запобіжного пристрою 2.

Існує три схеми редукторів для приводів підвісних конвейєрів:

1 з черв'ячною і циліндровою зубчатими передачами (недолік низький КПД до 44%);

2 з конічною і циліндровою зубчатими передачами.

3 з циліндровою зубчатою передачею і фланцевим двигуном розташованим вертикально.

Гусеничний привід встановлюють на прямолінійній ділянці траси конвейєра. Цей привід має гусеничний ланцюг з куркульками, що входять в той, що зачіпляє з тяговим ланцюгом конвейєра. Остання утримується в зоні зчеплення від зсуву вгору роликовою батареєю. Ланцюг охоплює приводну 1 і натяжну 4 зірочки.

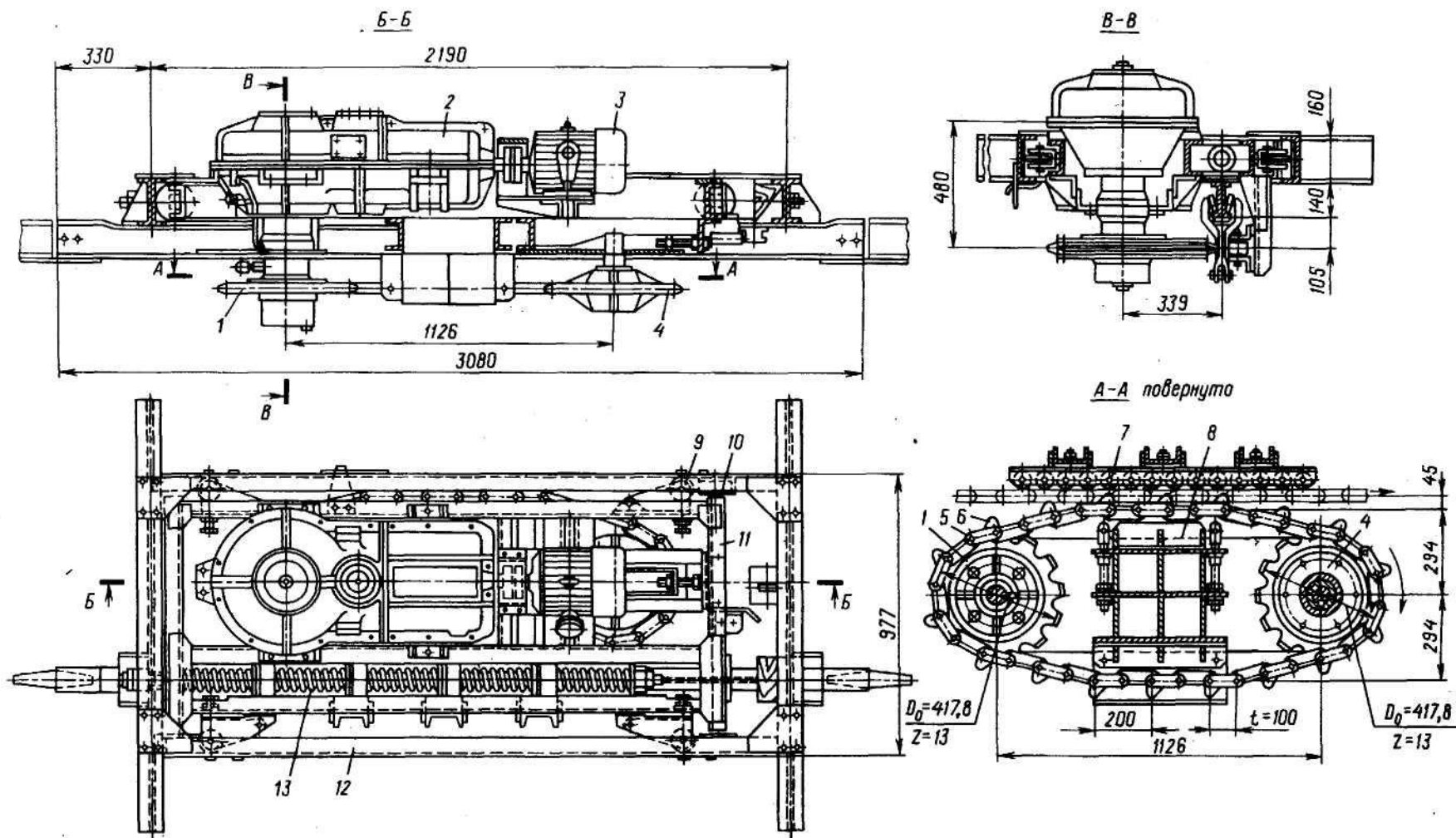


Рисунок 6 – Гусеничний привід

Гусеничний привід в порівнянні з кутовим має наступні переваги:

1 менший діаметр приводної зірочки, а отже менші момент і розміри механізмів при одних і тих же, що крутить, тяговому зусиллі і швидкості конвейєра;

2 можливість установки на будь-якій горизонтальній ділянці траси конвейєра і отже, великі можливості для найвигоднішого розташування приводу.

Недоліком гусеничного приводу є складність пристрою і більш висока вартість через наявність двох зірочок і приводної ланцюга.

#### 2.4.1 Визначення місцезосташування приводу

Основним критерієм вибору місцезосташування приводу є мінімальне значення найбільшого натягнення ланцюга. Найвигодніше місце розташування приводу визначається двома умовами:

1 Розрахункове натягнення ланцюга  $S_{max}$  повинне бути якнайменшим зі всіх можливих варіантів розташування приводу.

2 Сумарні втрати тягового зусилля на перегибах тягового органу повинне бути мінімальними, тобто в ідеальному випадку  $S_{cb} = [S_{min}]$

Якнайменше натягнення ланцюга приймається звичайно 500 – 1000 Н, коефіцієнт опору  $\omega = 0,015$  (за добрих умов роботи); 0,02 (середніх); 0,027 (важких); при негативній температурі і морозостійкому мастилі  $\omega$  збільшується в 1,5 рази.

Якщо при тяговому розрахунку необхідне максимальне натягнення ланцюга перевищить що допускається для вибраного типорозміра, то конвейєр слід проектувати з декількома приводами.

#### 2.5 Натягач

На підвісних конвейєрах застосовують вантажні, пневматичні, гідравлічні, пружинно-гвинтові і гвинтові натягачі (для конвейєрів малої довжини і потужності).

Вантажний натягач складається з відхилюючої зірочки, вісь якої закріплена на візку, що переміщається по направляючих рами натягача під дію сили тяжкості вантажу. До того ж візка прикріплений рухомий криволінійний шлях, сполучений з нерухомими шляхами візків конвейєра розсувними стиками. Повний хід натяжного візка (хід натягача) звичайно рівний 250, 400 і 600 мм

Вантажні натягачі без полиспада при  $S$  до 4 кН і з полиспастом при  $S$  до 16 кН.

В підвісних конвейєрах найбільше розповсюдження отримали вантажні натягачі унаслідок автоматичності їх дії і високої надійності. Обов'язково вантажні натягачі застосовуються на конвейєрах проходячих через сушила, нагрівальні або охолоджувальні камери, на многоприводних конвейєрах.

#### 2.6 Підвіски

Служать несучими елементами в підвісних конвейєрах. Їх конструкція залежить від характеру вантажу, габаритних розмірів і маси, призначення конвейєра і способу завантаження.

#### 2.7 Запобіжні пристрої

Для запобігання механізмів приводу і ходової частини конвейєра від поломок через випадкові перевантаження або зачіпання підвісок за нерухомі конструкції, на приводній зірочці встановлюють запобіжний штифт, який зрізається при перевищенні розрахункового тягового зусилля на 25 – 30%, спеціальний пристрій вимикає подачу струму до електродвигуна і конвейєр зупиняється.

Огорожі (для виключення можливості падіння вантажу на підлогу на підйомах і спусках).

Ловці (при обриві або роз'єднанні тягового ланцюга для попередження аварії і поломки вантажу на підйомах і спусках висотою більше 1 м встановлюються ловці, які при обриві ланцюга захоплюють і зупиняють її).

Ділянки завантаження і розвантаження

### 3 Розрахунок конвейєрів

Для розрахунку підвісного конвейєра повинні бути задані: 1) схема його траси; 2) маса і розміри вантажів, що транспортуються; 3) продуктивність; 4) характеристика умов роботи (призначення, умова і режим).

Основними параметрами є: продуктивність  $Z$  (шт/ч), швидкість  $v$  (м/с); крок підвісок  $a_n$  (м) і кількість вантажів на підвісці  $i$  (шт)

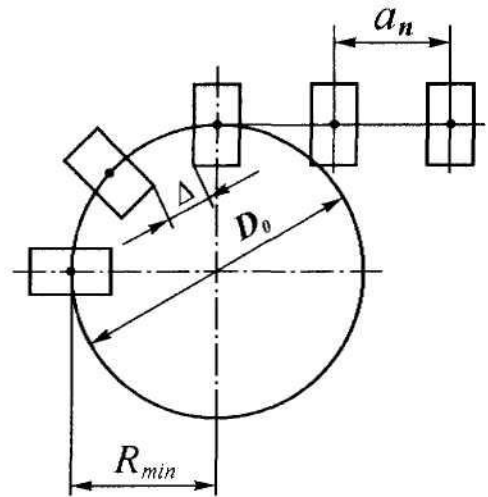
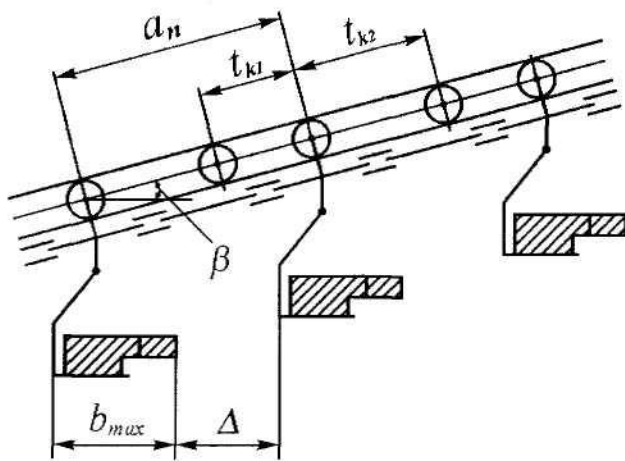
$$Z = \frac{3600v}{a_n} \text{ (шт/ч)}$$

Інтервал часу між одиничними вантажами або партіями вантажів  $t = \frac{a_n}{v}$  (с)

Масова продуктивність  $Q = \frac{mZ}{1000}$  т/ч;  $m$  – маса вантажу, кг.

$v = 0.05 \dots 0.35$  м/с і рідко 0,5 м/с або 3 – 25 м/мін і рідко до 35 м/мін.

Якнайменший крок підвісок  $a_{n \min}$  повинен забезпечити вільну прохідність вантажів найбільшої довжини  $b_{\max}$  на горизонтальних поворотах якнайменшого радіусу  $R_{\min}$  і на вертикальних перегибах з найбільшим кутом нахилу  $\beta_{\max}$ .



$$a_n \geq \frac{b_{\max} + \Delta}{\cos \beta_{\max}},$$

де  $D = 0,15 - 0,2$  м мінімальний зазор між підвісками з вантажем.

Для конвейерів з вертикальними ділянками траси

$$a_n \geq b_{\max} + \Delta.$$

Крок підвісок  $a_n$  повинен бути кратним подвоєному кроку ланки ланцюга.

### Тяговий розрахунок підвісного конвейєра

Проводять також як і для будь-якого конвейєра з тяговим елементом.

Якнайменше натягнення ланцюга слідує чекати на ділянці після самого завантаженого спуску або в точці збігання ланцюга з приводної зірочки.  $S_{\min} = 500 \cdot 1000$  Н.

Розрахункові лінійні навантаження (Н/м)

1 на зворотній (незавантажувальній) гілці

$$q_0 \approx q \left( \frac{m_n}{a_n} + \frac{m_k}{t_k} \right) + q_{II},$$

де  $q_{II}$  – лінійне навантаження від тягового елемента  $q_{II} = g m_{II}$ , Н/м;

$m_{II}$  – маса 1 м ланцюга, кг;

$m_n, m_k$  – маси підвіски і каретки, кг;

$tk$  – крок кареток, м.

2 на навантаженій гілці конвейєра

$$q_z \approx q_0 + \frac{g m_z}{a_n},$$

де  $a_n$  – крок підвіски, м;

$m_z$  – маса корисного вантажу на підвісці, кг.

Для визначення розрахункових лінійних навантажень вибирають типорозмер тягового елемента, каретки і конструкцію підвіски.

Тяговий елемент вибирають по найбільшому розрахунковому натягненню  $S_{\max}$ .

$$S_{\max} = S_0 K_M + w \left( q_{II} L_{II} + q_0 L_X \right) + BK_M + q_{II} H,$$

де  $S_0 = 500 \cdot 1000$  Н – первинне натягнення ланцюга;

$K_M = \varphi^x \xi^y \lambda^z$  – сумарний коефіцієнт місцевих опорів руху кареток;

$\varphi, \xi, \lambda$  – коефіцієнти опору на вертикальному перегині ( $\varphi$ ), горизонтальному повороті на зірочці або блоці ( $\xi$ ) і на роликовій батареї ( $\lambda$ );

$x, y, z$  – числа вертикальних перегинів ( $x$ ), горизонтальних поворотів ( $y$ ), роликових батарей ( $z$ ).

$w$  – коефіцієнт опору на прямолінійній ділянці;

$L_{II}, L_X$  – горизонтальні проекції завантаженої і неodrуженої гілок конвейєра, м;

$B$  – коефіцієнт залежний від числа поворотів і перегинів і їх розташування на трасі;

$B = 0,5 - 0,3$  (менша величина для конвейєрів, що мають більше п'яти перегинів і поворотів);

$H$  – найбільша висота підйому вантажу на трасі конвейєра. По отриманому натягненню вибирають типорозмер тягового ланцюга з умови

$$S_{\max} \leq S_D,$$

де  $S_D$  – натягнення, що допускається (кН).

Докладний розрахунок конвейєра проводиться шляхом послідовного підсумовування опорів руху кареток на окремих ділянках траси:

– для горизонтальної прямолінійної ділянки

$$S_n = S_{n-1} + w q' l$$

– для поворотної зірочки

$$S_n = \xi S_{n-1}$$

– для роликової батареї

$$S_n = \lambda S_{n-1}$$

– для вертикального перегину

$$S_n = \varphi \left( S_{n-1} + w q' l \pm q' h \right),$$

де  $S_n$  і  $S_{n-1}$  – натягнення в кінці і на початку даної ділянки відповідно, Н;

$q'$  – лінійне навантаження, Н/м (для навантаженої гілки  $q' = q_{II}$ ;

для зворотної  $q' = q_0$ )

$l$  – довжина горизонтальної проекції ділянки траси, м;  
 $h$  – різниця відміток в кінці і на початку ділянки, м;  
 «+» – при підйомі;  
 «-» – при спуску.  
 Коефіцієнти опору приймають по таблиці 8.5 і 8.6

$$w = 0.012 \dots 0.045; \quad \xi = 1.02 \dots 1.065; \quad \lambda = 1.02 \dots 1.15; \quad \varphi = 1.01 \dots 1.05.$$

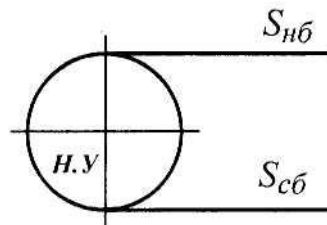
Тягове зусилля на приводній зірочці і потрібна потужність двигуна визначається по формулах

$$W_0 = S_{нб} - S_{сб} + W_{пр}, \quad N = \frac{W_0 v K_3}{1000 \eta}, \quad K_3 = 1,1.$$

По каталогу приймаємо електродвигун.  
 Маса натяжного вантажу

$$m_{н.з} = k_n S_{нб\ н.з} + S_{сб\ н.з} + T,$$

де  $S_{нб\ н.з}$ ,  $S_{сб\ н.з}$  – натягнення тягового елемента в точці набігання на натяжну зірочку і збігання з неї, Н.



$T$  – зусилля пересування натяжного візка;  
 $K_n = 1,1 - 1,15$  – коефіцієнт втрат на блоках для каната;

$$K_n = \frac{1}{\eta_0 g}.$$

## РОЛИКОВІ КОНВЕЄРИ

### 1 Загальні відомості

Роликові конвеєри служать для переміщення штучних вантажів по горизонталі або під невеликим кутом, вантажі котяться по стаціонарних роликах, осі яких закріплені на рамі. Роликові конвеєри підрозділяються на непривідні й привідні. На непривідних конвеєрах вантажі переміщуються по роликах під дією безпосередньо прикладеної до них рушійної сили. Установлюються з невеликим нахилом у бік руху вантажу, силою, що рухає вантажі, є їхня сила ваги (гравітаційні). Для переміщення вантажів по горизонтальним або по нахилі вгору застосовуються ланцюгові захоплення, що штовхають штанги й ін. Легкі вантажі переміщуються вручну.

Відстань між осями роликів (крок установки) повинен бути таким, щоб вантаж лежав на двох роликах. Для спокійного переміщення вантажів крок установки повинен бути не більше 1/3 довжини вантажу. Для довгомірних вантажів, що прогинаються (дошки) – ще менше.

На привідних роликових конвеєрах ролики обертаються двигуном, привідні роликові конвеєри бувають – робочі й транспортні.

По типу роликів розрізняють конвеєри із циліндричними й дисковими роликами, а також кулькові.

Галузь застосування: склади, прокатні стани, заготівельні й ливарні цехи, роботизовано лінії.

## 2 Неприводні роликові конвеєри

### 2.1 Типи й конструкції

Роликові конвеєри розділяють на стаціонарні, переносні, пересувні (на колесах) та що розсовуються.

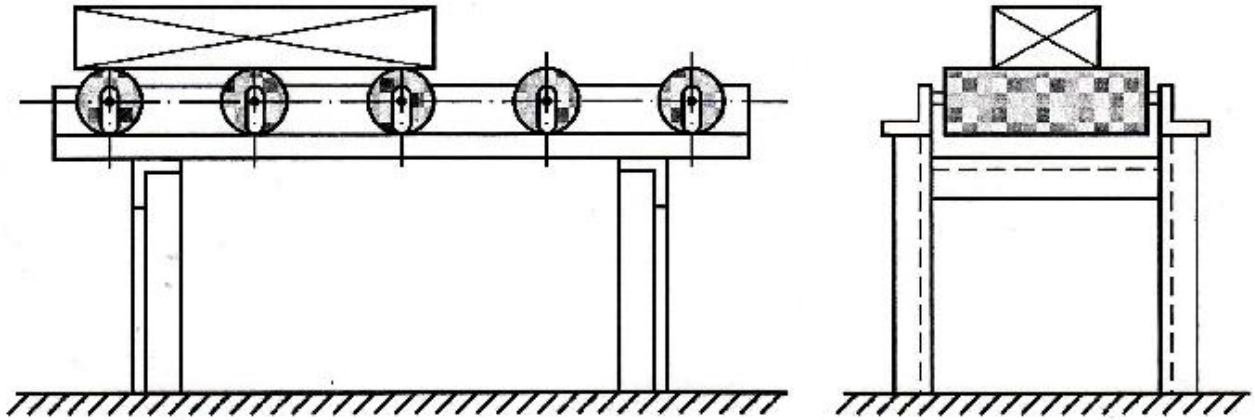


Рисунок 1

Конвеєр збирають із окремих секцій, що представляють собою раму з роликами, яка опирається на стійки (телескопічні для регулювання кута нахилу).

Ролики, циліндричної форми, обертаються на шарикопідшипниках на нерухомих осях.

Обічайки роликів зі сталеві труби або синтетичних матеріалів (корозійностійкі, хімістійкі, еластичні й безшумні).

Роликові конвеєри бувають: а) - однорядні; б) - дворядні; багаторядні, в) - з фасонною поверхнею; г) - з дисковими роликами.

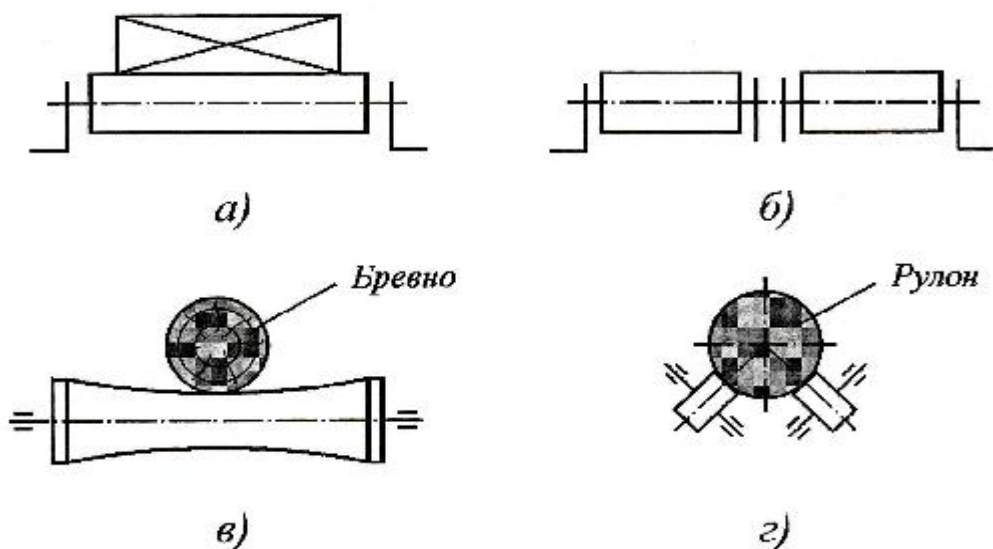


Рисунок 2 – Классификация роликовых конвейеров

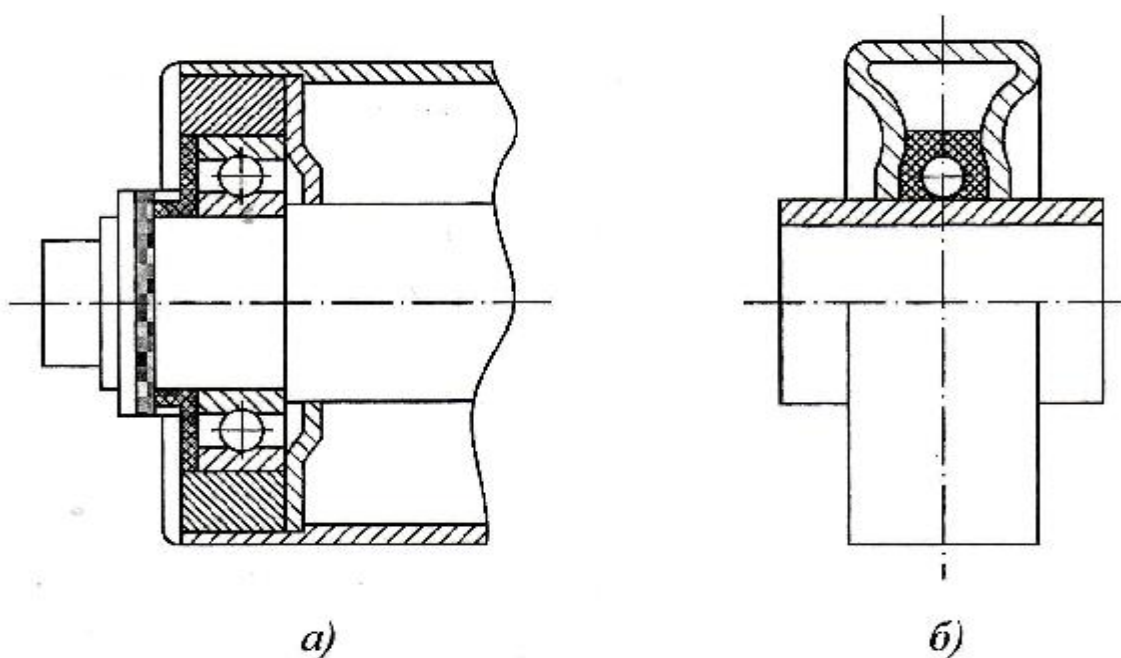


Рисунок 3 – а) цилиндрические ролики; б) дисковые ролики.

Дискові ролики мають переваги перед циліндричними: наприклад, на криволінійних ділянках конвеєра, при проходженні вантажів диски обертаються з різною кутовою швидкістю й ковзання вантажів по них відсутнє.

На непривідних конвеєрах допускають перетинання й розгалуження траси. Дискові ролики застосовують на поворотних голівках, які самовстановлюються по ходу вантажу й кульових опор.

Параметри роликів нормовані ДЕРЖСТАНДАРТ 8324-82, їм установлюються: діаметр, довжина й маса ролика; розрахункове навантаження на нього; биття зовнішньої поверхні (0,2 - 0,5 мм залежно від діаметра), і граничне відхилення від площини, що не повинне перевищувати 0,4 - 1,2 мм залежно від діаметра ролика.

Довжина й крок циліндричних роликів приймаються з розмірного ряду чисел.

Таблиця 1 - Значення параметрів роликового конвеєра

|                          |               |
|--------------------------|---------------|
| Діаметр ролика           | 40... 155мм   |
| Довжина ролика           | 160... 1200мм |
| Крок установки роликів   | 50...630мм    |
| Радіус поворотних секцій | 400...4000мм  |

Розрахункове навантаження на ролик Р приймається в залежно від співвідношення

$$\frac{l_{ГР}}{t_p}$$

довжини вантажу до кроку роликів, воно зменшується зі зростанням цієї величини, тому що підвищується ймовірність розподілу сили ваги вантажу  $G_{ГР}$  на більшу кількість роликів.

При  $2t_p < l_{ГР} < 3t_p - P = 0,5G$

$3t_p < l_{ГР} < 4t_p - P = 0,33G$

$4t_p < l_{ГР} < 5t_p - P = 0,25G$

Вісь і обідку ролика перевіряють на міцність та твердість.

## 2.2 Розрахунок непривідних конвеєрів

### 2.2.1 Коефіцієнт опору руху вантажу по роликах визначається за відомою формулою

$$w = \frac{C(\mu d + 2k)}{D},$$

де С - коефіцієнт опору через тертя реборд ролика (катка) по напрямляючим;  
 $\mu$  - коефіцієнт тертя в цапфах; К - коефіцієнт тертя коченню; D - діаметр ролика (катка).

### 2.2.2 Опір руху вантажу

Опір руху вантажу є визначальним *при виборі кута нахилу* гравітаційного конвеєра й *зовнішнього зусилля*, необхідного для переміщення самоходом без зупинок і збільшення швидкості.

Опір руху складається з опорів:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4,$$

де –  $W_1$  - опір коченню вантажу по роликах;

$W_2$  - опір від тертя в опорах;

$W_3$  - опір внаслідок ковзання вантажу по роликах та інерції роликів;

$W_4$  - опір від неплоскостності встановлення роликів.

1)  $W_1 = G \cdot 2k/D_p$ , де к - коефіцієнт тертя кочення вантажу по роликах;

2)  $W_2 = (G + G_{Pz'})\mu d/D_p$ ,

де  $\mu$  - коефіцієнт тертя в шийці ролика = 0,03 - 0,04;

d - діаметр шийки;

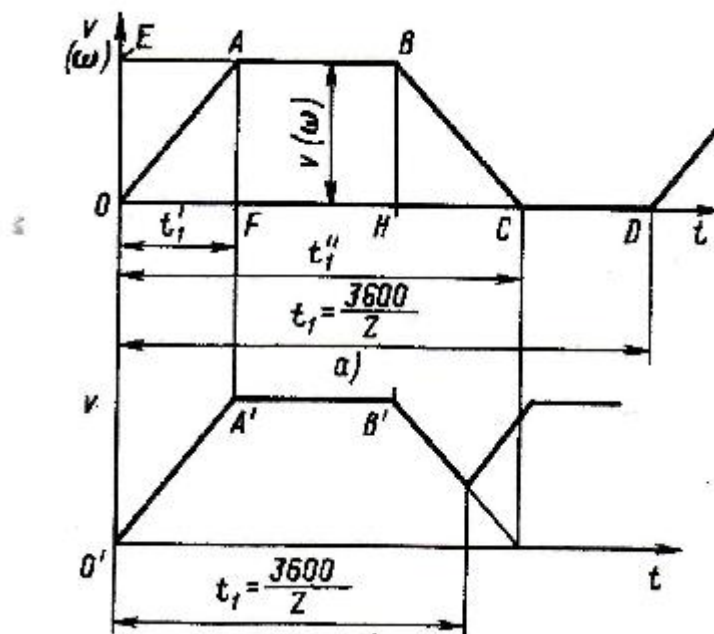
$Z'$  - кількість роликів, на яких лежить вантаж;

G та  $G_{ГР}$  - сили ваги вантажу й обертових частин ролика.

3) Для визначення опору внаслідок ковзання вантажу по роликах і повідомлення їм кінетичної енергії необхідно визначити величину роботи одного ролика.

Ролики обертаються вантажами, що накочуються на них. Після проходження вантажу, ролики під дією сил тертя в підшипниках обертаються з уповільненням і перед накочуванням наступного вантажу можуть зупинитися.

Діаграма швидкості ролика для цього випадку (рисунк 4 а)



б)

Рисунок 4 - Діаграма швидкості ролика на непривідному роликовому конвеєрі

У початковий період  $t_1'$ , поки швидкість на поверхні ролика менша за швидкість поступального руху вантажу  $V$  (яку можна вважати постійною), вантаж по ролику одночасно кочиться й ковзає. Швидкість ролика зростає по заданій прямій (ОА на рисунку 4а). Потім ролик обертається вантажем з *окружною швидкістю*  $V$  (АВ). Далі ролик, звільнений від вантажу, обертається уповільнено (ВС) і залишається в спокої (СД) до накопчування наступного вантажу. Цикл повторюється.

$$t_1 = \frac{3600}{Z}.$$

При переміщенні  $Z$  вантажів за годину, час (с) одного повного циклу

Сила тертя між вантажем і роликом у період прискорення ролика дорівнює

$$F = G'\mu_0,$$

де  $G$  - сила тиску вантажу на ролик;  
 $\mu_0$ - коефіцієнт тертя ковзання в русі.

Шлях на якому вона діє дорівнює  $S = Vt_1'/2$  (площа ОЕАF).  
 Робота вантажу

$$A' = G' \mu_0 V t_1'$$

Шлях будь-якої точки по окружності ролика в цей же період  $S_{вр} = Vt_1' / 2$  (площадь ОАF), звідси шлях ковзання теж дорівнює  $S_c = Vt_1'/2$  (площа ОАЕ).

Таким чином, половина всієї роботи вантажу в період обертання ролика із прискоренням перетворюється в роботу тертя, а друга - у кінетичну енергію ролика. Інакше кажучи, робота вантажу дорівнює подвоєній кінетичній енергії ролика із силою ваги  $G_{гр}$ .

$$A_{гр} = KGpV^2/2g; \quad \text{або} \quad A_{гр} = KmpV^2/2; \quad m_p = G_{гр}/g$$

де  $K = 0,8 - 0,9$  - коефіцієнт який враховує, що не вся маса обертової

частини ролика розташована на його окружності  $A_{rp} = 2A_p$ . Робота одного ролика дорівнює  $2A_p$ , а для всіх  $z$  роликів на конвеєрі  $2A_p Z$ .

Опір внаслідок ковзання вантажу по роликах

$$W_3 = 2Az / L = 2KG_p v^2 / 2Lg ,$$

де  $L$  - довжина конвеєра;  $V$  - окружна швидкість обертання ролика

4) Опір від неплоскостності установки роликів - місцевий опір  $W_4$ , виникає при наїзді вантажу на виступаючий ролик. Без урахування кута нахилу конвеєра

$$W_4 \approx G_{rp} \sqrt{\frac{\Delta h}{D_p}}$$

При невеликому перепаді рівнів  $\Delta h = 0,01D_p$ , максимальне значення опору  $W_4 \approx 0,1G_{rp}$ , що в кілька разів перевищує  $\Sigma W_1 + W_2 + W_3$ . Тому при монтажі ролика варто встановити точно.

Коефіцієнт опору руху вантажу  $w'$  і рівний йому тангенс кута нахилу конвеєра (без урахування  $W_4$  для спрощення розрахунку) дорівнює

$$w' = \operatorname{tg} \beta = \frac{\sum W}{G_{rp}} = \frac{W_1 + W_2 + W_3}{G_{rp}} = \frac{2k}{D_p} + \frac{\mu d}{D_p} \left( 1 + \frac{G_p z'}{G_{rp}} \right) + \frac{kG_p z v}{Lg G_{rp}}$$

Якщо інтервал часу між вантажами  $t_1$  менше періоду обертання під вантажем  $t_1''$  ( $t_1 < t_1''$ ) (рис. 4б), то ролик не зупиняється й кінетична енергія, яка йому повідомляється, менше, ніж у попередньому випадку, так що сила опору  $W'$  і кут нахилу конвеєра виходять меншими. Якщо інтервал часу  $t_1$  дорівнює періоду рівномірного обертання роликів  $FH$  (рис. 4), то сила опору й потрібний кут досягають мінімуму

$$w'_{\min} = \operatorname{tg} \beta_{\min} = \frac{2k}{D_p} + \frac{\mu d}{D_p} \left( 1 + \frac{G_p z'}{G_{rp}} \right)$$

Незалежно від режиму подачі вантажів на конвеєр кут його нахилу може бути тим менше, чим менше сила ваги обертових частин роликів і більше вага вантажів, тобто менше

відношення  $\frac{G_p}{G_{rp}}$ .

На криволінійних ділянках кут нахилу конвеєра збільшується на 0,5 - 1%.

### 3 Приводні роликові конвеєри

#### 3.1 Типи й загальний пристрій

Привідні конвеєри широко використовуються в прокатних станах, заготівельних цехах, що роблять різання й розкрій листового й профільного металу, лісопильних і деревообробних підприємствах. Привід від двигуна на всі робочі ролики.

Конвеєри прокатних станів діляться на робочі й транспортні.

Конвеєри бувають із груповим і індивідуальним приводом.

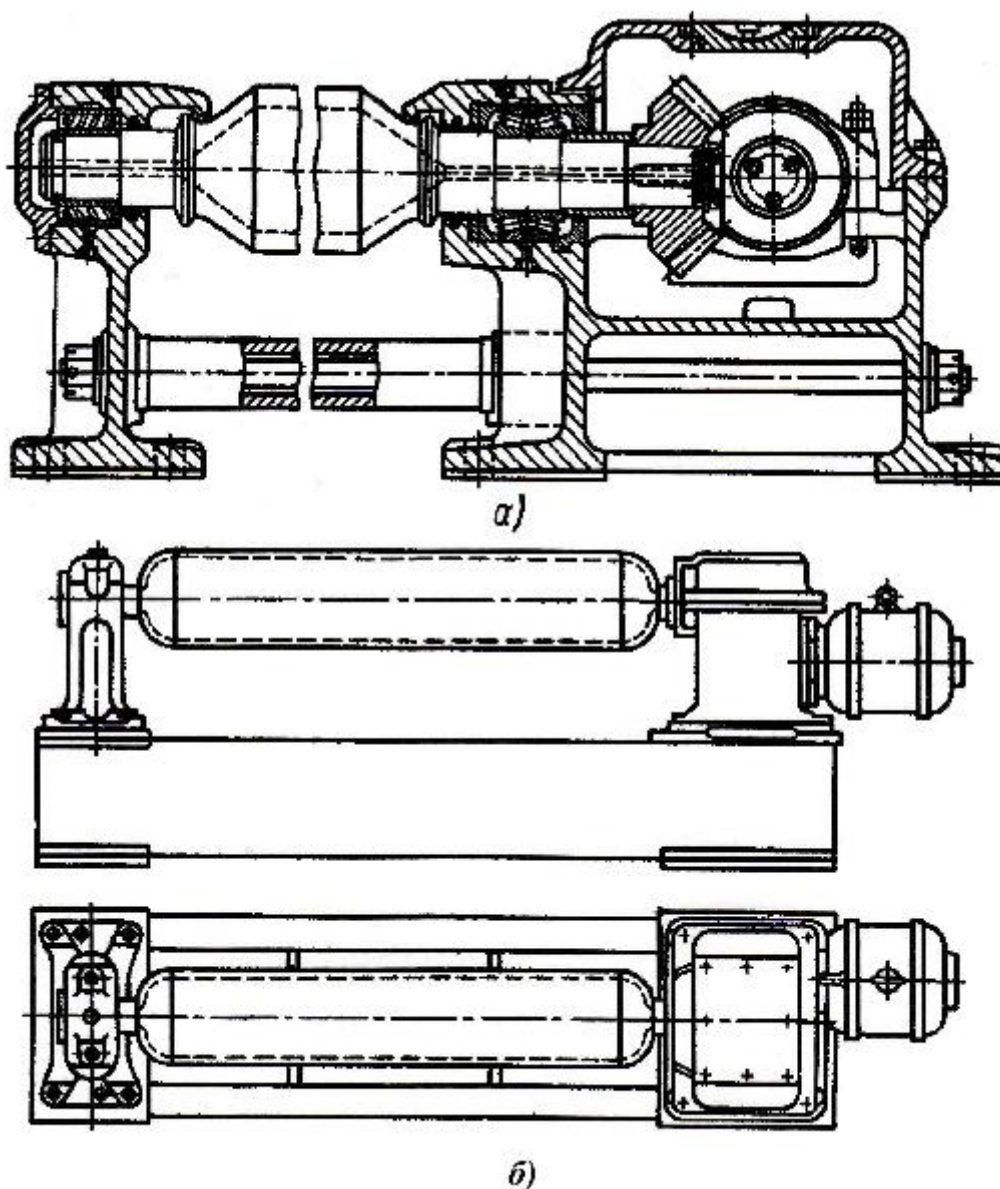


Рисунок 5 - Ролики металургійного конвеєра із приводом: а) груповим; б) індивідуальним.

При груповому приводі рушійна сила передається на ролики поздовжнім валом (працюють у тяжких умовах), приводними ланцюгами, клиновим ременем, стрічкою, канатом.

При необхідності повороту вантажів, застосовуються конічні ролики. Для повороту на невеликій довжині застосовуються розрізні ролики.

Особливе місце займають конвеєри з індивідуальним приводом ролика, що складається з електродвигуна з редуктором. Ролики з товстостінних труб, розраховані на сприйняття великих динамічних навантажень. Застосовуються спеціальні короткозамкнені електродвигуни, які призначені для роботи у важкому режимі з більшим числом включень. Частота вала регулюється зміною частоти струму 10.. 70Гц.

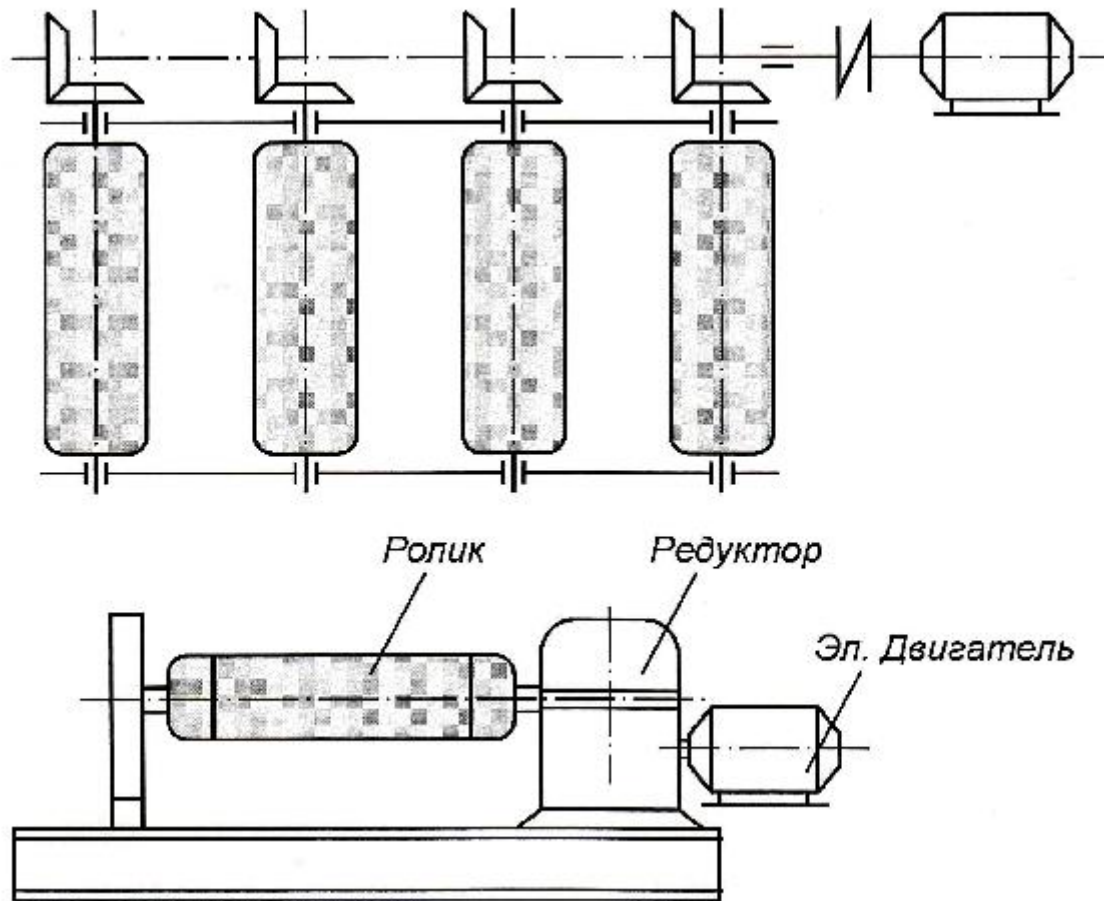


Рисунок 6 - Привід від вала з конічною зубчастою передачею

## 3.2 Розрахунок приводних конвеєрів

### 3.2.1 Транспортний конвеєр

На транспортному конвеєрі всі ролики обертаються двигуном безупинно, незалежно від того, чи лежать у цей момент вантажі на всіх роликах або на частині їх.

Потребная мощность двигателя определяется за формулой

$$P = \left( \frac{QH}{360} + \frac{QL_{\Gamma}w'}{360} + \frac{z_p G_p w'_1 V}{1000} \right) \frac{1}{\eta} \quad (\text{кВт}),$$

де Q - продуктивність конвеєра (з урахуванням нерівномірності навантаження), т/г; L - довжина конвеєра, м;

$L_{\Gamma}$  - довжина горизонтальної проекції конвеєра, м;

H - висота підйому, м;

$Z_p$  - кількість роликів, шт;

$G_p$  - сила ваги обертової частини кожного ролика, Н;

V - швидкість руху вантажу, м/с;

$w'$  - коефіцієнт опору переміщенню вантажів;

$$w' = C(\mu d + k) / D_p, \quad (*)$$

де C - коефіцієнта опору через тертя реборд;

$\mu$  - коефіцієнт тертя в цапфах;

k - коефіцієнт тертя кочення.

$W'_1$  - коефіцієнт опору обертанню роликів, отриманий з (\*) при  $k = 0$

$$w'_1 = \frac{\mu d}{D_p}$$

$\eta$  - ККД приводу = 0,8 - 0,85.

Для горизонтального конвеєра ( $H = 0$ )  $L_T = L$

$$P = \left( \frac{QLw'}{360} + \frac{z_P G_P w'_1 v}{1000} \right) \frac{1}{\eta} \quad (\kappa B m),$$

Інтервал часу між проходженням вантажів при рівномірному надходженні їх на конвеєр  $t = 3600/Z$ , де  $Z$  - продуктивність, шт/г.

Тривалість руху їх по конвеєрі  $T = L/V$ . Кількість вантажів, які одночасно знаходяться на конвеєрі

$$LZ_0 = \frac{T}{t} = ZL/(3600v).$$

Тоді необхідна потужність двигуна

$$P = \frac{(Z_0 G_{ГР} w' + z_P G_P w'_1) v}{1000 \eta} \quad (**)$$

Найбільший крутний момент, який передається на 1 ролик, якщо вантаж лежить на  $i$  роликах і сила ваги його розподіляється з коефіцієнтом нерівномірності  $k_1 > 1$

$$M_1 = \left( \frac{K_1 G_{ГР} w'}{i} + G_P w'_1 \right) \frac{D_P}{2}$$

Якщо вантаж утримується стопором, а ролики продовжують обертатися, то крутний момент

$$M_1 = \left[ \frac{K_1 G_{ГР} f}{i} + \left( \frac{K_1 G_{ГР}}{i} + G_P \right) w'_1 \right] \frac{D_P}{2},$$

де  $f$  - коефіцієнт тертя вантажу о поверхню ролика.

При цьому потужність двигуна конвеєра по рівнянню (\*\*) зростає на

$$\frac{G_{ГР} \left( f - \frac{2k}{D} \right) v}{1000 \eta} \approx \frac{G_{ГР} f v}{1000 \eta}$$

### 3.3 Робочий конвеєр

Для робочих конвеєрів характерні часті й швидкі зміни напрямку руху. Будемо вважати, що частота обертання роликів у такі періоди зростає за прямолінійним законом, отже *кутове й лінійне* прискорення на окружності роликів **постійні**.

При цьому, залежно від прискорення, обумовленого *потужністю, пусковою характеристикою двигуна й силою опору*. Можливі два випадки.

1 Сила тертя більше сили інерції вантажу (вантаж масою  $m$  захоплюється в рух роликами без ковзання, тобто рухається з лінійною швидкістю, яка дорівнює окружній швидкості)

$mgf_0 \geq mj_0$  або  $gf_0 \geq j_0$ , де  $j_0$  - лінійне прискорення вантажу;  $f_0$  - коефіцієнт тертя вантажу о ролик у спокої.

2 Сила тертя вантажу о ролики менше сили інерції

(вантаж, у період прискорення котиться й одночасно ковзає по роликах, між вантажем і роликом діє постійна по величині сила тертя  $F = Gf$ , де  $f$  - коефіцієнт тертя ковзання вантажу по поверхні ролика.

Прискорення вантажу  $j = g f$ .

Кутове прискорення роликів:

Для 1-го випадку

$$\varepsilon_0 = \frac{2j_0}{D} \leq \frac{2f_0 g}{D}.$$

Для 2-го випадку

$$\varepsilon = \frac{2j}{D} \leq \frac{2fg}{D}.$$

При індивідуальному приводі найбільший крутний момент на валу двигуна

Для 1-го випадку

$$M = M_{CT} + M_{ДИН} = M' + \left( J_P + J_{ДВ} + \frac{K' G D^2}{ig} \right) \varepsilon_0;$$

Для 2-го випадку

$$M = M_{CT} + M_{ДИН} = M' + \frac{K' G f D}{i} + (J_P + J_{ДВ}) \varepsilon,$$

де  $J_P$  і  $J_{ДВ}$  - моменти інерції ролика й ротора двигуна;

$K'$  - коефіцієнт, що враховує, яка частина сили ваги вантажу передається на ролик.

$K' = 1$  якщо крок роликів більше довжини вантажу;

$K' < 1$  якщо крок роликів менше довжини вантажу;

$M'$  - найбільший крутний момент, який передається на 1 ролик

$$M' = \left( \frac{K_1 G_{ГР} w'}{i} + G_P w'_1 \right) \frac{D_P}{2}.$$

При груповому приводі всі  $z$  роликів приводяться в обертання. Статичний момент на валу роликів:

Для 1-го випадку

$$M_{CT} = (G w' + z G_P w'_1) \frac{D_P}{2} = \left( G \frac{2k + \mu d}{D_P} + z G_P \frac{\mu d}{D_P} \right) \frac{D_P}{2} = Gk + (G + z G_P) \frac{\mu d}{2};$$

Для 2-го випадку

$$M_{CT} = Gk + (G + z G_P) \frac{\mu d}{2} + Gf \frac{D}{2},$$

де  $k$  - коефіцієнт тертя кочення.

Динамічний момент на валу роликів

$$1) \quad M_{ДИН} = (J_P z + J_{ДВ}) \varepsilon_0;$$

$$2) \quad M_{ДИН} = J_P z \varepsilon.$$

Повний момент двигуна в період прискорення на валу двигуна

$$M_{ДВ} = \left( M_{CT} + M_{ДИН} \right) \frac{1}{K_n \eta} + J_{ДВ} \varepsilon_{ДВ} C,$$

де  $\epsilon_{\text{дв}}$  - кутове прискорення вала двигуна;

$K_{\text{п}}$  - передатне відношення між валом двигуна й валами роликів;

$\eta$  - ККД;

$C = 1, 1, \dots, 1, 2$  - коефіцієнт, що враховує момент інерції обертових мас передатного механізму.

*Найбільша потужність* двигуна в період прискорення має місце в кінцевий момент, коли частота обертання двигуна досягає верхньої межі.

При виборі  $P_{\text{дв}}$  варто враховувати його перевантажувальну здатність.

Звичайно  $M_{\text{пуск}} = 1,8 \dots 2M_{\text{ном}}$  (при усталеному русі).

## ЕЛЕВАТОРИ

### 1 Загальна характеристика

#### 1.1 Призначення

Елеватори служать для транспортування насипних або штучних вантажів по вертикальному або крутонаклонному напрямку (кут  $60^\circ - 82^\circ$ ).

#### 1.2 Класифікація

Сама загальна ознака, по якій класифікують елеватори – це тип вантажу, що транспортується. Відповідно до цієї ознаки елеватори діляться на елеватори для насипних і штучних вантажів.

Наступна ознака – тип вантажонесучого елемента. По роду вантажонесучого елемента елеватори ковшові, поличні і люлечніе. Елеватори для насипних вантажів виконують з одним типом вантажонесучого елемента – ковшом. Елеватори для штучних вантажів як вантажонесучого елемент можуть мати поличі, жорстко прикріплені до тягового органу або люльки, шарнірно сполучені з ними. Служать для транспортування мішків, ящиків, бочок, окремих деталей на складах і т.д.

Залежно від виду траси елеватори підрозділяють на: вертикальні і крутонаклонніе.

#### 1.3 Конструкція (окрім елеваторів спеціального типу)

Ковшовий елеватор (Рисунок 1) має вертикально замкнутий тяговий елемент 1 з жорстко прикріпленим до нього грузонесущими елементами – ковшами 2; тяговий елемент огинає верхній привід 5 і нижній натяжний 9 барабани (або зірочки). Ходова частина і поворотні пристрої елеватора поміщаються в закритому металевому кожусі, що складається з верхньої частини («головки») 6, середніх секцій 4 і нижньої частини («черевика») 10. Тяговий елемент з ковшами приводиться в рух від приводу 12, а первинне натягнення створюється натягачем 8. Насипний

вантаж подається завантажувальний патрубок (носий) нижньої частини елеватора, завантажується в ковши, підіймається в них і розвантажується на верхньому барабані (зірочці) в патрубок верхньої частини елеватора. Привід забезпечений останком 11 для запобігання від зворотного руху ходової частини. Кожух елеватора має направляючі пристрої 7.

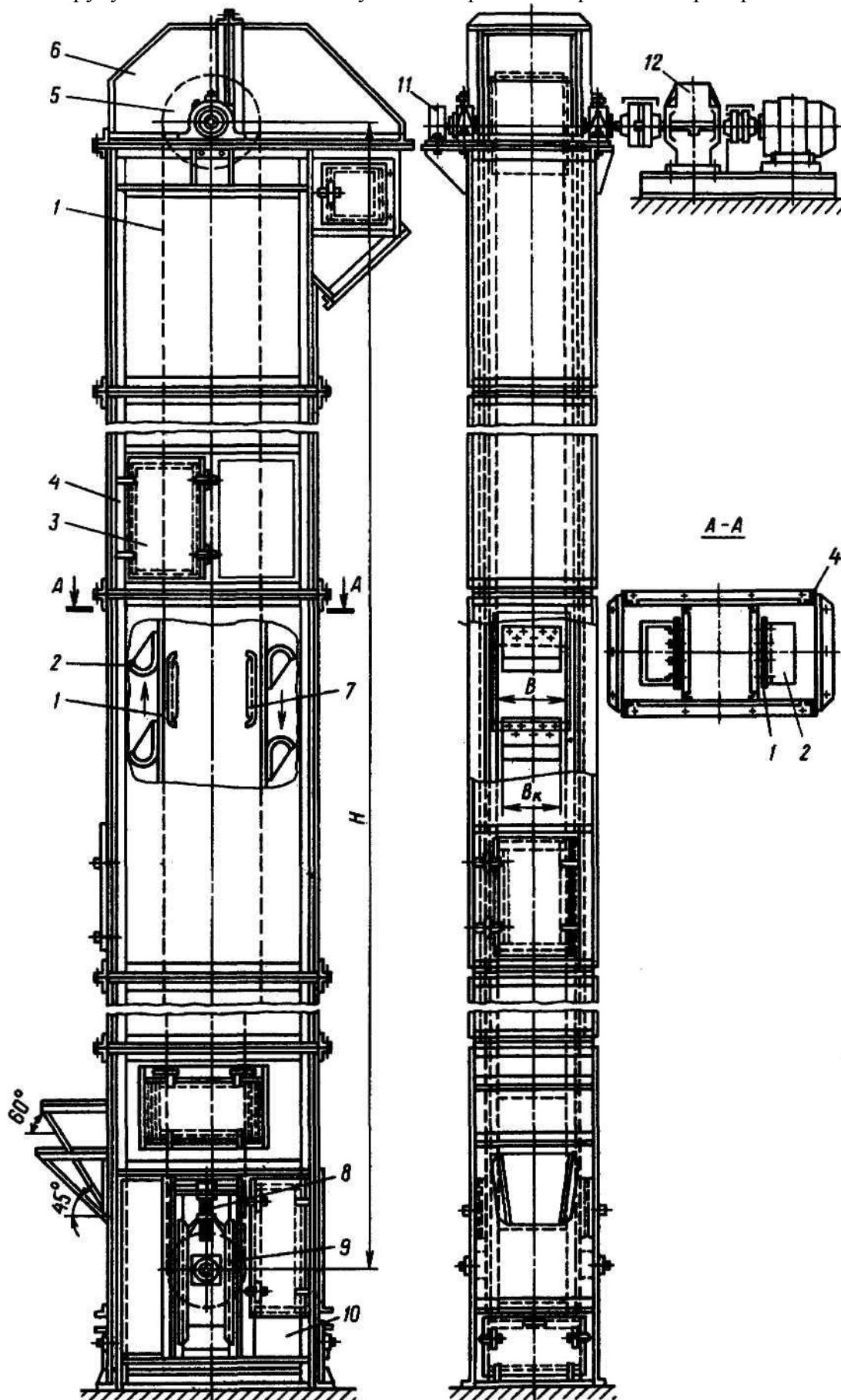


Рисунок 1 - Вертикальний ковшовий стрічковий елеватор

## 2 Елеватори для сипких вантажів (ковшові)

### 2.1 Призначення

Для переміщення насипних вантажів: пилоподібних, зернистих і кускових (наприклад, цементу, піску, зерна, муки, вугливи, торфу, хімікатів) на підприємствах хімічної промисловості, на вуглезбагачувальних фабриках, в зерносховищах, харчових комбінатах і т.д.

*Технічна характеристика:*

Висота підйому вантажу до 60 – 75 м

Продуктивність від 5 до 500 м<sup>3</sup>/ч

Швидкість руху ковшів до 2,5 м/с

в зернових до 4 м/с

### 2.2 Класифікація

– По типу тягового елемента – на стрічкові і ланцюгові, останні по числу ланцюгів – одне і двохланцюгові. (Відомі конструкції з чотирма паралельними ланцюгами);

– За способом розвантаження – швидкохідні з відцентровим розвантаженням; тихохідні з самоточно-вільним і самоточно-направленим розвантаженням;

– По розташуванню ковшів на тяговому елементі – з розставленими і зімкнутими ковшами;

– За способом завантаження – зачерпуванням або засипанням

### 2.3 Конструктивні елементи

#### 2.3.1 Стрічки

Гумовотканинні і резинотросові, тих же типів, що і для стрічкових конвейерів (ГОСТ 20-85). *Ширина стрічки* на 25 – 150 мм більше ширини ковша. До стрічки ківш завжди прилягає і кріпиться задньою стінкою. Розрахунок стрічки аналогічний розрахунку стрічок для стрічкових конвейерів з урахуванням їх ослаблення в місці кріплення ковшів.

Якщо для з'єднання стрічки використовуються металеві елементи ( $k_{ст} = 0,4 - 0,5$ ), то такий стик равнопрочний перетину, ослабленому кріпленням ковша. Для надійного кріплення ковша стрічка повинна мати не менше чотири прокладки

#### 2.3.2 Ланцюги.

Частіше всього застосовують пластинчаті ланцюги: втулкові, роликові і каткові по ГОСТ 588-81 з кроком 100 – 630 мм і зварні круглозвені ланцюги з круглої сталі Ø 16-28 мм по ГОСТ 2316-70 з термообробкою ланок до HRC 55 – 60.

#### 2.3.3 Ковши.

ГОСТ 2036-77 для вертикальних елеваторів передбачає чотири типи ковшів: *глибокі; дрібні; ковши з бортовими направляючими і гострокутним днищем, ковши з бортовими направляючими і округляючим днищем; трапецеїдальні ковши збільшеного об'єму.*

Глибокі і дрібні ковши – тільки на елеваторах з розставленими ковшами.

*Глибокі (65°)* – для сухих мелкосипучих, пилоподібних, зернистих і мелкокускових вантажів (Рисунок 2а).

*Дрібні – (45°)* – для вологих і слеживаючих, плохосипучих пилоподібних, зернистих і мелкокускових вантажів (Рисунок 2 б).

*Ковши з бортовими направляючими застосовують тільки в тихохідних елеваторах із зімкнутими ковшами (Рисунок 2 в). Ширина ковшів до 1000 мм Вони бувають зварені або штамповані з листової сталі завтовшки 5 до 6 мм або литі з ковкого чавуну. На передній грані встановлюється пластина із зносостійкої сталі.*

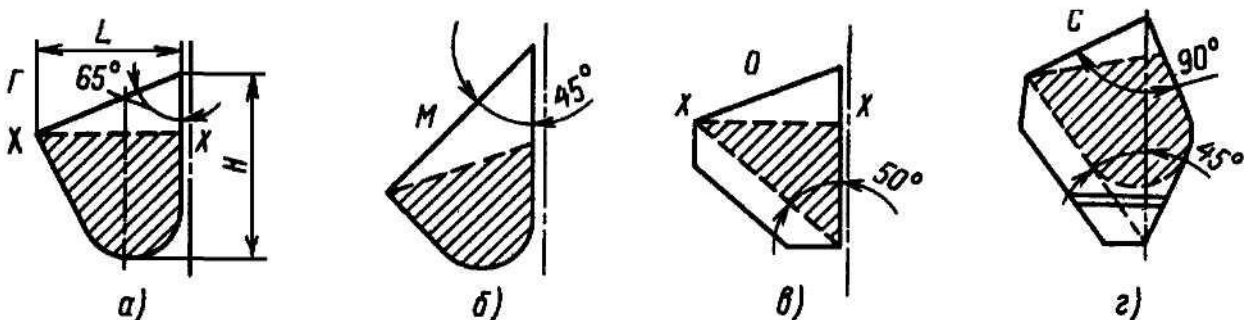


Рисунок 2 – Схеми ковшів

### 2.3.4 Привід.

При малій потужності (до 10кВт) застосовують мотор-редуктор, його встановлюють, як правило, на верхньому кінцевому опорному елементі. Можливо і нижня установка приводу (коли вгорі не можна його розташувати), а також установка прямолінійних проміжних приводів на елеваторах з ланцюговим тяговим елементом великої висоти підйому. Для запобігання від мимовільного зворотного руху приводи забезпечують стопорними остановами – хропіннями або роликовими.

### 2.3.5 Натягач

Гвинтове, пружинно-гвинтове, вантажне або важіль. Розташовують на валу нижнього барабана або зірочки і кріплять до бічних стінок «черевика» елеватора. Хід натягача 200-500 мм. Вибір типу натягача залежить від типу тягового елемента, приводу і висоти елеватора. Елеватор з круглозвеними ланцюгами забезпечують вантажним пристроєм.

### 2.3.6 Барабани і зірочки.

Барабани стрічкових елеваторів мають, як правило, фрикційну футеровку. Діаметр барабана вибирають залежно від способу розвантаження ковшів і перевіряють по умові  $Dб = (125 - 150)i$ , де  $i$  – число прокладок в стрічці. Величина діаметра барабана повинна відповідати нормальному ряду по ГОСТ 2036-77. Відповідно до того ж ГОСТ 2036-77, приводні зірочки пластинчатих ланцюгів повинні мати 5-20 зубів.

### 2.3.7 Підтримуючі опори

У похилих стрічкових елеваторів робоча гілка рухається по опорних роликах, а у ланцюгових – по направлених шляхах переміщаються ланки ланцюга або катки. Відомі ланцюгові елеватори, у яких ланцюг спирається на ролики.

### 2.3.8 Кожух

Охоплює всю ходову частину елеватора. Він складається з верхньої частини («головки») і нижньої частини («черевика»), він може бути з високим і низьким розташуванням завантажувального патрубку (шкарпетки). Висока шкарпетка з днищем під кутом  $60^\circ$  застосовується для транспортування вологих плохосипучих вантажів, а низький (з днищем під кутом  $45^\circ$ ) для сухих добре сипких вантажів. Насипний вантаж потрапляє в шкарпетку в нижній частині елеватора, де поступає в ківш. У верхній частині елеватора, у приводного барабана з боку неодруженої гілки є патрубок для розвантаження. Середні секції виготовляються з листової сталі  $\delta = 2 - 4$  мм. Висота секцій 2 – 2,5 м, з'єднуються болтами, для геометричності застосовують прокладки. До кожуха можуть кріпитися направляючі пристрої. Корпус є силовим каркасом елеватора, що сприймає всі навантаження.

### 2.3.9 Запобіжні пристрої.

Для запобігання ходової частини елеватора від падіння при обриві ланцюга або стрічки застосовують: на ланцюгових – ловці ланцюга, на стрічкових – з'єднання ковшів по бічних стінках канатами, які без натягнення вільно розташовуються уздовж стрічки.

На натяжних барабанах (або зірочках) встановлюють реле швидкості, яке при обриві тягового елемента відключає електродвигун приводу.

### 2.3.10 Достоїнства і недоліки

Достоїнства – малі габаритні розміри, простота конструкції, можливість звуко- і пилоізоляції за рахунок кожуха.

Недоліки – можливість відриву ковшів при переповнюванні черевика і необхідність рівномірного завантаження.

## 3 Способи завантаження і розвантаження ковшів елеватора

### 3.1 Наповнення (завантаження) ковшів

Проводиться або зачерпуванням вантажу з нижньої частини кожуха елеватора, або засипанням вантажу в ківш. Практично ковши наповнюються обома способами відразу. Наповнення ковшів зачерпуванням застосовується в стрічкових і ланцюгових елеваторах з розставленими ковшами при транспортуванні сухих добре сипких вантажів, зачерпування яких не створює значних опорів і може відбуватися при підвищеній швидкості руху ковшів (0,8...4 м/с). Наповнення ковшів крупнокусковим і абразивним вантажами проводиться засипкою при безперервному, зімкнутому розташуванні ковшів при знижених швидкостях (до 1 м/с).

### 3.2 Розвантаження

а) При відцентровому розвантаженні ковши розвантажуються під дією відцентрової сили. Вантаж випадає в розвантажувальний патрубок кожуха елеватора. Застосовують для швидкохідних елеваторів  $n = 1 - 4$  м/с з розставленими ковшами при транспортуванні легкосипучих вантажів.

б) Вільне самотечне розвантаження характеризується додатковим відхиленням ковша, що забезпечує вільне висипання вантажу під дією сили тяжкості. Застосовують для розвантаження плохосипучих вологих, хлопьеобразних і мокрих вантажів в тихохідних елеваторах ( $n_{\text{ковш}} = 0,6 - 0,8$  м/с) з безперервним зімкнутим і розставленим розташуванням ковшів.

У вертикальних елеваторах вільне самотечне розвантаження забезпечується шляхом відхилення зворотної гілки на додаткових направляючих зірочках, роликів батареях (рідко) або направляючих шинах, встановлюваних в двохланцюгових елеваторах з бічним кріпленням ланцюгів до розставлених або зімкнутих ковшів.

В похилих елеваторах вільне самотечне розвантаження забезпечується похилим положенням елеватора. Такий вид розвантаження застосовується в елеваторах з центральним внутрішнім розвантаженням.

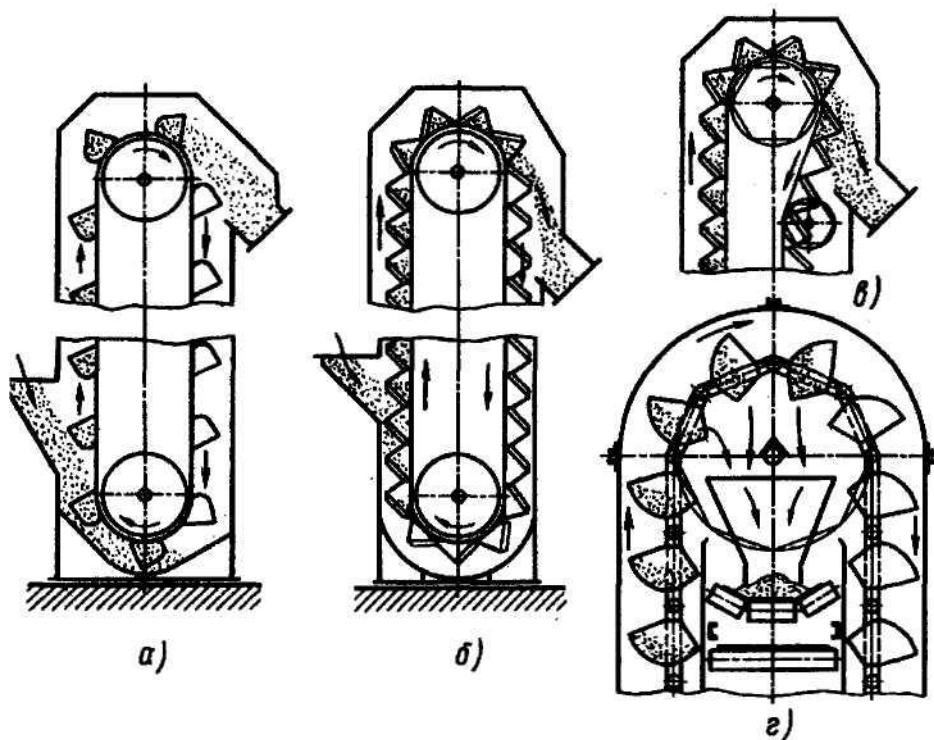


Рисунок 3 – Схеми завантаження, розвантаження і розташування ковшів елеватора

а) завантаження зачерпуванням, розвантаження під дією відцентрової сили;

б) завантаження засипанням в ковши, розвантаження самотечне направлене;

в) самотечная вільне розвантаження; г) центральне розвантаження.

в) Самотечная направлене розвантаження застосовується у вертикальних і похилих тихохідних ( $n_{\text{ковш}} = 0,4 - 0,8$  м/с) елеваторах з безперервним зімкнутим розташуванням ковшів для транспортування кусковатих, важких, абразивних і малоабразивних вантажів (гравій, руда, шлак), а також крихких вантажів (торф, кокс і т.д.)

При обгинанні верхнього барабана вантаж висипається з ковша під дією сили тяжкості на задню стінку попереднього ковша і прямує нею і бічними бортами ковша в розвантажувальний патрубок елеватора.

Центральне завантаження і розвантаження ковшів застосовують в елеваторах фірми Шенк (Німеччина).

#### 4 Основи теорії ковшових елеваторів

##### 4.1 Основні критерії характеру розвантаження ковшів

###### 4.1.1 Поліусна відстань

На висхідній гілці вертикального елеватора до підходу до верхнього барабана ківш рухається прямолінійно і рівномірно, і є в ньому вантаж знаходиться тільки під дією сили тяжкості  $P = mg$  (Рисунок 4). Коли ківш з тяговим елементом, підійшовши до барабана, повертається навкруги його осі, починає діяти відцентрова сила

$$F = \frac{mv_0^2}{r} \quad (4.1)$$

де  $m$  – маса вантажу в ковші, кг;

$v_0$  – швидкість руху центру тяжкості вантажу в ковші, м/с;

$r$  – радіус обертання, тобто відстань від центру тяжкості  $A$  вантажу в ковші до центру барабана  $O$ , м.

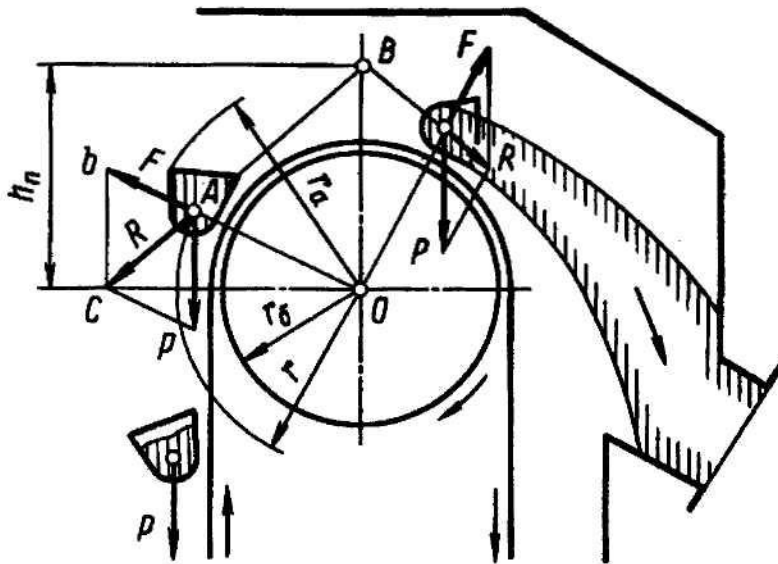


Рисунок 4 – Схема для визначення полюсної відстані

Рівнодійча  $R$  сил  $P$  і  $F$  при обертанні ковша змінюється по величині і напрямку. Проте, якщо продовжити вектор рівнодійчої до перетину з вертикаллю, проходячий через центр барабана, то при будь-якому положенні ковша вектор  $R$  перетинатиме вертикаль в одній і тій же крапці  $B$ , званої полюсом. Відстань  $h_n$  від т.  $B$  до центру барабана  $O$  називається полюсною відстанню.

З подібності  $\triangle ABO$  і  $\triangle AOC$  маємо

$$\frac{h_n}{r} = \frac{P}{F} = \frac{mg}{mv_0^2 / r}, \text{ звідки}$$

$$h_n = \frac{gr^2}{v_0^2} = \frac{gr^2 \cdot 30^2}{\pi^2 r^2 n^2} = \frac{895}{n^2} \quad (4.2)$$

$$\text{де} \quad v_0 = \frac{\pi n}{30}.$$

З отриманого виразу видно, що полюсна відстань  $h_n$  залежить тільки від частоти обертання барабана. З її збільшенням  $h_n$  зменшується, і відцентрова сила зростає в порівнянні з силою тяжкості.

При зменшенні частоти обертання барабана вплив сили тяжкості на процес розвантаження зростає і величина  $h_n$  збільшується.

При  $hn \leq r_6$ , тобто коли полюс знаходиться усередині кола барабана (Рисунок 5 а, б), величина відцентрової сили значно більше сили тяжкості ( $F > P$ ); всі частинки вантажу рухаються в ковші до його зовнішньої стінки і відбувається відцентрове розвантаження ковшів.

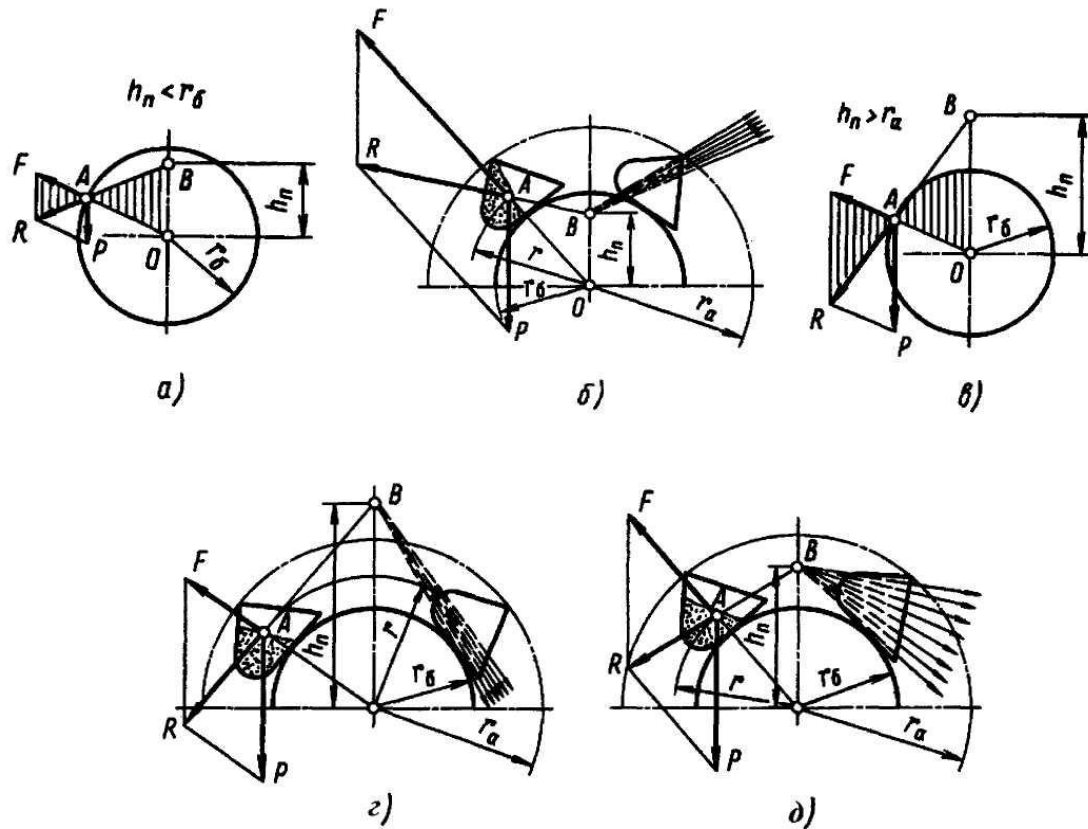


Рисунок 5

При  $hn > ra$ , тобто коли полюс розташовується зовні кола, що проходить через зовнішні кромки ковшів (Рисунок 5 в, г), сила тяжкості велика в порівнянні з відцентровою силою, і відбувається самотечне (гравітаційне) розвантаження ковшів через задню кромку.

При  $r_6 < hn < ra$  має місце змішаний (відцентровий і самотечний) спосіб розвантаження ковшів (Рисунок 5 д).

Отже, характер розвантаження ковшів визначається співвідношенням між полюсним відстань  $hn$  і  $r_6$ .

$$B = \frac{h_n}{r_6} \quad (4.3)$$

З (4.2) маємо

$$B = \frac{h_n}{r_6} = \frac{gr^2}{v_0^2 r_6} = \frac{gr_6}{v^2} \quad (4.4)$$

де  $n$  – окружна швидкість барабана елеватора, м/с.

Таким чином, характер розвантаження ковшів визначається співвідношенням швидкості їх руху і діаметром барабана.

Рекомендуються наступні співвідношення між діаметром барабана  $D_6$ , м і швидкістю тягового елемента  $n$  м/с:

– відцентрове розвантаження (високошвидкісний елеватор)  $Bu \leq 1$

$$D_6 = \frac{2Bv^2}{g} \leq 0.204v^2 \quad (4.5)$$

– змішане розвантаження (швидкохідний елеватор)  $Bu = 1.1,4$

$$D_{\sigma} = 0,205 \dots 0,286 \bar{y}^2 \quad (4.6)$$

– змішане розвантаження ковшів з внутрішньої стінки (среднескоростной елеватор)  $Bu = 1,5.3$

$$D_{\sigma} = 0,306 \dots 0,612 \bar{y}^2 \quad (4.7)$$

– самотечне розвантаження (тихохідний елеватор)  $Bu > 3$

$$D_{\sigma} \geq 0,6v^2. \quad (4.8)$$

### 5 Траєкторія викидання вантажу з ковша

Розглянута нами модель процесу розвантаження відповідає рівню якісного аналізу. Для кількісного аналізу процесу розвантаження необхідно визначити траєкторію вантажу, що викидається, з ковша залежно від його положення на барабані, швидкості його руху.

При обертанні ковша з вантажем на верхньому барабані на частинку вантажу, що переміщається в ковші, діє сила тяжкості, відцентрова сила і сила інерції, викликана прискоренням Коріоліса і відносним прискоренням ковзання частинки по кромці ковша.

Рішення рівняння руху частинки вантажу дозволяє визначити її шлях і швидкість ковзання  $hC$ . Абсолютна швидкість частинки вантажу  $h$  визначається у вигляді геометричної суми окружної швидкості  $h = \omega r_a$  і швидкості ковзання  $hC$  (Рисунок 6 а).

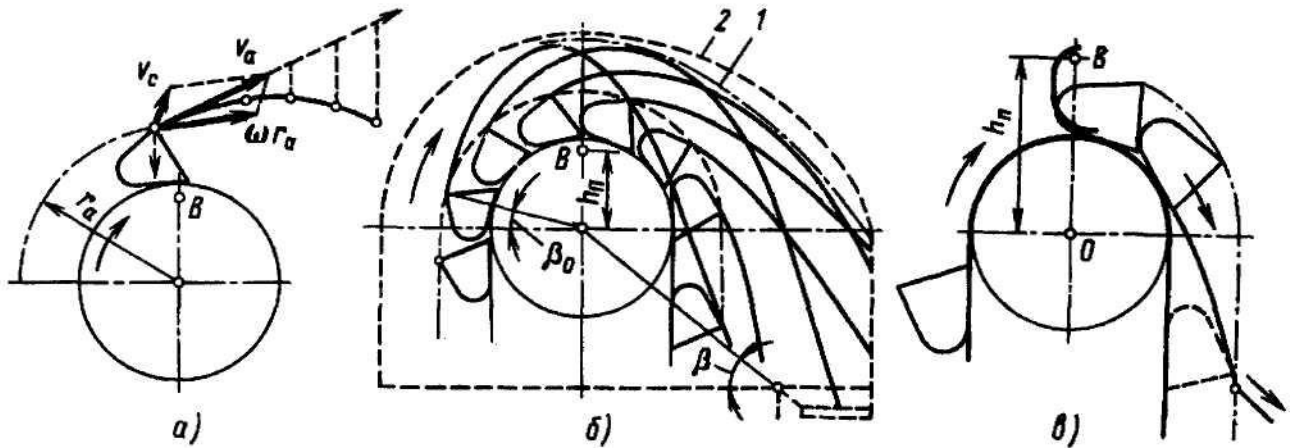


Рисунок 6б – Схеми для визначення траєкторії викидання вантажу з ковшів  
 а – схема складових швидкості частинок вантажу; б – траєкторія частинок при відцентровому розвантаженні для послідовного положення ковшів (1 – відгортаюча крива; 2 – профіль кожуха головки елеватора);  
 в – те ж, при самотечної розвантаженні

Викинута з ковша частинка рухатиметься по параболі. Початок її викиду залежить від способу розвантаження.

При відцентровому розвантаженні (Рисунок 6, б) переміщення вантажу в ковші починається при повороті останнього на кут  $\varphi_0 = 15^\circ - 30^\circ$ . Зразкові траєкторії руху частинок показані на малюнку 6 б, в.

Відповідно до траєкторії руху вантажу проектується контур головки елеватора. Конфігурація кожуха повинна сприяти тому, щоб всі викинуті частинки прямували в розвантажувальний патрубок, виключалися б їх удари об стінку кожуха, зайве пилення і крошення.

Положення розвантажувального патрубку визначається кутом розвантаження  $\varphi$ . Для елеватора з відцентровою і центробежно-самотечної розвантаженням  $\varphi_0 = 30^\circ - 45^\circ$ .

Положення розвантажувального патрубку повинне виключати можливість розсипу вантажу на зворотну гілку елеватора.

## 6 Розрахунок елеватора

### 6.1 Визначення параметрів

Тип елеватора і форму ковшів вибирають залежно від характеристики вантажу і заданої продуктивності  $Q$ , що транспортується.

Для пилоподібних (сухих і вологих), зернистих і мелкокускових малоабразивних вантажів звичайно застосовують елеватори з розставленими ковшами.

Для зернистих і мелкокускових сильно абразивних, среднекускових (сильно і малоабразивних), кускових крихких, недопускаючих крошение – із зімкнутими ковшами.

По заданій продуктивності  $Q$  знаходять відношення корисного об'єму ковшів до їх кроку.

$$\frac{i_0}{t_k} = \frac{Q}{3.6v\rho\psi} \quad (6.1)$$

де  $i_0$  – корисний об'єм ковша, л (вибираємо по ГОСТ 2036-77 або каталогам заводів-виготівників);

$t_k$  – крок ковшів, м;

$t_k = (2,5.3) H$  – для глибоких і дрібних розставлених ковшів;

$H$  – висота ковша, м;

$t_k ? H$  – для ковшів, що розташовуються безперервно;

$v$  – швидкість руху тягового елемента, м/с (по таблиці);

$\rho$  – густина вантажу, т/м<sup>3</sup>;

$\psi$  – коефіцієнт заповнення ковша (по таблиці).

Для ланцюгових елеваторів *крок ковшів* повинен бути *кратним кроку* або *двом крокам ланцюга*.

При транспортуванні кускових вантажів вибрані ковши перевіряють за найбільшим розміром типових шматків  $a$  по умові

$$L \geq aX_k \quad (6.2)$$

де  $L$  – виліт ковша

$X_k$  – коефіцієнт (для рядових вантажів  $X_k = 2.2, 5$

для сортованих  $X_k = 4.5$ ).

### 6.2 Тяговий розрахунок

Тяговий розрахунок елеватора виконується шляхом послідовного підсумовування опорів на окремих ділянках контура траси.

Відмітною особливістю його є облік опорів зачерпуванню вантажу розставленими ковшами. Опір зачерпуванню визначається по формулі

$$W_{зач} \approx K_{зач} q_z \quad (6.3)$$

де  $K_{зач}$  – коефіцієнт зачерпування, що виражає питому роботу, затрачану на зачерпування вантажу, НЧм/Н.

для порошкоподібних і мелкокускових  $K_{зач} = 1.2$  НЧм/Н

для среднекускових  $K_{зач} = 2.4$ , НЧм/Н

$$q_z = \frac{gQ}{3.6v} \text{ – лінійна сила тяжкості вантажу, Н/м.}$$

Для елеваторів з фрикційним приводом найбільше натягнення  $S_{max} = S_{нб}$  перевіряється по зачепленню стрічки з приводним барабаном згідно загальної теорії фрикційного приводу.

По  $S_{max}$  розраховують ланцюг і стрічку на міцність (як для стрічкових конвейерів).

Потужність двигуна елеватора

$$P = \frac{W_0 v}{1000 \eta},$$

де  $W_0$  – тягова сила, Н;  
 $v$  – швидкість тягового елемента, м/с;  
 $\eta$  – КПД передавального механізму.

### 7 Поличні елеватори

Поличні елеватори виконують вертикальними (мал. 7, а) і похилими (мал 7, би).

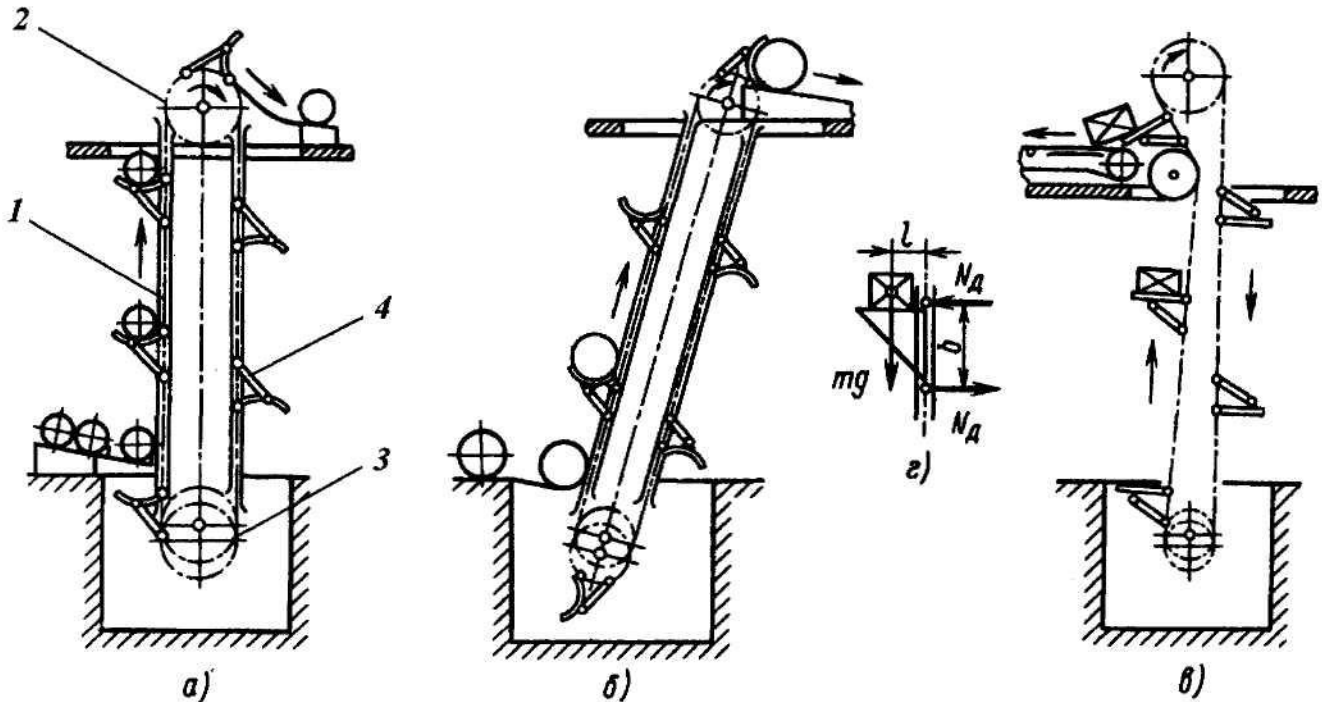


Рисунок 7 – Схеми поличних елеваторів

а – вертикальний; би – похилий; в – вертикальний з відхиленням захоплення від робочої гілки; г – розрахункова схема

Елеватор складається з двох вертикально замкнутих ланцюгів 1, огинаючих верхні і нижні зірочки 2, 3 до ланцюгів жорстко прикріплені консольні полиці-захоплення 4. Їх форма залежить від роду переміщуваних вантажів.

Завантаження і розвантаження полиць проводиться автоматично або уручну. Найзручніші вантажі циліндрової форми, які можна перекидати по похилому настилу і легко переміщати з гребінчастого столу на гребінчасту полицю і з полиці на розвантажувальний стіл. Окрім звичайно вживаного розвантаження у верхній точці низхідної гілки, можливе так само розвантаження вантажів на висхідній гілці шляхом відхилення полиці за допомогою додаткових відхилюючих зірочок або захоплень спеціальної поворотної конструкції. Відхилення захоплень проводять за допомогою направляючих шин, а повернення в початкове положення – гравітаційний або за допомогою пружин.

Тяговим елементом поличних елеваторів служать пластинчаті і катковие ланцюги. Швидкість руху  $v = 0,2-0,3$  м/с.

#### 7.2 Тяговий розрахунок

Тяговий розрахунок виконують звичайним порядком. Додатковим є опір руху наполегливих катків по нерухомим направляючим, виникає унаслідок консольного розташування вантажу по відношенню до ланцюга (мал. 7, г).

Сила тиск на направляющие

$$N_{\delta} = \frac{qml}{b} \quad (7-1)$$

де  $m$  – маса вантажу на полиці;

$l$  – відстань від місця кріплення консолі до центру тяжкості її з вантажем;

$b$  – відстань між точками кріплення захоплення до ланцюга.

Додатковий опір

$$W_{don} \approx 2N_{\delta}w = \frac{2gml}{b} \quad (7.2)$$

де  $w$  – коефіцієнт опору руху катків ланцюга по направляючим.

Повне зусилля, необхідне для вертикального підйому полиці з вантажем

$$F_B = gm + W_{don} = gm \left( 1 + \frac{2lw}{b} \right) \quad (7.3)$$

для каткових ланцюгів  $w = 0,03.0,05$

для пластинчатих ланцюгів  $w = f = 0,25.0,35$

$f$  – коефіцієнт тертя ланцюга по направляючим.

### **8 Люлечніє елеватори**

Люлечніє елеватори призначені для вертикального транспортування різних штучних вантажів. Грузонесущіє елементи – шарнірно підвішені до ланцюгів полиці (люльки), дозволяючі проводити розвантаження в будь-якому місці низхідної гілки.

Розрахунок люлечних елеваторів проводиться звичайним порядком, так само, як і для люлечних конвейерів.

## **ГВИНТОВІ КОНВЕЙЕРИ**

### *1 Характеристика*

#### **1.1 Призначення**

Гвинтові конвейери застосовують для транспортування пилових, порошкових, зернистих і рідше - мелкокускових насипних вантажів на відстань до 40 м по горизонталі і до 30 м по вертикалі при продуктивності до 10 т/ч в хімічній, мукомельній промисловості і підприємствах будівельних матеріалів.

#### **1.2 Переваги**

Переваги гвинтових конвейерів — простота конструкції і нескладність технічного обслуговування, компактність, герметичність, що дуже важливо при транспортуванні порошків, гарячих і остропашущих вантажів.

#### **1.3 Недоліки**

Недоліки гвинтових конвейерів:

- висока питома витрата енергії, пов'язана із способом переміщення вантажу;
- підвищений знос гвинта і жолоба (особливо при транспортуванні абразивних вантажів);
- чутливість до перевантажень (приводить до скупчення вантажу усередині жолоба);
- подрібнення і стирання вантажу.

*Типи гвинтових конвейерів:*

- горизонтальні і пологонаклонні;
- вертикальні і крутонаклонні ;
- транспортуючі труби.

## *2 Горизонтальні і пологонаклонні*

### *2.1 Опис конструкції*

Горизонтальний гвинтовий конвейєр складається з: гвинта, жолоба, з напівциліндровим днищем; приводу, що обертає гвинт; опор кінцевих і проміжних; одна з опор з наполегливим підшипником; жолоб має отвір впускання і випускного.

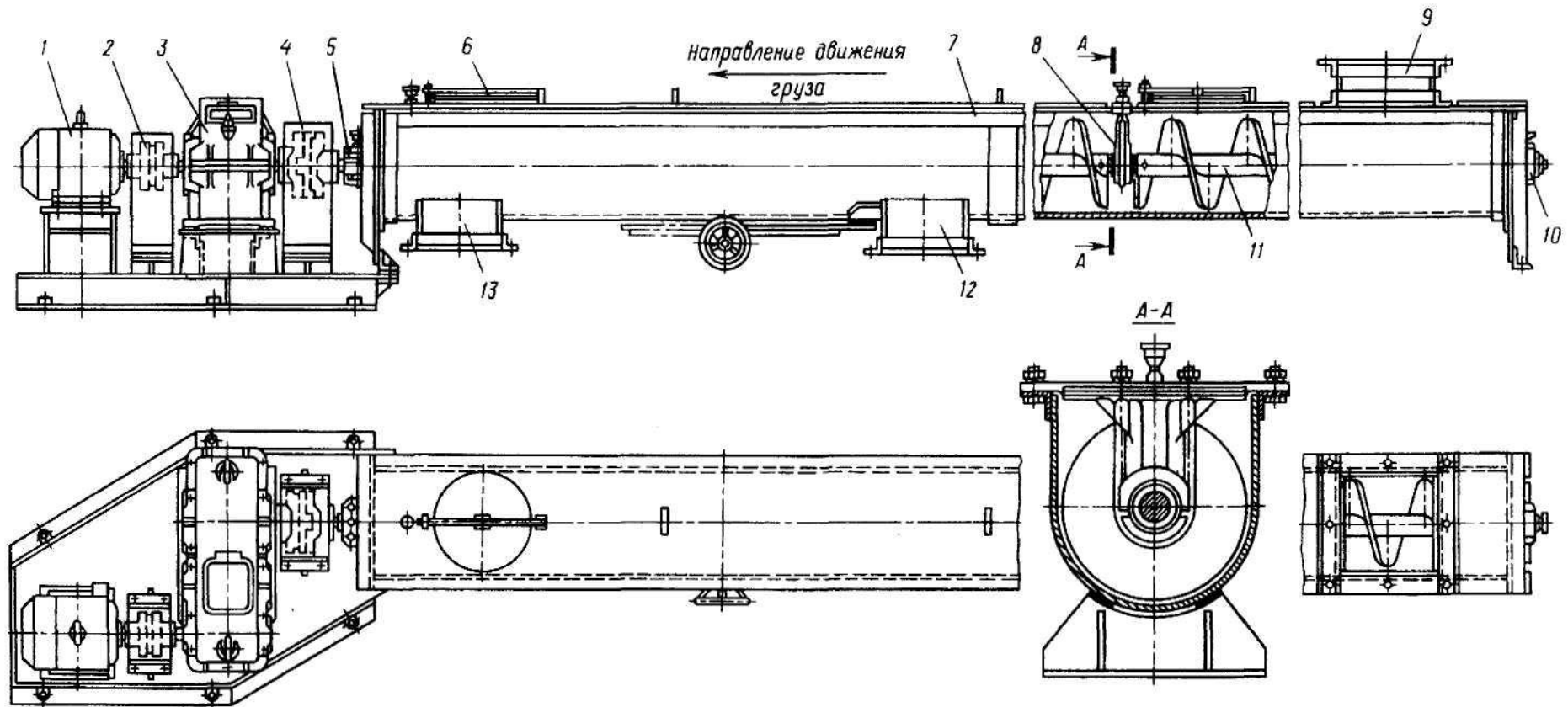


Рисунок-1 Гвинтовий конвейер:

I - електродвигун; 2,4 - сполучні муфти; 3 - редуктор; 5 - головний підшипник; 6 - оглядовий люк; 7 - жолоб; 8 - проміжний підшипник; 9 - завантажувальний патрубок; 10 - задній підшипник; 11 - вал з гвинтом; 12 - проміжний завантажувальний патрубок; 13 - передній розвантажувальний патрубок

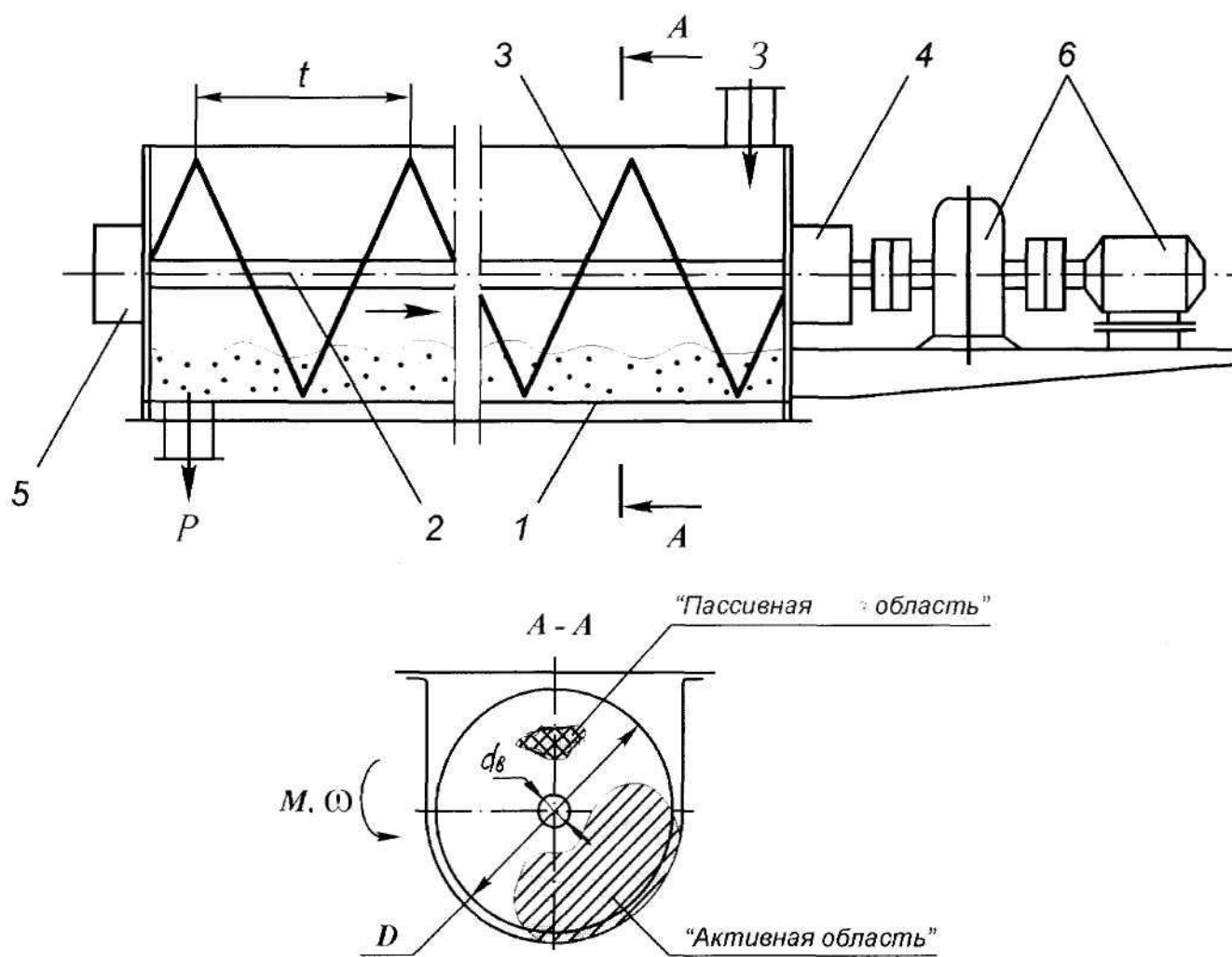
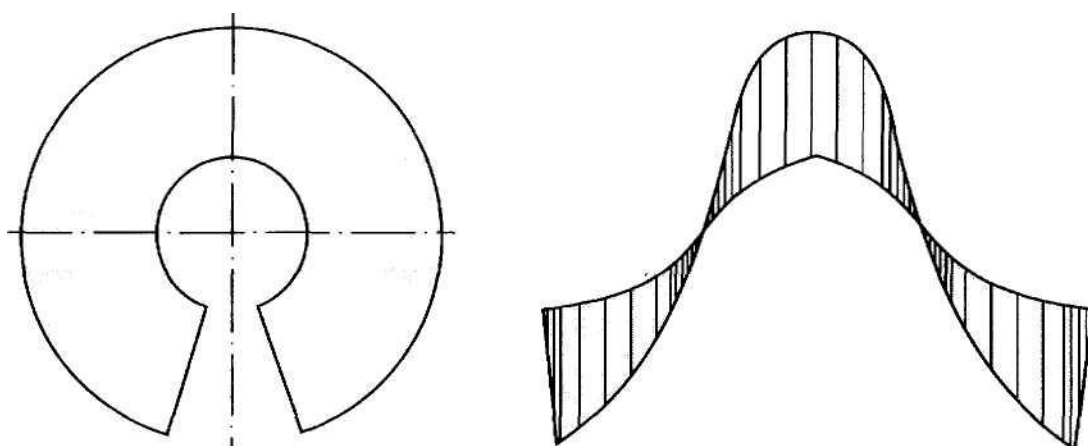


Рисунок 2 - Схема гвинтового конвейера



*Рисунок 3 — Кільцева заготовка*

## 2.2 Гвинт

Гвинт - одно- або многозаходний (2,3) з правим або лівим напрямом спіралі. Поверхня гвинта може бути *суцільної*, *стрічкової* або *переривистої* у вигляді окремих лопатей форми фасону (останні для вантажів, що злежуються, і при поєднанні транспортування з технологічною операцією перемішування вантажу).

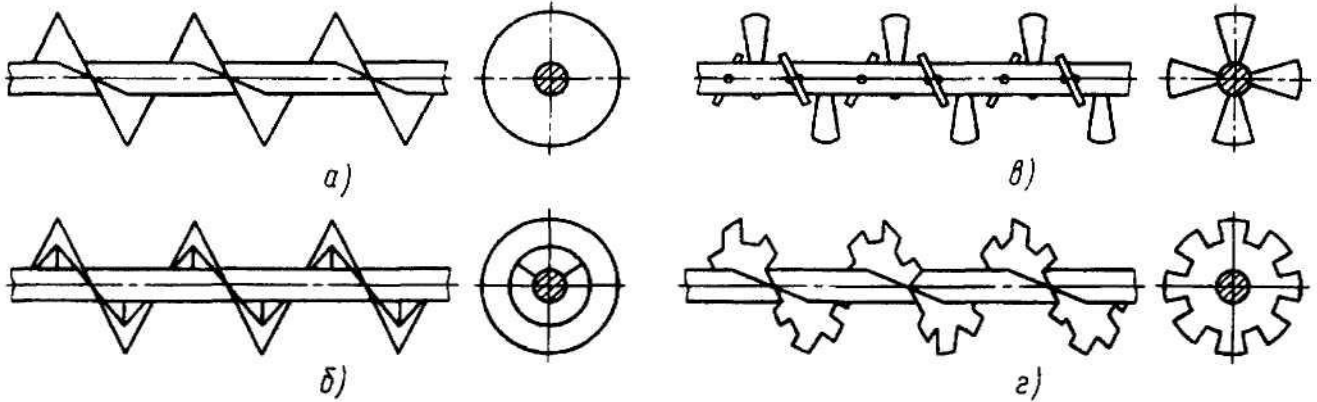


Рисунок 4 - Гвинти конвейерів:

а - повностенний (з суцільною гвинтовою поверхнею); б - стрічковий;  
в - лопатевий; г - фасон.

Вал гвинта складається з окремих секцій (для зручності збірки), може бути суцільним або трубчастим, він лежить в проміжних і кінцевих підшипниках, часто - ковзання (мастило пресмасленками).

## 2.3 Робота

Гвинт в жолобі обертається від приводу. Сумісному обертанню гвинта з вантажем перешкоджає сила тяжкості вантажу і сила тертя об стінки. Тому вантаж ковзає як гайка.

## 2.4 Продуктивність гвинтових конвейерів

Продуктивність гвинтових конвейерів ( $Q$  т/ч;  $V$  м<sup>3</sup>/ч) залежить від діаметра  $D$  (м), кроку  $t$  (м), частоти обертання  $n$  (об/мин) і коефіцієнта заповнення поперечного перетину гвинта  $\psi$  визначається по формулі

$$Q = VV\rho = 60 \frac{\pi D^2}{4} t n \psi \rho C = 47 D^2 t n \psi \rho C \quad (1)$$

де  $D$  - діаметр (м);  $t$  - крок (м);  $n$  - частота обертання (об/мин);  $\psi$  - коефіцієнт заповнення поперечного перетину гвинта;  $\rho$  - густина вантажу (т/м<sup>3</sup>);  $C$  - поправочний коефіцієнт, залежний від кута нахилу  $\beta$  конвейєра.

|       |   |   |    |    |    |
|-------|---|---|----|----|----|
| ,град | 0 | 5 | 10 | 15 | 20 |
|-------|---|---|----|----|----|

$\beta$

|       |   |     |     |     |     |
|-------|---|-----|-----|-----|-----|
| ,град | 0 | 5   | 10  | 15  | 20  |
| 3     | 1 | 0,9 | 0,8 | 0,7 | 0,6 |

Швидкість транспортування  $v = \frac{tn}{60}$ , м/с.

Коефіцієнт заповнення  $\psi$  приймають на основі досвідчених даних залежно від властивостей вантажу, причому величина його відносно невелика від 0,125 (важких і абразивних) до 0,4 (мука).

Крок гвинта  $t$  для порівняно легко переміщуваних вантажів (тобто з малим опором переміщенню) приймають  $t = D$ . Для трудноперемещаемих вантажів  $t = 0,8D$ .

Частоту обертання гвинта  $n$  вибирають залежно від роду вантажу і  $D$  гвинта. Максимально допустиму частоту обертання гвинта  $n_{\max}$  визначають по формулі

$$n_{\max} = \frac{A}{\sqrt{D}} \quad (2)$$

де  $A$  емпіричний коефіцієнт залежний від вантажу, значення коливається від 30 (для важких і абразивних вантажів) до 65 (для легених і неабразивних).

Значення  $D$  вибирають орієнтовно і перевіряють по формулі (1).

Підставивши в (1) значення  $t = D$  і  $n_{\max}$  по (2), а також значення коефіцієнтів  $A$  і  $\psi$  і густину  $\rho$  можемо, по заданій продуктивності, визначити мінімальний діаметр гвинта.

Остаточного його призначають з урахуванням ряду діаметрів по ГОСТ 2037-75 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63 і 0,8 метри.

При транспортуванні мелкокузових вантажів

$$D \geq (10-12)a; D \geq (4-6)a_{\max}$$

де  $a$  - розмір шматків сортового вантажу;

$a_{\max}$  - розмір найбільших шматків несортного вантажу.

## 2.5 Визначення енергосилових чинників

Загальний опір руху вантажу на гвинтових конвейерах складається з:

- сил тертя вантажу об жолоб і об поверхню гвинта
- опорів в підшипниках;
- опорів підйому;
- додаткових опорів (проштовхування через проміжні опори; опори в зазорі між гвинтом і жолобом; переміщення вантажу).

$$W = W_{\text{ТР,ГР}} + W_{\text{ПОДШ}} + W_{\text{ПОДЪЕМА}} + W_{\text{ДОП}}$$

Якщо перші складові можуть бути визначені розрахунковим шляхом, то остання, вельми істотна, важко піддається розрахунку.

Тому більш зручно користуватися емпіричними величинами загального коефіцієнта витрат  $w'$ , залежного від властивостей переміщуваного вантажу, який визначається експериментально.

Значення цього коефіцієнта змінюються в межах від 1,2 до 4,0.

Тоді потрібна потужність двигуна для похилого конвейера може бути визначений з відомого вам виразу

$$P = P_n + P_{BP} = \left( \frac{Q}{367} \right) (H + Lw') \quad (\text{кВт})$$

де  $P_n$  - корисна потужність двигуна (необхідна для підйому вантажу без урахування опорів), кВт;

$P_{BP}$  - потужність двигуна необхідна для подолання опорів тертю, до Вт;

$H$  - висота підйому (м);

$L$  — довжина гвинтового конвейєра, м;

Виходячи з потрібної потужності  $P$  визначають *момент, що крутить, на валу гвинта*

$$M_v = \frac{1000 \cdot 60 \cdot P \cdot \eta}{2\pi n} \quad (\text{Нм})$$

де  $P$  - потужність (кВт);  $\eta$  - КПД приводу;  $n$  - частота обертання гвинта (об/мин).

Найбільша діюча на гвинт *подовжня сила*

$$F = \frac{M_B}{r \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} = \frac{2M_B}{K \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}, (\text{Н})$$

де  $r$  - радіус на якому діє рівнодіюча сил опору (м)

$$r = \frac{KD}{2} = \frac{(0,7 - 0,8)D}{2} \approx (0,35 - 0,4)D ;$$

$\alpha$  - кут підйому гвинтової лінії гвинта на радіусі  $r$ ;

$\varphi$  - кут тертя вантажу об поверхню гвинта;

$\operatorname{tg} \varphi = f$  - коефіцієнт тертя вантажу об поверхню гвинта.

Вал гвинта *розраховують* на скручування під дією моменту  $M_B$ , стиснення або розтягування силою  $F$ , вигин під дією моменту  $F \cdot r$ , а також вигин на довжині  $l$  від власної сили тяжкості.

*3 Вертикальні і крутонаклонні гвинтові конвейєри*

### 3.1 Конструкція

Конвейєр полягає: вертикальна труба (кожух), підвішений в ній на наполегливому підшипнику гвинт; короткий горизонтальний гвинт-живильник, теж що обертається в трубі; один або два роздільні приводи для обох гвинтів; розвантажувальний патрубок. В нижній частині вертикальний гвинт із зменшеним кроком.

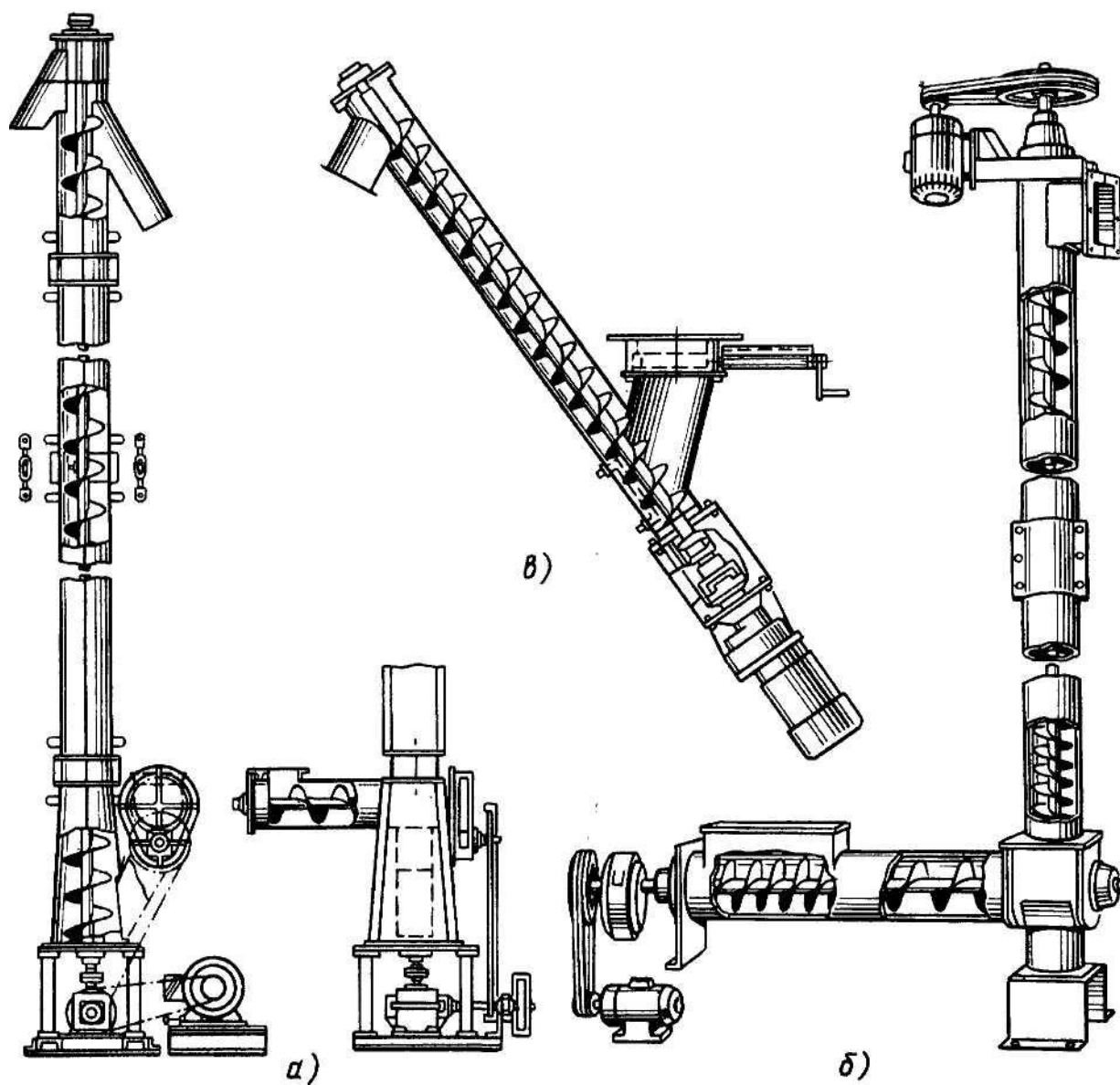


Рисунок 5 - Гвинтові конвейери: а, би - вертикальні; в - крутонаклонні.

### 3.2 Робота

Рух обумовлений силами тертя, що виникають при притисненні матеріалу до поверхні труби під дією відцентрової сили. Але переміщений вантаж одночасно і обертається (інакше не було б відцентрової сили) з швидкістю дещо менше ніж кутова швидкість гвинта.

### 3.3 Визначення критичної швидкості обертання валу

Для створення необхідної відцентрової сили гвинт повинен мати достатньо велику частоту обертання, тобто в протилежність *горизонтальним гвинтам*, для яких обмежується максимальна частота обертання, вертикальних гвинтах обмежується мінімальне значення, необхідне для транспортування вантажу вгору по гвинту, що допускається (критичне). Розглянемо, як визначається ця частота обертання.

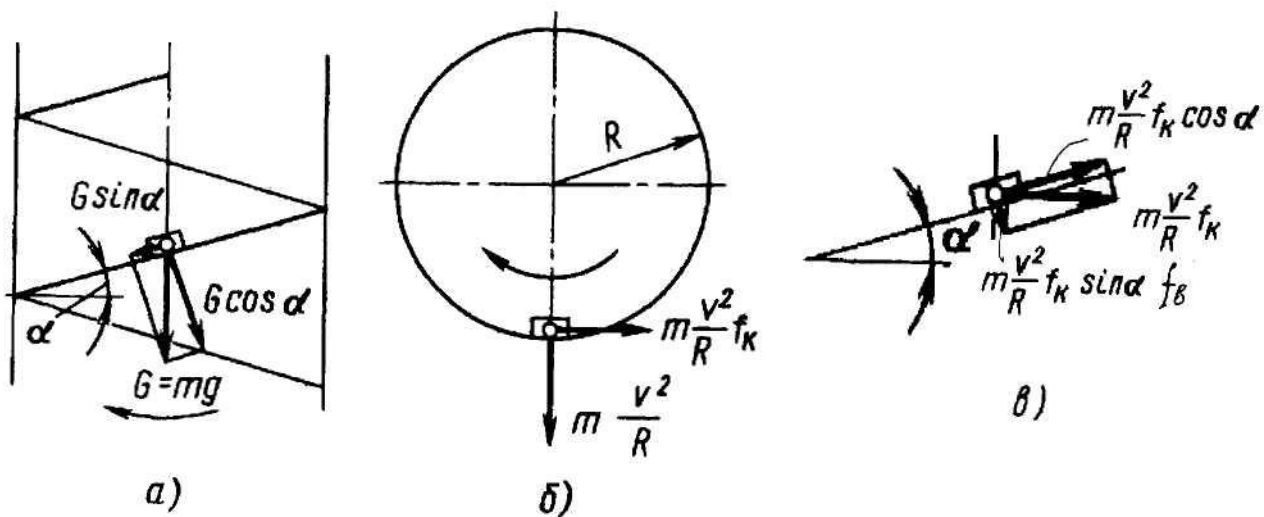


Рисунок 6 - Схеми для розрахунку вертикального гвинтового конвейера

На частинку, що покоїться, силою тяжкості  $G$  по гвинтовій поверхні діють дві сили (Рисунок *a*): одна направлена по гвинтовій поверхні вниз і рівна  $G \sin \alpha$ , інша - сила тертя частинок об гвинтову поверхню  $G \sin \alpha f_B$ , де  $f_B$  - коефіцієнт тертя частинок об гвинт.

При обертанні частинок (Рисунок *б*) із швидкістю  $V$  виникає відцентрова сила

$$\frac{mv^2}{R} \text{ де } m - \text{маса частинки.}$$

Сила тертя частинки об стінку кожуха в горизонтальній площині рівна  $\frac{mv^2}{R} f_K$ , де  $f_K$  - коефіцієнт тертя частинки об кожух (Рисунок *в*).

Щодо гвинтової поверхні вона розкладається на два напрями - нормальне до гвинта, забезпечуюче додатково силу притиснення  $\frac{mv^2}{R} f \cos \alpha$  і отже, силу тертя об гвинтову поверхню  $\frac{mv^2}{R} f \sin \alpha$ .

Найбільша швидкість на колі гвинта, при якому частинка не має осевого руху і обертається разом з гвинтом, тобто критична швидкість  $V_{KP}$  знаходиться з рівняння рівноваги частинки

$$mg \sin \alpha + mg \cos \alpha f_B + \frac{mv_{KP}^2}{R} f_k f_B \sin \alpha - \frac{mv_{KP}^2}{R} f_k \cos \alpha = 0 \quad (3.1)$$

$$\text{звідки} \quad v_{KP} = \sqrt{\frac{gR(\sin \alpha + f_B \cos \alpha)}{f_k (\cos \alpha - f_B \sin \alpha)}} \quad (3.2)$$

$$f_B = \tan \rho_B \quad v_{KP} = \sqrt{\frac{gR}{f_k} \tan(\alpha + \rho_B)} \quad (3.3)$$

Враховуючи, що  $V_{KP} = \frac{2\pi R n_{KP}}{30} = \frac{\pi D n_{KP}}{30}$ , получим критичну частоту обертання гвинта

$$n_{KP} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{2g}{D f_k} \tan(\alpha + \rho_B)} \quad (3.4)$$

З виразу (3.4) видно, що для руху частинки вгору частота її обертання повинна бути тим більше, чим більше кут підйому гвинта і коефіцієнт тертя об стінку кожуха  $f_k$ , і чим менше його радіус і коефіцієнт тертя частинок об гвинт  $f_B$ .

### 3.4 Продуктивність вертикальних гвинтових конвейерів

Продуктивність розраховується по тій же формулі, що і для горизонтальних гвинтових конвейерів

$$Q = 47 D^2 t n \psi \rho^3$$

|                |     |     |     |     |     |
|----------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| $\beta$ , град | 30  | 45  | 60  | 75  | 90  |
| $\beta$ , град | 30  | 45  | 60  | 75  | 90  |
| 3              | 0,8 | 0,7 | 0,6 | 0,5 | 0,4 |

## ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ.

### 1.1 Залізнична колія.

Трасою називається лінія, що визначає положення осі залізничної колії в просторі. Проекція траси на горизонтальну площину називається планом шляху.

Проекція траси на вертикальну площину називається подовжнім профілем залізничної колії.

Напрямок траси визначається положенням заданих пунктів (в кар'єрі і на поверхні).

При проведенні залізничної лінії трасу прагнуть провести по найкоротшій відстані.

Прямі ділянки шляху в плані з'єднуються круговими кривими різного радіусу. За умов руху бажано застосовувати великі радіуси кривих, оскільки при цьому підвищується швидкість руху і плавність ходу потягів, знижується знос рейок і бандажів (ободів).

Якнайменший радіус кривої призначається відповідно до типу рухомого складу і головним чином локомотива, оскільки вагони звичайно допускають менші радіуси. Мінімальний радіус кривих на стаціонарних шляхах широкої колії не менше 200 м.

#### Профіль

Залізнична колія у вертикальній площині складається з горизонтальних ділянок (майданчиків) і похилих ділянок (ухилів). Залежно від напрямку руху ухил може бути підйомом або спуском.

#### Габарити

Для безпеки руху потягів по залізниці необхідно взаємопов'язати граничні контури елементів шляху, постійних споруд і рухомого складу.

Гостом встановлені габарити наближення будови і габарити рухомого складу.

Габаритом наближення будов залізниць називається граничний поперечний контур, всередину якого не повинні заходити ніякі частини споруд і станційних пристроїв.

Габаритом рухомого складу називається граничний поперечний контур, в якому, не виходячи назовні, повинен поміщатися пересувний склад.

### ***Пристрій залізничної колії***

Залізнична колія складається з нижньої і верхньої будов. До нижньої будови відносяться земляне полотно або штучні споруди, до верхньої будови – рейки, скріплюють, шпали і баласт.

Земляне полотно з пристроєм водовідведення є підставою залізничної колії. Частина земляного полотна, на якій розміщується верхня будова шляху, називається основним майданчиком, ширина якого залежить від ширини колії, числа шляхів і характеристики ґрунту. (Ширина колії: нормальна – 1524 мм, вузькоколія – 750 мм) Ширина майданчика для одного шляху 5,5 м., при двох – до 10 м.

Поперечний профіль земляного полотна виконують так, щоб забезпечити його стійкість і не припуститися воду на земляне полотно, а воду, що потрапила, швидко відвести.

При перетині залізниці різних перешкод (річок, ярів, автодоріг, залізниць і ін.) зводяться штучні споруди: мости, шляхопроводи, естакади, віадуки, труби, лотки, тунелі, підпірні стінки і ін.

#### Рейки

Рейки служать для напрямку коліс рухомого складу, сприйняття і передачі тиску нижележащим елементам верхньої будови шляху, що рухаються. Вертикальні і горизонтальні зусилля від коліс викликають вигин рейки у вертикальній і горизонтальній площинах, а також кручення, зім'яло і стирання. Основна форма рейки – двотавровий перетин, що володіє найбільшим опором вигину. Верхня полиця двутавра пристосована для катання по ній коліс рухомого складу, а нижня – для кріплення рейки до шпал. На Україні застосовують широкоподошвенні рейки, що складаються з головки, шийки і підшви. Широка підшва додає рейці стійкість. Довжина рейок стандартизована:

- для широкої колії 12,5 і 25 м.;
- для вузькоколійки 7 і 8 м.

Зараз рейки, в основному, сполучають зварюванням, у результаті забезпечується більший термін їх служби. При зварюванні рейок через певні проміжки, залишають стики для компенсації температурної деформації рейок.

Рейки можуть виходити з ладу через пошкодження або знос. Гранична величина зносу рейок всіх типів допускається:

- вертикального – 9 мм.;
- горизонтального – 10 мм

Особливо великий знос на кривих малого радіусу, в першу чергу зовнішньої нитки. Кращим способом зменшення зносу бічних граней рейок є їх мастило (знос зменшується в 5 – 10 разів), зносяться і гребені коліс (реборди). При мастилі зменшується знос реборд коліс і опір пересуванню. Існують спеціальні прилади для мастила – рельсосмазіватели.

#### Рейкові скріпляє

Ті, що рейкові скріплюють діляться на: проміжні – для того, що скріплює рейок з шпалами і стикові – для з'єднання рейок між собою.

В комплект проміжного рейкового скріпляє входять підкладки, прикріпителі (милиці, шурупи, болти) і підкладки під рейки, які служать для передачі тиску від рейок на шпали і, завдяки ним, зменшується знос шпал і збільшується опір бічному зсуву рейки. Підкладки дерев'яні і гумові. Рейки до шпал кріпляться милицями, болтами і шурупами.

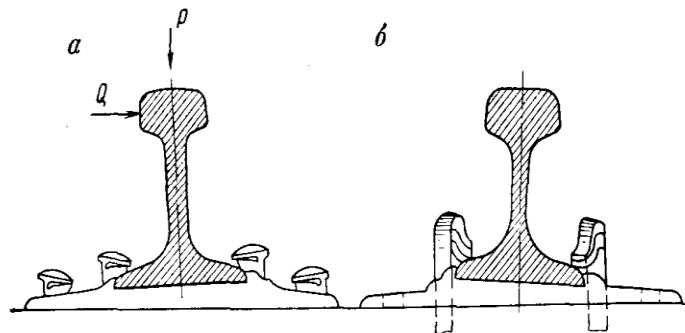


Рисунок 1 – Миличне скріпляє рейок

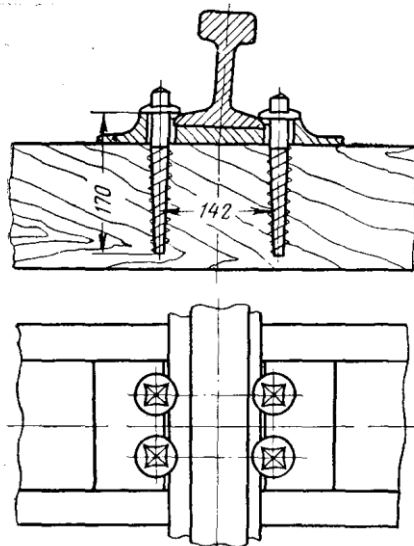


Рисунок 2 – Шурупове скріпляє рейок

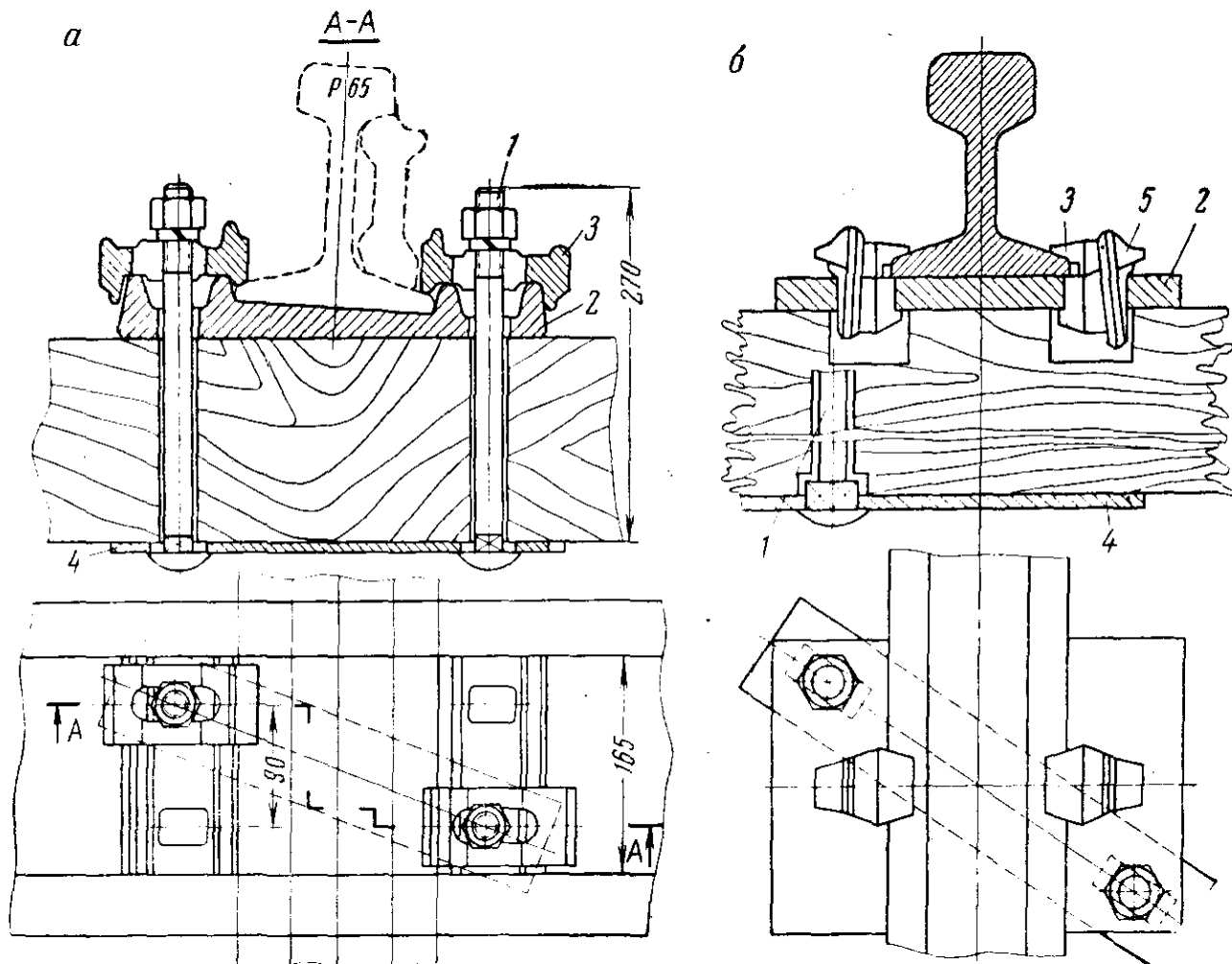


Рисунок 3 – Болтове скріпляє рейок:  
1 – болт; 2 – підкладка; 3 – притиск; 4 – підкладка під шпалу; 5 – клин

#### Стикові рейкові скріпляє

При проходженні рухомого складу по стику виникають додаткові динамічні навантаження, що руйнують шлях і пересувний склад. Стик є самим напруженим місцем в рейковому шляху. В кінці рейки з'єднуються між собою стиковими накладками. При широкій колії застосовуються рейки Р50, Р65 – для їх з'єднання використовують двоголові накладки, що володіють більшою жорсткістю.

З'єднання накладок з рейками проводиться стиковими болтами, для запобігання самовідгвинчування гайок встановлюються пружинні шайби. Кінці рейки (стику) повинні ізолюватися.

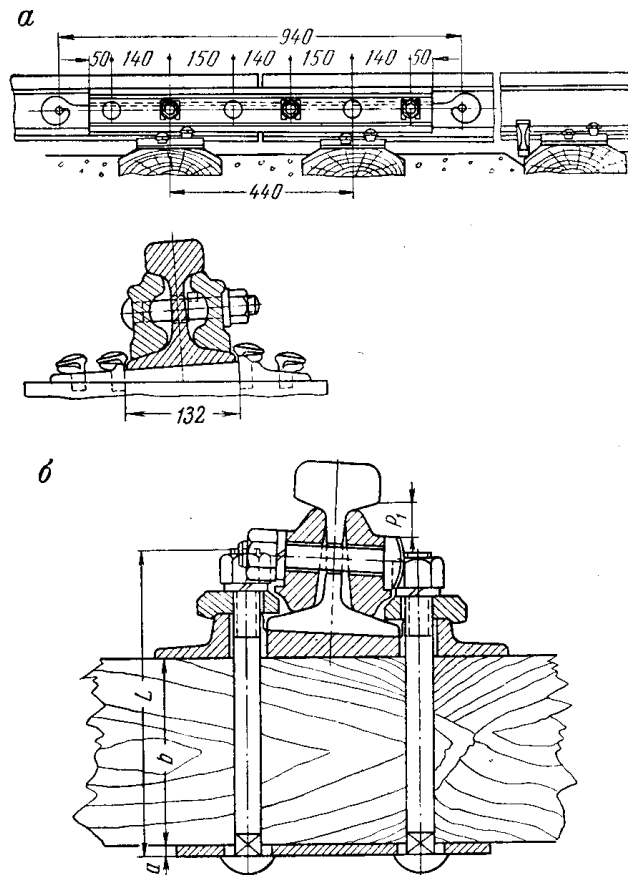


Рисунок 4 – Стик з двоголовими накладками

Шпали служать для з'єднання рейкових ниток залізничної колії і передачі тиску від рухомого складу на баластний шар. Число шпал на кілометрі шляху залежить від навантажень на осі пересувного складу, вантажонапруженості ліній, швидкості руху потягів, типу рейок і баластного шару, якості земляного полотна, плану і профілю шляху. Відстань між шпалами не повинна бути менше 25 см. Шпали розкладаються рівномірно (з одним кроком укладання), стикові і предстикові шпали укладаються з меншим інтервалом. Шпали дерев'яні, залізобетонні і металеві. За якістю роботи краще дерев'яні шпали, але вони швидко виходять з ладу (термін служби 2 – 3 роки).

Залізобетонні шпали (струнно-бетонні) є балками змінного перетину, армованими дрітчастими струнами. Такі шпали застосовуються на стаціонарних шляхах. Їх термін служби необмежений.

Існують також металеві шпали. Вони виконуються штампованими з прокату спеціального профілю або зварними з існуючих профілів прокату. Їх термін служби 15 – 20 років. Дорожче дерев'яних в 2 – 3 рази.

Баласт (баластний шар) – грає роль пружної подушки, на яку укладається стаціонарна залізнична колія.

Його основне призначення:

- рівномірний розподіл тиску і пом'якшення ударів від рухомого складу на земляне полотно;
- відведення поверхневих вод;
- захист земляного полотна від промерзання;
- збільшення опору зсуву рельсошпальної грат.

Товщина баласту визначається властивостями ґрунтів земляного полотна і навантаженням на вісь рухомого складу. Для колії 1524 мм товщина шару від 0,25.0,4 м на стаціонарних шляхах, і 0,15.0,25 м на пересувних шляхах. Матеріал для баласту: щебінь (розмір шматка 20.70 мм), галька, гравій, грубозернистий пісок.

#### Пристрій рейкової колії

Воно характеризується:

- шириною колії;
- подуклонкой рейок;
- взаємним розташуванням рейок по рівню на прямих і кривих ділянках;
- кривизною в плані і в профілі.

Ширина рейкової колії – ця відстань між внутрішніми гранями головок рейок, зміряне перпендикулярно осі шляху. Застосовуються чотири типи колії: 1524, 1000, 900, 750 мм. Стандартними для України є нормальна ширина колії 1524 мм, і вузька колія 750 мм.

Ширина колії робить вплив на цілий ряд чинників, такі як:

- вантажообіг;
- відстані транспортування;
- розміри кар'єру, заводу;
- характеристика вживаного устаткування.

Вузька колія застосовується в основному в кар'єрах або підприємствах невеликої потужності (для технологічного процесу).

Відхилення від нормальної ширини колії на прямих ділянках допускаються у бік розширення на 6 мм, а у бік звуження на 3 мм.

Для колії 750 мм відповідно – 4 і 2 мм. На кривих ділянках шляху допускається розширення колії залежно від радіусу кривої, так що ширина колії в кривій складається з нормальної ширини зі встановленими допуском і розширеннями, і в результаті не може виходити за межі 1520.1546 мм. На прямих ділянках верх головок рейок обох ниток повинен бути на одному рівні. Відхилення по рівню допускається для нормальної колії до 4 мм, на вузькоколійці – 3.4 мм. На криволінійних ділянках виконується піднесення зовнішньої рейки над внутрішнім для компенсації відцентрової сили. Максимальне піднесення для нормальної колії 150 мм, для вузької – 40 мм.

#### Стрілочні переклади

Служать для перекладу рухомого складу з одного рейкового шляху на інший. Найпростішим є одиночний стрілочний перекид, в якому один з шляхів, що розгалужуються, зберігає прямолінійний напрям. Стрілочний перекид складається із стрілки, хрестовини з контрольними рейками, сполучних частин і комплексу перевідних брусів.

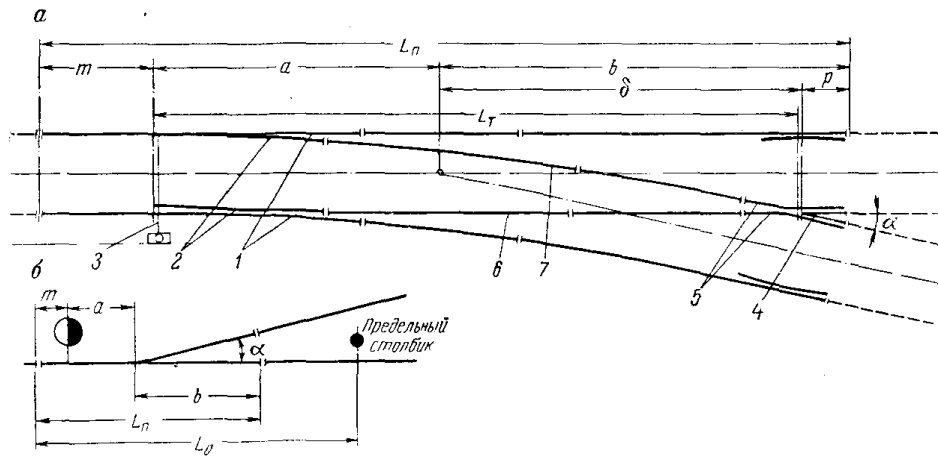


Рисунок 5 – Звичайний стрілочний перекид:

а – схема; б – зображення в осях

Стрілка стрілочного перекиду складається з двох рамних рейок 1, двох дотепників 2 і перевідного механізму 3. Дотепники зв'язуються між собою сполучною тягою і служать для напрямку рухомого складу на той або інший шлях. Перевідний механізм може бути ручним або дистанційним (механічний або електричний).

Хрестовина стрілочного перекиду призначена пропускати гребені коліс рухомого складу в місцях перетину рейкових ниток.

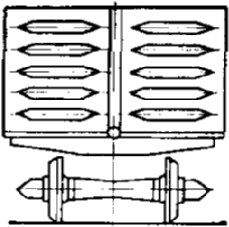
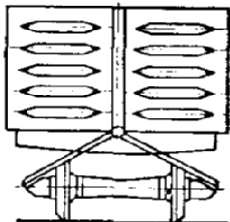
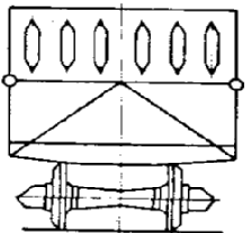
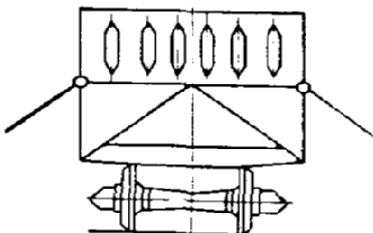
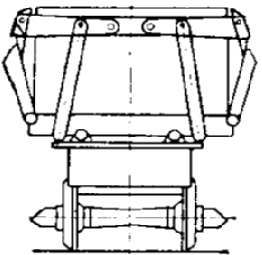
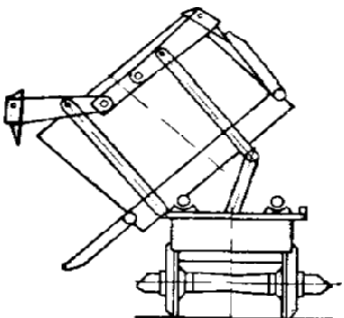
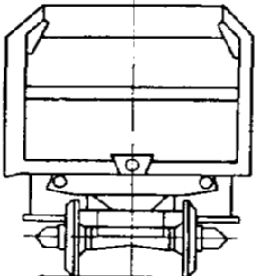
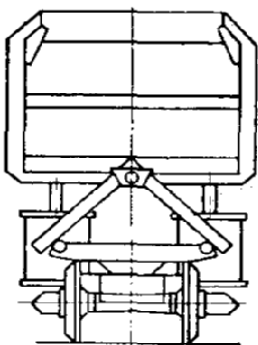
## 1.2 Вагони

Вагони розділяються:

- за умов експлуатації – на вагони магістральних залізниць і на вагони промислового транспорту. Конструкція і габарити промислового транспорту допускає їх обіг тільки на промислових шляхах без виходу на магістральну сіть залізниць;
- по пристрою кузова – на криті вагони, піввагони, платформи, цистерни і вагони спецпризначення;
- за способом пересування – переміщувані локомотивами або власні тягові двигуни, що мають (моторні вагони);
- по числу осей – на двох, чотирьох, шести і восьмиосні. Ходова частина вагону при чотирьох осях і більш виконується у вигляді поворотних візків, на які спирається кузов.

Розрізняють вагони по габариту рухомого складу, ширині колії і конструктивному виконанню. Конструктивні відмінності вагонів визначаються способом їх розвантаження, яке проводиться за рахунок сили тяжкості вантажу, що знаходиться в ньому. Вагони підрозділяються на піввагони і відкриті вагони. Піввагони саморозвантажні і не саморозвантажні. В саморозвантажних передбачений пристрій (пневно- або гидро-) для повороту кузова і відкриття люків. Вони отримали найбільше розповсюдження для перевезення сипких вантажів (руді, вугливи). На не саморозвантажні: для їх розвантаження застосовуються стаціонарні вагоноопрокидувачі і приймальні пристрої.

Таблиця 1 – Конструктивні схеми вагонів

| Вагон                         | Транспортное положение                                                              | Положение разгрузки                                                                   |
|-------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| Гондола                       |    |    |
| Гальбот                       |    |    |
| Думпкар                       |  |   |
| Вагон с поднимающимся кузовом |  |  |

Гондоли (піввагони) – для транспортування корисних копалин. Вони мають вертикальні стінки і горизонтальну підлогу з що відкривається вниз люком. Недолік –

немеханізований процес вивантаження через люки, вимагаючий ручних витрат по відкриттю і закриттю люків.

Тальботи – саморозвантажні вагони з сідлоподібним дном і кришок в бічних бортах, закриваючі розвантажувальні люки. Розвантаження під дією сили тяжкості вантажу. Відкриття люків відбувається дистанційно за допомогою пневмоприводов. Розвантаження здійснюється в дві сторони.

Думпкери – вагони, розвантажувані нахилом кузова при одночасному опусканні або піднятті борту. Нахил кузова відбувається під дією пневмопривода, відкриття бортів по засобах механізму важеля.

Вагони з кузовом (в транспортному положенні подібний гондолі), що підіймається, в положенні розвантаження кузов підіймається гідроприводом, встановленим у вагоні. Пол вагону при цьому складається утворюючи сідлоподібне дно. Вантаж під дією сили тяжкості розвантажується через люки.

Хопери – саморозвантажні двох або чотиривісні піввагони. Кузов хопера виконаний у формі бункера з похилими торцевими стінками, по яких вантаж обсипається через розвантажувальні люки.

Платформи використовуються для доставки матеріалів і різного устаткування.

Основні вузли вагонів

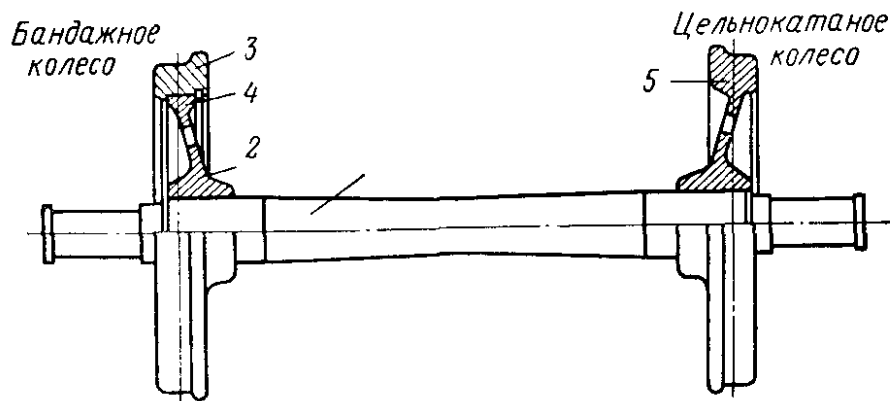


Рисунок 6 – Колісна пара:

1 – вісь; 2 – колісний центр; 3 – бандаж; 4 – замочне кільце; 5 – безбандажне колесо

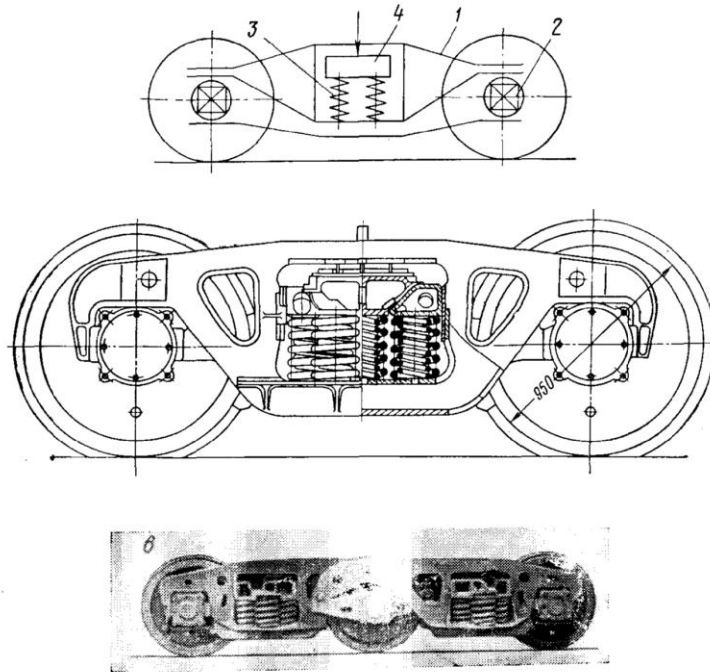


Рисунок 7 – Вагонний візок:  
а – схема роботи; б – двовісна; в – тривісна

Вагонні візки (візки можуть повертатися щодо рами вагонів), забезпечуючи вписування в криві малого радіусу при якнайменшому опорі руху;

Колісні пари – складаються з осі напресованих на неї двоколісних центрів. Бувають на підшипниках качення і ковзання. Колеса по конструкції виконуються бандажними і бесбондажними;

Букси вагонів призначені для передачі навантаження від візків на шийки частин, що обертаються. Бувають букси з підшипниками ковзання і на роликових підшипниках;

Ресорне підвішування – для зменшення динамічних зусиль на окремі вузли вагону, кузов спирається на колісні пари через ресори (сталеві гвинтові циліндрові пружини). Є також резино-металеві ресори для вантажних вагонів.

#### Рама і кузов

Рамою називається основна частина вагону несуча на собі кузов, гальмівне устаткування і ударно-тягові прилади. Рама складається з подовжньої балки, поперечних брусів і систем поперечних кронштейнів. Рама спирається на візки вагону і сприймає всі статичні і динамічні навантаження.

Ударно-тягові пристрої служать для з'єднання вагонів між собою і з локомотивом, а також для передачі і пом'якшення розтягуючих і стискаючих зусиль, що виникають при русі потягу.

#### Основні параметри вагонів:

- **вантажопідйомність вагону  $q$**  – найбільша маса вантажу, що допускається до перевезення, т;
- **підйомна сила вагону  $q_v$**  – вага вантажу допускається до перевезення, кН;
- **тара вагону  $q_t$**  – власна маса вагону, т;

- вага вагону  $q_{гв}$ , кН;
- коефіцієнт тари  $k_T$  – це відношення тари вагону і вантажопідйомності
 
$$k_T = \frac{q_T}{q_{г.п.}}$$
- геометрична місткість кузова  $V_{г}$ , м<sup>3</sup>;
- число осей вагону  $n$  визначається допустимим навантаженням на вісь, навантаження на вісь обмежується несучою здатністю залізничної колії (до 300 кН);
- геометричні розміри вагону по габариту 1 – Т і Т – вагони широкої колії, максимальний поперечний розмір 3750 мм, гранична висота вагону 4700 мм

### **1.3 Локомотиви (тепловози і електровози)**

Електровози (транспорт електровоза). Достоїнства:

- ефективність роботи на підйомах;
- висока питома потужність і здатність витримувати значні короточасні перевантаження;
- КПД 16 – 20 %;
- можливість збільшення зчіпної ваги, шляхом об'єднання декількох секцій;
- більш комфортні умови роботи;
- незначна залежність від кліматичних умов;
- під час розвантаження і вантаження електровоз практично не споживає енергію.

Тяга електровоза здійснюється при різних системах струму і різних напругах. Застосовується напруга 250, 550, 1500, 3000 В на токоприемнике електровоза (цьому відповідають напруги 275, 600, 1650, 3300 В на шинах підстанції). При роботі транспорту на змінному струмі знайшла застосування система однофазного струму частотою 50 Гц і напругою 10 кВ. При колії 1524 мм застосовується виключно напруга 1500 В. Єсть дороги з системою постійного струму, напругою 3000 В.

Основні параметри електровозів:

- зчіпна вага локомотива, використовуються чотиривісні електровози із зчіпним вагою 800 і 1000 кН, і шестиосніе – 1500, 1800 кН;
- потужність двигунів, визначається режимом роботи, розглядається питома потужність (відношення потужності до зчіпної ваги). Для локомотивів зчіпною вагою 1500 кН питома потужність складає від 1,1.1,4 кВт/кН; для локомотивів зчіпним вагою 1,4.1,7 кВт/кН.

Електричний пересувний склад розділяють на дві групи: електровози і моторні вагони.

Типи електровозів:

- 1 контактні електровози, одержуючі електроенергію від контактної сіті (потужність контактних електровозів практично не обмежується потужністю сіті). Зчіпна вага – 1500.1800 кН, потужність 2000.2500 кВт;
- 2 контактно – дизельні, з допоміжною дизельною установкою;
- 3 контактно – акумуляторні електровози. Зчіпна вага 600.700 кН, потужність 150.200 кВт;
- 4 моторні думпкари.

### **Загальний пристрій**

Механічна частина електровоза:

– кузов, служить для розміщення в ньому кабіни, електричного, пневматичного, гідравлічного і гальмівного устаткування;

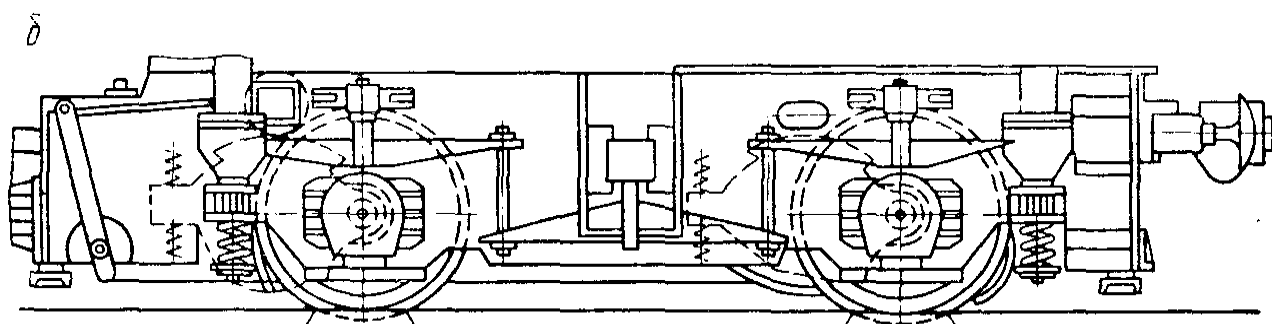
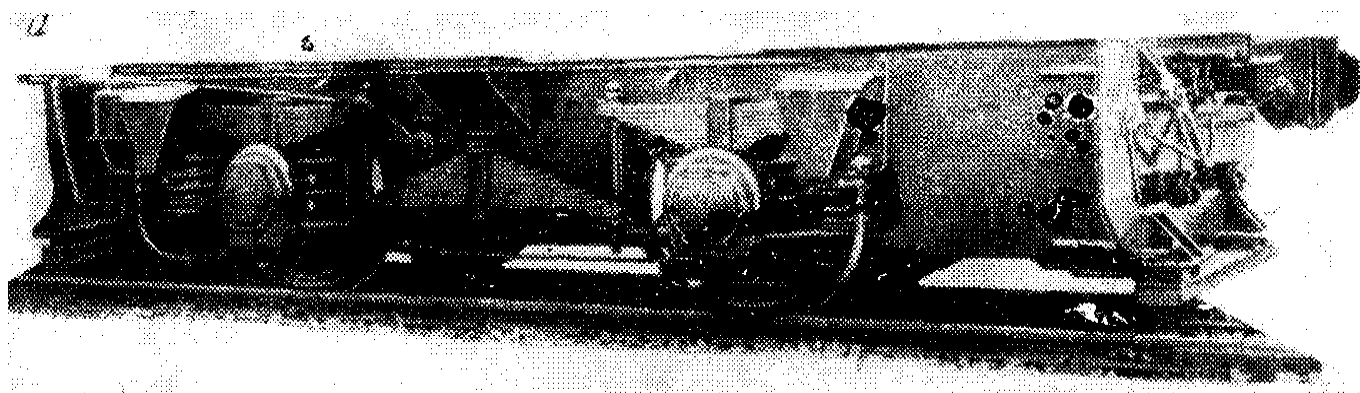


Рисунок 8 – Візки електровозів:

а – EL – 1; би – 21Е

– візок електровоза, складається з рами, колісних пар з буксами, ресорного підвішування і гальмівної системи. Між боковинами рами візка на кожній осі розміщується тяговий електродвигун, що приводить вісь в обертання;

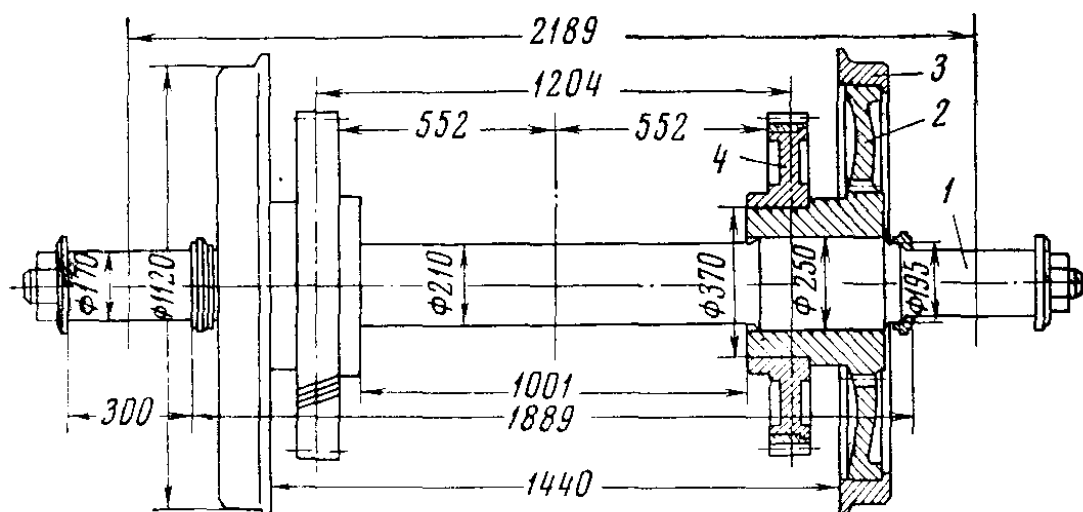


Рисунок 9 – Колісна пара електровоза EL – 1

– колісна пара електровоза складається з осі, двох колісних центрів з бандажами і одного або двох зубчатих коліс, розташованих між центрами. На кінцях осей передбачено закріплення шайб самшитових підшипників.

– букси. На більшості електровозів застосовуються так звані щелепні букси. В цьому випадку корпус букси переміщається вертикально у вирізі рами. Останнім часом застосовуються безщелепні букси (в цьому випадку рама візка не має самшитових вирізів, а корпус букси – направляючих );

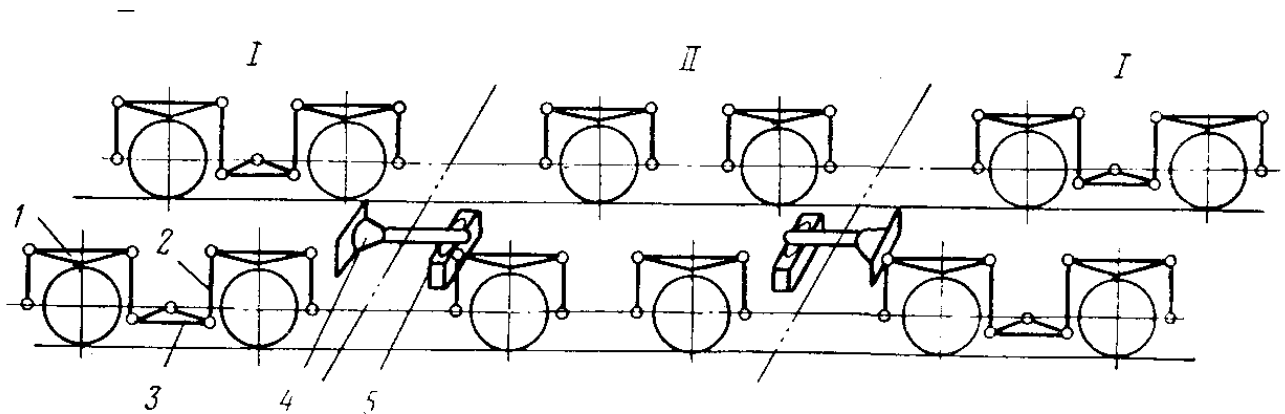


Рисунок 10 – Схема ресорного підвішування:

I – кінцевий візок; II – середній візок; 1 – ресора; 2 – ресорна підвіска; 3 – балансир; 4,5 – міждугільничні з'єднання

– ресорне підвішування, служить для пом'якшення ударів від колісних пар і рівномірного розподілу навантаження між осями. Використовуються гвинтові або листові ресори. Розподіл навантаження здійснюється за допомогою балансирів, що сполучають ресори окремих осей. Балансири виконують у вигляді листових ресор або жорстких балок.

Пневматична частина електровоза складається з наступних систем:

- гальмівної системи, для повітряного гальмування електровоза і складу;
- системи управління, обслуговуючої стислим повітрям прилади управління пневмоприводом;
- допоміжної системи – обслуговуючої сигналізацію, сіть пескоподачі і розвантаження думпкара.

Електрична частина:

Тяговий електродвигун, призначений для перетворення електричної енергії в механічну.

Робота тягових двигунів протікає в умовах частих пусків (до 400 включень в доба), при навантаженнях, змінних по величині в широких межах. Тяговий електродвигун повинен володіти великою перевантажувальною здатністю, у зв'язку з необхідністю розвивати значну в порівнянні з номінальною силу тяги під час пуску, а також при подоланні важких підйомів шляху. Що підводиться до двигунів напруга має істотні коливання; можливі також відриви токоприемників від контактної сіті. В період руху двигуни безперервно випробовують трясіння і удари від нерівностей шляху, а також піддаються дії пилу, бруду, вологи і снігу. Нарешті, розміри тягових електродвигунів обмежені обмеженим простором між центрами колісної пари. Разом з тим тягові двигуни повинні бути достатньо доступними і зручними для огляду, ремонту і обслуговування в експлуатації.

**Тепловози**

Тепловозом називається локомотив, обладнаний двигуном внутрішнього згоряє. Тепловози отримали широке розповсюдження на промислових підприємствах.

Потужність двигуна внутрішнього згоряє пропорційна швидкості обертання його колінчастого валу. В період чіпання з місця двигун повинен розвивати найбільший обертаючий момент, тобто мати найбільшу швидкість обертання, тому двигун внутрішнього згоряє не може бути сполучений з колісними парами.

Для запуску двигун від'єднується від колісних пар, розгониться в неодружену, а потім обертаючий момент плавно передається на осі.

Розрізняють тепловози з механічною, електричною і гідравлічною передачею. У тепловозів з механічною передачею обертання від двигуна до осей, що рухаються, передається через коробку передач і зчеплення.

Тепловози з електричною передачею отримали найбільше розповсюдження. Електрична передача полягає в тому, що двигун внутрішнього згоряє або дизель обертають генератор постійного струму, який живить електроенергією тяговий електродвигун і допоміжні машини.

Гидромеханіческа передача є з'єднанням звичайної гідропередачі з механічною зубчатою. Вона дозволяє передавати більшу потужність, ніж гідравлічна передача.

#### **1.4 Тяговий розрахунок залізничного транспорту**

На потяг, що рухається, діє різні по величині і напрямку сили:

- сила тяги  $F$ ;
- сила опору  $W$ ;
- гальмівна сила  $B$ ;

##### Сила тяги

Механічна робота, що вимагається для руху потягу, створюється на валах електродвигуна електровоза, в циліндрах двигуна тепловоза і по засобах, передавального механізму передається на колеса, що рухаються.

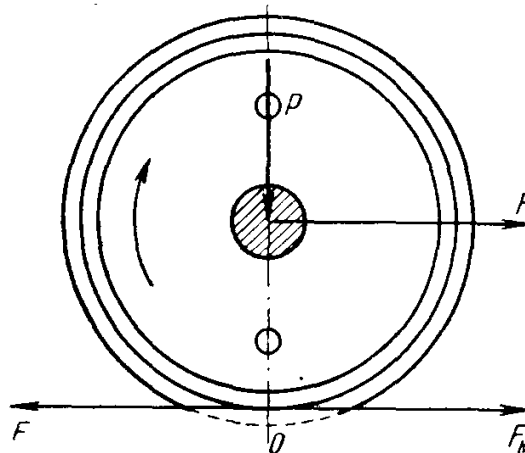


Рисунок 11 – Схема сил для визначення дотичної сили тяги

Обертаючий момент представлений у вигляді пари сил  $F - F$  приведених до обода колеса, але по відношенню до локомотива ця пара є внутрішньою і не може викликати нею поступального руху. Для руху необхідна зовнішня опора (рейка), стоячи на якій локомотив чинить тиск на рейки, тому в т. Про виникає зчеплення між колесом і рейкою. При обертанні

колеса під дією пари сил ( $F - F$ ) виникає горизонтальна реакція рейки  $F_k$  рівна силі  $F$ . Під дією сили  $F$  прикладеної в центрі колеса локомотив приходить в рух. Проте оскільки сила  $F$  стає рушійною тільки за наявності реакції рейки  $F_k$ , яку називають дотичною силою тяги або силою тяги на ободі колеса. Сила тяги будь-якого локомотива обмежена трьома його основними елементами: джерелом енергії, двигуном і зчіпною вагою. Загальною для всіх локомотивів є залежність сили тяги від зчіпної ваги, якщо  $F_k > 103 \cdot P \cdot m$ , той нормальний рух порушується, настає пробуксовування:

$$F_k > 103 \cdot P \cdot m - \text{умова нормального руху}$$

де  $P$  – тиск колеса на рейки, Н;

$m$  – коефіцієнт зчеплення.

Коефіцієнт зчеплення залежить від багатьох фізичних і експлуатаційних чинників, і в першу чергу від чистоти і стану дотичних поверхонь. Точно розрахувати величину  $m$  не представляється можливим – її визначають досвідченим шляхом.

Знаючи зчіпну вагу локомотива і силу тяги, визначають коефіцієнт зчеплення.

### Сила опору руху

Силами опору називаються що з'являються в процесі руху некеровані сили, направлені протилежно руху потягу. Розрізняють основний опір, діючий при русі по прямій горизонтальній ділянці шляху і додаткове, виникаюче при русі по ухилах, кривим ділянкам шляху і при чіпанні з місця. Всі сили опору руху пропорційні вазі рухомого складу, тому в розрахунках користуються значеннями питомого опору руху (Н/кН), тобто опору віднесеного до одиниці ваги потягу.

Основний опір руху складається з трьох становлячих:

– внутрішнього опору рухомого складу, визначуваного в основному тертям в буксах. Тертя залежить від типу самшитових підшипників, вигляду і кількості мастила і температури навколишнього середовища.

– опору шляху, що виникає в результаті тертя качення і тертя ковзання між колесом і рейкою, тертя реборд об рейки і ударів на стиках і нерівностях шляху (в плані і в профілі). Опір в дорозі є головною складовою основного опору руху.

– опору повітряного середовища, пропорційного площі поперечного перетину рухомого складу і квадрату швидкості руху. Опір повітряного середовища не має істотного значення при швидкостях руху 30-40 км/ч.

$$w_0 = a + b \cdot x + c \cdot x^2, \text{ Н/кН}$$

$$w_0 = a + \frac{b \cdot x^2}{q}$$

де  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – емпіричні коефіцієнти, що відображають вплив різних чинників (стан шляху, мастила і ін.)

$w$  – питомий основний опір руху, Н/кН;

$x$  – швидкість руху, км/ч.

Додаткове опору:

– Опір від ухилу шляху

$$W_i = Q \cdot i$$

де  $Q$  – вага потягу прикладений в центрі тяжкості;

$i$  – ухил (кривизна ухилу). Питомий опір від ухилу.

$$w_i = \frac{W_i}{Q} = i, \text{ Н/кН.}$$

– Опір від кривизни шляху

Воно виникає унаслідок додаткового тертя реборд коліс об рейки, ковзання коліс, повернення візків вагонів і локомотивів, які залежать від радіусу кривої і ширини колії.

$$wR = \frac{A}{R} \text{ або } wR = \frac{A}{R} \cdot \frac{L_R}{l_n}$$

де  $A$  – емпіричний коефіцієнт, залежної від колії шляху (від його ширини колії шляху);

$R$  – радіус кривої, м;

$L_R$  – довга кривій, м;

$l_n$  – довжина потягу, м.

– Приведений ухил

$$i_n = \pm wR$$

– Повний опір руху потягу

$$W = P \cdot (w - 0 + wR \pm i) + Q \cdot (w - 0 + wR \pm i), \text{ Н}$$

$w_0 = 2.3 \text{ Н/кН}$  – приймається в наближених розрахунках.

### Гальмівна сила потягу

Гальмівною силою називається створювана штучно регульована зовнішня сила, направлена протилежно руху.

*Способи гальмування рухомого складу*

– Фрикційне гальмування з використанням сили тертя, що виникає при дії гальмівних колодок на колеса. Фрикційні гальма за способом управління діляться на ручні, пневматичні і електропневматичні.

– Електричне (електродинамічне) гальмування, здійснюване перекладом тягових двигунів електровозів на роботу в генераторному режимі. Розрізняють рекуперативне гальмування з поверненням виробленої енергії в контактну сіть і реостатне – з поглинанням виробленої електроенергії гальмівними опорами з подальшим розсіюванням у вигляді тепла в оточуючу середовище.

– Електромагнітне рейкове гальмування, здійснюване дією черевиків з електромагнітами на рейки. Магніторельсовий гальмо підвищує ефективність гальмування і не залежить від коефіцієнта зчеплення коліс з рейками.

Основним на залізничному транспорті є фрикційне гальмування, тобто притисненням гальмівних колодок до коліс локомотива і вагонів, а решта видів гальмування – допоміжні.

В результаті притиснення гальмівної колодки до колеса, що котиться, з силою натиснення до виникає сила тертя  $K \cdot \text{цк}$  (цк – коефіцієнт тертя між колодкою і колесом).

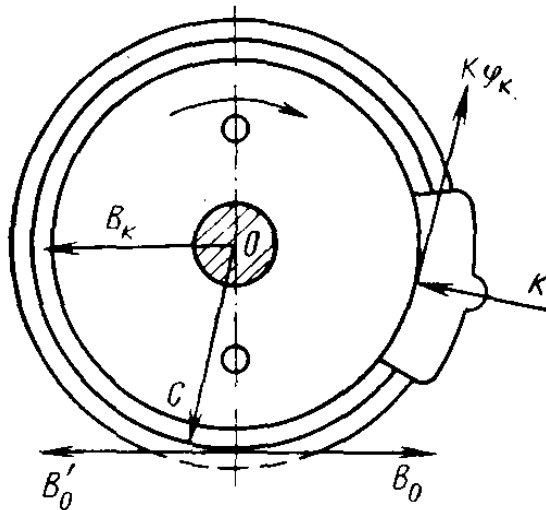


Рисунок 12 – Схема дії гальмівної сили

Викликаючи реакцію букси, сила  $K_{\varphi_k}$  утворює з нею внутрішню пару сил ( $K_{\varphi_k}$  і  $O_c$ ). Замінюємо цю пару сил еквівалентною парою ( $B_0$  і  $B_k$ ). Сила  $B_0$  при зчепленні колеса рейкою викликає горизонтальну реакцію рейки, яка будучи зовнішньою силою створює уповільнення руху. В цьому випадку відбувається процес, аналогічний створенню сили тяги.

Гальмівна сила:

$$B_k = k \cdot \varphi_k$$

Величина гальмівної сили, як і сили тяги, обмежена силою зчеплення колеса з рейкою:

$$K_{\varphi_k} \leq P \cdot m_t$$

де  $m_t$  – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою.

$P$  – тиск колеса на рейку, Н.

При недотриманні цієї умови відбувається заклинювання колеса, тобто його рух «юзом». Для гальмівних розрахунків приймають  $m_t = 0,1,0,12$ .

Коефіцієнт тертя гальмівної колодки залежить від матеріалу колодки.

Дійсна величина натиснення колодки на колесо залежить від тиску повітря в гальмівному циліндрі, передавального числа передачі важеля і її КПД.

Рівняння руху потягу є математичним виразом залежності між прискоренням потягу і рівнодіючої сил тяги, опори руху і гальмування.

Рівняння руху в питомій формі:

$$\frac{dx}{dt} = c \cdot (f - w)$$

де  $f$  – питома сила тяги:

$$f = \frac{F}{P + Q}, \text{ Н/кН};$$

де  $F$  – сила тяги, Н;

$P$  – тиск колеса на рейку, кН;

$w$  – питома сила опору:

$$w = \frac{W}{P + Q}, \text{ Н/кН};$$

де  $Q$  – вага потягу, кН.

$$z = \frac{g}{1000 \cdot (1 + \gamma)},$$

де  $\gamma = 0,06,0,12$  – коефіцієнт інерції мас, що обертаються.

Різниця  $f - w$  називається прискорюючим зусиллям. Залежно від режиму руху можливі наступні випадки:

- 1) якщо  $f > w$ , то  $\frac{dx}{dt} > 0$ , прискорений рух;
- 2) якщо  $\frac{dx}{dt} = \pm c \cdot w$ , рух без додатку тягового зусилля і без гальмування («+» прискорене, «-» сповільнений рух);
- 3)  $\frac{dx}{dt} = -c \cdot (w + b)$  – сповільнений рух із застосуванням гальм,  $b$  – питома гальмівна сила,  $b = \frac{B}{P + Q}$ , де  $B$  – гальмівна сила;
- 4)  $\frac{dx}{dt} = 0$  – рівномірний рух,  $f - w = 0$  і  $f = w$ , тобто сила тяги повністю затрачується на подолання основного і додаткового опору.

## ***АВТОМОБІЛЬНИЙ І ТРАКТОРНИЙ ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ***

### ***2.1 Вантажні автомобілі***

Вантажні автомобілі володіють порівняно великою швидкістю пересування (до 80 км/ч), маневриністю, малим радіусом повороту, пристосовані для роботи з причепами і напівпричепами, можуть бути оснащений навантажувально-розвантажувальними механізмами. Вони діляться на автомобілі загального призначення і спеціалізовані.

#### ***Вантажні автомобілі загального призначення***

Вони мають єдину конструктивну схему і складаються з наступних основних частин: двигуна, шасі і кузова (Рис.. 13, а, б). Кузови бортових автомобілів – це дерев'яна або металева платформа з відкидними бортами. Призначені для перевезення штучних вантажів. Для перевезення длинномерних вантажів вони оснащуються одноосними причепами.

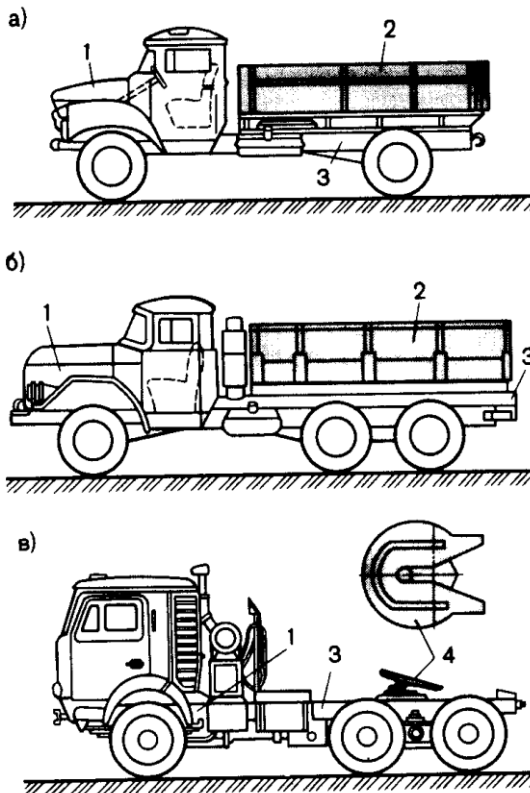


Рисунок 13 – Вантажні автомобілі загального призначення

На базі стандартних шасі з укороченою базою і заднім свесом рами випускаються автомобільні тягачі сидельного типу, що працюють в зчепі з одно- і двовісними причепами (Рис. 13 в). На рамі тягача кріпиться опорна плита і сидельно-зчіпний пристрій, що сприймає силу тяжкості навантаженого напівпричепа і що служить для передачі йому тягового зусилля, що розвивається автомобілем. Застосування тягачів спеціального типу з напівпричепами дозволяє краще використовувати потужність двигуна і значно збільшити вантажопідйомність автомобіля.

Вантажопідйомність бортових автомобілів 0,8.14 т. Сідельні тягачі працюють з навантаженими напівпричепами масою від 4 до 25 т.

На вантажних автомобілях застосовуються двигуни внутрішнього згоряє – карбюраторні і дизельні (найбільш поширені).

Шасі складається з гидромеханической або механічної трансмісії (силової передачі), ходової частини і механізмів управління машиною. Потужність двигуна автомобілів від 50 до 220 кВт.

Трансмісія (Рис. 14) передає момент, що крутить, від валу двигуна 1 до провідних коліс 8, а також приводить в дію різне устаткування, встановлене на автомобілі.

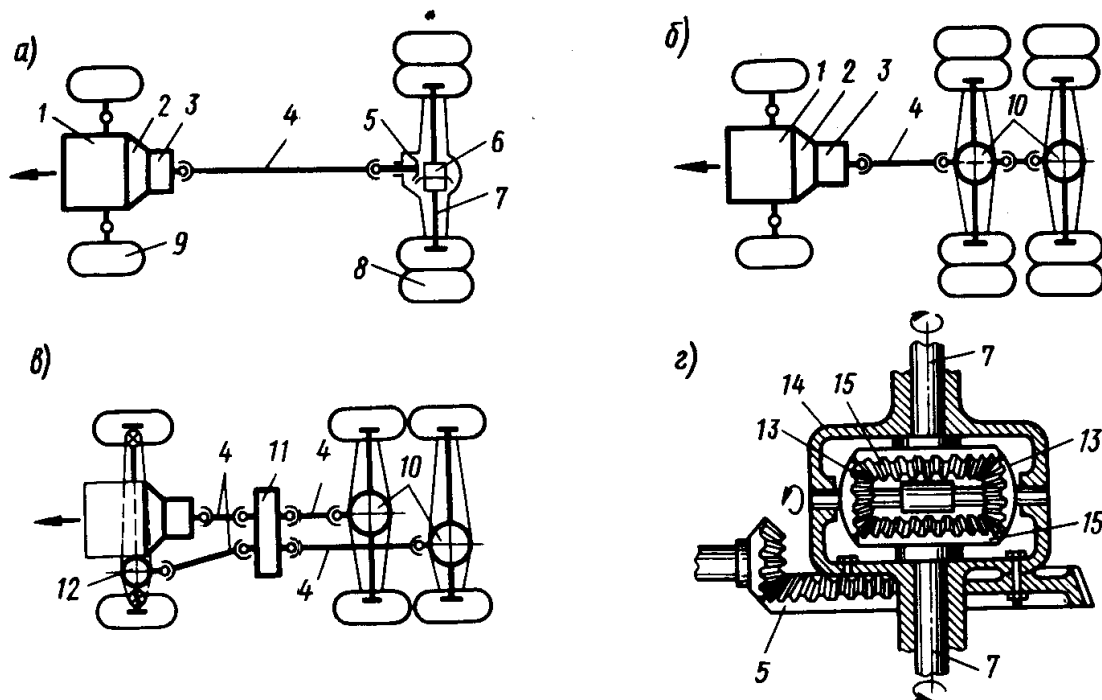


Рисунок 14 – Схеми механічних трансмісій вантажних автомобілів

В нього входять:

- постійно замкнута фрикційна муфта (зчеплення) 2 для плавного з'єднання і швидкого роз'єднання працюючого двигуна з трансмісією;
- східчаста коробка передач 3 із змінним передавальним числом, для зміни величини крутного моменту, що підводиться до провідних коліс залежно від умов руху, забезпечення руху автомобіля заднім ходом і роз'єднання працюючого двигуна з трансмісією при тривалих зупинках машини;
- карданний вал 4, момент, що передаючий крутить, під змінним кутом від коробки передач до підресореного заднього моста;
- головна передача 5 (одинарна або подвійна) передаюча рух під прямим кутом до напівосей 7 і збільшуюча тягове зусилля на провідних колесах;
- диференціал 6 для розподілу моменту, що крутить, між провідними колесами, забезпечуючий їх обертання з різними кутовими швидкостями при русі автомобіля на поворотах і по нерівній поверхні;
- напівосі (вали) 7 передаючі момент, що крутить, до закріпленим на них провідних коліс 8.

Головну передачу, диференціал і напівосі ув'язнені в кожух називають провідним мостом.

Вантажні автомобілі позначають колісною формулою:

АЧВ

де А – загальна кількість коліс;

В – число провідних коліс.

Двовісні з колісною формулою 4Ч2, 4Ч4.

Тривісні з колісною формулою 6Ч4, 6Ч6.

Автомобілі 4Ч4 і 6Ч6 підвищеної і високої прохідності.

На Рис.. 14, а показана схема механічної трансмісії автомобіля з колісною формулою 4Ч2, на Рис.. 14, би – з колісною формулою 6Ч4. У автомобіля з колісною формулою 6Ч6

(Рис.. 14 в) передній ведучий міст 12 з керованими колесами і задні ведучі мости 10 приводяться в дію від роздаточної коробки 11 через карданні вали 4.

Складовими частинами диференціала (Рис.. 14, г) є напівосьові шестерні 15, закріплені на напівосях 7, сателіти 13 і коробка 14, на якій закріплена відома шестерня головної передачі 5. При прямолінійному русі автомобіля по рівній дорозі напівосі 7 з шестернями 15 обертаються з однаковою швидкістю, рівної швидкості обертання коробки 14, а сателіти залишаються нерухомими щодо своїх осей. Якщо одне з провідних коліс випробовуватиме великий опір дороги, сателіти почнуть перекидатися по що уповільнила своє обертання напівосьовій шестерні, при цьому друга напівосьова шестерня за рахунок обертання сателітів щодо своїх осей почне обертатися швидше.

В трансмісії автомобілів працюючих з автономним навантажувально-розвантажувальним устаткуванням, причепами самозвалищ і напівпричепами, додатково включена коробка відбору потужності для приводу насосів гідросистеми підйомних механізмів і навісного робочого устаткування.

Колеса автомобілів нормальної прохідності мають пневматичні шини високого тиску (0,5-0,7 МПа), а автомобілі підвищеної прохідності – шини низького тиску (0,17-0,49 МПа) із збільшеною опорною поверхнею. Механізми управління з'єднані в дві незалежні системи: рульову для зміни напрямку руху автомобіля посередством повороту передніх керованих коліс і гальмівну для зниження швидкості і швидкої зупинки машини.

*Спеціалізований великовантажний автотранспорт*

Автосамоскид – автомашина з кузовом, розташованим на його рамі, перекиданням, що розвантажуються, назад або в набік.

Напівпричіп – автомашина, кузов якої одним кінцем спирається на причіпний пристрій тягача, а іншим кінцем на одну або дві ходові осі. Бувають з розвантаженням назад, через дно і з перекиданням кузова набік.

Виходячи з допустимих осьових навантажень, доцільним є створення двовісних самоскидів. Це спрощує конструкцію, підвищує надійність, тягово-динамічні якості, маневреність.

При перевезенні легких вантажів (вугілля, сланці) потрібна велика місткість кузова, так що переважним є створення напівпричепів з донним розвантаженням.

По взаємному розташуванню двигуна і кабіни застосовуються 2 компоновальні схеми (для автосамоскидів) (рис 15):

- схема, при якій кабіна розташована за двигуном (рис 15, а);
- схема «кабіна поряд з двигуном» (рис 15, б, в, г).
-

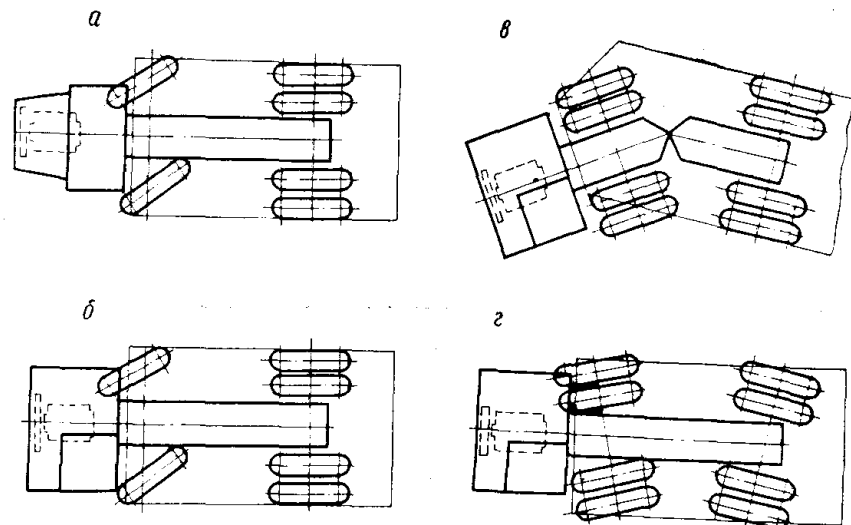


Рисунок 15 – Конструктивні схеми автосамоскидів

Друга схема отримала найбільше розповсюдження, оскільки забезпечує велику компактність автомашини. Недоліками цієї схеми є ускладнення доступу до окремих вузлів двигуна і ускладнення забезпечення комфортності роботи водія, оскільки двигун розташований поряд з кабіною. В більшості випадків на цих машинах використовується схема з керованими передніми колесами при колісній формулі 4Ч2 (рис 15, би).

Оригінальною схемою є автосамоскид Білоруського заводу з комбінованою формулою 4Ч4 (рис 15, г). Особливості: управління автомобілем здійснюється одночасним поворотом обох осей посредством системи гідроциліндрів.

Відома конструкція шасі автосамоскида з використанням рами складається з двох частин сполученої шарніром (рис 15, в).

Основні частини автосамоскида: двигун, шасі і кузов.

Двигуни внутрішнього згоряє (дизель).

На автосамоскидах використовуються високооборотні чотирьох тактні 8-ми і 12-ти циліндрові V-образні двигуни потужністю від 300л.с. до 1800 л.с. (рис 16).

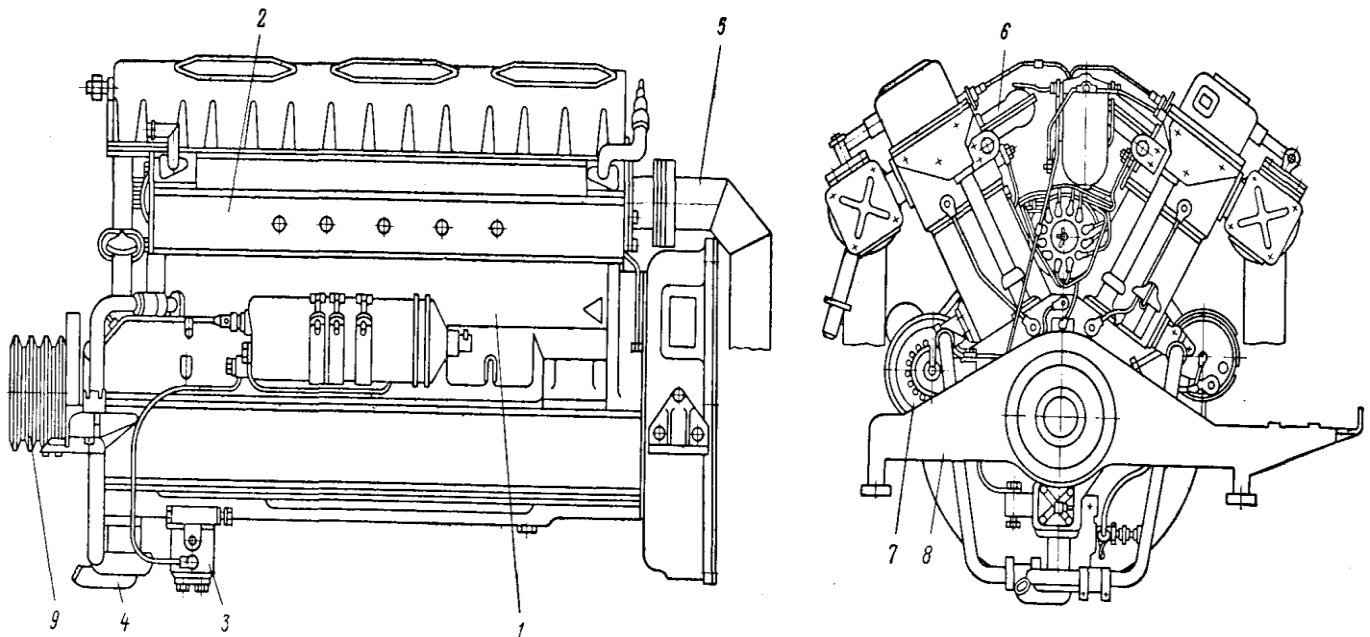


Рисунок 16 – Автомобільний двигун Д – 12А:

- 1 – картер; 2 – блок циліндрів; 3 – масляний насос; 4 – водяний насос;  
 5 – трубопровід відведення відпрацьованих газів; 6 – трубопроводи впускань;  
 7 – генератор; 8 – балка передньої опори двигуна; 9 – ведучий шків приводу вентиляторів і компресорів

Із зростанням вантажопідйомності і потужності машин доцільним є застосування газотурбінних двигунів.

### Шасі.

Для великовантажних самоскидів застосовуються шасі трьох типів: механічні, гидромеханические і електромеханічні.

Механічна трансмісія аналогічна вантажним автотранспортом загального призначення.

Гидромеханическая трансмісія (рис 17) є агрегатом, що складається з редуктора, що погоджує, 1, гидротрансформатора 2, 3-х східчастої коробки передач 3 і гальма сповільнювача 4. Основним вузлом є гидротрансформатор, дозволяючий автоматично змінювати тягові зусилля на провідних колесах автомобіля, завдяки безступінчатому перетворювачу моменту, що крутить. Енергія від провідного валу до відомого передається за допомогою рідини, що заповнює кільцеву порожнину між насосним і турбінним колесами гидротрансформатора.

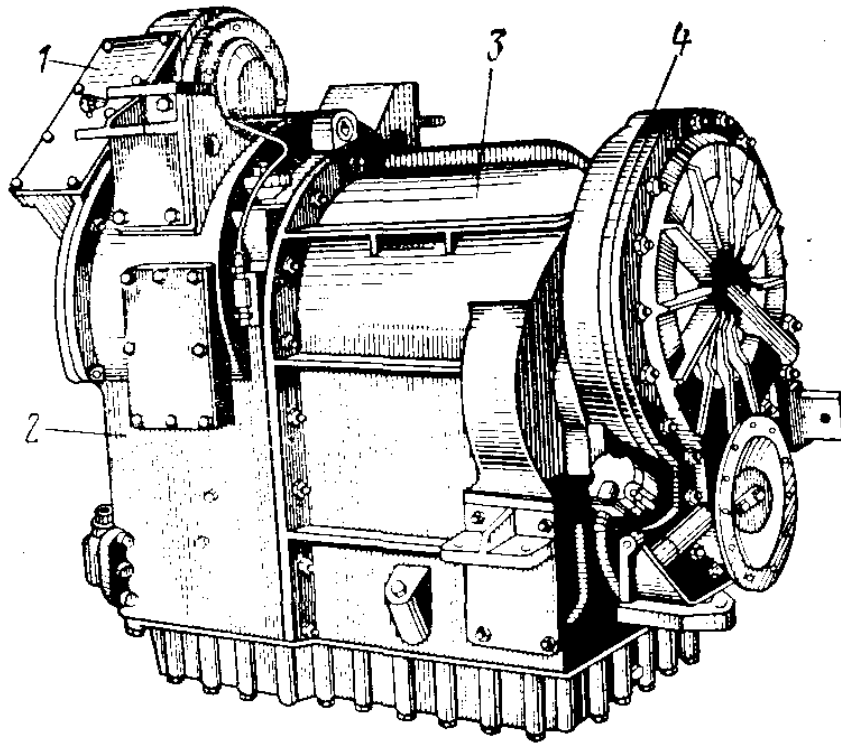


Рисунок 17 – Гидромеханическая трансмиссия

Редуктор, що погоджує, служить для поєднання характеристик двигуна і гидротрансформатора. Він складається з прямозубих циліндрових коліс. Передавальне число редуктора визначається найвигіднішими умовами спільної роботи двигуна і трансмісії. Розширення діапазону зміни моменту гидромеханической трансмісії, що крутить, забезпечується введенням в них коробки передач (шестерного редуктора) з перемиканням передач за допомогою фрикційних муфт з гідравлічним управлінням. Ведучий вал коробки передач є валом гидротрансформатора, відомий зв'язаний через карданний вал з провідним мостом.

Електромеханічна трансмісія – це електричний привід провідних коліс автомобіля. Електромеханічна трансмісія складається з генератора, що обертає дизелем, тягових двигунів (одного або декількох), що приводять в рух колеса, і системи регулювання. При цьому можуть застосовуватися системи, як постійного, так і змінного струму. Одним з елементів електромеханічної трансмісії є мотор-колесо (рис 18), в ободі 1 такого колеса вмонтовується тяговий двигун 2. Обертання колеса 3 здійснюється через вбудований планетарний редуктор 4. Обід колеса (корпус) об'єднує всі вузли в єдиний агрегат і сприймає основні навантаження. З силовою установкою мотор-колесо зв'язано гнучкими кабелями.

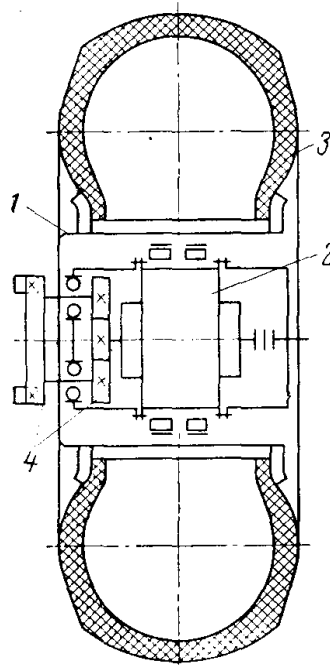


Рисунок 18 – Мотор-колесо автосамоскида

Достоїнства електромеханічної трансмісії особливо позначаються при вантажопідйомності автомашин більше 65 т.

Ходова частина автосамоскида складається з наступних вузлів:

рама служить підставою, на якій укріплені всі частини автомобіля і його кузов. Рама складається з двох зварних подовжніх балок коробчатого перетину, сполучених декількома поперечиною. Поперечина служить для кріплення циліндрів підвіски і підйомного механізму, а також для розміщення буксирних пристроїв. Рами кар'єрних автосамоскидів виготовляються підвищеної міцності, оскільки вони піддаються значним ударним навантаженням при вантаженні гірської маси екскаваторами;

підвіска автосамоскида. Щоб забезпечити плавний хід і стійкість при русі в різних режимах підвіска повинна мати змінну жорсткість – меншу при русі без вантажу, велику при русі з вантажем. Листові ресори не забезпечують необхідну характеристику. Тому на великовантажних автомобілях застосовна пневмогидравлическая підвіска. Пружним (робітником) тілом підвіски є стислий газ (азот), робочою рідиною веретенне масло. Гідравлічна система використовується при цьому як амортизуюча, а використання стислого газу забезпечує підвісці необхідну жорсткість.

Колеса і шини. На передню вісь встановлюються два колеса, на задню вісь і вісь напівпричепа – чотири. Шини повинні володіти високими износо- і теплостійкістю, і розривною міцністю.

Механізм управління складається з рульового управління і гальмівної системи. Рульове управління (рис 19) складається з рульового механізму, гідроусилителя і

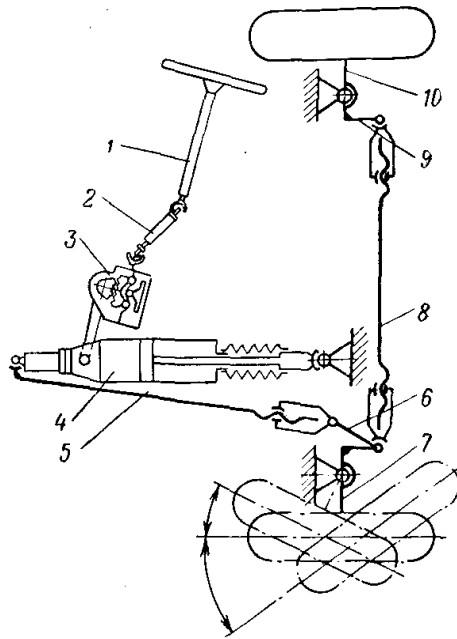


Рисунок 19 – Схема рульового управління:

1 – рульова колонка; 2 – карданний вал; 3 – рульовий механізм;

4 – гідроусилитель керма; 5 – 10 тяга і важелі рульового управління

рульового приводу (Рис.. 19). При повороті рульового колеса рульовий механізм приводить в рух сошку, яка переміщає золотник гідроусилителя. При цьому робоча рідина, що подається насосом, прямує у відповідну порожнину гідроусилителя, додаючи йому поступальний рух. Переміщаючись, гідроусилитель приводить в рух рульовий привід, який повертає передні колеса.

Гальмівна система служить для забезпечення безпеки руху в кар'єрах і складається з: робочого гальма з ножним управлінням, гальма стоянки і допоміжного гальма-сповільнювача. Як робоче гальмо використовуються колісні гальма колодок з пневматичним приводом, володіючи достатньою надійністю.

Кузов автосамоскида виконується у вигляді металевої платформи спирається на раму і що розвантажуються підйомом назад. Напівпричепи – з розвантаженням кузова назад, в бік або через дно. У разі розвантаження через дно кузов оборудується донними люками, секторними затворами, що закриваються, гідравлічним механізмом з дистанційним управлінням. Найбільш поширена V – образна форма кузова, що забезпечує зниження висоти машини і центру її тяжкості.

### Основні параметри великовантажних машин

- 1) **Вантажопідйомність.**
- 2) **Потужність двигуна.**
- 3) **Колісна формула (4Ч2, 4Ч4, 6Ч2, 6Ч4, 6Ч6).**
- 4) **Місткість кузова  $q = V_f \cdot \rho$ , де  $V_f$  – фактичний об'єм вантажу в кузові, м<sup>3</sup>,  $\rho$  – густина вантажу в розпушеному стані, т/м<sup>3</sup>.**

## 2.2 Трактори

Вони діляться на: сільськогосподарські, промислові і спеціальні.

Головним параметром тракторів є максимальне тягове зусилля на крюку, по величині якого (в тс) їх відносять до різних класів тяги.

Трактори сільськогосподарського типу мають клас тяги 1,4; 2; 3; 4; 5; 6; 9; 15 і 25 (по с/х класифікації).

Трактори промислового типу – 10; 15; 25; 35; 50 і 75 (по промисловій класифікації).

Клас тяги по промисловій класифікації означає максимальну силу тяги без довантаження навісним устаткуванням на передачі із швидкістю 2,53 км/ч для гусеничних і 3,35 км/ч для колісних тракторів.

По конструкції ходового устаткування трактори діляться на гусеничні і колісні.

Пневмоколісні трактори володіють порівняно великими (до 40 км/ч) швидкостями пересування, високою мобільністю і маневреністю. Їх використовують як транспортні машини і як базу для установки різного навісного устаткування. Найбільш ефективно ці трактори використовуються на дорогах з твердим покриттям. Порівняно високий питомий тиск на ґрунт (0,2-0,4 МПа) знижують прохідність машини. Потужність двигунів від 47 до 220 кВт.

Гусеничні трактори характеризуються значним тяговим зусиллям на крюку (не менше 30 кН), надійним зчепленням гусеничного ходу з ґрунтом, малим питомим тиском на ґрунт (0,02-0,06 МПа) і високою прохідністю, їх швидкість не перевищує 12 км/ч. Потужність двигунів гусеничних тракторів 55-600 кВт.

Основні вузли гусеничних і пневмоколісних тракторів: двигун, силова передача (трансмісія), острів (рама), ходовий пристрій, система управління, допоміжне і робоче устаткування.

Робоче устаткування призначено для використання корисної потужності двигуна при роботі трактора з навісним і причіпним устаткуванням. До робочого устаткування відносять причіпний пристрій, вали відбору потужності, приводні шківів і гідравлічну навісну систему.

Гусеничні трактори оснащують дизелями, механічними, гідравлічними і електромеханічними трансмісіями. Розташування двигуна може бути переднім (рис 20, а), середнім і заднім (рис 20, б).

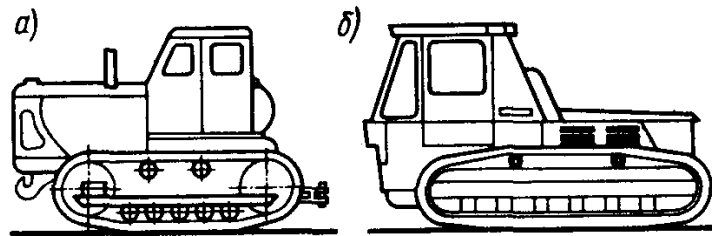


Рисунок 20 – Гусеничні трактори

Найбільше розповсюдження отримали трактори з переднім розташуванням двигуна і механічними трансмісіями.

Трансмісія служить для передачі моменту, що крутить, від валу двигуна до провідних зірочок гусениць, плавного чіпання і зупинки машини, зміни тягового зусилля трактора відповідно до умов руху, зміни швидкості і напрямів його руху, а також приводу робочого устаткування.

До складу механічної трансмісії (рис 21) входять: фрикційна дискова муфта зчеплення 2, коробка передач 3, сполучні вали 5, головна передача 6, механізм повороту з гальмами і бортові редуктори 9, сполучені із зірочками 10 гусениць 4. Головна передача (аналогічна

автомобільній), бортові редуктора збільшують крутять момент, що підводиться від двигуна 1 до провідних зірочок гусениць.

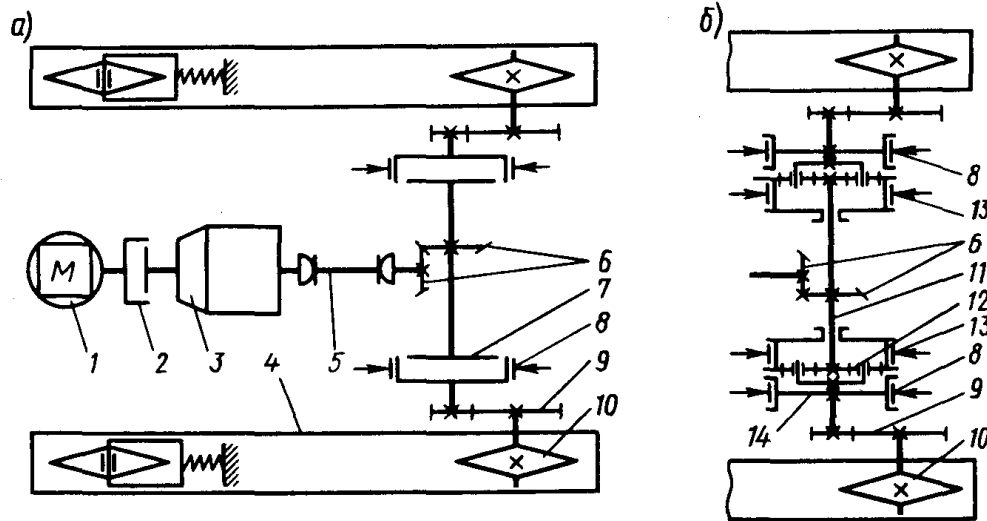


Рисунок 21 – Схеми механічних трансмісій гусеничних тракторів

На поперечному валу трансмісії між головною передачею і бортовими редукторами встановлений фрикційний або планетарний механізм повороту, призначений для зміни напрямку руху трактора. Найпоширеніший фрикційний механізм повороту (Рис.. 21, а) виконаний у вигляді двох постійно замкнутих багатодискових фрикційних муфт (бортових фрикціонів) 7. При обох включенні фрикціонів провідні зірочки 10 гусениць обертаються синхронно, що забезпечує прямолінійний рух машини. Частковим або повним включенням одного з фрикціонів зменшують швидкість руху відповідної гусениці, внаслідок чого відбувається поворот трактора убік відстаючої гусениці. На зовнішні (відомі) барабани фрикціонів діють стрічкові гальма 8, здійснюючі гальмування відключеної від трансмісії гусениці для більш крутого повороту трактора, а також гальмування обох гусениць при русі трактора на ухилах і загальмовування його на місці.

Прямолінійний рух трактора з планетарним механізмом повороту (Рис.. 21, б) забезпечується при затягнутих гальмах 13 до повної зупинки сонячних шестерень 12. При цьому водила 14 і вал 11 обертатимуться з однаковою швидкістю. Для повороту трактора необхідно відпустити праве або ліве гальма 13, внаслідок чого один з планетарних механізмів повністю або частково припинить передавати момент ведучої, що крутить, зірочки 10 гусениці. Включенням гальма 8 досягається зменшення радіуса повороту трактора. При одночасному включенні обох гальм 8 забезпечується зниження швидкості або повна зупинка машини. Планетарний механізм повороту одночасно виконує функції редуктора.

Механічні трансмісії серійних гусеничних тракторів, для роботи на знижених швидкостях, дообладнуються гідравлічними ходоуменьшителями, що складаються з аксіально-поршневого гідромотора і зубчатого редуктора. Ходоуменьшители дозволяють плавно регулювати швидкість руху машини залежно від змінного навантаження.

Гидромеханіческа і електромеханічна трансмісії конструктивно мало відрізняються від вживаних на великовантажних автомобілях.

Пневмоколісні трактори оснащуються дизелями, механічними і гидромеханическими трансмісіями.

По типу системи повороту трактори бувають з передніми керованими колесами (рис 22, а), зі всіма керованими колесами (рис 22, б) і шарнірно зчленованою рамою (рис 22, в).

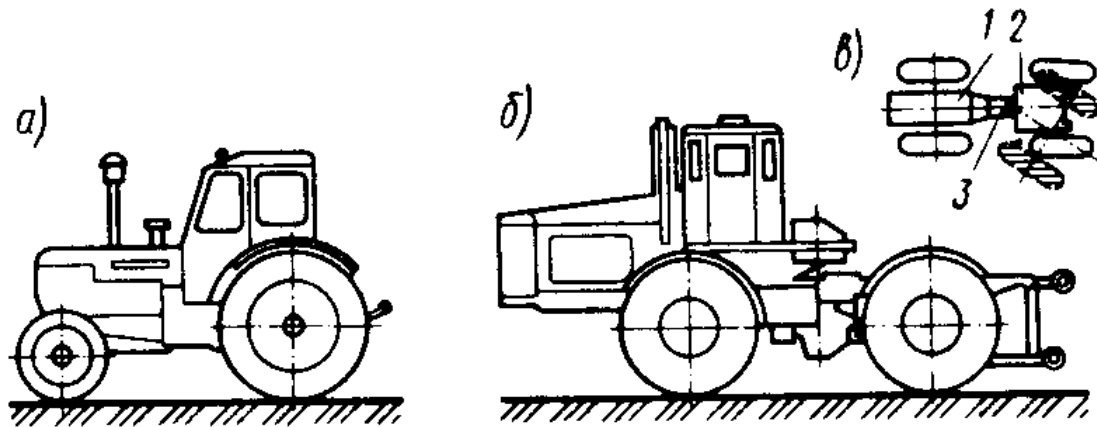


Рисунок 22 – Пневмоколісні трактори

Найбільше розповсюдження отримали трактори з дизелями, механічною трансмісією і передніми керованими колесами.

Призначення, розміщення і пристрій основних вузлів пневмоколісного трактора з механічною трансмісією і передніми керованими колесами, приблизно такі ж, як у автомобіля (за винятком робочого устаткування).

### 2.3 Тяговий розрахунок автотракторного транспорту

При русі автомобіля, трактора або тягача, виникає загальний опір руху машини:

$$W = W_0 \pm W_i + W_B + W_j + W_k, \text{ Н}$$

де  $W_0$  – основний опір руху на прямій горизонтальній ділянці шляху, є сумою опорів каченню коліс (гусениць) і тертям в трансмісії;

$W_i$  – опір руху на підйомі (+) і на спуску (–);

$W_B$  – опір повітря (враховується при швидкості руху більше 15 км/ч);

$$W_B = \lambda_n \cdot F \cdot x^2, \text{ Н}$$

де  $\lambda_n$  – коефіцієнт, що враховує обтічність машини,  $\lambda_n = 5,5.7$  (для кар'єрних автосамоскидів);

$F$  – лобова поверхня машини, м<sup>2</sup>;

$x$  – швидкість пересування, км/ч.

$W_j$  – опір, що викликається інерцією мас машини, що обертаються (залежить від трансмісії, в наближених розрахунках не враховуються).

$W_k$  – опір на кривій, в наближених розрахунках не враховується.

При виконанні тягових розрахунків користуються величинами питомих опорів руху ( $w$ ), значення основного питомого опору руху ( $w_0$ ) для автомобілів, тягачів, причепів і ін. приводиться в довідниках, значення додаткового питомого опору ( $w_i$ ) на підйомі приймають рівними величині ухилу шляху (в тисячних одиницях).

Для автомобіля:

$$W = (G_a + G_r) \cdot (w_0 \pm w_i), \text{ Н}$$

де  $G_a$ ,  $G_r$  – вага автомобіля і вантажу відповідно.

Для трактора і пневмоколісних тягачів:

$$W = G_t \cdot (w_0 \pm w_i) + n \cdot G_p \cdot (w_0 \pm w_i), \text{ Н}$$

де  $G_t$  – власна вага тягача або трактора, Н;

$G_p$  – вага причепа, Н;

$n$  – число причепів;

$w/0$  – основний питомий опір руху трактора або тягача;

$w//0$  – основний питомий опір руху причепа.

Для руху автомобіля, трактора або тягача потрібно виконати наступну умову:

$$F_t \geq W \text{ і } F_t \geq G_{\text{сц}} \cdot \Phi$$

де  $F_t$  – сила тяги на провідних колесах (гусеницях), виникаюча в результаті роботи двигуна і взаємодії коліс (гусениць) з дорогою, Н;

$G_{\text{сц}}$  – зчїпна вага, тобто вага машини з вантажем, що доводиться на провідні колеса (гусениці), Н;

$\Phi$  – коефіцієнт зчєплення коліс (гусениць) з поверхнею дороги  $\Phi = 0,3.0,6$  – для пневмоколісних і  $0,5.0,9$  – для гусеничних машин.

Якщо остання умова не виконується – виникає пробуксовивание коліс (гусениць).