МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЗ „ЛУГАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ
ТАРАСА ШЕВЧЕНКА”

Ю.Г. Козуб, С.В. Маслійов

ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ

ПІДРУЧНИК

Старобільськ
2018

УДК 621.86/.87(075.8)
К59

Рецензенти:

Рябчиков М.Л. – доктор технічних наук, професор Української інженерно-педагогічної академії

Балицький О.І. – доктор технічних наук, професор, завідувач відділу Фізико-механічного інституту ім. Г.В.Карпенка НАН України

Козуб Ю.Г., Маслійов С.В.
Підйомно-транспортні машини: Підручник / Ю.Г. Козуб, С.В. Маслійов – Старобільськ: вид-во ДЗ „ЛНУ імені Тараса Шевченка”, 2018. – 277с.

Викладено сучасні теорію і методи розрахунку вантажопідйомних, транспортуючих і навантажувальних машин; рейкового і безрейкового транспорту; машин і механізмів для механізації і автоматизації робіт у складах і сховищах.

Для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за напрямом „Інженерна механіка”, „Професійна освіта”

Рекомендовано до друку навчально-методичною радою Луганського національного університету імені Тараса Шевченка (протокол № 11 від 25 травня 2018р.)

УДК 621.86/.87(075.8)
К59

© Ю.Г. Козуб, С.В. Маслійов

ПЕРЕДМОВА

Сучасний рівень інтенсифікації вітчизняних виробничих процесів передбачає подальше збільшення використання ефективних засобів механізації підйомно-транспортних, вантажно-розвантажувальних робіт і складських операцій.

Склад і стан підйомно-транспортного обладнання, насиченість виробництва засобами механізації трудомістких робіт, рівень механізації та автоматизації виробничого процесу визначають його досконалість і ефективність.

Прогресивні методи конструювання і розрахунків вантажопідйомних, транспортуючих та навантажувальних машин у поєднанні із додержанням технологічних і експлуатаційних вимог забезпечують їхні міцність, довговічність та безпечну експлуатацію. Матеріал, викладений у підручнику спрямований на оволодіння цими методами студентами та інженерно-технічними працівниками різних галузей виробництва – машинобудування, будівництво, сільське господарство та ін.

У підручнику розглянуто умови і режими експлуатації вантажопідйомних, транспортуючих та навантажувальних машин; рейковий та безрейковий транспорт; машини і механізми для механізації та автоматизації робіт на складах і сховищах; загальні положення та рекомендації щодо розрахунків вузлів і механізмів цих машин.

Зокрема, розглянуто і виконано розрахунки широко застосовуваних у різних галузях виробництва, шахтних скіпових установок, ківшевих елеваторів, конвеєрів різних типів (стрічкових, скребкових, трубчастих підвісних, гвинтових, інерційних і вібраційних тощо), навантажувальних машин, віброізоляційного устаткування тощо.

Практичне використання викладених у підручнику відомостей і методик розрахунку дасть змогу студентам і інженерам поглибити свої знання у проектуванні та експлуатації підйомно-транспортного обладнання у різних галузях виробництва.

Матеріал подано згідно сучасних науково-технічних досягнень, використовуючи методики розрахунку і проектування з позначеннями, прийнятими у чинних стандартах: державні стандарти України (ДСТУ), Міжнародні стандарти (ГОСТ), Міжнародна система стандартів (ISO).

Автори щиро вдячні за зроблені під час рецензування зауваженням і поради, а також далекі від думки, що підручник вільний від недоліків і з вдячністю сприймуть слушні критику і пропозиції.

РОЗДІЛ І. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ТА ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

1.1 Значення підйомно-транспортних машин і основні напрями їх розвитку

Важливою ланкою сучасного промислового виробництва є переміщення значення об'єктів сировини, напівфабрикатів та готової продукції. Частка трудових витрат на виконання вантажних робіт складає 30...50%.

В системі машин, які використовуються під час вирощування та збирання різних культур, а також у зернопереробній, тваринницькій та харчовій промисловості важливе місце займають підйомно-транспортні машини (ПТМ) і механізми як основа комплексної механізації і автоматизації виробництва.

Всі ПТМ поділяються на вантажопідйомні машини (підйомні механізми, крани, навантажувачі тощо) та машини безперервного транспорту (конвеєри, елеватори, пневматичний і гідравлічний транспорт тощо) класифікація яких буде розглянута нижче.

Основними напрямами розвитку ПТМ як в Україні так і за кордоном є:

- інтенсивний розвиток безперервних видів транспорту, які дозволяють забезпечити високу продуктивність транспортування, організувати поточні автоматизовані лінії, значно зменшити виробничі площі;
- розвиток пакетних та контейнерних перевезень;
- подальший розвиток безтарного способу перевезення і забезпечення вантажів, що дозволяє підвищити продуктивність праці і зменшити витрати на тару;
- застосування більш продуктивних, економічних і надійних засобів;
- комплексна механізація і автоматизація транспортних процесів і перехід на керування ними за допомогою ЕОМ та засобів кібернетики;
- створення спеціалізованих типів роботів-маніпуляторів для оснащення конвеєрних ліній;
- удосконалення природо захисних і санітарно-технічних характеристик ПТМ (герметизація, ізоляція, зниження шуму тощо);
- уніфікація і нормалізація обладнання.

1.2 Стислий огляд розвитку ПТМ

Прототипи деяких транспортних машин відомі з глибокої давнини. Вперше вони з'явились у галузі водопостачання, будівництва укріплень та гірничої справи. У стародавньому Єгипті та Китаї були відомі водопідіймальні пристрої – сучасний ковшовий елеватор та скребковий конвеєр, гвинт Архімеда – гвинтовий конвеєр та ін. В Україні ПТМ почали використовувати ще за часів Київської Русі при спорудженні укріплень, млинів, монастирів та храмів. Пізніше (XVIII-XIX ст.), створювалось більш досконале обладнання для будівництва і експлуатації залізорудних копалень, вугільних та соляних шахт, а тому металургійних, машинобудівних, хімічних та інших заводів і фабрик. З початку XX ст. Україна стає індустріально розвиненою країною з великим промисловим потенціалом.

Металургійна і хімічна промисловість Придніпров'я, вугільних шахт Донбасу, рудники Криворіжжя вимагали швидкого розвитку нової галузі – підйомно-транспортного машинобудування і воно було створено.

На Новокраматорському машинобудівному заводі випускають підйомні установки та спеціальні крани у тому числі великої вантажності. Крани загального призначення виготовляють Нікопольський, Одеський, Олександрійський та інші заводи. Харківський, Львівський, Дніпропетровський та інші заводи випускають кранове обладнання та транспортувальні машини (конвеєри) для комплексної механізації виробництва.

1.3 Класифікація сільськогосподарських вантажів

Всі вантажі можна поділити на три основні групи: сипкі (зерно, борошно, мінеральні добрива тощо), штучні і рідкі (вода, молоко, пальне тощо).

Сипкі вантажі. До них відносять різні кускові, зернові, порошкоподіні вантажі, які зберігають і транспортують навалом.

Важливою характеристикою усіх сипких вантажів є їх **насипна** та **об'ємна маса,** яку необхідно знати для розрахунку продуктивності ПТМ.

Насипна маса (насипна щільність) - це маса одиниці об'єму, яку займає сипкий вантаж при вільному заповнені ємності. Визначається за формулою

$$\rho_н = m_в / V_в, \qquad (1.3.1)$$

де $m_в$ – маса сипкого вантажу, кг;

$V_в$ – об'єм, який займає вантаж, м^3.

В табл. 1.3.1. наведено насипну масу деяких сипких вантажів.

Сипкі вантажі можуть самоущільнюватись (утрясатись) при цьому їх насипна маса збільшується на (5...15)%. У цьому випадку визначають **об'ємну масу.**

Таблиця 1.3.1

Насипна маса деяких сипких вантажів

Найменування вантажу	Насипна маса, кг/м^3	Найменування вантажу	Насипна маса, кг/м^3
Кукурудза	700...750	Сінна мука	150…180
Гречка	510…700	Полова	70…150
Пшениця, жито	650…810	Жом сухий	90…100
Ячмінь, рис	580…750	Висівки	200…400
Овес	400…500	Силос з башти	670…750
Насіння соняшника	260…440	Трава свіжоскошена	300…400
Горох	750…800	Гній свіжий	400…500
Просо	700…830	Гній злежалий	700…750
Соя крупна	700…750	Торф	300…620
Сочевиця	700…850	Комбікорм	490…770
Борошно пшеничне, житнє	550…600	Добрива мінеральні	750…900
Борошно вівсяне	290...350	Земля	1200…1700
Картопля	630…730	Гравій	1600…1860
Буряк	570…650	Пісок	1400…2050
Сіно (солома) із стогу	80…120	Крейда осаджена	150…200
Сіно (солома) пресовані	270…290	Цемент	1270…1400

Значний вплив на насипну і об'ємну масу вантажів робить вологість. Наприклад, вплив вологи на зерно змінює його вологість у перші (2,5...3) години на 25%.

Відносною вологістю вантажу W (%) називають відношення маси вологи, яка міститься у потребі вантажу до маси висушеної проби:

$$W = \frac{m_{вол} - m_c}{m_c} \cdot 100\% \qquad (1.3.2)$$

де m_c – маса вологої проби, кг;

$m_{вол}$ – маса висушеної проби, кг.

Вихідними даними під час проектування та експлуатації ПТМ є значення кутів природного укосу для сипких вантажів та коефіцієнтів тертя різних матеріалів. Ними користуються для визначення кутів нахилу скатних дощок, стінок та бортів коробів, бункерів тощо.

Кутом природного укосу φ називають кут, який утворений горизонтальною площиною і площиною вільного природного укосу сипкого вантажу. Тангенс кута φ це коефіцієнт внутрішнього тертя матеріалу, який є функцією вологості, гранулометричного складу тощо. Розрізнюють кут природного укосу для вантажу у спокої ($\varphi_{сп}$) і під час руху ($\varphi_р$). Приблизно для технічних розрахунків приймають $\varphi_р = 0{,}79\ \varphi_{сп}$.

Так само розрізняють коефіцієнти тертя спокою ($f_{сп}$) і руху ($f_р$) і приймають $f_р = (0{,}7...0{,}9)\ f_{сп}$.

Значення кутів природного укосу і коефіцієнтів тертя деяких поширених вантажів приведені у табл.. 1.3.2, 1.3.3.

Таблиця 1.3.2

Значення кутів природного укосу

Вантаж	Кут природного укосу $\varphi_{сп}$, град	Вантаж	Кут природного укосу $\varphi_{сп}$, град
Жито, пшениця	35	Сіль кам'яна	50
Буряк	35...40	Торф	45
Картопля	25...35	Земля, пісок	45
Овес	35	Гравій	45
Кукурудза	35	Зола	50
Борошно	55	Антрацит	45

Таблиця 1.3.3

Значення коефіцієнтів тертя

Матеріали які контактують	Коефіцієнт тертя		
	По сталі	По дереву	По гумі
Пшениця, жито, овес	0,46...0,6	0,44...0,62	0,68
Кукурудза (зерно)	0,25...0,57	0,24...0,34	0,54...0,62
Горох	0,28	0,37	-
Гречка	0,73	0,79	-
Насіння соняшника	0,39	0,45	-
Борошно	0,65	0,85	0,85
Ячмінь	0,37	0,42	0,50
Буряк	0,48	0,53	0,74
Силос	0,66...0,7	0,75	-
Сіно	0,25	0,3...0,38	-
Солома	0,24...0,33	0,51...0,63	-
Кукурудза (стебло)	0,35	0,37	0,8...1,04

Здатність вантажів до стирання робочими органами ПТМ залежить від форми, розмірів і твердості часток вантажу. Більшість сільськогосподарських вантажів відносять до групи неабразивних або мало абразивних матеріалів, але не дивлячись на це при проектуванні ПТМ потрібно ураховувати їх нахил до старання.

Штучні вантажі. До них відносять вантажі, які транспортують окремими штуками або групами по декілька штук, або вантажі що упаковані у тару (тюки, ящики, бочки, мішки тощо).

Штучні вантажі характеризуються габаритами, масою, коефіцієнтом тертя тощо.

1.4 Основи вибору засобів та способів для переміщення вантажів

Вибір оптимальної технологічної схеми транспортування та системи машин визначається метою застосування, умовами експлуатації, режимом роботи тощо і залежить від наступних факторів: властивості вантажів; характеристики виробничих процесів; характеру, напряму та відстань

транспортування; способу за вантаження та розвантаження; продуктивності, надійності; джерел енергії; безпечності і зручності обслуговування тощо.

У сільському господарстві ритм задається видами робіт (сівба, збирання, обслуговування тваринницьких ферм тощо), що і слід ураховувати під час вибору способів і машин для транспортування вантажів.

Остаточне рішення приймається на основі аналізу техніко-економічних показників системи та окремих машин.

Економічно оптимальною вважається машина (або система машин), яка дає найбільший річний економ ефект у порівнянні з іншими варіантами. Річний економ ефект використання ПТМ уявляє собою сумарну економію усіх виробничих ресурсів (капітальних вкладань, матеріалів, зарплати тощо):

$$E = \left(B_б - B_н\right) A, \qquad (1.4.1)$$

де Е – річний економ ефект, грн.;

$B_б$, $B_н$ – зведені витрати на випуск одиниці продукції (або виконані роботи) за допомогою базового ($B_б$) та нового ($B_н$) типів ПТМ, грн.;

А – річний об'єм виробництва продукції у натуральних одиницях.

Для кожного з варіантів, що порівнюються зведені витрати (грн.) становлять

$$B = C + E_н \cdot K, \qquad (1.4.2)$$

де С – собівартість одиниці продукції (роботи), грн.;

$E_н$ – нормативний коефіцієнт ефективних вкладень (звичайно приймають $E_н = 0{,}15$);

К – питомі капітальні вкладення у виробничі фонди, грн.

За базовий варіант приймають найбільш удосконалений тип машини, який використовується в Україні або за кордоном.

1.5 Вантажопотоки у сільському господарстві

Класифікація та техніко-економічні характеристики ПТМ

Транспортні і вантажно-розвантажувальні роботи у сільському господарстві тісно пов'язані з технологічними операціями вирощування та збирання врожаю, обслуговування тваринницьких ферм, майстерень тощо, які проводять за принципом потоку.

Вантажопотоком називається кількість вантажу, який переміщується в одиницю часу. Величина вантажопотоку, помножена на шлях переміщення визначає **вантажообіг,** який виражається у тонно-кілометрах або у тонах.

Особливості вантажопотоку визначаються специфікою сільськогосподарського виробництва:

1. Цикл робіт завершається календарним роком або сезоном;
2. Проведення технологічних операцій розосереджено на значній території;
3. Більшість технологічних операцій зв'язано з циклічною та сезонною роботою;

4. Матеріали, які перевантажуються є живими організмами, у яких протікають біологічні процеси.

Вантажопотоки розрізняють: за **сезонністю** – сезонний і цілорічний; за **навантаженням** - постійний і змінний; за **характером –** безперервний і періодичний.

Вантажопотоки характеризуються:

1. Вагою максимального одиничного вантажу;
2. Кількістю переміщень в одиницю часу, кількістю поїздок за зміну, за добу тощо;
3. Довжиною та характером шляху переміщення (однобічний, човниковий, кільцевий тощо);
4. Кількістю і характером перевантажень на шляху переміщення вантажу.

До найбільш потужних і концентрованих вантажопотоків відносять зерновий та овочевий, а також специфічні – кормовий на тваринницьких фермах і розкидання добрів на полях. Перші два називають **збірними,** а другі – **розподільними.**

Класифікація ПТМ за принципом дії (характером переміщення) вантажу ПТМ поділяють на дві самостійні конструктивні групи: машини **періодичної і безперервної** дії.

Машини **періодичної** дії характеризуються періодичною подачею вантажів шляхом переміщення їх окремими пропорціями. При цьому завантаження і розвантаження виконуються під час зупинки машини. До таких машин належать вантажопідйомні крани усіх типів, підлогові навантажувачі (візки, навантажувачі, тягачі), підвісні рейкові і канатні дороги періодичної дії, скрепери, ліфти та інші подібні машини.

Машини **безперервної** дії характеризуються безперервним переміщенням насипних або штучних вантажів вздовж заданої траси без зупинок для завантаження та розвантаження. Вантаж розміщується суцільним шаром на несучому елементі машини (наприклад, стрічці), або окремими порціями у послідовно розташованих ємностях (ковшах, коробах), які безперервно рухаються. До цих машин належать конвеєри усіх типів, пристрої пневматичного та гідравлічного транспорту та подібні їм транспортні машини.

За призначенням ПТМ бувають: **загального** призначення, що використовуються в усіх галузях господарства (крани, стрічкові транспортери, автонавантажувачі тощо); **спеціального** призначення, що використовуються тільки в окремому виробництві (стогометальники, зерно навантажувачі, зернометальники тощо); **вбудовані** у складні машини (транспортери жатки, шнеки очищувачів тощо).

За способом установлення розрізняють: **стаціонарні** – такі, що установлені нерухомо на фундаменті (кран-балка у ремонтній майстерні, скіповий пристрій на елеваторі тощо); **пересувні** (стогометальники, пересувні крани тощо); **самохідні і навесні –** такі, що переміщуються разом із транспортним засобом (навесні волоки, підбірники тощо).

Техніко-економічні показники ПТМ

Продуктивністю ПТМ називається кількість вантажу, який переміщується на задану відстань за одиницю часу. Продуктивність вимірюється в кількісних (кг, т) та об'ємних ($м^3$) величинах, а також в штуках за одиницю часу (Хвилина, година, зміна, доба тощо).

Продуктивність ПТМ періодичної дії можна виразити в шт/год. та т/год. за відповідними формулами

$$Q_{шт} = \frac{60}{T} \quad \text{та} \quad Q_к = q\frac{60}{T}, \tag{1.5.1}$$

де Т – тривалість циклу, хв.;

q – маса вантажу, що переміщується за один цикл, т.

При переміщенні сипких вантажів грейферними кранами, стогометальниками, екскаваторами, авто лопатами тощо об'ємну ($м^3$/год.) і кількісну (т/год.) продуктивність визначають за формулами

$$Q_V = QV\frac{60}{T} \quad \text{та} \quad Q_к = \phi\rho_н V\frac{60}{T}, \tag{1.5.2}$$

де V – ємність захватного органа, $м^3$;

Q – коефіцієнт використання ємності;

$Р_н$ – насипна маса, т/$м^3$.

Тривалість циклу Т – це час, який витрачається ПТМ на переміщення однієї порції вантажу і в загальному вигляді визначається за формулою

$$T = t_з + t_р + t_д + \sum t + \sum t_{під} + \sum t_{пер} + \sum t_{пов} + \sum t_{р(г)}\ , \tag{1.5.3}$$

де $t_з$ – час захвату вантажу;

$t_р$ – час розвантаження;

$t_д$ – допоміжний час на маневрування під час підходу до вантажу;

$\sum t_{під}$ – сумарний час, який витрачається на піднімання і опускання;

$\sum t_{пер}$ – сумарний час переміщення машини (наприклад для кран-балки $\sum t_{пер} = \sum t_в + \sum t_м$, де $\sum t_в$ і $\sum t_м$ – час на переміщення візка і моста);

$\sum t_{пов}$ – сумарний час, який витрачається на поворот вантажу відносно осі крана (навантажувача);

$\sum t_{р(г)}$ – сумарний час на розгін і гальмування, який приймається від 0,5 до 2 с на один елементарний рух.

Продуктивність машин безперервного транспорту, т/год. при переміщенні сипких вантажів визначається за формулою

$$Q_V = 3600 \cdot F \cdot v \cdot \rho_н, \tag{1.5.4}$$

де F – площа поперечного потоку вантажу, що переміщується, $м^2$;

v – швидкість переміщення, м/с;

$\rho_н$ – насипна маса, т/$м^3$.

При переміщенні штучних вантажів кількісна (т/год.) і штучна (шт/год.) продуктивність визначаються за відповідними формулами

$$Q_к = 3,6G\frac{v}{a} \quad та \quad Q_{шт} = 3600\frac{v}{a}, \tag{1.5.5}$$

де а – відстань між однойменними точками суміжних вантажів, м;

G – маса штучного вантажу, кг.

Для транспортувальних машин, які переміщують сипкі вантажі окремими порціями об'ємом V за допомогою скребків, ковшів та інших вантажозахватних пристосувань кількісна продуктивність (т/год.) визначається за формулою

$$Q_к = 3,6\phi\rho_н V\frac{v}{a} \tag{1.5.6}$$

Методика розрахунку транспортерів, конвеєрів, пневматичних, вібраційних і інших машин викладена у відповідних главах

Контрольні запитання

1. Назвіть основні напрямки розвитку підйомно-транспортних машин.
2. Наведіть класифікацію сільськогосподарських вантажів та їх фізико-механічні властивості.
3. У чому полягає вибір засобів та способів для переміщення вантажу?
4. Охарактеризуйте типи сільськогосподарських вантажів.
5. Дайте класифікацію ПТМ.
6. Назвіть техніко-економічні характеристики ПТМ.

РОЗДІЛ ІІ. ВАНТАЖОПІДЙОМНІ МАШИНИ

2.1 Загальні положення

2.1.1 Призначення і класифікація вантажопідйомних машин

Вантажопідйомні машини забезпечують механізацію підйомних, монтажних, перевантажувальних операцій на будівельному майданчику та при обслуговуванні виробничих процесів машинобудівних та ремонтних підприємств. Вантажопідйомні машини – це машини циклічної дії, тобто періоди роботи їх механізмів чергуються з періодами пауз.

Відомі різні підходи до класифікації вантажопідйомних машин, зокрема, за призначенням, за будовою, за числом і характером можливих рухів, за режимом експлуатації та ін.. На рис. 2.1.1 наведено схему класифікації, згідно з якою вантажопідйомні машини умовно розділяються на три групи: підйомні механізми, крани, підйомники.

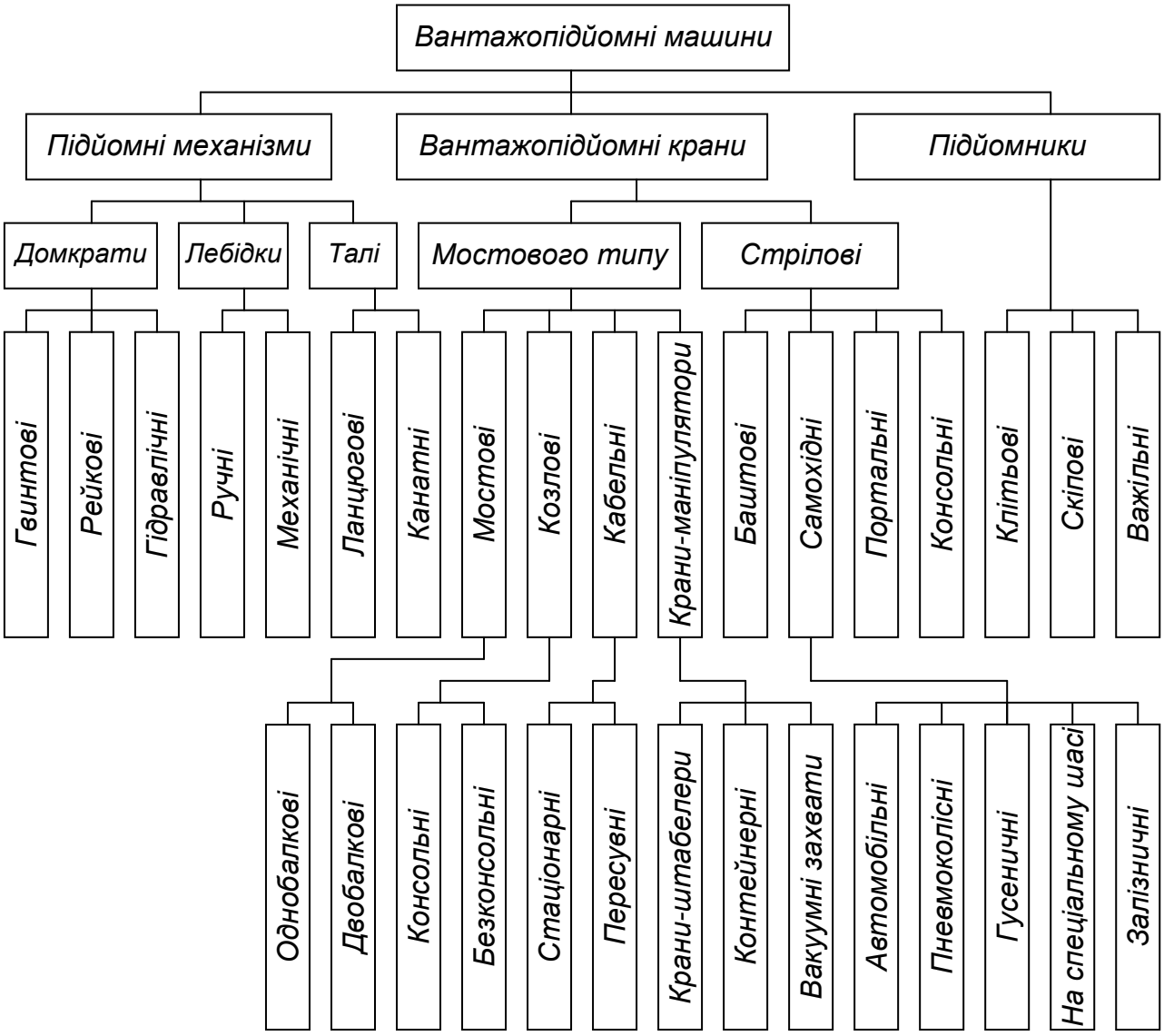
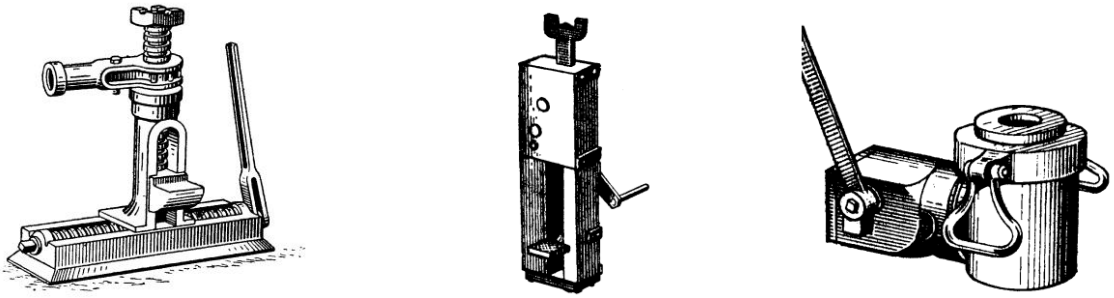


Рис. 2.1.1. Класифікація вантажопідйомних машин

Вантажопідйомні машини використовуються на навантажувально-розвантажувальних роботах (стрілові самохідні, козлові крани); на монтажних роботах (баштові, стрілові самохідні крани, домкрати, монтажні лебідки); в технологічному циклі виробничих підприємств (мостові, консольні крани, талі); для підйому-опускання вантажів та людей (підйомники, ліфти).

Домкрати (рис. 2.1.2) виконуються у вигляді штовхача – гвинтового, рейкового, гідравлічного і призначені для піднімання вантажів на невелику висоту (у межах до 0,6 м) при виконанні монтажних та ремонтних робіт.



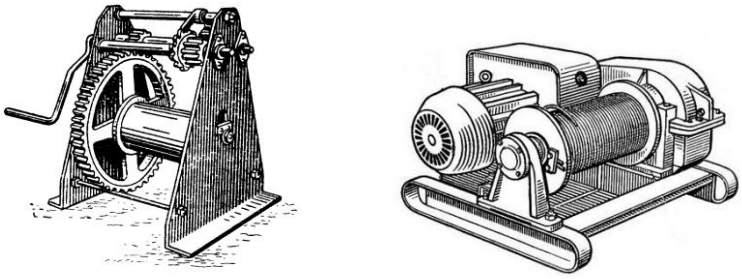
а б в

Рис. 2.1.2. Домкрати: а) гвинтовий; б) рейковий; в) гідравлічний

Лебідки (рис. 2.1.3) виконуються у вигляді привідного барабану з закріпленим на ньому тяговим органом – сталевим канатом. Лебідки призначені для прямолінійного переміщення вантажів і використовуються як самостійні механізми або як складові частини механізмів вантажопідйомних машин.

Розрізняють піднімальні лебідки для вертикального підйому вільно підвішеного вантажозахоплювального пристрою і тягові лебідки, які служать для переміщення візків по рейковій колії.

Таль (рис. 2.1.4) – це підйомна підвісна лебідка, яка може бути виконана пересувною у разі її обладнання механізмом пересування.



а б

Рис. 2.1.3. Лебідки: а) ручна; б) електрична



Рис. 2.1.4. Таль

Вантажопідйомні крани здійснюють транспортування штучних вантажів (або насипних матеріалів у контейнерах) у просторі за довільною траєкторією, яка може включати вертикальні, горизонтальні і похилі ділянки, в межах радіусу дії. Розрізняють крани мостового типу і стрілові, з вільним підвісом вантажу і з жорстким підвісом і керованим захватом вантажу, крани загального призначення і спеціальні.

Крани мостового типу монтуються на підкранових балках або на відкритих площадках і складаються з моста, по якому пересувається візок з вантажозахоплювальним пристроєм. Їх зона обслуговування має прямокутну форму, а вантаж знаходиться в межах опорного контуру крана. Якщо міст має консолі, візок з вантажем виходячи на консоль опиняється зовні опорного контуру.

Найбільш поширеною конструкцією серед кранів мостового типу є **мостові двобалкові крани** (рис. 2.1.5).

Міст двобалкового крана складається з двох головних 1 та двох кінцевих балок. Кінцеві балки 2 через ходові колеса спираються на колію, яка влаштовується на колонах будівлі. По головних балках пересувається самохідний вантажний візок 3, який несе на собі піднімальний механізм.

Таким чином, механізми мостового крана, які мають індивідуальний електропривод і живляться від зовнішньої електричної мережі за допомогою кабелів або тролеїв, забезпечують три рухи: підйом вантажу, пересування крана, пересування вантажного візка.

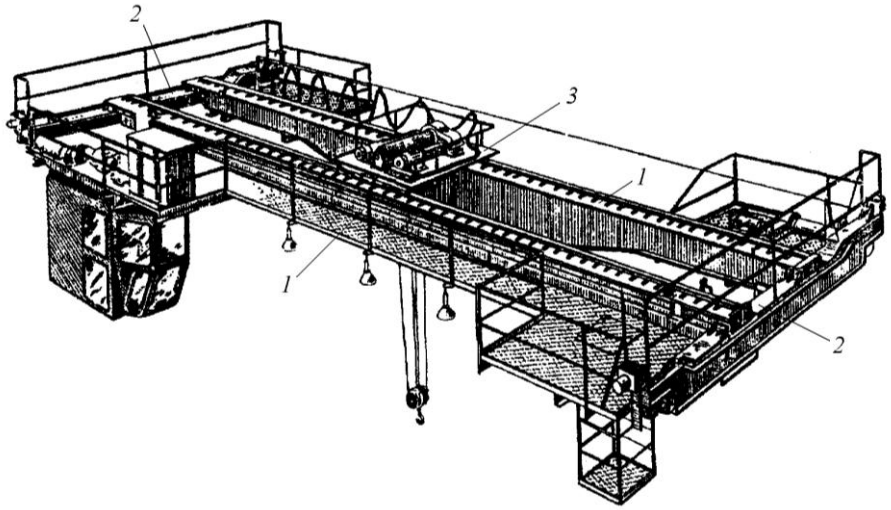
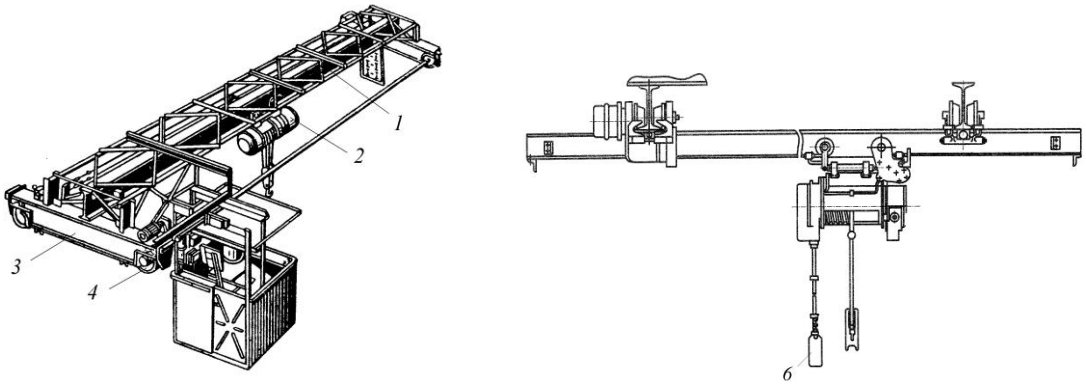


Рис. 2.1.5. Мостовий двобалковий кран

Мостові однобалкові крани опорної (рис. 2.1.6,а) або підвісної (рис. 2.1.6,б) конструкції виконуються у вигляді пересувної головної балки 1, по якій рухається таль 2 з ручним або з електричним приводом механізмів підйому вантажу та пересування. Головна балка спирається на дві кінцеві балки 3 з ходовими колесами 4. Привід пересування крана також може бути ручним або електричним. Керування механізмами електричного однобалкового мостового крана здійснюється з кабіни машиніста 5 або ж із використанням виносного пульту.



а б

Рис. 2.1.6. Мостові однобалкові крани: а) опорний; б) підвісний

Для роботи на відкритих площадках використовують **козлові крани** (рис. 2.1.7). Їх міст спирається на дві опори, які обладнані механізмами пересування з ходовими колесами, що рухаються по кранових рейках, укладених на рівні стоянки.

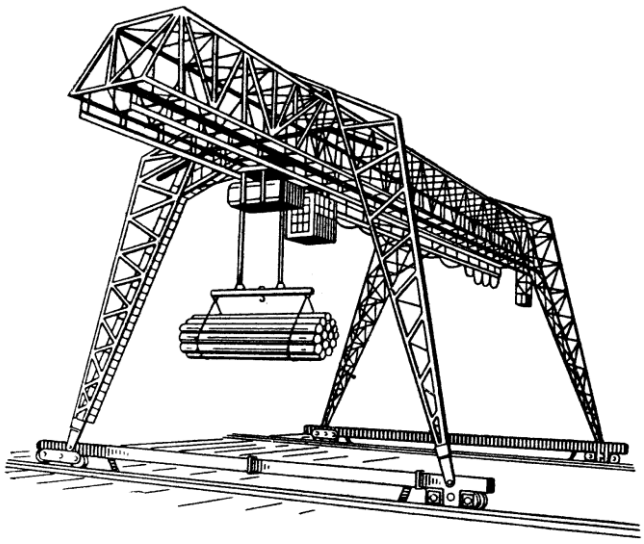


Рис. 2.1.7. Козловий двоконсольний кран

Кабельний кран (рис. 2.1.8) обладнується несучими канатами 1, які закріплюються у верхній частині опор – машинної 2 та хвостової 3. По несучих канатах рухається вантажний візок 4 з вантажним піднімальним пристроєм 5. На машинній опорі встановлюються лебідки підйому вантажу 6 та пересування вантажного візка 7. Якщо опори стаціонарно закріплені на фундаменті, зона обслуговування крана має вигляд лінії. Якщо одна з опор рухається по кільцевій рейці, зона обслуговування – сектор круга. При двох пересувних опорах крана зона обслуговування являє собою прямокутник. Широке впровадження, особливо у складському господарстві, на транспорті та у перевантажувальних комплексах, отримують крани з жорстким підвісом і керованим захватом вантажу – **крани-маніпулятори** (рис. 2.1.9). До

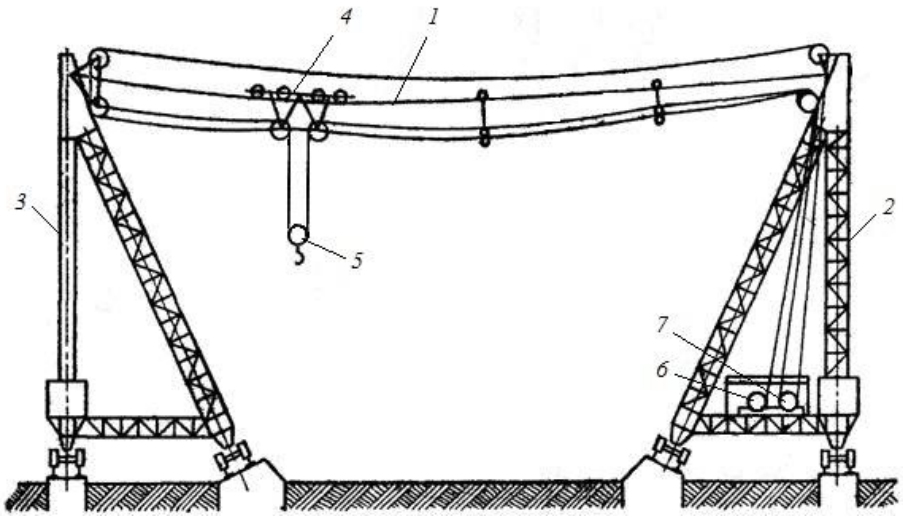
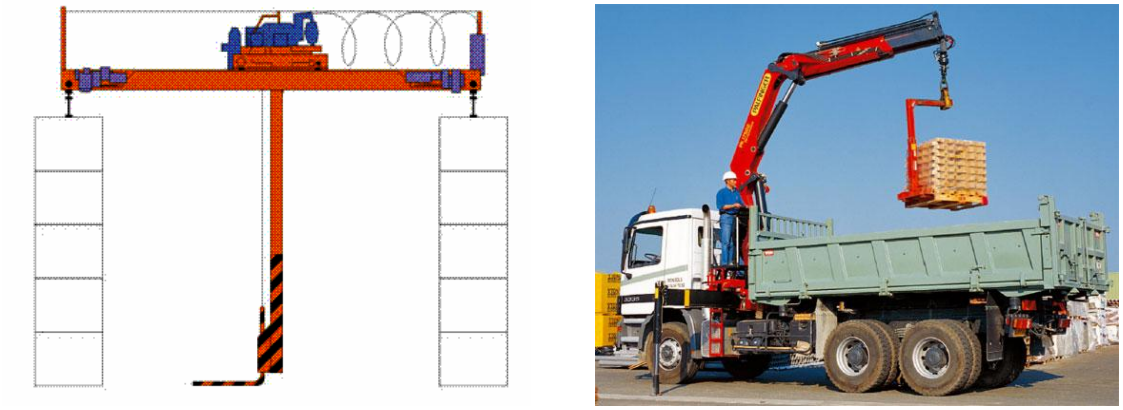


Рис. 2.1.8. Кабельний кран

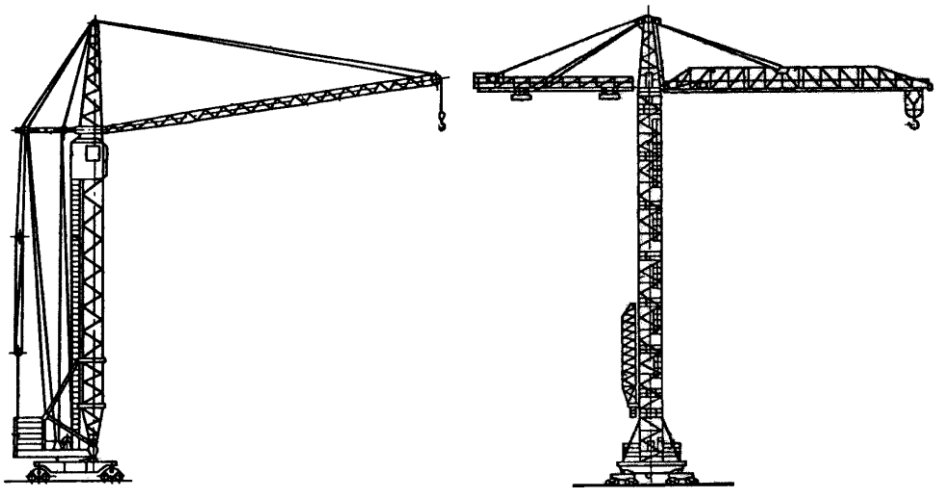
Широке впровадження, особливо у складському господарстві, на транспорті та у перевантажувальних комплексах, отримують крани з жорстким підвісом і керованим захватом вантажу – **крани-маніпулятори** (рис. 2.1.9). До них зокрема відносять кран-штабелери: мостового типу (рис. 2.1.9,а) і стелажні. Кран-штабелери призначені для механізації та автоматизації складського господарства і особливість їх використання полягає у тому, що наведення, захоплення та звільнення вантажу виконується автоматично, без участі допоміжного персоналу. На базі таких кранів з'являється можливість подальшої автоматизації виробництва. Бортові крани-маніпулятори (рис. 2.9.1,б) використовуються для виконання навантажувально-розвантажувальних операцій на транспортних засобах.



а б

Рис. 2.1.9. Крани-маніпулятори:
а) кран-штабелер мостовий; б) бортовий маніпулятор

Баштові стрілові поворотні крани - це будівельні монтажні крани і використовуються в основному на будівельному майданчику. За будовою баштові крани розрізняють: з підйомною (рис. 2.1.10,а) і горизонтальною (балочною) (рис. 2.1.10,б) стрілою; з поворотною і неповоротною баштою; стаціонарні, пересувні і приставні.



а б

Рис. 2.1.10. Баштові крани: а) підйомна стріла; б) балочна стріла

Стрілові самохідні крани – це крани, які не пов'язані з конкретним місцем використання, як за умовами енергозабезпечення, так і за умовами взаємодії з місцевістю. Їх основні переваги – мобільність і незалежність від зовнішніх джерел енергії. Відмінність різних типів самохідних кранів полягає в основному в конструкції ходового обладнання: пневмоколісне (крани автомобільні (рис. 2.1.11,а), пневмоколісні (рис. 2.1.11,б), на спеціальному шасі автомобільного типу (рис. 2.1.11,в); гусеничне (крани гусеничні (рис. 2.1.11,г) та тракторні (рис. 2.1.11,д); рейкоколісне (залізничні крани (рис. 2.1.11,е)).

Підйомники призначені для вертикального піднімання вантажів (вантажні) або людей (пасажирські), які розміщуються в кабіні або на площадці. Клітьові та скіпові (рис. 2.1.12,а) підйомники мають напрямні рейки для кабіни (кліті, скіпа) і використовуються у гірничій, металургійній промисловості, у будівництві. Важільні підйомники (рис. 2.1.12,б) виконуються у вигляді шарнірно-важільних систем, у верхній частині яких розміщується площадка, яка призначена для піднімання працівників з інструментом та матеріалами.

2.1.2 Основні параметри вантажопідйомних кранів

Вантажопідйомні крани проектуються і виготовляються для певних умов експлуатації. Крім того, очевидним є те, що характеристики і параметри кранів повинні відповідати вимогам замовника. Характеристики і параметри наводяться у паспорті крана, яким супроводжується машина.

Вантажопідйомність Q, т – максимально допустима маса вантажу, на піднімання якого розраховано конструкцію крана. Вантажопідйомність – основний параметр кранів, який визначає його виробничі та технологічні можливості.

Виліт A, м – відстань по горизонталі від осі обертання поворотної частини крана до центру тяжіння крюка (параметр стрілових кранів).



а



б



в



г

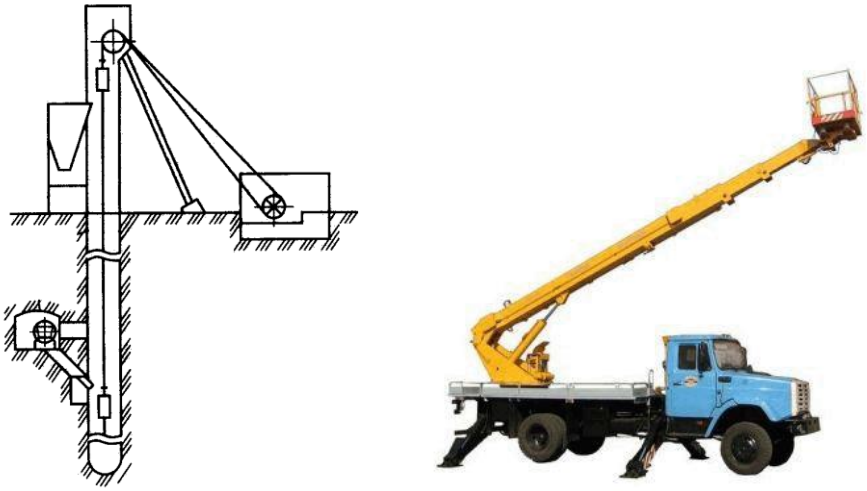


д



е

Рис. 2.1.11. Стрілові самохідні крани:
а) автомобільний; б) пневмоколісний; в) на спеціальному шасі; г) гусеничний; д) тракторний; е) залізничний



а б

Рис. 2.1.12. Підйомники: а) скіповий; б) важільний

Проліт L, м **–** відстань по горизонталі між осями рейок кранової колії (параметр кранів мостового типу).

Вантажний момент M, кН·м – добуток від множення ваги вантажу на відповідний виліт (параметр кранів мостового типу).

Висота піднімання H, м – відстань по вертикалі від рівня стоянки крана (для мостових кранів від рівня полу) до вантажозахоплювального пристрою у верхньому робочому положенні.

Конструктивна маса крана, т **–** маса крана без баласту.

Загальна маса крана, т – маса крана у повністю спорядженому (заправленому) стані разом з баластом.

Робочі швидкості механізмів, м/с – швидкість виконання робочих операцій: піднімання (опускання) вантажу; пересування крана; пересування вантажного візка; зміни вильоту.

Вантажна характеристика – залежність вантажопідйомності крана ***Q*** від вильоту ***A*** (параметр стрілових кранів). Вантажна характеристика представляється графічно (рис. 2.1.13) або у табличному вигляді з урахуванням параметрів стрілового обладнання крана і варіанту встановлення крана (на виносних опорах або без виносних опор).

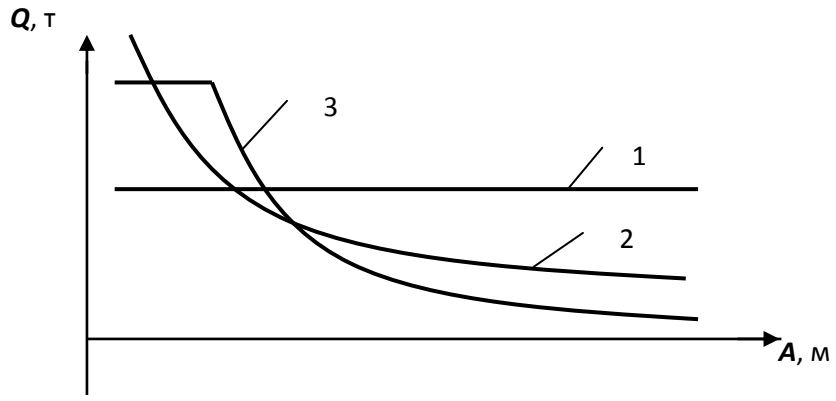


Рис. 2.1.13. Приклади вантажних характеристик

2.1.3 Навантаження на вантажопідйомні машини

При проектуванні вантажопідйомних кранів технічним завданням задаються основні параметри машини, наприклад: вантажопідйомність *Q*, виліт *A*, проліт *L*, висота підйому *H*, швидкості механізмів *V*.

Однак необхідно знати, на яке навантаження необхідно розраховувати конструкцію. Основні види навантажень на вантажопідйомні крани можна розділити на три групи: вагові, вітрові, інерційні.

Розрізняють навантаження робочого та неробочого стану вантажопідйомних машин. Навантаження неробочого стану відрізняється підвищеними значеннями вітрових, монтажних та випробувальних навантажень.

Вагові навантаження. До вагових навантажень відносяться:

- навантаження від ваги вантажу - $G_{вж}=Q\cdot g$, де g = 9,8 м/с^2– прискорення вільного падіння;
- навантаження від ваги вантажозахоплювального пристрою;
- навантаження від ваги металоконструкцій, механізмів та інших складових елементів конструкції.

При проектних розрахунках масу крана в цілому і окремих його частин (металоконструкцій, механізмів) приймають за аналогією з існуючими конструкціями (за стандартами, каталогами, атласами конструкцій). Крім того, маючи дані про існуючі конструкції, можна отримати деякі усереднені залежності маси крана і його вузлів від основних параметрів крана *Q, A(L), H, V* , які відомі до початку проектування.

Вітрові навантаження. Вантажопідйомні крани повинні працювати за будь-яких погодних умов. Максимальний тиск вітру, за якого ще можлива безпечна робота крана, визначає вітрове навантаження на кран в робочому стані. Вітрове навантаження неробочого стану відповідає тиску вітру при шторму, урагані, тобто при граничних значеннях тиску вітру.

ГОСТ 1451-77 містить методику визначення вітрового навантаження, Н на кран та його елементи

$$W = F \cdot q \cdot k \cdot c \cdot n, \qquad (2.1.1)$$

де F – навітряна площа елемента, $F = F_{конт}\cdot\varphi$,

$F_{конт}$ – площа контуру; φ = 0,2…0,3 - коефіцієнт заповнення площі;

q – розрахункове значення динамічного тиску вітру;

k =1…3 – коефіцієнт збільшення динамічного тиску вітру за висотою;

c – коефіцієнт аеродинамічної сили, який враховує характер обтікання конструкції повітряним потоком: напр.: труби великого діаметра (> 700 мм) – c = 0,6…0,8; коробчасті металоконструкції – c = 1,4…1,6;

n – коефіцієнт, який враховує метод розрахунку: n = 1 при розрахунку за допустимими напруженнями; n = 1,1 – при розрахунку за граничним станом.

ГОСТ 1451-77 встановлює розрахункові значення динамічного тиску вітру в залежності від умов експлуатації крана **для робочого стану**: q = 125 Па - всі крани будівельні, монтажні та ін.); q = 250 Па – крани всіх типів, які

встановлені у річкових та морських портах; q = 500 Па - крани, які встановлені на об'єктах, що виключають можливість перерв у роботі.

Також ГОСТ 1451-77 регламентує вітрові райони, для яких встановлені розрахункові значення динамічного тиску вітру **неробочого стану.** Територію України віднесено до II-го та III-го вітрових районів: для II вітрового району q = 350 Па; для III вітрового району – q = 450 Па.

Інерційні навантаження. Навантаження від сил інерції виникають в приводах механізмів в періоди неусталеного руху – при пуску, при гальмуванні, при зміні швидкості робочих рухів.

При розрахунку інерційних навантажень використовуються залежності, які відомі з курсу теоретичної механіки та теорії механізмів і машин.

Сила інерції мас, які рухаються поступально

$$P_i = m \cdot a = \frac{G}{g} \cdot \frac{V}{t_н}, \qquad (2.1.2)$$

де m, G – маса і сила тяжіння частин крана, що рухаються поступально;

V – швидкість поступального руху;

$t_н$ – час неусталеного руху.

Момент від сил інерції мас, що обертаються

$$M_i = I_{пр} \cdot \varepsilon = I_{пр} \cdot \frac{\omega}{t_н} \qquad (2.1.3)$$

де $I_{пр}$ – приведений момент інерції обертових мас системи;

ω – кутова швидкість вала, до якого приведені маси;

ε – кутове прискорення вала.

Відцентрова горизонтальна сила інерції поворотної частини крана

$$P_{ін.в} = m_п \cdot \omega_п^2 \cdot R\ , \qquad (2.1.4)$$

де $m_п$, $\omega_п$ – маса та кутова швидкість поворотної частини крана;

R – відстань від осі обертання до центру тяжіння поворотної частини.

Дотична сила інерції поворотної частини крана при неусталеному русі

$$P_{ін.д} = m \cdot \frac{\omega_п}{t_н} \cdot R\ . \qquad (2.1.5)$$

2.1.4 Режими роботи вантажопідйомних кранів

Експлуатація вантажопідйомних кранів характеризується циклічністю навантажень на конструкцію внаслідок частих пусків і зупинок механізмів та змінністю навантажень (за величиною, кількістю і тривалістю) протягом робочої зміни, року і терміну служби машини. Інтенсивність використання вантажопідйомного крана з урахуванням значень навантажень, їх кількості та тривалості дії визначає комплексну характеристику крана та його механізмів – режим роботи, який є основою для визначення розрахункових навантажень і, відповідно, вибору канату, захоплювального пристрою, двигуна, гальма, редуктора, для призначення строку служби елементів крана. Також з урахуванням режиму роботи вибирається конкретний кран для певних умов експлуатації.

Класифікація вантажопідйомних кранів за режимами роботи встановлюється нормативними документами і періодично переглядається з метою її удосконалення. Теперішнього часу в експлуатації знаходяться машини, які виготовлялися за різними нормами щодо регламентації режимів роботи. Отже, необхідно знати, враховувати, а інколи виконувати співставлення режимів роботи позначених різними нормативними документами.

Зокрема, класифікацією передбачалися такі режими роботи кранових механізмів – ручний, легкий, середній, тяжкий, дуже тяжкий. Вони визначалися за сукупністю параметрів: коефіцієнта використання за вантажопідйомністю, коефіцієнта використання за добу та за рік, відносної тривалості вмикання механізму. При цьому режим роботи крана в цілому призначався за режимом роботи механізму підйому вантажу.

Наведена класифікація мала недоліки: вона не пов'язана з дійсною довговічністю елементів крана, вираженою у годинах роботи, яка необхідна при розрахунку деталей на опір втомленості; недостатній обсяг вихідної інформації для проектування та контролю режиму роботи під час експлуатації.

Тому було встановлено нову класифікацію за групами режимів роботи крана в цілому за ГОСТ 25546-82 та кранових механізмів за ГОСТ 25835-83, які визначалися за класом використання та за класом навантаження.

Теперішнього часу в Україні згідно з "Правилами будови та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів" група класифікації (режиму роботи) кранових механізмів та крана в цілому визначається на підставі ISO 4301/1.

Режими роботи кранових механізмів.

Група класифікації (режиму роботи) кранових механізмів (позначається **M1…M8**) визначається за таблицею 2.1.1 залежно від класу використання механізму (**T0…T9**) та режиму навантаження механізму (**L1…L4**).

Клас використання характеризується загальною тривалістю використання механізму (у годинах)

$$T = T_{\partial} \cdot m \cdot h, \qquad (2.1.6)$$

де T_{∂} – середньодобовий час роботи механізму, год.;

m – кількість робочих днів у році;

h – заданий термін служби крана (приймається за нормативними документами, складає 10…25 років).

Режим навантаження механізму характеризується величиною коефіцієнта розподілу навантаження, що визначається за формулою

$$K_{\text{m}} = \sum_{i=1}^{n} \left[\frac{t_i}{t_T} \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 \right], \qquad (2.1.7)$$

де t_i – середня тривалість використання механізму при окремих рівнях навантаження P_i;

t_T – загальна тривалість при всіх окремих рівнях навантаження, $t_т = \sum_{i=1}^{n} t_i$;

P_i – значення окремих навантажень (рівні навантажень), характерних для застосування даного механізму;

$P_{\max}$ – значення найбільшого навантаження, що прикладається до механізму.

Таблиця 2.1.1

Групи класифікації (режиму роботи) кранових механізмів

Режим навантаження	Коефіцієнт навантаження K_m	Клас використання механізмів									
		T0	**T1**	**T2**	**T3**	**T4**	**T5**	**T6**	**T7**	**T8**	**T9**
		Загальна тривалість використання, годин									
		200	400	800	1600	3200	6300	12500	25000	50000	100000
L1	0,125			**M1**	**M2**	**M3**	**M4**	**M5**	**M6**	**M7**	**M8**
L2	0,250		**M1**	**M2**	**M3**	**M4**	**M5**	**M6**	**M7**	**M8**	
L3	0,5	**M1**	**M2**	**M3**	**M4**	**M5**	**M6**	**M7**	**M8**		
L4	1,0	**M2**	**M3**	**M4**	**M5**	**M6**	**M7**	**M8**			

Режими роботи вантажопідіймальних кранів.

Група класифікації (режиму роботи) кранів в цілому (позначається **A1…A8**) визначається за таблицею 2.1.2 залежно від класу використання крана (**U0 …U9**) та режиму навантаження крана(**Q1…Q4**).

Клас використання крана визначається величиною максимального числа циклів за заданий термін служби

$$N = N_o \cdot m \cdot h \,, \tag{2.1.8}$$

де N_o – середньодобова кількість циклів;

m – кількість робочих днів у році;

h – заданий термін служби крана.

Режим навантаження крана характеризується величиною коефіцієнта розподілу навантажень, що визначається за формулою

$$\hat{E}_{\text{д}} = \sum_{i=1}^{n} \left[\frac{C_i}{C_T} \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 \right], \tag{2.1.9}$$

де C_i – середня кількість робочих циклів з окремим рівнем маси вантажу P_i;

C_T – сумарне число робочих циклів за весь термін служби крана, $C_T = \sum_{i=1}^{n} C_i$;

P_i – значення випадкових мас окремих вантажів (рівня навантаження) при типовому використанні крана;

P_{max} – маса найбільшого вантажу (номінальний вантаж), який дозволяється піднімати краном.

Таблиця 2.1.2

Групи класифікації (режиму роботи) кранів у цілому

Режим навантаження	Коефіцієнт навантаження K_p	Клас використання кранів									
		U0	**U1**	**U2**	**U3**	**U4**	**U5**	**U6**	**U 7**	**U8**	**U9**
		Максимальна кількість робочих циклів									
		$1{,}6\cdot10^4$	$3{,}2\cdot10^4$	$6{,}3\cdot10^4$	$1{,}25\cdot10^5$	$2{,}5\cdot10^5$	$5\cdot10^5$	$1\cdot10^6$	$2\cdot10^6$	$4\cdot10^6$	Понад $4\cdot10^6$
Q1	0,125			**A1**	**A2**	**A3**	**A4**	**A5**	**A6**	**A7**	**A8**
Q2	0,250		**A1**	**A2**	**A3**	**A4**	**A5**	**A6**	**A7**	**A8**	
Q3	0,5	**A1**	**A2**	**A3**	**A4**	**A5**	**A6**	**A7**	**A8**		
Q4	1,0	**A2**	**A3**	**A4**	**A5**	**A6**	**A7**	**A8**			

Табл. 2.1.3 ілюструє відповідність між режимами роботи кранів та їх механізмів визначених за різними нормативними документами.

Таблиця 2.1.3

Відповідність режимів роботи

Режим роботи	Група класифікації (режиму роботи)			
	Механізму		Крана	
	ISO 4301/1	ГОСТ 25835-83	ISO 4301/1	ГОСТ 25546-82
Легкий	M1, M2, M3, M4, M5	1М, 2М, 3М	A1, A2, A3, A4, A5	1К, 2К, 3К
Середній	**M6**	**4М**	**A6**	**4К, 5К**
Важкий	**M7**	**5М**	**A7**	**6К,7К**
Дуже важкий	**M8**	**6М**	**A8**	**8К**

2.1.5 Приводи механізмів

В вантажопідйомних машинах розрізняють силове і гальмівне обладнання. Силове обладнання призначене для приводу механізмів, які

виконують відповідну робочу операцію, гальмівне обладнання – для зниження швидкості руху і зупинки механізму.

В вантажопідйомних машинах використовуються наступні види приводів механізмів: електропривод; привід від двигуна внутрішнього згорання; гідропривод; пневмопривод. При проектуванні машини вибирають тип приводу в залежності від призначення крана, умов експлуатації, вимог до можливостей регулювання швидкостей.

Електропривод є основним видом приводу вантажопідйомних машин. Переваги електроприводу порівняно з іншими приводами: високий ККД; простота конструкції та керування; надійність та ремонтопридатність; можливість виготовлення на будь-яку потужність.

Недоліки електроприводу: значні динамічні навантаження при пуску; великі габарити та вага (при великих потужностях).

В вантажопідйомних машинах використовуються електродвигуни кранового, металургійного типів та загального призначення. В зв'язку з тим, що на підприємствах в основному змінний струм, то, як правило, використовуються асинхронні електродвигуни змінного струму.

Розглянемо та охарактеризуємо основні типи електродвигунів.

Асинхронні електродвигуни з короткозамкненим ротором типу **МТК, МТКН, МТКF** (позначення: М – металургійний; К – короткозамкнений; Т – змінний струм; Н, F – тип ізоляції).

Переваги електродвигунів з короткозамкненим ротором: простота будови; мала металоємність і габарити; включення безпосередньо в електромережу; невелика вартість.

Недоліки електродвигунів з короткозамкненим ротором: малий пусковий момент; неможливість електричного регулювання швидкості.

Використання: кран-балки, талі, лебідки з невеликими навантаженнями і малою частотою включення.

Асинхронні електродвигуни з контактними кільцями і фазним ротором типу **МТ, МВТ, МТF, МТН**.

Недоліки електродвигунів з фазним ротором: велика маса і габарити; складність будови і керування; велика вартість.

Переваги електродвигунів з фазним ротором: плавність пуску і гальмування; регулювання швидкості; зменшення втрат в обмотках при перехідних режимах; значний пусковий момент; можливість частих пусків і зупинок.

Електродвигуни з фазним ротором вмикаються в електромережу за допомогою реостата, який забезпечує розгін (пуск) двигуна по одній із штучних характеристик.

Внаслідок своїх переваг електродвигуни з фазним ротором є найбільш поширеними в приводах вантажопідйомних машин.

Двигуни постійного струму використовуються в кранах при необхідності плавного і глибокого регулювання швидкості. Співвідношення швидкостей може складати 1/10 і більше. Використовуються при великих

навантаженнях в металургійних кранах, в будівельних кранах при значній висоті підйому, а також в механізмах пересування кранів з пневмоколісним ходовим обладнанням.

Привід від двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ). Двигуни внутрішнього згорання використовуються в приводах самохідних кранів, які повинні бути незалежними від зовнішніх джерел енергії. Виконуються за двома основними схемами:

загальний (груповий) приводд – коли всі механізми отримують рух безпосередньо від ДВЗ через систему механічних передач;

індивідуальний привід – на всіх механізмах встановлено електро- (гідро) двигуни, які отримують енергію від генератора (гідронасоса). У випадку, коли використовується схема ДВЗ-генератор привід називається дизель-електричним, оскільки, частіше використовуються дизельні двигуни).

Переваги приводу від ДВЗ: незалежність від зовнішніх джерел енергії; мала питома вага; постійна готовність до роботи.

Недоліки приводу від ДВЗ: залежність від перевантажень; неможливість безпосереднього реверсування; необхідність використання у трансмісії коробки зміни передач для регулювання обертального моменту на вихідному валу; забруднення навколишнього середовища (гази, мастила).

Гідропривід. В вантажопідйомних машинах широко використовується об’ємний гідропривод з використанням поршньових гідронасосів та гідродвигунів. Гідропривод – вторинний привід, тому що приводиться від електродвигуна або ДВЗ.

В об’ємному гідроприводі використовуються високо- та низькомоментні гідромотори. Високооборотні гідромотори встановлюють з редуктором; низькооборотні мотори є високомоментними і з’єднуються механізмом безпосередньо. За рахунок цього зменшується маса і габарити приводу, спрощується компоновка механізму.

Застосування гідроприводу сприяє поліпшенню конструктивних і експлуатаційних характеристик крана: спрощується кінематична схема, завдяки усуненню частини трансмісії; покращуються динамічні характеристики і знижується рівень напруженості вузлів.

У кранах застосовуються гідропередачі переважно з розімкненою циркуляцією рідини, в яких одна з ліній насоса є напірною і з’єднана з гідро двигуном, а друга – всмоктувальною і з’єднана з гідробаком.

Переваги гідроприводу: малі габарити та вага; глибоке регулювання швидкості (1/100 і більше); велика придатність до перевантажень.

Недоліки гідроприводу: складність експлуатації при високих і низьких температурах; високі вимоги до точності виготовлення і ремонту; забруднення навколишнього середовища (при несправностях).

Пневмопривод. Використовується на підприємствах, які мають розгалужену мережу трубопроводів стиснутого повітря від центральної компресорної станції, в першу чергу у вибухонебезпечних зонах, де неможливо експлуатувати електродвигуни. Пневматичний привід працює на

стиснутому повітрі від компресора чи пневмосистеми з тиском 0,5…0,8 МПа.

Переваги пневмоприводу: простота конструкції; широке регулювання швидкості; невеликі габарити і маса; необмежена тривалість включення.

Недоліки пневмоприводу: - низький ККД, висока вартість.

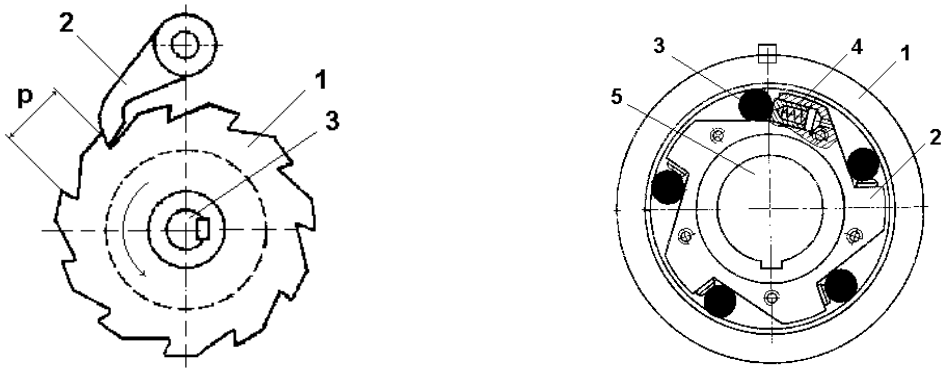
Використання: в підйомниках для підйому на невелику висоту при ремонтних та монтажних роботах.

2.1.6 Гальмівне обладнання

Гальмівні пристрої вантажопідйомних машин призначені для зупинки кранових механізмів, обмеження швидкості і утримання вантажу на висоті. Всі гальмівні пристрої можна розділити на дві групи: зупинники і гальма.

Зупинники призначені тільки для зупинки і утримання вантажу на висоті. Вони не допускають його самовільне опускання і не перешкоджають підйому, тобто є пристроями односторонньої дії.

За принципом дії зупинники поділяють на храпові (рис. 2.1.14,а) та фрикційні (рис. 2.1.14,б)



а б

Рис. 2.1.14. Зупинники: а) храповий; б) роликовий

Храповий зупинник. Звичайно храпові зупинники самостійно не використовуються, а входять до складних гальмівних пристроїв, наприклад, механізмів підйому автомобільних кранів.

При підйому вантажу собачка (защіпка) 2 ковзає по зубцях храпового колеса 1, встановленого на валу 3 механізму. Після закінчення дії зовнішнього обертового моменту на храпове колесо діє момент від ваги вантажу, але собачка впирається в зуб і перешкоджає обертанню храпового колеса в зворотному напрямі, а отже і опусканню вантажу. Для зменшення динамічних навантажень при замкненні храпового зупинника встановлюють не одну, а кілька собачок, причому крок їх розставлення відрізняється від кроку *p* храпового колеса.

Фрикційні зупинники. Найбільше поширення набули роликові зупинники. При обертанні валу механізму 5 проти часової стрілки ролики 3 знаходяться в більш широкій частині клинового паза, за рахунок чого можливе вільне обертання втулки 2 відносно нерухомого корпуса 1. При зміні напряму обертання (за рахунок дії вантажу) ролики заклинюються в вузькій частині паза і втулка зупиняється. Пружини 4 забезпечують більш швидке заклинювання.

Роликові зупинники використовуються в нереверсивних підйомно-транспортних машинах, наприклад, в елеваторах. Коли напруга в мережі відключається завантажені ковші утримуються в нерухомому стані перешкоджаючи обертанню механізму в зворотному напрямі.

Переваги фрикційних зупинників: плавність роботи; відсутність ударів і відповідно динамічних навантажень, шуму.

Гальма використовують силу тертя, яка виникає між елементами, що обертаються і нерухомими елементами. При цьому кінетична енергія рухомих елементів перетворюється в теплову енергію. Елементи гальм, що обертаються, – це гальмівний шків або диск. Нерухомі елементи гальм – це колодка, стрічка, диск.

Гальмівний шків виготовляється сталевим або чавунним. Шків встановлюється на швидкохідному валу механізму, на якому найменший обертальний момент. Це дозволяє зменшити габарити та власну масу гальма.

Гальмівний шків охоплюється колодками чи стрічкою, які футеровані гальмівними накладками. Накладки виготовляються з фрикційного матеріалу з високим коефіцієнтом тертя μ = 0,35…0,45 і прикріплюються до колодки (стрічки) за допомогою клепок або клею. При притисканні накладок до поверхні шківа механізм гальмується.

Класифікація гальм вантажопідйомних машин:

за способом керування - керовані; автоматичні.
за принципом роботи - нормально замкнуті; нормально розімкнені.
за будовою робочого елементу - колодкові; стрічкові; дискові.

Колодкові гальма. Основні дві групи колодкових гальм (за будовою):

- колодкові гальма з короткоходовим електромагнітом;
- колодкові гальма з електрогідравлічним штовхачем.

В **двоколодкових гальмах з короткоходовим електромагнітом** (рис. 2.1.15) замикання відбувається під дією робочої пружини 1, яка розташована горизонтально на штоку 2 між скобою 3 і гайками 4. Тиск пружини 1 вліво передається скобою 3 на праву стійку 5, колодку і шків 6. Тиск пружини 1 вправо діє на гайки 4, через шток 2 і гайки 7 на ліву стійку 8, ліву колодку і шків 6.

Розмикання відбувається при одночасній подачі струму на двигун механізму і електромагніт 9, який притягує якір 10. Повертаючись навколо шарніра, якір 10 переміщує шток 2 вліво, при цьому між гайками 7 і стійкою 8 виникає зазор. Під дією допоміжної пружини 11 стійка 8 разом із колодкою відходить від шківа. Стійка 5 під вагою електромагніту 9 і якоря 10 відходить разом із колодкою вправо до впирання болта 12 в основу гальма.

Переваги гальм з короткоходовим електромагнітом: компактність (магніт встановлено безпосередньо на важелі); працездатність при будь-якому положенні в просторі.

Недоліки гальм з короткоходовим електромагнітом: динамічні навантаження на елементи механізму; відсутність можливості регулювання часу спрацювання; обмеження за числом вмикань за годину (до 300).

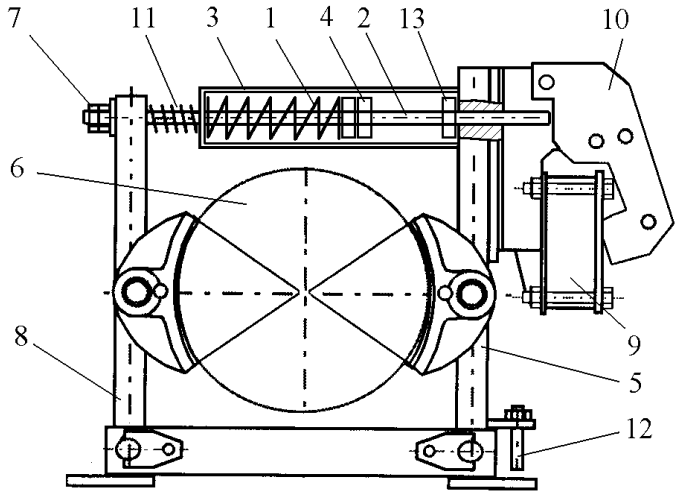


Рис. 2.1.15. Колодкове гальмо з короткоходовим електромагнітом

Двоколодкове гальмо із електрогідравлічним штовхачем (рис. 2.1.16) замикається під дією зусилля пружини 1, яка розташована вертикально між штовхачем 2 і правою стійкою 3, причому зусилля пружини регулюється гайками 4. Важіль 5, повертаючись навколо шарніру 6 вправо, притискає стійку 3 з колодкою до шківа 7 і через тягу 8 ліву стійку 9 до шківа 7.

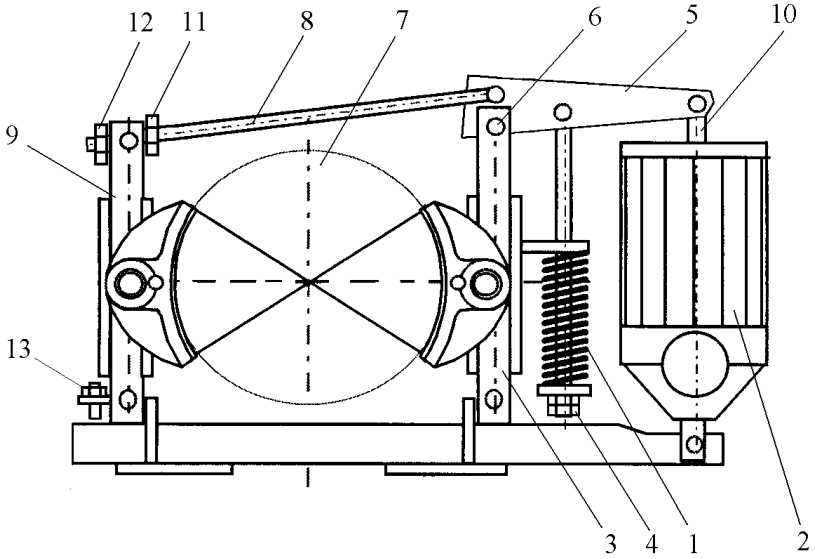


Рис. 2.1.16. Колодкове гальмо з електрогідроштовхачем

Розмикання відбувається при одночасній подачі струму на двигун механізму і електродвигун штовхача 2. Висуванням штоку 10 важіль 5 повертається навколо шарніру 6 вліво. При цьому стійки 3, 9 відходять з колодками від шківа 7. Рух правої стійки 3 починається після того, як ліва стійка 9 дійде до впирання болта 13 в основу гальма.

Переваги гальм з електрогідравлічним штовхачем: можливість регулювання часу спрацювання; велике число вмикань за годину (до 2000).

Недоліки гальм з електрогідравлічним штовхачем: труднощі в

експлуатації при низьких температурах; робота тільки в вертикальному положенні (відхилення до 15˚).

Основною характеристикою гальм є гальмівний момент, тобто максимальний момент, який може забезпечити гальмо. Чисельно значення гальмівного моменту залежить від зусилля, яке розвиває робоча пружина.

Розрахунок зусилля робочої пружини. Зусилля P, яке повинна розвивати робоча пружина (рис. 2.1.17) визначається з урахуванням заданого гальмівного моменту $M_г$, діаметра гальмівного шківа $D_г$, коефіцієнта тертя μ фрикційних накладок по гальмівному шківу і геометричних параметрів гальма.

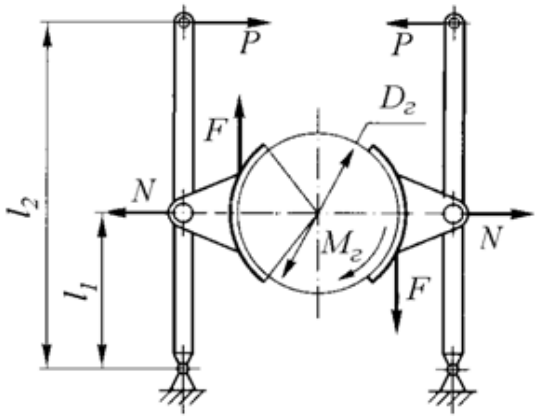


Рис. 2.1.17. Розрахункова схема гальма

Розглядаючи рівновагу однієї стійки маємо

$$P \cdot l_2 = N \cdot l_1 \ , \qquad (2.1.10)$$

де N – сила тиску колодки на шків.

Отже зусилля пружини $P = N \cdot \frac{l_1}{l_2}$.

Силу тиску колодки на шків можна визначити з урахуванням сили тертя F між фрикційною накладкою і шківом.

Сила тертя – $F = N \cdot \mu$. (2.1.11)

З іншого боку, від сили тертя виникає гальмівний момент за залежністю

$$M_г = 2 \cdot F \frac{D_г}{2} \ , \qquad (2.1.12)$$

звідки $F = \frac{2 \cdot M_г}{D_г \cdot 2} = \frac{M_г}{D_г}$.

Прирівнявши два вирази для сили тертя отримаємо

$$N = \frac{M_г}{D_г \mu} \ .$$

Таким чином зусилля робочої пружини визначається, як

$$P = \frac{M_г}{D_г \mu} \cdot \frac{l_1}{l_2} \ .$$

Стрічкові гальма застосовуються здебільшого у механізмах, де

потрібен великий гальмівний момент при обмеженнях за габаритами. Сталева стрічка з фрикційними накладками охоплює гальмівний шків і при притисканні стрічки до шківа відбувається гальмування.

В стрічкові гальмах замикання пружинне або вантажне. Розмикання – під дією електромагніту, гідро-(пневмо) штовхача або від натискання педалі.

Переваги стрічкових гальм: простота конструкції; компактність; здатність розвивати значний гальмівний момент при збільшенні кута обхвату шківа стрічкою.

Недоліки стрічкових гальм: низька надійність (обривання стрічки приводить до аварії); згинальні зусилля на вал кріплення шківу; нерівномірне зношення стрічки.

За конструкцією стрічкові гальма розділяють на прості, диференційні, двосторонньої дії.

В **простому стрічковому гальмі** (рис. 2.1.18,а) стрічка закріплюється одним кінцем на важелі, другим на нерухомій осі. Такі гальма застосовуються у нереверсивних механізмах.

Окружна сила F від дії гальмівного моменту $M_г$

$$F = 2M_г / D_г \ , \qquad (2.1.13)$$

де $D_г$ – діаметр гальмівного шківа.

Натяг на кінцях стрічки, що набігає $T_{нб}$ та збігає $T_{зб}$ за формулою Ейлера

$$T_{нб} = F \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}; \qquad (2.1.14)$$

$$T_{зб} = F \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}, \qquad (2.1.15)$$

де μ – коефіцієнтом тертя між шківом і фрикційною накладкою;

α – кут обхвату стрічкою гальмівного шківа;

e – основа натурального логарифма.

З умови рівноваги гальмового важеля відносно осі його повороту отримаємо зусилля замикання пружини (вагу вантажу)

$$N = \frac{T_{зб} \cdot a - G_в \cdot b - G_я \cdot c}{l} \ , \qquad (2.1.16)$$

де $G_в$ – вага важеля;

$G_я$ – вага якоря.

В **диференційному стрічковому гальмі** (рис. 2.1.18,б) обидва кінці стрічки закріплюються на гальмівному важелі по обидві сторони від осі повороту важеля. При збереженні всіх позначень отримаємо:

$$N = \frac{T_{зб} \cdot a - T_{нб} \cdot a_1 - G_в \cdot b - G_я \cdot c}{l} \ . \qquad (2.1.17)$$

З аналізу отриманих виразів для визначення зусилля замикання N можна зробити наступні висновки. Просте та диференційне стрічкові гальма – це гальма односторонньої дії, які використовуються в механізмах, з робочим обертальним моментом, направленим в одну сторону, наприклад, в

механізмах підйому. При зміні напряму обертання шківа і постійному зусиллі *N*, гальмівний момент зменшується.

Диференційне стрічкове гальмо забезпечує більший гальмівний момент, але при неправильному виборі плечей a і a_1 гальмо здатне самозатягуватися, тобто гальмувати без прикладення зовнішньої сили. Цього не відбувається за умови $a \geq a \cdot e^{\mu\alpha}$. Використовується диференційне гальмо здебільшого в механізмах з ручним керуванням.

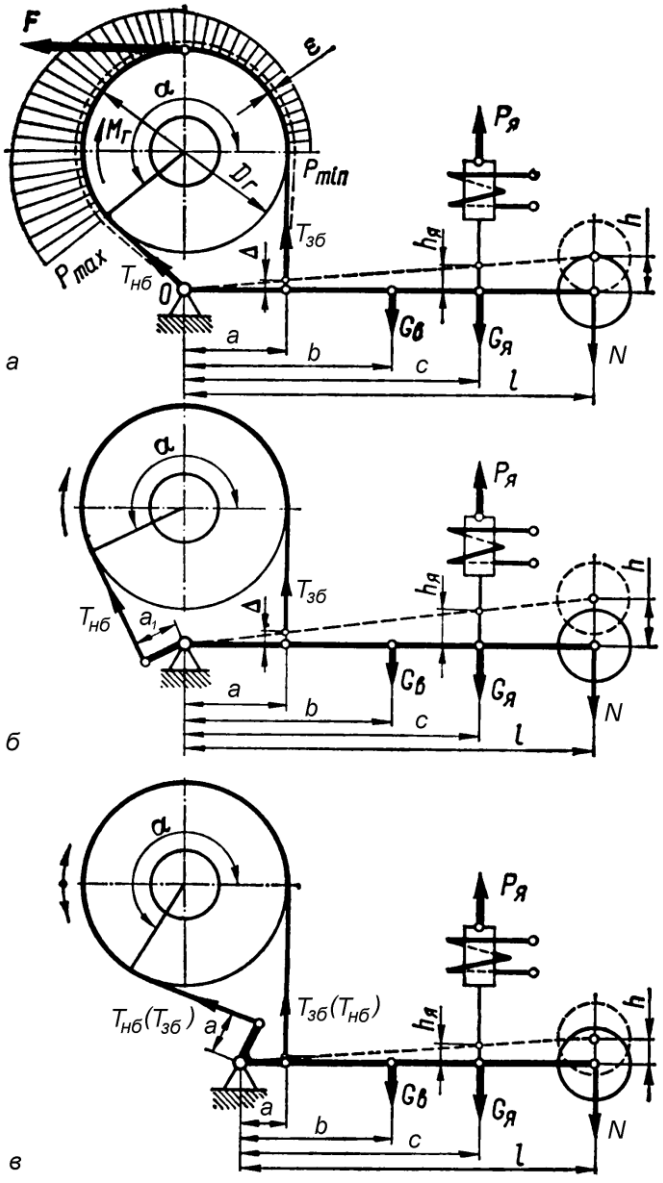


Рис. 2.1.18. Стрічкові гальма:
а) просте; б) диференційне; в) двосторонньої дії

Стрічкове гальмо двосторонньої дії (рис. 2.18,в) має гальмівний момент, який не залежить від напряму обертання приводу. Обидва кінці стрічки закріплюються на гальмівному важелі з одного боку від осі обертання важеля на однаковій відстані.

При збереженні всіх позначень маємо значення зусилля замикання:

$$N = \frac{(T_{зб} + T_{зб}) \cdot a - G_в \cdot b - G_я \cdot c}{l} \quad . \qquad (2.1.18)$$

2.2 Механізми підйому вантажу

2.2.1 Поліспастні системи

Механізми підйому використовують для вертикального переміщення вантажів. Механізми підйому вантажу основного виду вантажопідйомних машин – кранів – складається із поліспастної системи і лебідки (рис. 2.2.1).

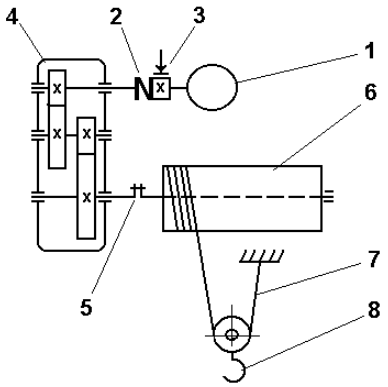


Рис. 2.2.1. Схема механізму підйому

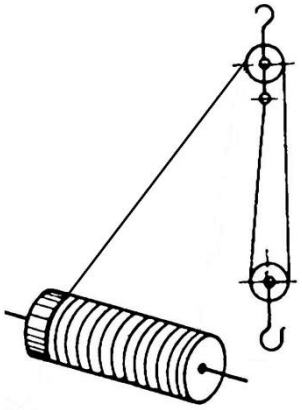


Рис. 2.2.2. Поліспаст

До складу лебідки входять електродвигун 1, пружна муфта 2, гальмо 3, редуктор 4, жорстка муфта 5, барабан 6. Поліспаст 7 складається з канату, канатних блоків і містить вантажозахоплювальний пристрій 8, який з'єднується з блоками рухомої обойми. Таким чином, барабан є елементом, який об'єднує поліспаст і лебідку в механізм підйому.

Поліспастні системи, в яких на барабан навивається нитка канату, що сходить з блока рухомої обойми блоків (рис. 2.2.1) використовуються у мостових кранах. В поліспастах стрілових кранів на барабан навивається нитка канату, що сходить з блока нерухомої обойми блоків (рис. 2.2.2).

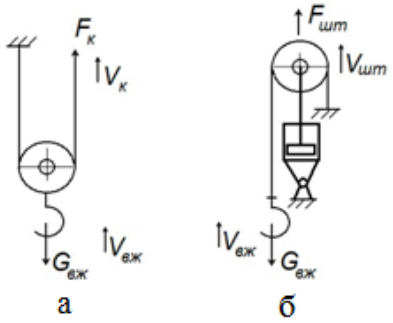
Поліспаст – це система рухомих і нерухомих (у просторі) блоків, що огинаються гнучким тяговим органом - канатом, яка призначена для виграшу в силі – силовий поліспаст, або швидкості - швидкісний поліспаст. У підйомних механізмах застосовують в основному силові поліспасти, з метою зменшення зусилля у канаті та отримання менших значень передаточного числа редуктора.

Для силового поліспаста (рис. 2.2.3,а) натяг канату F і швидкість канату $V_к$

$$F = \frac{G_{âæ}}{2\eta}, \qquad (2.2.1)$$

$$V_{ê} = 2V_{âæ}. \qquad (2.2.2)$$

де $G_{вж}$, $V_{вж}$ – вага та швидкість вантажу.



а б

Рис. 2.2.3. Поліспасти для виграшу у силі (а) та швидкості (б)

Швидкісні поліспасти (рис. 2.2.3,б) використовуються досить обмежено – у тихохідних гідро- та пневмомеханізмах.

Для швидкісного поліспасту ($F_{шт}$, $V_{шт}$ – зусилля на штоку і швидкість штоку)

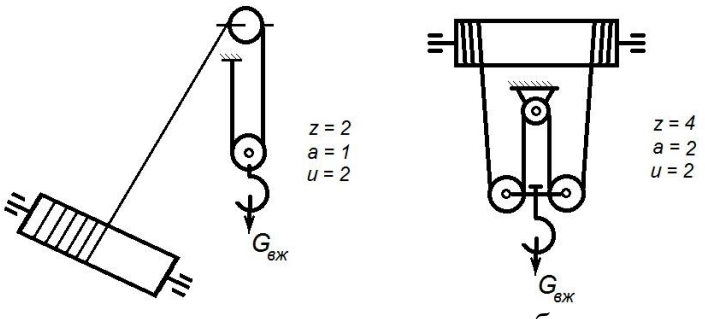
$$V_{вж} = 2V_{шт}; \tag{2.2.3}$$

$$F_{øò} = \frac{2G_{âæ}}{\eta}, \tag{2.2.4}$$

За конструкцією силові поліспасти розрізняють одинарні (прості) і здвоєні залежно від числа канатів, що намотуються на барабан. В одинарних поліспастах (рис. 2.2.4,а) верхні блоки нерухомі в просторі, нижні – рухомі, тобто переміщуються разом з вантажем. Недоліком одинарних поліспастів є те, що під час піднімання (опускання) вантаж переміщується також по горизонталі, внаслідок чого точність встановлення вантажу не забезпечується.

Здвоєні поліспасти (рис. 2.2.4,б) позбавлені такого недоліку. Здвоєний поліспаст складається з двох однакових поліспастів, які оснащені зрівняльним блоком. При підніманні (опусканні) вантажу на барабан намотуються дві нитки канату, а зрівняльний блок при цьому не обертається, а лише вирівнює довжини правої і лівої ниток канату при їх нерівномірному витягуванні. Через це діаметр зрівняльного блоку може призначатися меншим, ніж для основних блоків.

Основна характеристика поліспаста – **кратність** - визначається, як відношення числа ниток канату, на яких утримується вантаж, до числа ниток канату, які намотуються на барабан: $u = z / a$.



а б

Рис. 2.2.4. Простий (а) та здвоєний (б) поліспасти

Втрати у канатному поліспасті, як наслідок втрат на канатних блоках та

від жорсткості канату, оцінюють коефіцієнтом корисної дії поліспаста. Визначимо ККД поліспаста з наступних міркувань.

Якби у одинарному поліспасті (рис. 2.2.5) кратністю *u* не було шкідливих опорів, то натяг (назвемо його «ідеальний») у кожній з ниток канату (і $S_б$ також) визначався б таким чином:

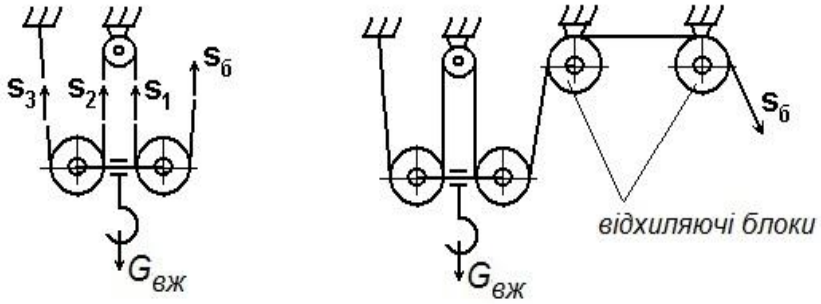


Рис. 2.2.5. Схеми до визначення ККД поліспаста

$$S_б^{ід} = \frac{G_{вж}}{u}. \qquad (2.2.5)$$

В дійсності $S_б > S_1 > S_2 > S_3$, причому:

$S_1 = S_б \cdot \eta_б$ (де $\eta_б$ – ККД блока);

$S_2 = S_1 \cdot \eta_б = S_б \cdot \eta_б^2$;

$S_3 = S_2 \cdot \eta_б = S_б \cdot \eta_б^3$.

Зусилля у *n*– ій нитці канату $S_n = S_б \cdot \eta_б^n$ (де $n = u - 1$).

Проекція всіх зусиль на вертикальну вісь дає рівняння (для загального випадку)

$$G_{вж} = S_б + S_1 + S_2 + S_3 + \ldots + S_n = S_б(1 + \eta_б + \eta_б^2 + \eta_б^3 + \ldots + \eta_б^n).$$

Вираз в дужках є рядом, сума якого дорівнює $\frac{1-\eta_б^{n+1}}{1-\eta_б}$ або $\frac{1-\eta_б^u}{1-\eta_б}$.

Тому маємо $G_{вж} = S_б \frac{1-\eta_б^u}{1-\eta_б}$, а звідси $S_б = G_{вж} \frac{1-\eta_б}{1-\eta_б^u}$.

Визначимо ККД поліспасту

$$\eta_n = \frac{S_б^{ід}}{S_б} = \frac{G_{вж}}{u} \frac{1-\eta_б^u}{G_{вж}(1-\eta_б)} = \frac{1-\eta_б^u}{u(1-\eta_б)} \qquad (2.2.6)$$

У випадку, коли в поліспасті використовуються відхиляючі блоки (рис. 2.2.5), то враховується ККД кожного з них: $\eta_n = \frac{\eta_б^m(1-\eta_б^u)}{u(1-\eta_б)}$ (тут *m* – число відхиляючих блоків).

2.2.2 Сталеві дротяні канати. Розрахунок канатів

В механізмах вантажопідйомних машин у якості гнучкого тягового органу використовуються сталеві канати і ланцюги.

Ланцюги застосовуються рідше через недоліки характерні для них: велика власна вага; низька надійність; складність контролю стану ланцюга

під час роботи; недопущення високих швидкостей і різкої зміни навантаження через небезпеку розриву; висока вартість.

Основний вид гнучких тягових органів – це **сталеві дротяні канати,** які використовуються в якості тягового органа в механізмах вантажопідйомних машин, для стропування вантажів, для розчалювання щогл та ін.

Канати виготовляються на канатозвивних машинах із сталевих дротинок. Спочатку дротинки скручується у сталку (рис. 2.2.6), а потім сталки звиваються навколо осердя в канат. Такі канати називають – подвійного звивання. Якщо канат в цілому уявляє собою лише одну сталку, то це канат одинарного звивання, який є більш жорсткий (рис. 2.2.7,а).

Осердя канату може бути сталеве (рис. 2.2.7,б) або органічне (рис. 2.2.7,в,г). Органічне осердя зберігає мастильний матеріал. Виготовляється органічне осердя з рослинного волокна – коноплі, або синтетичних матеріалів.

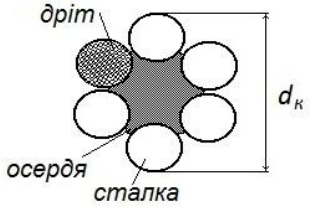


Рис. 2.2.6. Будова канату

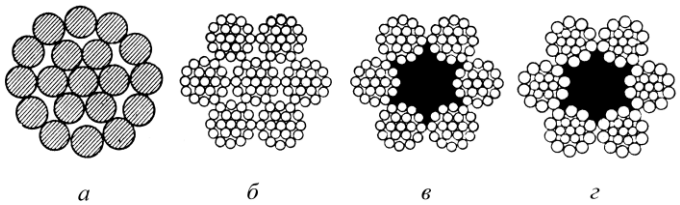


Рис. 2.2.7. Сталеві дротяні канати

Виготовляють канати для вантажопідйомних машин із високоміцного сталевого дроту діаметром 0,4…4 мм, з межею міцності $\sigma_в$ = 1600…2000 МПа. Такий дріт отримують шляхом холодного волочіння, в результаті чого на поверхні дроту виникає наклеп.

Готовий канат пропускають через філь'єр, дріт ущільнюється і переріз краще заповнюється металом. При цьому збільшується жорсткість і зменшується діаметр канату.

Існує багато різних конструкцій сталевих канатів, які застосовують залежно від призначення та умов експлуатації. Канати, призначені для роботи у вологому чи агресивному середовищі, виготовляються з оцинкованого дроту (або з іншим покриттям).

В залежності від конструкції і призначення використовують наступні характеристики і позначення канатів:

за механічними властивостями: марки *ВК* – вищої якості; марки *В* – підвищеної якості; марки *І* – звичайної якості;

за характеристиками міцності: з маркірувальними групами за тимчасовим опором розриву однієї дротинки 1370…2160 МПа;

за типом покриття поверхні дроту: без покриття; для особливо жорстких агресивних умов – *ОЖ;* для жорстких умов – *Ж;* для середніх умов – *С;*

за типом звивання сталок: з точковим контактом окремих дротів суміжних шарів при різнобічному звиванні – *ТК;* з лінійним контактом окремих дротів по всій довжині при однобічному звиванні – *ЛК;* з точково-лінійним

контактом, де два шари дроту звиваються в один бік, а третій в протилежний – *ТЛК;*

за напрямом звивання: правостороннього; лівостороннього – *Л;*

за способом звивання: хрестового звивання, коли напрям звивання сталок канату і напрям звивання дроту у сталці є протилежними; одностороннього, коли напрям звивання сталок і дротинок у сталці є однаковим – *О;* комбінованого – *К.*

за розкручуванням: такі, що не розкручуються – *Н;* такі, що розкручуються – *Р;*

за точністю виготовлення: нормальної точності; підвищеної точності – *Т*;

за призначенням: вантажні – *Г;* вантажно-людські – *ГЛ.*

Приклад умовного позначення для канату, який виготовлений за ГОСТ 2688-80, діаметром 12 мм, вантажно-людського призначення, підвищеної якості, лівого одностороннього звивання, такого, що не розкручується, підвищеної точності, маркірувальної групи 1770 МПа:

Канат 12-ГЛ-В-Л-О-Н-Т-1770 ГОСТ 2688-80

В механізмах вантажопідйомних машин переважно застосовуються канати 6-сталкові, подвійного хрестового звивання з одним органічним осердям і з числом дротинок 6 х 19 = 114 або 6 х 37 = 222. Канати одинарного звивання використовують у якості різного роду відтяжок, вантів, розчалів.

Розрахунок сталевих канатів. Розрахунок канатів у поліспастах механізмів підйому полягає у визначенні максимального натягу в канаті і розривного зусилля, за яким визначаються з типом канату і його діаметром за каталогом.

Максимальне зусилля в канаті

$$S_{\max} = \frac{G_{вж}}{z \cdot \eta_n} \quad , \qquad (2.2.7)$$

де z – кількість ниток канату, на яких утримується вантаж.

Розривне зусилля

$$F_o = S_{max} \cdot z_p. \qquad (2.2.8)$$

де z_p – коефіцієнт запасу міцності, який залежить від призначення каната і групи режиму роботи; нормується «Правилами будови та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів»).

2.2.3 Канатні блоки, канатні барабани

Канатні блоки. У вантажопідйомних машинах для зміни напряму канату використовуються жолобчасті канатні блоки, які виготовляються з сірого чавуну або сталі (при великих навантаженнях), і встановлюються на осі переважно на підшипниках кочення.

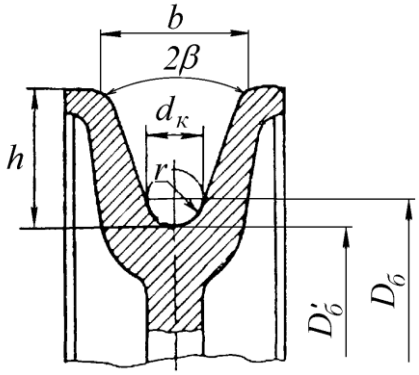


Рис. 2.2.8. Профіль жолобу

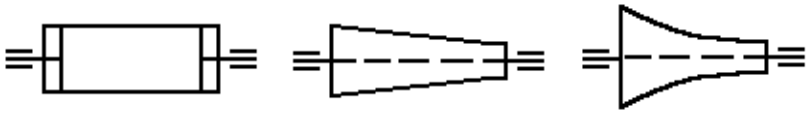
Геометричні параметри жолоба канатних блоків (рис. 2.2.8), які регламентуються в залежності від діаметра канату d_k: радіус жолобу – $r = (0{,}6…0{,}7)d_k$; глибина жолобу - $h =$

(1,5…2) d_k; кут $2\beta \approx 60^\circ$; b = (2…2,25) d_k, допускають бокове відхилення канату до 6°.

Нормуються також діаметр блока по центру канату $D_{бл} \geq h_2 \cdot d_k$ і діаметр блока по дну жолобу $D'_{бл} \geq (h_2 - 1) \cdot d_k$, де h_2 – коефіцієнт пропорційності, який залежить від типу машини, режиму роботи і встановлюється «Правилами будови та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів».

Канатні барабани. Барабан об'єднує канатний поліспаст і лебідку в єдине ціле - механізм підйому. За конструкцією канатний барабан являє собою тонкостінний циліндр, який спирається на опори кочення і призначений для намотування (змотування) каната. Канатні барабани відливають із сірого чавуну або сталі, а також виготовляють зварними з листового металу.

За формою поверхні канатні барабани застосовуються: циліндричні (рис. 2.2.9,а – окружна швидкість каната $V_{окр}$ постійна по довжині барабана); конічні (рис. 2.2.9,б – $V_{окр} \neq$ const, залежність лінійна); криволінійні (рис. 2.2.9,в – $V_{окр} \neq$ const, залежність нелінійна).

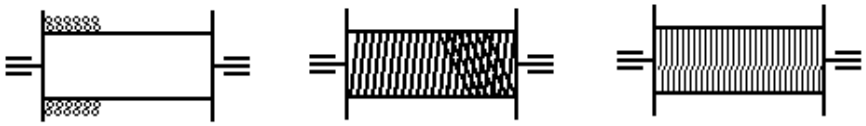


а б в

Рис. 2.2.9. Форма поверхні барабана:
а) циліндрична; б) конічна; в) криволінійна.

В залежності від його довжини канат, що навивається на барабан, укладається в один шар або в декілька шарів – багатошарове навивання.

За нарізкою поверхні розрізняють канатні барабани: без нарізки (з гладенькою поверхнею, рис. 2.2.10,а); з гвинтовою нарізкою (рис. 1.2.10,б); з циліндричною нарізкою (рис. 2.2.10,в).



а б в

Рис. 2.2.10. Навивання канату на барабан:
а) без нарізки; б) з гвинтовою нарізкою; в) з циліндричною нарізкою

Барабани з гвинтовою нарізкою використовуються при навиванні каната в один шар. Призначення канавок нарізки полягає у зменшенні напружень зминання у канаті; усуненні тертя між витками канату; зменшенні зношування і збільшенні довговічності канату.

При багатошаровому навиванні використовуються барабани без нарізки або з циліндричною нарізкою. На барабані, що не має нарізки, між витками канату різних шарів виникає точковий контакт, що призводить до зменшення строку його служби. При застосуванні циліндричної нарізки – канат наступного шару вкладається у впадину між канатами попереднього

шару, тобто забезпечується лінійний контакт.

Барабани з багатошаровим навиванням повинні мати борти (реборди), висота яких повинна перевищувати останній шар канату не менше, ніж на $2d_k$.

Конструктивні розміри барабана. Геометричні параметри канатних барабанів і, зокрема, профіль і розміри канавок нарізки (рис. 2.2.11) призначаються з умов забезпечення довговічної і надійної роботи канату.

Діаметр барабана по центру навитого каната

$$D_б \geq h_1 \cdot d_k; \qquad (2.2.9)$$

діаметр барабана по дну канавки

$$D'_б \geq (h_1 - 1) \cdot d_k, \qquad (2.2.10)$$

де h_1 – коефіцієнт пропорційності, який залежить від типу машини і режиму роботи і встановлюється «Правилами будови та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів».

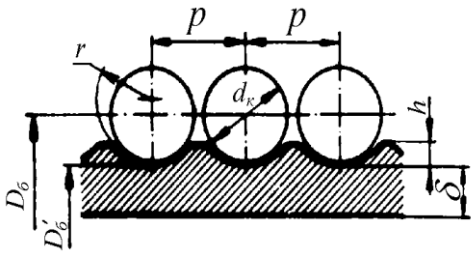


Рис. 2.2.11. – Профіль нарізки на барабані

Крок нарізки канавок – $p = d_k + 2..3)$ мм або $p = 1{,}1\ d_k$.

Радіус канавки – $r = (0{,}6…0{,}7)\ d_k$.

Глибина канавки – $c = (0{,}25…0{,}4)\ d_k$.

Товщина стінки барабана δ визначається з розрахунку на міцність.

Довжина нарізної частини барабана $L_н$ характеризує канатомісткість барабана і залежить від довжини намотуваного канату, яка визначається висотою підйому вантажу H і кратністю поліспаста u, та від діаметра барабана

$$L_н = z_н \cdot p, \qquad (2.2.11)$$

де p – крок нарізки канавок на барабані;

$z_н$ – число витків нарізки, $z_н = \dfrac{H \cdot u}{\pi \cdot D_б} + z_з + z_к$;

$z_з$ – число запасних витків канату, $z_з = 1{,}5…2$;

$z_к$ – число витків каната для кріплення, $z_к = 2…3$.

Повна довжина барабана визначається: для простого поліспаста $L_б = L_н$; для здвоєного поліспаста $L_б = 2 \cdot L_н + l_c$, (l_c - довжина середньої ненарізної частини барабана).

Способи кріплення канату на барабані.

Вузол кріплення каната на барабані є одним з найбільш відповідальних і повинен відповідати високим вимогам: надійність; простота конструкції;

відсутність різких перегинів канату; зручність огляду та легкість заміни каната.

Розрізняють такі способи кріплення каната на барабані: зовнішніми планками (рис. 2.2.12,а), причому планок повинно бути не менше 2-х (найбільш поширений); внутрішньою планкою (рис. 2.2.12,б – при багатошаровому навиванні); за допомогою клина (рис. 2.2.12,в – при $d_k < 12$ мм).

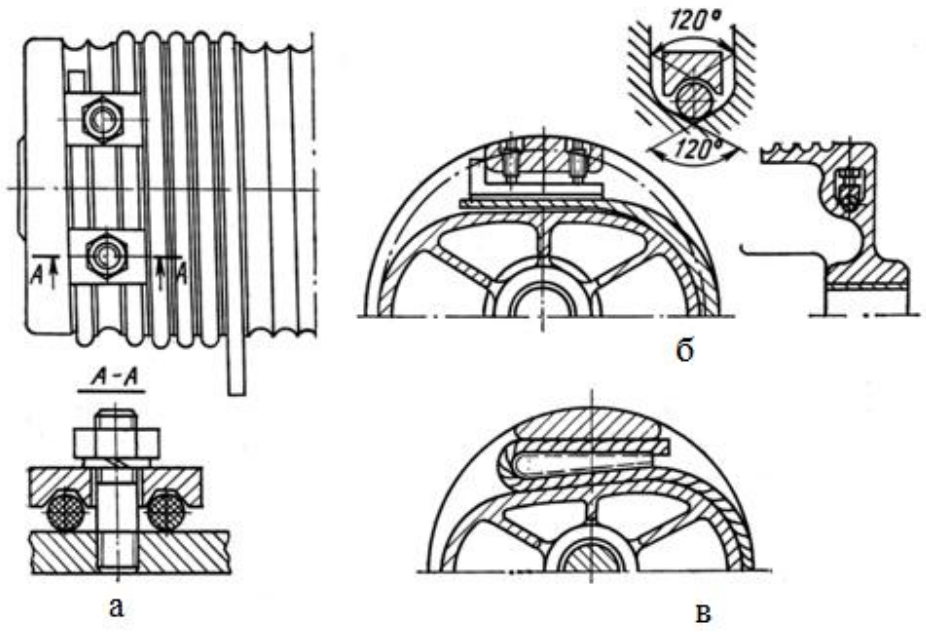


Рис. 2.2.12. Способи кріплення канату на барабані:

а) зовнішніми планками; б) внутрішніми планками; в) за допомогою клина

2.2.4 Лебідки

Лебідки є складовою частиною механізмів підйому вантажопідйомних машин. Також вони можуть використовуватися в інших механізмах - пересування вантажного візка, зміни кута нахилу стріли.

Лебідки класифікують за різними ознаками:

за конструктивним виконанням – однобарабанні і багатобарабанні; одношвидкісні і багато швидкісні;

за типом приводу – з ручним приводом; з електроприводом; з гідравлічним приводом; з приводом від ДВЗ;

за способом з’єднання барабана з приводом - з жорстким зв’язком і фрикційні;

за способом з’єднання каната з барабаном - з жорстким зв’язком і з фрикційним зв’язком.

Найбільш вживаними є **однобарабанні реверсивні лебідки** (рис. 2.2.13), для яких є характерними параметри: тягове зусилля – 3,2…125 кН; швидкість каната - 0,5…0,1 м/с; канатомісткість - 80…800 м.

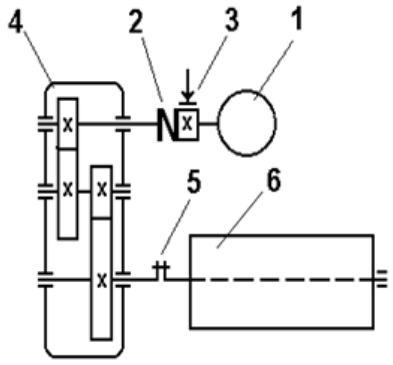


Рис. 2.2.13. Однобарабанна лебідка:

1 – електродвигун; 2, 5 – муфти; 3 – гальмо; 4 – редуктор; 6 – барабан

Опускання вантажу виконується реверсуванням електродвигуна, що забезпечує безпечну роботу. Швидкість опускання дорівнює швидкості підйому або незначно перевищує її. При цьому регулювання швидкості опускання обмежене.

Для монтажу важких і громіздких конструкцій використовують тихохідні лебідки з черв’ячним редуктором і додатковою відкритою зубчастою передачею.

При необхідності глибокого регулювання швидкості опускання (наприклад в баштових кранах) в лебідках застосовують **гальмівний генератор** (рис. 2.2.14).

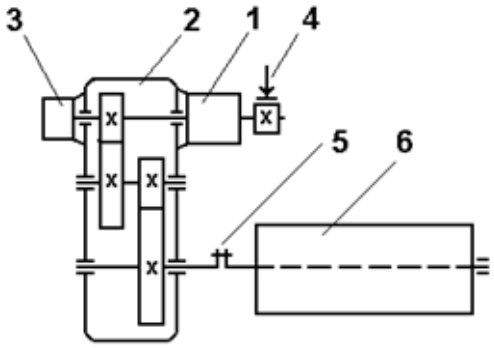


Рис. 2.2.14. Лебідка з гальмівним генератором:

1 – електродвигун (фланцевий); 2 – редуктор; 3 – гальмівний генератор; 4 – гальмо; 5 – муфта; 6 – барабан

З швидкохідним валом редуктора з'єднані електродвигун і гальмівний генератор. При опусканні вантажу гальмівний генератор створює протидіючий момент, який уповільнює швидкість опускання. При цьому глибина регулювання може бути до 1:4. В цьому випадку гальмо встановлюється на хвостовику валу двигуна.

Дводвигунові багатошвидкісні лебідки **(рис. 2.2.15) використовуються при необхідності мати декілька різних швидкостей каната:**

номінальна – для підйому вантажів, близьких до номінальних за вагою;

підвищена – для опускання порожнього крюка і для піднімання вантажів малої ваги;

мала (посадочна) – при монтажних роботах.

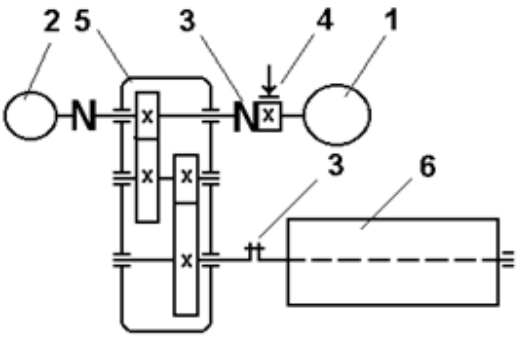


Рис. 2.2.15. Двохдвигунова лебідка:

1 – основний електродвигун; 2 – допоміжний електродвигун (2-х швидкісний);

3 – муфти; 4 – гальмо; 5 – редуктор; 6– барабан

Номінальна швидкість отримується вмиканням основного двигуна. При підвищеній швидкості працює допоміжний електродвигун на великій швидкості. Посадочна швидкість реалізується при вмиканні допоміжного електродвигуна на малій швидкості і основного двигуна в режимі динамічного гальмування.

В стрілових самохідних кранах знайшли застосування **дводвигунові лебідки з диференціалом** (рис. 2.2.16).

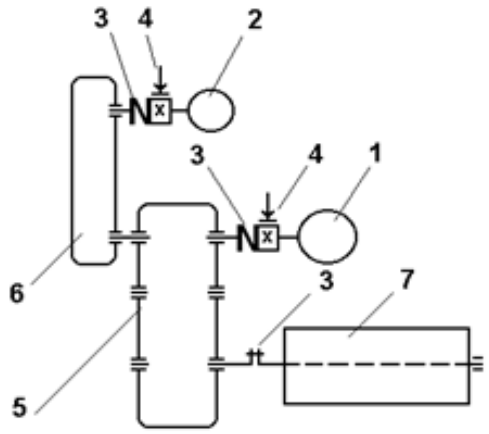


Рис. 2.2.16. Дводвигунова лебідкам з диференціалом:

1 – основний електродвигун; 2 – допоміжний електродвигун; 3 – муфти;
4 – гальма; 5 – основний редуктор з диференціалом планетарного типу;
6 – допоміжний редуктор; 7 – барабан

Такі конструкції лебідок забезпечують чотири швидкості в кожному напрямі: I – ввімкнено обидва двигуни і вали обох двигунів обертаються в одну сторону; II – ввімкнено основний двигун; III – ввімкнено допоміжний двигун; IV - ввімкнено обидва двигуни і вали двигунів обертаються в різних напрямах.

Фрикційні лебідки (рис. 2.2.17) використовуються в самохідних кранах з груповим приводом механізмів від ДВЗ.

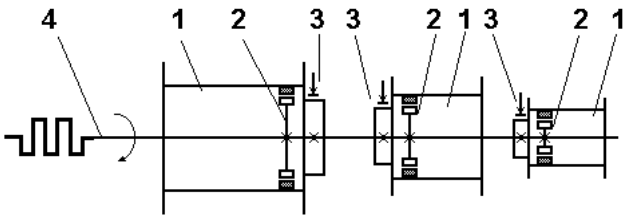


Рис. 2.2.17. Фрикційна багатобарабанна лебідка:

1 – барабани; 2 – фрикційні муфти; 3 – гальма; 4 – вал трансмісії

Керування фрикційними муфтами здійснюється пневмокамерами. Опускання відбувається під дією сили тяжіння вантажу при відокремленні одного з барабанів від трансмісії. Швидкість опускання регулюється гальмом.

Лебідки з фрикційними барабанами (рис. 2.2.18), у яких канат не закріплюється на барабані, а тягове зусилля передається з барабана на канат за рахунок сил тертя, використовуються як тягові лебідки.

Застосовуються різні **способи з'єднання барабана з приводом** (рис. 2.2.19). Безпосереднє з'єднання барабана з валом редуктора (рис. 2.2.19,а) приводить до статично невизначуваної системи багатоопорного валу, що спричинює нерівномірність розподілу реакцій в опорах і, як наслідок, порушення точності зачеплення зубчастої передачі. Крім того, така схема потребує використання спеціальних редукторів.

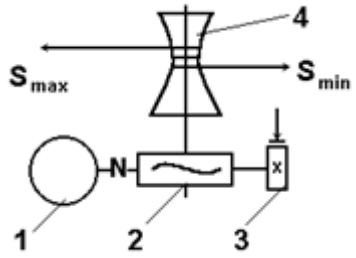


Рис. 2.2.18. Лебідка з фрикційним барабаном:

1 – електродвигун; 2 – черв'ячний редуктор; 3 – гальмо; 4 – фрикційний барабан

Схема, у якій використовується з'єднувальна муфта (рис. 2.2.19,б) широко використовується і характеризується надійністю в експлуатації та зручністю монтажу. Недоліком схеми є деяке збільшення габаритів і маси механізму.

Використання відкритої зубчатої передачі (рис. 2.2.19,в) обумовлюється необхідністю великого передаточного числа приводу. Така схема мало використовується внаслідок зростання габаритів механізму та швидкого спрацювання відкритої передачі.

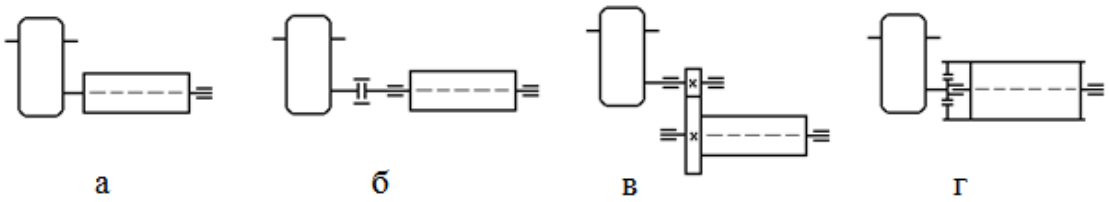


Рис. 2.2.19. Способи з’єднання барабана з редуктором:

а) безпосереднє з’єднання барабана з валом редуктора;

б) з використанням з’єднувальної муфти; в) з використанням відкритої зубчатої передачі; г) з використанням спеціальної зубчастої муфти

Схема з’єднання, за якої використовується спеціальна зубчаста муфта, вбудована у барабан (рис. 2.2.19,г), незважаючи на деяку складність, має переваги порівняно з іншими – статично визначувана система, блоковість і компактність конструкції.

Одна з опор барабана (рис. 2.2.20) встановлюється всередині виточки вала редуктора, спираючись на сферичний підшипник, який компенсує неточності монтажу та деформацію валу.

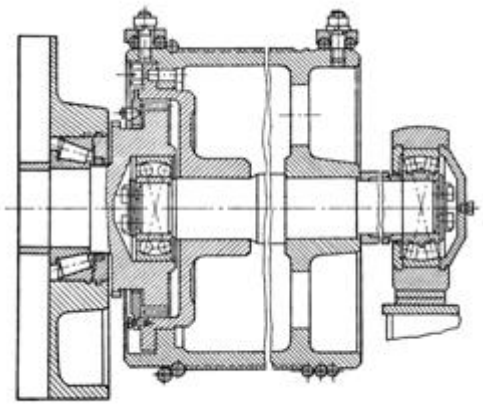


Рис. 2.2.20. З’єднання барабана з приводом за допомогою муфти, вбудованої у редуктор

2.2.5 Вантажозахоплювальні пристрої

Розрізняють такі способи з'єднання вантажозахоплювального пристрою з вантажем:

- вантаж зачіплюється захоплювальним пристроєм (вантажні гаки, скоби, підхвати та ін.);

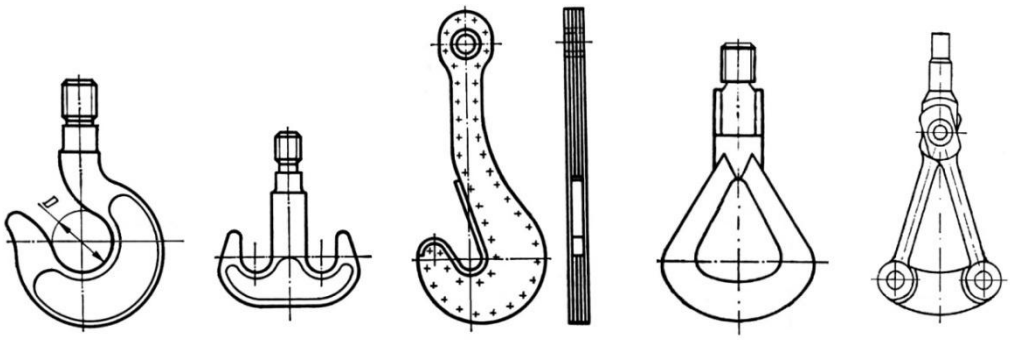
- вантаж затискається захоплювальним пристроєм і утримується силою тертя (кліщові, ексцентрикові захвати);

- вантаж притягується і утримується пристроєм за рахунок сил електромагнітної або вакуумної дії (електромагніти, вакуумні захвати);

- вантаж зачерпується (грейфери).

Вантажні гаки, вантажні скоби. ***Вантажні гаки – це найбільш поширені, але в той же час найбільш недосконалі вантажозахоплювальні пристрої, тому що крани обладнані гаками не можуть працювати автоматично, оскільки необхідна присутність робітників для з'єднання гака з вантажем та звільнення від вантажу.***

За конструкцією гаки розрізняють однорогі (рис. 2.2.21,а,в) і дворогі (рис. 2.2.21,б); останні більш зручні для довгомірних вантажів.



а б в г д

Рис. 2.2.21. Вантажні гаки і скоби:

а, в) однорогі гаки; б) дворогий гак; г) цільнокована скоба;

д) складена скоба

За способом виготовлення гаки розділяють:

- ковані або штамповані (рис. 2.2.21,а,б) – матеріал сталь 20; після виготовлення термообробка (відпал) для зняття внутрішніх напружень і

випробовування кожного крюка протягом 10 хвилин вантажем, який перевищує номінальне значення на 25%;

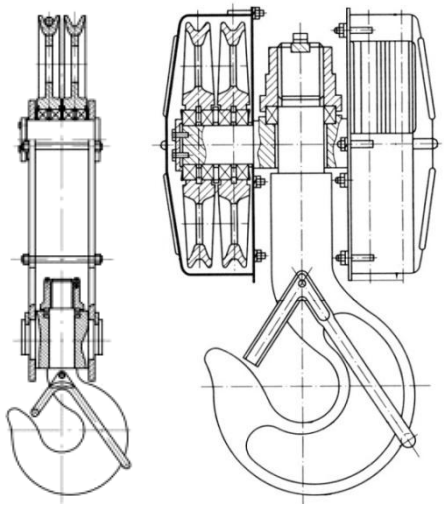
- пластинчасті (рис. 2.2.21,в) – матеріал сталь Ст.3сп; вирізають пластини, які з’єднують між собою клепками; гаки більш надійні, тому що руйнуються не раптово, а окремими пластинами, що можна виявити при огляді.

Гаки і їх розміри призначаються залежно від вантажопідйомності і режиму роботи механізму підйому.

Вантажні скоби використовуються при великій вантажопідйомності (більше 100 тон). За конструкцією розрізняють цільноковані (рис. 2.2.21,г) і складені (рис. 2.2.21,д) скоби.

Вантажні скоби виготовляються тими ж способами, що й гаки і в умовах експлуатації мають ті ж недоліки. При однаковій вантажопідйомності скоби мають менші розміри порівняно з гаками.

Вантажні гаки і скоби закріплюються у спеціальних підвісках, які підвішуються на канатах вантажного поліспаста. Залежно від кількості канатних блоків у складі підвіски можуть бути гакові підвіски одно блокові та багато блокові. Залежно від способу кріплення гака розрізняють гакові підвіски нормальної конструкції (рис. 2.2.22,а) і вкорочені (рис. 2.2.22,б). На хвостовику гака за допомогою різі встановлюється гайка, через яку гак спирається на упорний підшипник, і отримує можливість обертання навколо вертикальної осі.

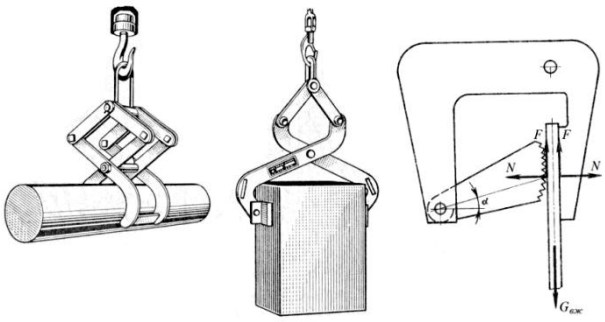


а б

Рис. 2.2.22. Гакові підвіски:

а) нормальної конструкції; б) вкорочені

Фрикційно-затискні захвати використовуються для автоматичного захоплювання однотипних штучних вантажів (зливків, контейнерів, листів, труб). Вантаж утримується захватом за рахунок сил тертя. Зусилля затискання створюється вагою вантажу або приводом (електромеханічним, гідравлічним, пневматичним). За будовою розрізняють захвати кліщові (рис. 2.2.23,а), ексцентрикові (рис. 2.2.23,б) та ін.



а б

Рис. 2.2.23. Фрикційно-затискні захвати:

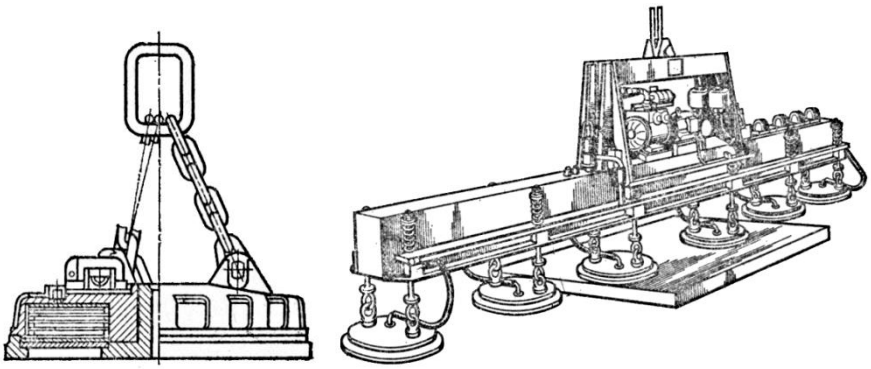
а) кліщові; б) ексцентрикові

Піднімальні електромагнітні (рис. 2.2.24,а) використовуються для перевантаження феромагнітних вантажів із сталі і чавуну. Електромагнітами обладнуються частіше мостові крани, рідше стрілові з вантажопідйомністю до 30 тон.

Переваги використання електромагнітів: автоматизація захоплювання і розвантаження; дистанційне керування; можливість роботи з вантажами різної форми і температури; висока продуктивність.

До недоліків можна віднести: значна власна маса; низька надійність (обрив вантажу, зникнення струму).

Електромагніти працюють на постійному струмі від кабелю. З підвищенням температури вантажу піднімальна сила електромагніту знижується і при температурі > 500^{o}C магнітні властивості вантажу втрачаються. Для безпечної роботи кранів з магнітами виконується: огорожа робочого майданчика крана; дублююче обладнання для подачі струму (акумуляторні батареї, постійний магніт).

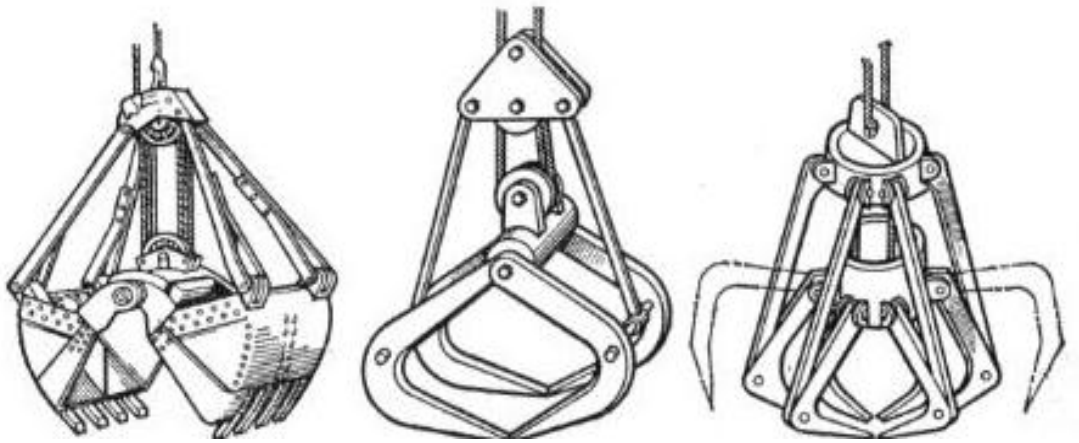


а б

Рис. 2.2.24. Захвати: а) електромагнітний; б) вакуумний

Вакуумні захвати ***(рис. 2.2.24,б) використовуються для піднімання і переміщення довгомірних і тонкостінних вантажів, листового металу, листового скла, бетонних плит (до 20 тон). Принцип роботи вакуумних захватів полягає в тому, що в камері створюється вакуум і під дією а Вакуумні захвати дозволяють автоматизувати виробництво і сприяють підвищенню продуктивності. Маса вакуумних захватів складає 8-10% від маси вантажу.***

Грейфери двощелепні призначені для захоплювання, транспортування і розвантаження насипних вантажів (рис. 2.2.25,а), труб, деревини та інших довгомірів (рис. 2.2.25,б). Багатощелепні грейфери (рис. 2.2.25,в) використовують для переміщення крупно-кускових матеріалів, металевої стружки тощо.

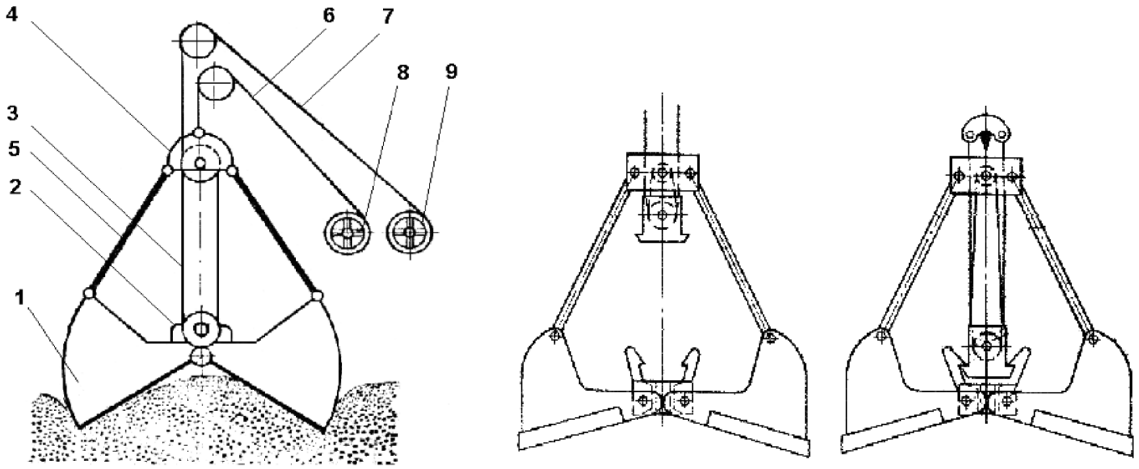


а б в

Рис. 2.2.25. Грейфери: а, б) двощелепні; в) багатощелепні

За системою приводу розрізняють грейфери одноканатні, двоканатні і моторні (з електроприводом, гідроприводом, пневмоприводом).

Найбільше розповсюдження отримали двоканатні двощелепні грейфери для насипних вантажів. Двоканатний грейфер (рис.2.2.26,а) має щелепи 1, з якими шарнірно з'єднано нижню траверсу 2, що несе рухомі блоки поліспаста 3. На верхній траверсі 4 встановлено нерухомі блоки поліспаста 3. Щелепи 1 за допомогою важелів 5 шарнірно з'єднані з верхньою траверсою 4. Грейфер підвішується на двох канатах – піднімальному 6 і замикальному 7, які закріплюються на одній двобарабанній або на двох однобарабанних лебідках 8, 9.



а б

Рис. 2.2.26. Двощелепні грейфери:

а) двоканатний грейфер; б) одноканатний

Послідовність роботи двоканатного грейфера наступна.

1. Грейфер утримується піднімальним канатом; замикальний канат при цьому ослаблений; щелепи під дією власної ваги розкриваються, повертаючись навколо шарніра. При змотуванні піднімального каната з лебідки під дією власної ваги грейфера щелепи заглиблюються в матеріал.

2. Вмикається лебідка замикання; через поліспаст, нижню траверсу, важелі виконується зведення щелеп і зачерпування вантажу; піднімальний канат при цьому ослаблений.

3. Після закриття щелеп грейфер піднімається двома лебідками.

4. Для розвантаження грейфера ослаблюється замикальний канат; під дією

ваги вантажу щелепи розкриваються і вантаж висипається.

Зусилля замикання грейфера залежить від кратності поліспаста, яка знаходиться у межах – $u = 4…8$. Маса грейфера суттєво впливає на роботу і продуктивність грейфера – із збільшенням маси грейфера полегшується його заглиблення в матеріал і, відповідно, покращується наповнення. З іншого боку, збільшення маси грейфера зменшує корисне навантаження машини. Орієнтовно співвідношення між власною вагою грейфера $G_{гр}$ і вантажопідйомністю крана $Q_н$ виглядає наступним чином: $G_{гр} = (0,4…1,2)\ Q_н$.

Одноканатний грейфер (рис.2.2.26,б) навішується безпосередньо на вантажний гак механізму підйому. Замикання грейфера відбувається за допомогою спеціального пристрою автоматично, для чого, наприклад, нижня траверса виконуються рухомою з можливістю фіксації в нижньому положенні. Для розмикання необхідно грейфер опустити на масив насипного вантажу (для ослаблення каната) або діяти на фіксатор за допомогою тяги (вручну).

Перевагою одноканатного грейфера є можливість використання крана як у гаковому режимі, так і з грейфером. Недоліком слід вважати неможливість автоматичного розвантажування грейфера на висоті.

Моторні грейфери навішуються на гак вантажопідйомної машини. Використання приводу замикання щелеп дає можливість реалізації великих зусиль захоплення, регулювання швидкості розвантаження (за рахунок кута і швидкості розкриття), зменшення металоємності і енерговитрат.

2.2.6 Статичний розрахунок електроприводу механізму підйому вантажу

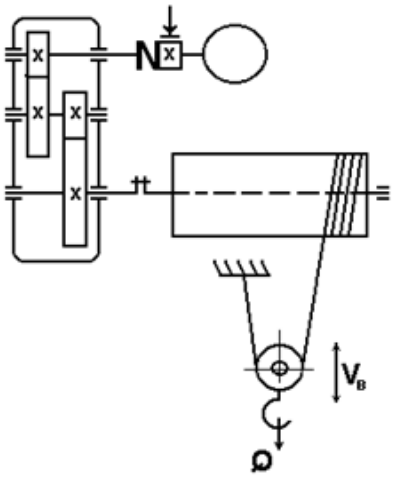


Рис. 2.2.27. Схема механізму підйому

Вихідні дані до розрахунку:

- вантажопідйомність крана – Q, т;

- швидкість підйому вантажу – $V_{вж}$, м/с;

- група режиму роботи.

1. Визначення необхідної потужності двигуна, кВт

$$N = \frac{G_{вж} \cdot V_{вж}}{\eta_{мех}}, \qquad (2.2.12)$$

де $G_{вж} = Q \cdot g$ – вага вантажу, кВт;

$\eta_{мех} = \eta_м \cdot \eta_п \cdot \eta_р \cdot \eta_б$ – ККД механізму,

$\eta_м$, $\eta_п$,$\cdot \eta_р$,$\cdot \eta_б$ – ККД муфт, поліспаста, редуктора, барабана; приймається значення $\eta_{мех} = 0{,}8 \ldots 0{,}85$.

2. Вибір електродвигуна. З каталогу вибирається крановий двигун (типу MTF, MTH) з потужністю, яка дорівнює розрахунковій або має менше значення на 15…20%. Виписуються параметри двигуна: тип, потужність $N_{дв}$, частота обертання ротора $n_{дв}$, пусковий максимальний момент $M_{п.max}$, момент інерції ротора $I_р$.

3. Визначення розрахункового передаточного числа редуктора

$$u_р^{розр} = \frac{n_{вх}}{n_{вих}}; \qquad (2.2.13)$$

де $n_{вх}$ – частота обертання швидкохідного вала редуктора, $n_{вх} = n_{дв}$;

$n_{вих}$ – частота обертання тихохідного вала редуктора, яка дорівнює частоті обертання барабана

$$n_{вих} = n_б = \frac{V_{окр}}{\pi \cdot D_б} = \frac{V_{вж} \cdot u \cdot 60}{\pi \cdot D_б}; \qquad (2.2.14)$$

де $V_{окр}$ – окружна швидкість каната на барабані;

$D_б$ – діаметр барабана;

u – кратність поліспаста.

4. Вибір редуктора. З каталогу редукторів (типу Ц2, РМ) вибирається редуктор виходячи з частоти обертання ротора двигуна, групи режиму роботи механізму, розрахункового передаточного числа і обертального моменту на тихохідному валу редуктора

$$M_m = \frac{S_{\max} \cdot D_б \cdot a}{2 \cdot \eta_б}, \qquad (2.2.15)$$

де S_{max} – максимальний натяг канату у нитці, що набігає на барабан;

a – кількість ниток канату закріплених на барабані.

Виписуються параметри редуктора: тип; передаточне число u_p, максимальний момент на тихохідному валу M_m, частота обертання швидкохідного валу $n_{вх}$.

5. Визначення фактичної швидкості підйому вантажу. З умови $V^{ф}_{вж} \cdot u_p = V_{вж} \cdot u_p^{розр}$ отримаємо значення фактичної швидкості підйому вантажу $V^{ф}_{вж} = V_{вж} \dfrac{u_p^{розр}}{u_p}$.

Після проведення статичного розрахунку виконується перевірка вибраного електродвигуна за пусковим моментом, за часом пуску, за нагріванням.

2.3 Механізми пересування

2.3.1 Схеми механізмів пересування. Ходове обладнання

Механізми пересування вантажопідйомних машин характеризуються типом приводу, видом ходового обладнання та трансмісією, яка пов’язує привід з ходовим обладнання.

Використовуються наступні види приводів: електричний (у кранах баштових, мостових, козлових, пневмоколісних, гусеничних); гідравлічний (в пневмоколісних кранах); від двигуна внутрішнього згорання (у кранах автомобільних та на спецшасі автомобільного типу).

Види ходового обладнання, які застосовується в пересувних кранах: рейкоколісне (баштові, козлові, мостові крани); пневмоколісне (стрілові самохідні крани); гусеничне (гусеничні крани).

Рейкоколісне і гусеничне ходове обладнання орієнтовані на переміщення крана всередині робочого майданчика. При перебазуванні з об'єкту на об'єкт крани переміщуються за допомогою спеціальних транспортних засобів.

Пневмоколісне ходове обладнання повинне забезпечувати можливість переміщення крана як в межах будівельного майданчика, так і по дорогах загального користування, причому з достатньо високою швидкістю. При цьому габарити кранів повинні відповідати вимогам правил дорожнього руху.

Пневмоколісне ходове обладнання має суттєві переваги, зокрема, високу мобільність на дорогах і здатність до маневрування на робочому майданчику.

Пневмоколісне ходове обладнання використовується в автомобільних, пневмоколісних кранах і кранах на спеціальному шасі, тому конструктивні схеми виконання цього обладнання відрізняються.

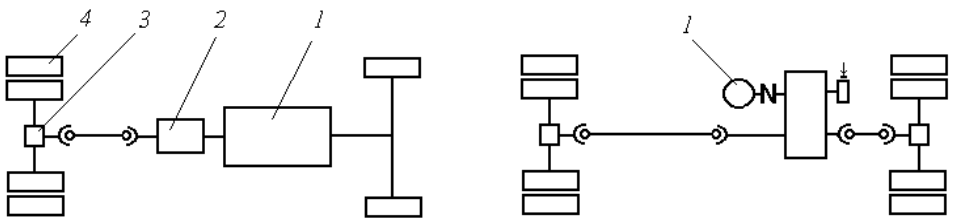
Оскільки ходове обладнання автомобільних кранів призначене тільки для переміщення крана на об'єкт і в роботі крана на робочому майданчику не приймає участі, ходове обладнання являє собою шасі вантажного автомобіля. Тобто ходове обладнання автокрана – це дво-, триосьове шасі з керованою передньою віссю, з приводом на задні (або на всі) осі.

Привід ходового обладнання містить (рис. 2.3.1,а): ДВЗ 1, коробку зміни передач 2, мости 3, ходові колеса автомобільного типу 4.

Недолік ходового обладнання автомобільних кранів полягає у обмежених можливостях пересування крана з вантажем на гаку.

Шасі пневмоколісних кранів дво-, три-, чотиривісне з приводом на задню або на всі осі. Керовані осі – передня або всі. Привід механізму пересування (груповий (рис. 2.3.1,б) або індивідуальний) від електродвигуна 1. Використовуються також схеми, коли на ходових колесах встановлюються мотор-редуктори, що спрощує кінематичну схему. Ходові колеса являють собою спеціальні пневмокамери або ж ходові колеса автомобільного типу.

При використанні гідравлічного приводу пересування можливе роздільне керування поворотом коліс передньої і задньої осей, яке забезпечує високий ступінь маневрування на будівельному майданчику.



а б

Рис. 2.3.1. Схеми механізмів пересування:
а) автомобільного крана; б) пневмоколісного крана

Привід механізму пересування кранів на спеціальному шасі

автомобільного типу здійснюється від ДВЗ. Ходові колеса автомобільного типу, багатовісьове шасі має кілька приводних і кілька керованих осей. Загальна кількість осей залежить від вантажопідйомності крана (табл. 2.3.1).

Таблиця 2.3.1

Кількість осей кранів на спеціальному шасі автомобільного типу (орієнтовні значення)

Вантажопідйомність, т	Кількість осей		
	всього	привідних	керованих
25	3	2	1
40	4	2	2
63	6	3	4
100	7	3	5

Для кранів на спеціальному шасі автомобільного типу характерні великі значення робочих параметрів (вантажопідйомність, висота підйому, виліт), і при цьому, завдяки ходовому обладнанню, вони є дуже мобільними – можуть пересуватися по дорогах загального призначення з високою швидкістю. Недоліком таких кранів можна вважати складність маневрування на робочому майданчику через значні габарити при великій кількості осей.

Гусеничне ходове обладнання допускає пересування на місцевості без доріг з твердим покриттям. До переваг гусеничного ходового обладнання слід віднести: малий питомий тиск на ґрунт, що дає можливість роботи на свіжозасипаних котлованах; можливість пересування з вантажем. Недоліки такого ходового обладнання є: мала швидкість пересування; великий опір пересуванню; значне зношення деталей механізму.

Привід гусеничного ходового обладнання може бути груповим або індивідуальним. Поворот крана здійснюється навкруги загальмованого гусеничного візка. Якщо привід кожної гусениці індивідуальний, то при вмиканні двигунів у протилежних напрямах можливий розворот на місці. Таким чином забезпечується висока маневреність.

Для зручності роботи (з точки зору рівностійкості крана) ширина *B* гусеничного ходового обладнання (рис. 2.3.2) і його довжина *L* повинні бути приблизно рівними.

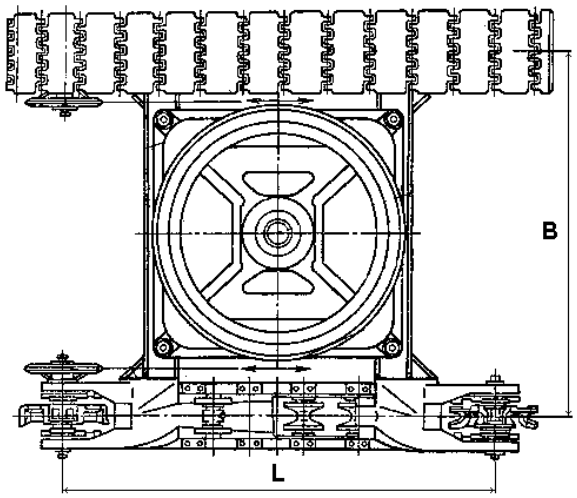


Рис. 2.3.2. Гусеничне ходове обладнання

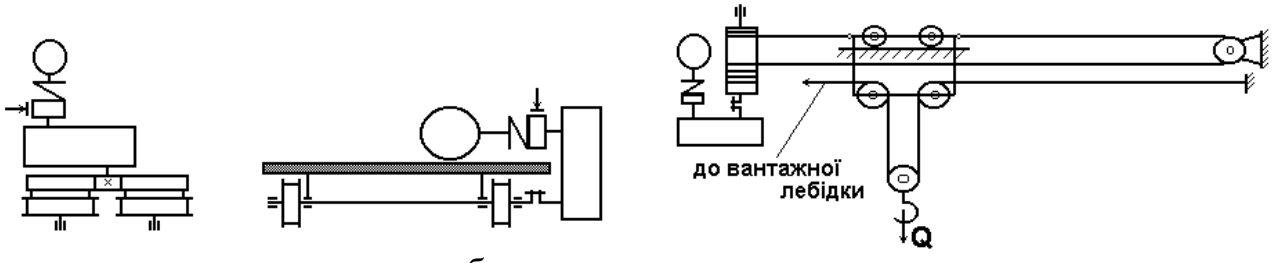
Однак велика ширина ходового обладнання утруднює маневрування. Тому в деяких конструкціях гусеничних кранів малої і середньої вантажопідйомності гусеничний хід виконують із розсувними гусеницями.

Найбільш поширеним є **рейкоколісне ходове обладнання**. Його переваги полягають у малих енергетичних витратах внаслідок незначного опору пересуванню. Недоліками рейкоколісного ходового обладнання вважаються: великі початкові витрати на улаштування рейкової колії; високі вимоги до якості рейкової колії.

Механізми пересування з рейкоколісним ходовим обладнанням виконуються за різними схемами (рис. 2.3.3):

з приводними колесами – механізми пересування мостових, козлових, баштових кранів; механізми пересування вантажного візка мостових кранів;

з канатною тягою – механізми пересування вантажного візка козлових та баштових кранів.



а б в

Рис. 2.3.3. Схеми механізмів пересування:
а) кранів козлового, мостового, баштового; б) вантажного візка мостового крана;
в) вантажного візка кранів козлового, баштового

Привід механізмів пересування баштових і козлових кранів розташовується безпосередньо біля ходового колеса (рис. 2.3.3, а). Механізми пересування мостових кранів виконуються:

- з центральним приводом і тихохідним трансмісійним валом (рис.2.3.4,а); недоліком є значна маса трансмісійного валу;

- з центральним приводом і швидкохідним трансмісійним валом

(рис.2.3.4,б); високі вимоги до точності монтажу трансмісійного валу;

- з роздільним приводом (рис.2.3.4,в); застосовується при великих прольотах, більше 16 м.

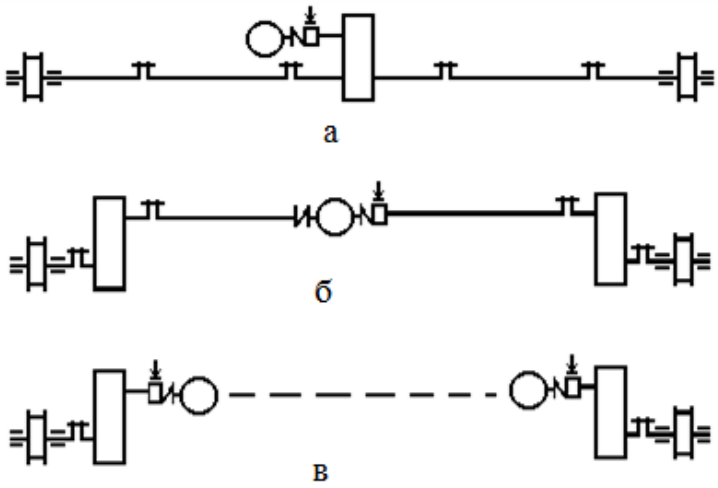


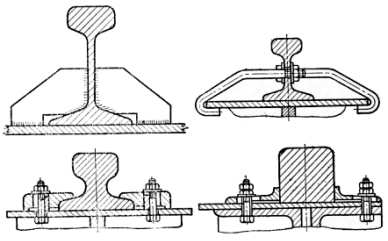
Рис.2.3.4. Схеми привода механізмів пересування мостового крана:
а) з центральним приводом і тихохідним трансмісійним валом;
б) з центральним приводом і швидкохідним трансмісійним валом;
в) з роздільним приводом

При рейкоколісному ходовому обладнанні використовуються рейки: залізничні; спеціальні кранові рейки (збільшена товщина стінки і опорна поверхня); рейки зі заокругленої головкою (для коліс з конічним ободом); рейки із квадратного прокату (при невеликій вантажопідйомності), двотаврові балки (для кранових підвісних візків).

Рейки встановлюються на шпалах або підкранових балках (металевих, залізобетонних). Відповідно використовуються різні схеми кріплення рейок (рис. 2.3.5).

Кранові колеса (рис. 2.3.6) за конструкцією поділяються на дворебордні які є найбільш поширені, одноребордні, що застосовуються при ширині колії до 4 м, а також у кранових підвісних візках і безребордні з додатковими напрямними роликами. Реборди сприймають горизонтальні навантаження, служать для направлення руху крана і запобігання сходженню коліс з рейок.

За формою обода виготовляються циліндричні, конічні, бочкоподібні колеса.



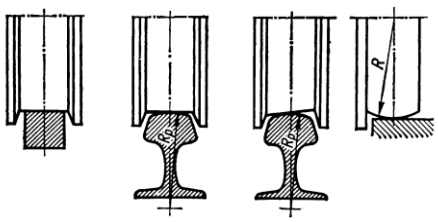


Рис. 2.3.5. Схеми кріплення рейок Рис. 2.3.6. Кранові ходові колеса

За способом виготовлення ходові колеса розрізняють: литі (матеріал –

сталь 40Л, 55Л); прокатні (виготовляються на колісопрокатних станах із сталей 35, 50, 65Г та ін.); складені (маточина виготовляється із низьковуглецевої сталі і з'єднується з бандажем із якісної сталі в гарячому стані, з натягом).

Для кранів з роздільним приводом і для кранових візків використовують колеса з циліндричним ободом, рейки з плоскою або заокругленою головкою.

Для кранів з центральним приводом використовують ведучі ходові колеса з конічним ободом, рейки зі заокругленою головкою.

Ходові колеса з циліндричним ободом виходять з ладу частіше, тому що в результаті перекосів крана зношуються реборди. Використання коліс з конічним ободом приводить до самоцентрування (вирівнювання) моста крана і зменшення зношення реборд коліс.

Ходові колеса встановлюються на підшипниках кочення, підшипниках ковзання або закріплюються на валах, встановлених у підшипниках кочення. При великих навантаженнях на ходові колеса вони об'єднуються у візки (рис. 2.3.7) - 2-х, 3-х, 4-х колісні.

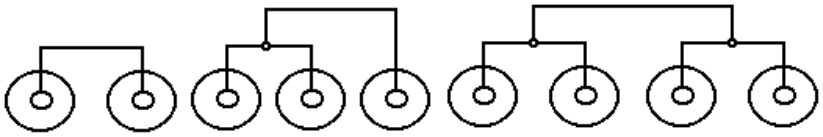


Рис. 2.3.7. Кранові ходові візки

Розрахунок ходових коліс. Діаметр ходового і ширину поверхні кочення ходових коліс визначають із розрахунку на контактну міцність. При цьому в залежності від типу поверхні кочення колеса і типу рейки розрізняють точковий і лінійний контакти.

1. Визначення максимального навантаження на колесо P_{max} (з урахуванням ваги крана, ваги вантажу, вітрового навантаження, положення центра ваги крана або кранового візка, положення стріли, кількості ходових коліс та ін.).

2. Визначення розрахункового навантаження

$$P_p = k_н \cdot k_д \cdot P_{max}, \qquad (2.3.1)$$

де $k_н$ – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження по ширині рейки; $k_н = 1{,}1$ – для рейок із заокругленою головкою; $k_н = 2$ – для плоских рейок;

$k_д$ – коефіцієнт динамічності, який залежить від швидкості пересування V (табл. 2.3.2).

Таблиця 2.3.2

Значення коефіцієнта динамічності

V, м/с	до 1	1…1,5	1,5…3	Більше 3
$k_д$	1,0	1,1	1,2	1,3

3. За розрахунковим навантаженням і швидкістю пересування із каталогу вибирають ходові колеса. Виписують діаметр ходових коліс $D_{х.к.}$ і

допустиме навантаження [P], призначають тип рейки.

4. Виконують перевірку ходових коліс на контактну міцність.

При точковому контакті колеса з рейкою

$$\sigma_H = k_\tau \cdot k_r \cdot 10^{-2} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_p \cdot E_{np}^2}{R_{\max}^2}} \le [\sigma_H], \qquad (2.3.2)$$

де k_τ – коефіцієнт, який враховує бокове навантаження, залежить від групи режиму роботи;

k_r – коефіцієнт, який залежить від співвідношення радіусів поверхонь, що контактують;

E_{np} – приведений модуль пружності при різних модулях пружності колеса і рейки

$$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}. \qquad (2.3.3)$$

При лінійному контакті колеса з рейкою

$$\sigma_H = 1{,}67 \cdot 10^{-4} \cdot k_\tau \cdot \sqrt{\frac{P_p \cdot E_{np}}{b \cdot R}} \le [\sigma_H], \qquad (2.3.4)$$

де b – робоча ширина рейки або довжина лінії контакту;

R – більший з радіусів поверхонь, що контактують.

Допустиме напруження призначають в залежності від сумарного числа обертів колеса за строк його служби. При невеликому строку служби ($N \le 10^4$) допустиме значення ефективних $[\sigma_H]$ = (2,5…3,0) НВ.

2.3.2 Визначення опору пересуванню

Загальний опір пересуванню **при рейкоколісному ходовому обладнанні** в період сталого руху визначається, як сума опорів

$$W = W_{тр} + W_в + W_{ух}, \qquad (2.3.5)$$

де $W_{тр}$ – опір від сил тертя;

$W_в$ – опір від вітрового навантаження;

$W_{ух}$ – опір від ухилу колії.

При визначенні опору пересуванню від сил тертя враховується тертя у підшипниках коліс, тертя кочення коліс по рейках, тертя реборд ходових коліс по рейках. Розрахункова схема до визначення опору від сил тертя $W_{тр}$ показана на рис. 2.3.8.

Сила тертя в опорах (підшипниках)

$$W_п = (G_{вж} + G_{кр}) \cdot \mu, \qquad (2.3.6)$$

де $G_{вж}$,$G_{кр}$ – вага вантажу і вага крана;

μ – коефіцієнт тертя, для підшипників кочення μ = 0,015…0,02).

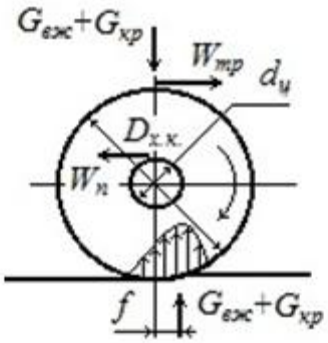


Рис. 2.3.8. Розрахункова схема визначення опору від сил тертя

Сила тертя кочення колеса по рейці $(G_{вж}+G_{кр})f$, де f – коефіцієнт тертя кочення колеса по рейці, $f = (3…12)\cdot10^{-4}$ м.

Із суми моментів відносно осі обертання колеса – $\Sigma M_o = 0$ маємо:

$$W_{тр}\frac{D_{хк}}{2} = W_п\frac{d_ц}{2} + (G_{вж}+G_{кр})f, \qquad (2.3.7)$$

де $D_{хк}$ – діаметр ходового колеса;

$d_ц$ – діаметр цапфи;

З урахуванням тертя реборд коліс по рейках опір від сил тертя

$$W_{тр} = (G_{вж}+G_{кр})(\mu\cdot d_ц + 2f)\frac{k_р}{D_{хк}}, \qquad (2.3.8)$$

де $\kappa_р = 1{,}5…2{,}5$ – коефіцієнт, що враховує тертя реборд коліс по рейках.

Опір пересуванню від вітрового навантаження

$$W_в = W_{кр} + W_{вж}, \qquad (2.3.9)$$

де $W_{кр}$ – вітрове навантаження на кран;

$W_{вж}$ – вітрове навантаження на вантаж.

Опір пересуванню від ухилу колії

$$W_{ух} = (G_{вж} + G_{кр})\ sin\ \alpha, \qquad (2.3.10)$$

де α – ухил колії, приймається $sin\alpha \approx \alpha = 0{,}001…0{,}005$.

Опір пересуванню при **пневмоколісному ходовому обладнанні** визначається при пересуванні крана з вантажем на ухилі $\alpha = 3^o$ і при русі без вантажу на ухилі $\alpha = 10^o$

$$W = W_р + W_в + W_{ух} + W_{кр}, \qquad (2.3.11)$$

де $W_р$ – опір рухові, $W_р = f_c(G_{вж} + G_{кр})\ cos\ \alpha$; $f_c \approx 0{,}35$ – коефіцієнт опору;

$W_в$ – опір від вітрового навантаження, $W_в = W_{кр} + W_{вж}$;

$W_{ух}$ – опір пересуванню від ухилу, $W_{ух} = (G_{вж} + G_{кр})\ sin\ \alpha$;

$W_{кр}$ – опір пересуванню на криволінійній ділянці,

$$W_{кр} = \mu_o(G_{вж} + G_{кр})\rho/R;$$

де μ_o – коефіцієнт зчеплення ходових коліс з ґрунтом; коли ґрунт – волога глина $\mu_o = 0{,}1$; при пересуванні по сухому бетону $\mu_o = 0{,}7$);

$\rho = 0{,}03…0{,}05$ м – зведене плече прикладення сили тертя;

R – радіус повороту по зовнішньому колесі.

Опір пересуванню при **гусеничному ходовому обладнанні**

визначається при пересуванні крана з вантажем на ухилі $\alpha = 3^o$ і при пересуванні без вантажу на ухилі $\alpha = 20^o$ двічі кожного разу:

при русі по прямій

$$W = W_{тр} + W_{гр} + W_{в} + W_{ух} \qquad (2.3.12)$$

і при русі на криволінійній ділянці

$$W = 1{,}2W_{тр} + W_{гр} + W_{в} + W_{ух}, \qquad (2.3.13)$$

де $W_{тр}$ – опір від сил тертя, $W_{тр} = 0{,}1\,(G_{вж} + G_{кр})\cos\alpha$;

$W_{гр}$ – опір від деформації грунту, $W_{гр} = f_{гр}\,(G_{вж} + G_{кр})\cos\alpha$;

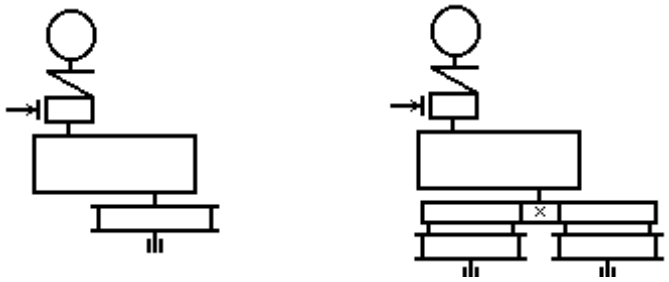
$f_{гр} \approx 0{,}35$ – коефіцієнт опору від деформації грунту;

$W_{в}$ – опір пересуванню від вітрового навантаження, $W_{в} = W_{кр} + W_{вж}$;

$W_{ух}$ – опір пересуванню від ухилу, $W_{ух} = (G_{вж} + G_{кр})\sin\alpha$.

2.3.3 Статичний розрахунок механізму пересування при рейколісному ходовому обладнанні

Розглянемо послідовність статичного розрахунку на прикладі механізму пересування крана без відкритої зубчастої передачі (рис. 2.3.9,а) та механізму, що містить відкриту зубчасту передачу (рис. 2.3.9,б).



а б

Рис. 2.3.9. Схеми механізмів пересування крана:
а) без відкритої зубчастої передачі; б) з відкритою зубчастою передачею

1. Визначення необхідної потужності двигуна механізму пересування, кВт

$$N = \frac{(W + W_{ін})\cdot V}{\eta_{мех}}, \qquad (2.3.14)$$

де W – статичний опір пересуванню крана, кН;

V – швидкість пересування, м/с;

$\eta_{мех}$ – ККД механізму, приймається значення $\eta_{мех} = 0{,}8\ldots0{,}85$;

$W_{ін}$ – інерційний опір пересуванню в пусковий період,

$$W_{ін} = 1{,}1\frac{G_{вж} + G_{кр}}{g}\cdot[a]; \qquad (2.3.15)$$

де $[a]$ – допустиме значення прискорення в залежності від типу і призначення крана.

2. Вибір електродвигуна. З каталогу вибирається крановий двигун (типу MTF, MTH) з потужністю не менше розрахункової. Виписуються параметри двигуна: тип, потужність $N_{дв}$, частота обертання ротора $n_{дв}$, пусковий максимальний момент $M_{п.max}$, момент інерції ротора $I_р$.

3. Визначення розрахункового передаточного числа редуктора.

Розрахункове передаточне число редуктора

$$u_{ред}^{розр} = \frac{u_{дв}}{u_{хк}}, \tag{2.3.16}$$

де $n_{хк}$ – частота обертання ходового колеса, $n_{хк} = \frac{60V}{\pi \cdot D_{хк}}$.

У випадку, коли механізм пересування містить, крім редуктора, відкриту зубчасту передачу, визначається загальне передаточне відношення механізму

$$u_{заг} = \frac{n_{дв}}{n_{хк}} \tag{2.3.17}$$

і розрахункове передаточне число редуктора

$$u_{ред}^{розр} = \frac{u_{заг}}{u_{зп}},$$

де $u_{зп}$ – передаточне відношення відкритої зубчатої передачі, приймається $u_{зп} = 3…6$.

4. Вибір редуктора. З каталогу редукторів (типу Ц2, РМ) вибирається редуктор виходячи з частоти обертання ротора двигуна, групи режиму роботи механізму, розрахункового передаточного числа і обертального моменту на тихохідному валу редуктора.

Обертальний момент на тихохідному валу редуктора

$$M_т = \frac{W \cdot D_{хк}}{2}. \tag{2.3.18}$$

При наявності відкритої зубчастої передачі момент на тихохідному валу

$$M_т = \frac{W \cdot D_{хк}}{2u_{зп}\eta_{зп}}. \tag{2.3.19}$$

Виписуються параметри редуктора: тип; передаточне число $u_р$, максимальний момент на тихохідному валу $M_т$, частота обертання швидкохідного валу $n_{вх}$.

5. Визначення фактичної швидкості пересування. З умови $V^{ф} \cdot u_р = V \cdot u_р^{розр}$ отримаємо значення фактичної швидкості пересування

$$V^{ф} = V \frac{u_р^{розр}}{u_р}. \tag{2.3.20}$$

При наявності відкритої зубчастої передачі фактична швидкість пересування

$$V^{ф} = V \frac{u_{заг}}{u_{заг}^{ф}},$$

де $u_{заг}^{ф} = u_р \cdot u_{зп}$ – фактичне загальне передаточне число механізму.

2.4 Механізми повороту

2.4.1 Схеми механізмів повороту. Опорно-поворотні пристрої

Механізми повороту призначені для обертання поворотної частини крана разом з вантажем відносно вертикальної осі. Механізми повороту складаються з двох взаємнопов'язаних елементів:

- власне механізм повороту;
- опорно-поворотний пристрій.

Будова механізмів повороту має традиційну схему і включає: двигун, муфту, гальмо, редуктор, привідну шестерню на вихідному валу редуктора.

Характеристики складових елементів механізмів повороту кранів:

двигун – з вертикальним або горизонтальним розміщенням (електродвигун, гідродвигун);

гальмо – постійно замкнуте, колодкове або стрічкове, іноді з двоступінчатим включенням для забезпечення плавного гальмування;

редуктор – черв'ячний (зубчастий), планетарний; велике передаточне число (200…1000) для зниження динамічних навантажень за рахунок зменшення лінійної швидкості вантажу; привідна шестерня взаємодіє з вінцевим зубчастим колесом.

Поворотні крани мають поворотну і неповоротну частину. За розміщенням механізму повороту на крані розрізняють:

- механізм повороту, встановлений на неповоротній рамі, обертає зубчастий вінець, закріплений на поворотній частині крана (рис. 2.4.1,а);
- механізм повороту, встановлений на поворотній частині крана і обертається разом з нею; привідна шестерня обкочується навкруг нерухомого зубчастого вінця, закріпленого на неповоротній рамі (рис. 2.4.1,б). Зубчастий вінець може бути з зовнішнім або з внутрішнім зачепленням

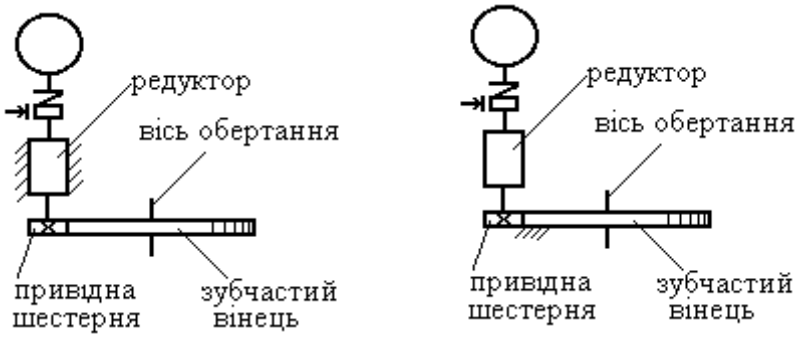


Рис. 2.4.1. Розміщення приводу механізму повороту

Опорно-поворотній пристрій забезпечує обертання поворотної частини крана і передачу навантаження з поворотної частини на неповоротну.

Опорно-поворотні пристрої мають різне виконання: у вигляді окремих опорних коліс; багатокоткового типу; з рознесеними по висоті опорами; опорно-поворотні круги (ОПК).

Розглянемо деякі конструктивні виконання опорно-поворотних пристроїв.

Стрілові поворотні крани, що використовуються у виробничих приміщеннях машинобудівних та ремонтних підприємств, виконуються з поворотною або з неповоротною колоною. В таких кранах опорно-поворотний пристрій має рознесені по висоті опори, які виконуються на підшипниках кочення або підшипниках ковзання.

Кран з поворотною колоною (рис. 2.4.2). Верхня опора сприймає горизонтальні зусилля R_H, нижня опора сприймає горизонтальні R_H і вертикальні R_V зусилля.

Реакції в опорах визначаються з виразів: $R_H = \dfrac{G_{вж} \cdot L + G_{кр} \cdot a}{h}$; $R_V = G_{кр} + G_{вж}$.

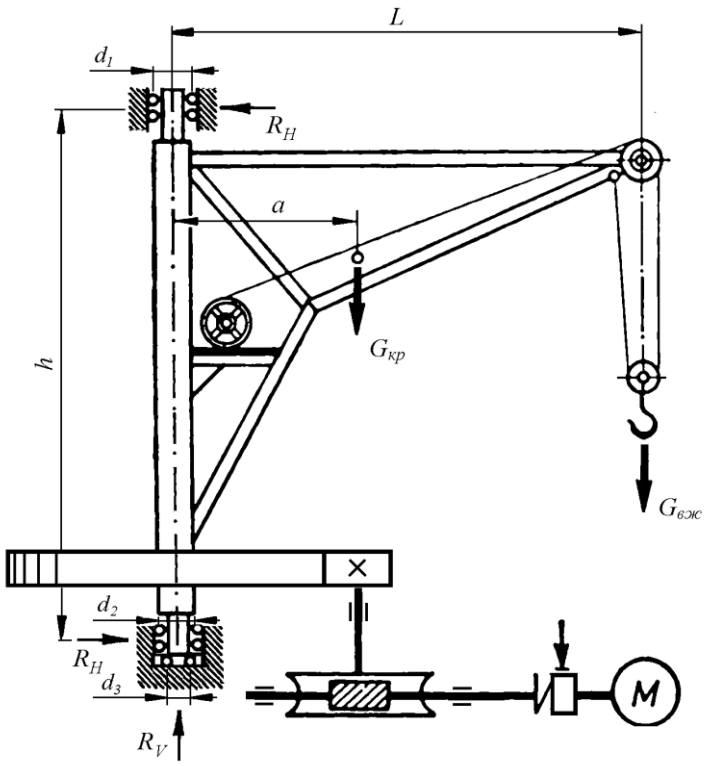


Рис. 2.4.2. Кран з поворотною колоною

Кран на неповоротній колоні (рис. 2.4.3). Опори також виконуються на підшипниках кочення або підшипниках ковзання. Верхня опора сприймає вертикальні R_V і горизонтальні R_H зусилля, нижня опора сприймає горизонтальні зусилля R_H.

Реакції в опорах: $R_H = \dfrac{G_{вж} \cdot L + G_{кр} \cdot a - G_{пр} \cdot b}{h}$; $R_V = G_{кр} + G_{вж} + G_{пр}$.

Опорно-поворотні круги. В якості опорно-поворотного пристрою в стрілових кранах (баштових, самохідних) використовуються опорно-поворотні круги. Опорно-поворотний круг уявляє собою упорний підшипник великого діаметру спеціальної конструкції, з яким поєднано зубчастий вінець. В якості тіл кочення в опорно-поворотних кругах використовуються

шарики або ролики. Тому розрізняють шарикові (рис. 2.4.4,а) і роликові (рис. 2.4.4,б) опорно-поворотні круги.

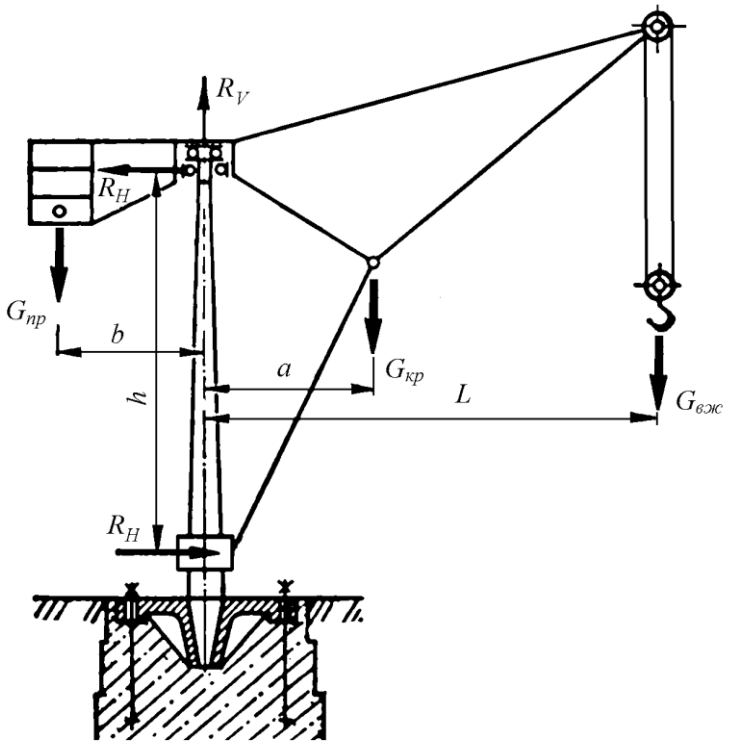
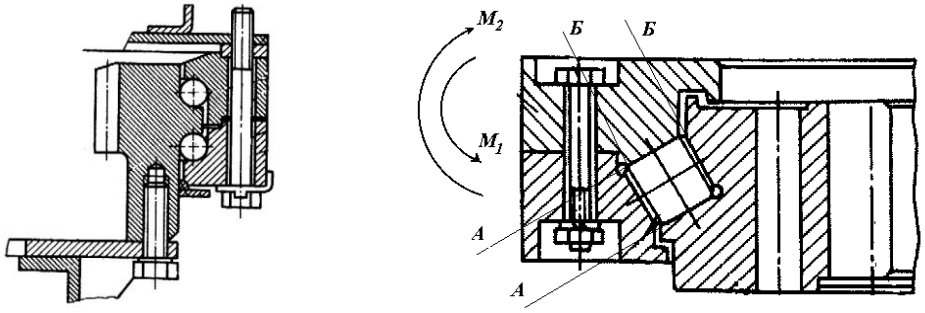


Рис. 2.4.3. Кран на неповоротній колоні

За кількістю рядів тіл кочення використовуються однорядні, дворядні і трирядні опорно-поворотні круги.



а б

Рис. 2.4.4. Опорно-поворотні круги:
а) дворядний шариковий; б) однорядний роликовий

Одне із кілець круга виконується роз'ємним для зручності збирання. Кільця виготовляють із сталі 55, шарики і ролики – із хромистої сталі ШХ-15. Доріжки кочення піддаються поверхневому загартуванню на глибину до 3 мм.

В шарикових опорно-поворотних кругах між тілами кочення встановлюють втулки з полімерів, які виконують роль сепаратора. В роликових опорно-поворотних кругах ролики розміщуються упритул один до

одного з мінімальним зазором, який забезпечує вільне кочення.

Роликові опорно-поворотні круги мають більшу несучу здатність порівняно з шариковими. В однорядному роликовому опорно-поворотному крузі сусідні ролики мають взаємно-перпендикулярні вісі. При цьому, якщо на рухоме кільце діє момент M_1 то навантаження сприймають доріжки A, якщо діє момент M_2 – доріжки B.

Розрахунок ОПК полягає у визначенні найбільшого навантаження на тіла кочення. Всі сили зводяться до вертикального навантаження P і горизонтального W (рис. 2.4.5). Крім того, визначають момент від дії цих навантажень

$$M = P \cdot r + W \cdot h \ . \tag{2.4.1}$$

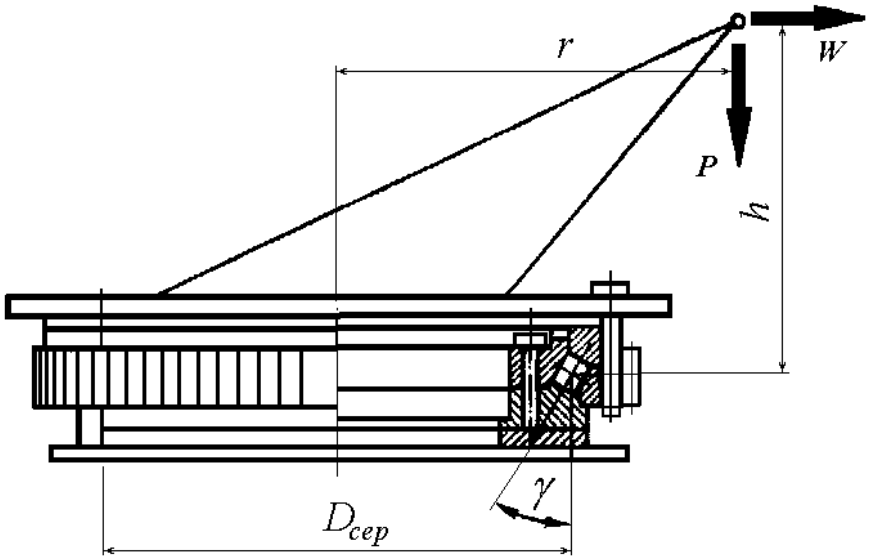


Рис. 2.4.5. Схема до визначення навантаження на опорно-поворотний круг

Опорно-поворотний круг уявляє собою статично невизначену систему і розподілення загального тиску між тілами кочення залежить від жорсткості елементів ОПК. Найбільше навантаження сприймають елементи, які знаходяться (в даний момент) під подовжніми балками рами поворотної платформи. Експериментальними дослідженнями встановлено, що основна частина навантаження сприймається елементами розташованими між подовжніми балками.

Для наближеного визначення навантаження на тіла кочення можна розглядати круг, як двоопорну балку з прольотом $D_{сер}\cos(\beta/4)$. Опорні реакції V_1 і $V2$ при цьому розподіляються між всіма елементами (тілами кочення), які знаходяться між подовжніми балками рами

$$V_1 = \frac{P}{2} - \frac{P \cdot r + W \cdot h}{D_{сер} \cdot \cos(\beta/4)}; \tag{2.4.2}$$

$$V_2 = \frac{P}{2} + \frac{P \cdot r + W \cdot h}{D_{сер} \cdot \cos(\beta/4)}, \tag{2.4.3}$$

де $D_{сер}$ – середній діаметр ОПК по тілах кочення;

β – центральний кут, сторони якого проходять через точку перетинання

середнього діаметра ОПК з подовжніми балками рами.

Якщо в ОПК всього m елементів, то в дузі з кутом β їх буде $m^{\beta} = \frac{m \cdot \beta}{2\pi}$

Тоді середнє навантаження на один елемент

$$T = \frac{V_2}{m^{\beta}} = \frac{2\pi}{m \cdot \beta}\left(\frac{P}{2} + \frac{P \cdot r + W \cdot h}{D_{сер} \cdot \cos(\beta/4)}\right). \quad (2.4.4)$$

Розрахунок ОПК в цілому уявляє собою складну задачу, при розв'язанні якої необхідно враховувати матеріал, який використовується, необхідну довговічність та інші параметри. Тому в каталогах приведено для кожного типорозміру ОПК дані про допустимі значення вертикальних, горизонтальних і моментних навантажень. При проектуванні кранів ОПК вибирають за розрахунковими навантаженнями.

2.4.2 Визначення опору повороту

Опір повороту для **крана з поворотною колонною** (рис. 2.4.2).

Статичний момент опору повороту

$$M_{ст} = \Sigma M_{тр} + M_{в} + M_{ух}\,. \quad (2.4.5)$$

Сума моментів від сил тертя в опорах

$$\Sigma M_{тр} = M_{тр1} + M_{тр2} + M_{тр3}\,, \quad (2.4.6)$$

де $M_{тр1} = F_{тр1} \cdot d_1/2 = R_H \cdot f_1 \cdot d_1/2$;

$M_{тр2} = F_{тр2} \cdot d_2/2 = R_H \cdot f_2 \cdot d_2/2$;

$M_{тр3} = F_{тр3} \cdot d_3/2 = R_V \cdot f_3 \cdot d_3/2$;

$F_{тр}$ – сили тертя у верхній та нижній опорах;

d_i – діаметри цапф верхньої та нижньої опор;

f_i – коефіцієнт тертя у верхній та нижній опорах.

Момент опору від вітрового навантаження

$$M_{в} = M_{в}^{кр} + M_{в}^{вж}. \quad (2.4.7)$$

Момент опору від нахилу колони крана

$$M_{ух} = (G_{вж} \cdot L + G_{кр} \cdot a)\sin\varphi, \quad (2.4.8)$$

де φ – кут відхилення осі колони від вертикалі.

Момент опору від сил інерції маси металоконструкцій і вантажу при пуску приводу, приведений до валу двигуна

$$M_{ін} = I_{пр}\frac{\omega_{кр}}{t_n}, \quad (2.4.9)$$

де $I_{пр}$ – зведений до осі колони момент інерції, $I_{пр} = G_{вж}/g \cdot L^2 + G_{кр}/g \cdot a^2$;

$\omega_{кр}$ – кутова швидкість обертання крана, $\omega_{кр} = \pi n_{кр}/30$;

t_n – час пуску приводу.

$$M_{ін} = \left(\frac{G_{вж}}{g}L^2 + \frac{G_{кр}}{g}a^2\right)\frac{\pi \cdot n_{кр}}{30 t_n}.$$

Опір повороту для **крана з опорно-поворотним кругом.**

Статичний момент опору повороту (за емпіричною формулою)

$$M_{ст} = \frac{w(5M + P \cdot D_{сер})}{\cos\gamma} \qquad (2.4.10)$$

де w = 0,005…0,01 – коефіцієнт, який враховує опір від кочення і тертя тіл кочення по сепаратору;

P – вертикальне навантаження на ОПК;

$D_{сер}$ – середній діаметр круга кочення;

M – момент від зовнішнього навантаження на ОПК

$$M = P \cdot r + W \cdot h\ ; \qquad (2.4.11)$$

де γ – кут між опорною реакцією тіл кочення і вертикаллю.

2.4.3 Статичний розрахунок механізму обертання

Вихідні дані: вага вантажу, вага металоконструкцій крана, виліт, частота обертання поворотної частини крана, геометричні параметри.

1. Визначення необхідної потужності двигуна механізму пересування, кВт

$$N = \frac{M_{ст} + M_{ін}}{\psi_{п.сер} \cdot \eta_{м}} \omega_{кр}\,, \qquad (2.4.12)$$

де $M_{ст}$, $M_{ін}$ – моменти опору, статичний та від сил інерції;

$\omega_{кр}$ – кутова швидкість поворотної частини крана;

$\psi_{п.сер}$=1,5…1,8 – середній коефіцієнт перевантаження електродвигуна;

$\eta_{мех}$ – ККД механізму, приймається значення $\eta_{мех}$ = 0,8…0,85.

2. Вибір електродвигуна. З каталогу вибирається крановий двигун (типу MTF, MTH) з потужністю не менше розрахункової. Виписуються параметри двигуна: тип, потужність $N_{дв}$, частота обертання ротора $n_{дв}$, пусковий максимальний момент $M_{п.max}$, момент інерції ротора $I_р$.

3. Визначення розрахункового передаточного числа редуктора. Загальне передаточне число механізму повороту

$$u_{заг} = \frac{n_{дв}}{n_{кр}}.$$

Розрахункове передаточне число редуктора

$$u_{ред}^{розр} = \frac{u_{заг}}{u_{зп}}, \qquad (2.4.13)$$

де $u_{зп}$ – передаточне відношення відкритої зубчатої передачі, приймається $u_{зп}$ = 3…6.

2.5 Механізми зміни вильоту

2.5.1 Способи зміни вильоту вантажу

Механізми зміни вильоту використовуються в стрілових поворотних кранах для переміщення вантажу в радіальному напрямі відносно осі обертання крана. Застосовуються наступні способи зміни вильоту:

переміщенням вантажного візка по стрілі; зміною кута нахилу стріли; телескопуванням стріли.

Розглянемо два перші способи. Механізм зміни вильоту переміщенням вантажного візка по стрілі (рис. 2.5.1) використовується в кранах з горизонтальною (балочною) стрілою в баштових кранах або стрілових самохідних кранах з баштово-стріловим обладнанням.

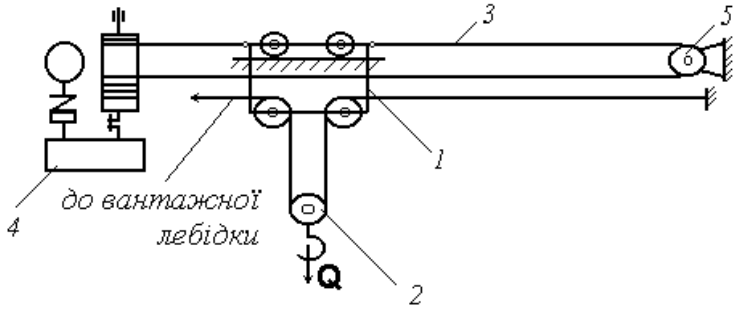


Рис. 2.5.1. Схема механізму зміни вильоту з пересуванням вантажного візка по стрілі

Вантажний візок 1 несе на собі канатні блоки вантажного поліспасту 2 і пересувається по стрілі за допомогою тягового канату 3, що огинає канатний блок 5 на кінці стріли. Обидва кінці тягового канату закріплені на лебідці 4, яка встановлюється на стрілі поблизу башти.

Переваги зміни вильоту пересуванням вантажного візка по стрілі полягають у незначних енергетичних витратах на зміну вильоту, забезпеченні горизонтального переміщення вантажу при зміні вильоту, зона обслуговування крана за допомогою механізму зміни вильоту є досить значною і майже дорівнює довжині стріли.

Механізми зміни вильоту зміною кута нахилу стріли розрізняють: з гнучким підвісом стріли (поліспастні); з жорстким підвісом стріли (гідравлічні).

В механізмах зміни вильоту з підйомною стрілою і з гнучким підвісом стріли (рис. 2.5.2) стріла 1 утримується за допомогою розчалу 2, який являє собою відрізки канату, прикріплені до рухомої обойми блоків 3 стрілового поліспасту 4. Стрілова лебідка 5 має звичайну конструкцію, інколи барабан виконується конічної форми або з криволінійною поверхнею для забезпечення постійного моменту на валу двигуна. Підйомна стріла має меншу вагу (при тій же вантажопідйомності) порівняно з горизонтальною (балочною) стрілою. Однак при підйомній стрілі витрачається енергія на підйом власне стріли, необхідно передбачати конструктивні заходи для забезпечення горизонтального переміщення вантажу при зміні вильоту, виникають значні динамічні навантаження на конструкцію крана при роботі механізму зміни вильоту внаслідок зміни положення центра мас крана.

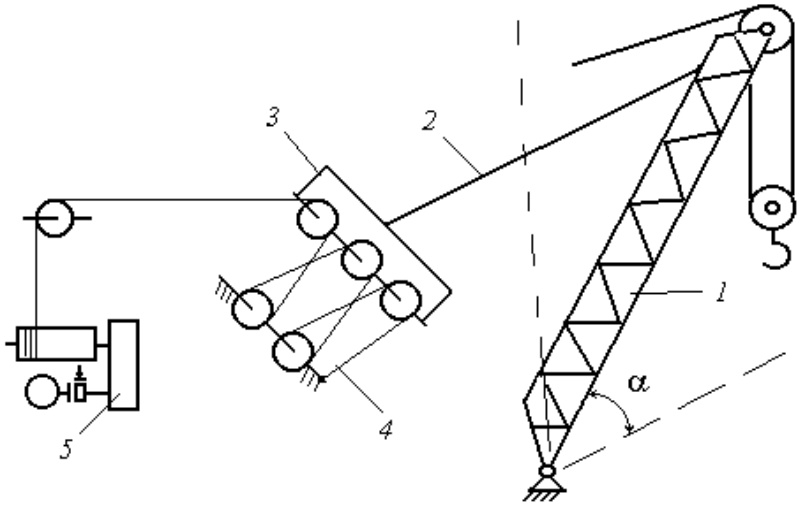


Рис. 2.5.2. Схема механізму зміни вильоту з підйомною стрілою

2.5.2 Статичний розрахунок механізмів зміни вильоту зміною кута нахилу стріли

Вихідні дані до розрахунку:

- вантажопідйомність крана – Q, т;
- довжина стріли – L_c;
- кут нахилу стріли максимальний β_{max} і мінімальний β_{min};
- час зміни вильоту з макси-мального на мінімальний - $t_{зм.\ вил.}$, с;
- зусилля у канаті вантажного поліспасту $F_{вж}$;
- вітрове навантаження на стрілу і вантаж $F_в$;
- геометричні параметри (рис. 2.5.3);
- група режиму роботи.

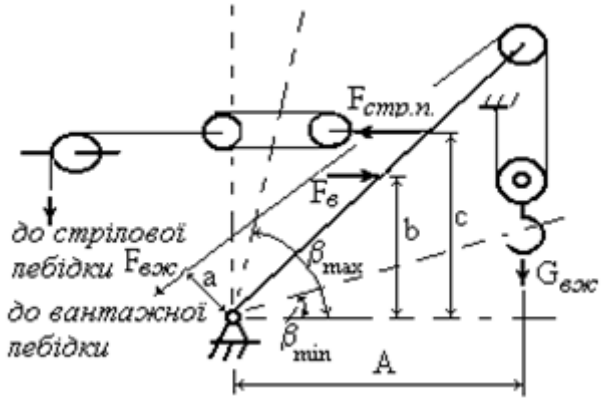


Рис. 2.5.3. Схема до розрахунку механізму зміни вильоту з підйомною стрілою

1. Визначення зусилля у стріловому поліспасті. Зусилля у стріловому поліспасті $F_{стр.п}$ визначається двічі: при максимальному і мінімальному значенні вильоту – $A = L_c \cdot cos\ \beta$, відповідно, при мінімальному β_{min} та максимальному β_{max} куті нахилу стріли.

Порівнявши суму моментів від діючих навантажень відносно шарніру кріплення стріли (рис. 1.62) з нулем

$$G_{вж} \cdot A + F_в \cdot c - F_{вж} \cdot a - F_{стр.п} \cdot b = 0, \quad (2.5.1)$$

можна записати вираз для визначення зусилля у стріловому поліспасті

$$F_{стр.п} = \frac{G_{вж} \cdot A + F_в \cdot c - F_{вж} \cdot a}{b}. \quad (2.5.2)$$

2. Визначення швидкості скорочення стрілового поліспасту.

Вираз для визначення часу зміни довжини стрілового поліспасту $t_{\substack{зм. \\ стр.п.}}$ може бути записаний у вигляді

$$t_{\substack{зм. \\ стр.п.}} = \frac{l_{стр.п.}^{\max} - l_{стр.п.}^{\min}}{V_{стр.п.}} = \frac{\Delta l}{V_{стр.п.}}, \quad (2.5.3)$$

де $V_{стр.п.}$ – швидкість скорочення стрілового поліспасту під час зміни вильоту;

$l_{стр.п.}^{\max}, l_{стр.п.}^{\min}$ – максимальне і мінімальне значення довжини стрілового поліспасту.

Оскільки час зміни довжини стрілового поліспасту чисельно дорівнює часу зміни вильоту, тобто $t_{\substack{зм. \\ стр.п.}} = t_{\substack{зм. \\ вил.}}$, швидкість скорочення стрілового поліспасту під час зміни вильоту $V_{стр.п.} = \frac{\Delta l}{t_{\substack{зм. \\ вил.}}}$.

3. Визначення необхідної потужності двигуна, кВт

$$N = \frac{F_{стр.п.}^{сер} \cdot V_{стр.п.}}{\eta_м}, \quad (2.5.4)$$

де $F_{стр.п}^{сер}$ – середнє зусилля у стріловому поліспасті, $F_{стр.п}^{сер} = \frac{F_{стр.п}^{\max} + F_{стр.п}^{\min}}{2}$, $F_{стр.п}^{\max}$ $F_{стр.п}^{\min}$ – зусилля в стріловому поліспасті для крайніх положень стріли.

$\eta_{мех}$ – ККД механізму; приймається значення $\eta_{мех} = 0{,}8…0{,}85$.

4. Вибір електродвигуна. З каталогу вибирається крановий двигун (типу MTF, MTH) з потужністю, яка має менше значення не менше розрахункової. Виписуються параметри двигуна: тип, потужність $N_{дв}$, частота обертання ротора $n_{дв}$, пусковий максимальний момент $M_{п.max}$, момент інерції ротора $I_р$.

4. Визначення розрахункового передаточного числа редуктора

$$u_р^{роз} = \frac{n_{вх}}{n_{вих}}, \quad (2.5.5)$$

де $n_{вх}$ – частота обертання швидкохідного вала редуктора, $n_{вх} = n_{дв}$;

$n_{вих}$ – частота обертання тихохідного вала редуктора, яка дорівнює частоті обертання барабана

$$n_{вих} = n_б = \frac{V_{окр} \cdot 60}{\pi \cdot D_б} = \frac{V_{стр.п.} \cdot u \cdot 60}{\pi \cdot D_б}; \quad (2.5.6)$$

де $V_{окр}$ – окружна швидкість каната на барабані стрілової лебідки,

u –кратність стрілового поліспасту.

5. Вибір редуктора. З каталогу редукторів (типу Ц2, РМ) вибирається редуктор виходячи з частоти обертання ротора двигуна, групи режиму роботи механізму, розрахункового передаточного числа і обертального моменту на тихохідному валу редуктора

$$M_m = \frac{S_{\max} \cdot D_б}{2 \cdot \eta_б}, \qquad (2.5.7)$$

де $S_{\max}$ – максимальний натяг канату у нитці, що набігає на барабан,

$S_{\max} = \frac{F_{стр.п.}^{\max}}{u\,\eta_п}$;

$\eta_п$ – ККД поліспаста.

Виписуються параметри редуктора: тип; передаточне число $u_р$, максимальний момент на тихохідному валу M_m, частота обертання швидкохідного валу $n_{вх}$.

2.6 Металеві конструкції вантажопідйомних кранів

2.6.1 Матеріали металевих конструкцій

Працездатність, надійність і безпечна експлуатація вантажопідйомних кранів у значній мірі залежать від якості виконання їх металевих конструкцій. У зв'язку з цим до кранових металоконструкцій пред'являють наступні вимоги: міцність, загальна стійкість конструкції і локальна стійкість окремих її елементів; статична і динамічна жорсткість; витривалість і разом з тим мінімально можлива маса, висока технологічність виготовлення і монтажу.

Металеві конструкції вантажопідйомних машин теперішнього часу виконуються зварними. При цьому зварка несучих елементів конструкції виконується згідно з технологічною документацією, розробленою підприємством, яке здійснює виготовлення, реконструкцію або ремонт крана, або спеціалізованою організацією з метою забезпечення високої якості та надійності зварних з'єднань.

Для зварних конструкцій використовують вуглецеву сталь звичайної якості групи В, яка має гарантії як за механічними властивостями, так і за хімічним складом. Основною маркою сталі є ВСт3, для якої характерними є достатньо високі механічні (міцність, ударна в'язкість) і технологічні (зварюваність) властивості.

Крім вуглецевих сталей для виготовлення відповідальних елементів застосовуються також низьколеговані сталі, які мають більш високі значення межі міцності і тимчасового опору, менш схильні до крихкого руйнування при низьких температурах, мають підвищену стійкість проти корозії. Найбільше поширення мають низьколеговані сталі марок 09Г2, 10ХСНД,

15ХСНД, 14Г2АФ, 14Г2АФД. Також використовуються леговані сталі підвищеної міцності марок 16Г2АФ, 18Г2АФ, 18Г2АФД.

Застосування низьколегованих сталей замість вуглецевих дозволяє суттєво зменшити масу елементів, розміри яких визначаються статичною міцністю. Якщо ж розміри деталей визначаються за опором втомлюваності або жорсткості, економія металу при переході на леговані сталі менш значна, оскільки межа витривалості для таких сталей близька до межі витривалості звичайних сталей, а модулі пружності однакові. Як наслідок, критичні навантаження при розрахунку на витривалість не залежать від марки сталі.

Зварні матеріали, які використовуються при зварці металевих конструкцій, повинні забезпечувати механічні властивості металу шва і зварного з'єднання (межа міцності, межа текучості, відносне подовження, ударна в'язкість) не нижчі ніж нижня межа механічних властивостей основного металу.

При розрахунках металевої конструкції крана виконують перевірку міцності і стійкості конструкції в умовах дії максимальних навантажень робочого стану, а при необхідності також на максимальні навантаження неробочого стану. Розрахунок на опір втомлюваності має перевірочний характер і проводиться після розрахунку на міцність і стійкість, коли в проекті визначено всі конструктивні особливості елементів. Такий розрахунок ведуть за еквівалентними навантаженнями робочого стану, які враховують багатократну дію змінних навантажень, що виникають протягом всього терміну служби крана.

2.6.2 Методи розрахунку металоконструкцій

Метою розрахунку металевої конструкції на міцність і стійкість є попередження можливості виникнення в ній неприпустимих або небажаних руйнувань, надмірних прогинів або вібрацій, що перешкоджають її нормальній експлуатації. Розрахунок металевих конструкцій і їх елементів виконують за одним з двох методів: розрахунок за методом граничних станів базується на статистичному вивченні дійсної завантаженості конструкцій в умовах експлуатації і змінності механічних властивостей матеріалів, що використовуються; за відсутності таких даних для тих чи інших типів кранів розрахунок металоконструкції виконують за методом допустимих напружень, який базується на встановлених практикою коефіцієнтах запасу міцності.

Метод граничних станів. Граничними називають стани, при яких конструкція перестає виконувати встановлені для неї функції і виявляється непридатною до подальшої експлуатації. Для металевих конструкцій вантажопідйомних машин розрізняють наступні види граничних станів: перший – втрата несучої спроможності при однократній дії максимального навантаження, яка може виникати за термін служби крана; другий - втрата несучої спроможності при багатократній дії навантаження; третій – виникнення деформацій, що перешкоджають нормальній експлуатації крана.

Перший граничний стан включає можливість втрати несучої здатності елементів крана за міцністю або втратою стійкості від однократної дії граничного навантаження у робочому або неробочому стані. Для цього стану виконують розрахунок на міцність та стійкість форми елементів крана або стійкість крана проти перекидання. За початок руйнування при розрахунку за граничним станом приймають перевищення межі текучості у будь-якому волокні перерізу. Всі навантаження у цьому розрахунку вважаються статичними.

Другий граничний стан передбачає можливість втрати несучої спроможності елементів крана при багатократній дії навантажень різного рівня за розрахунковий термін служби. У цьому випадку проводять розрахунки опір втомлюваності, зношення і нагрівання за еквівалентними навантаженнями. Цей стан реалізується у кінці заданого терміну служби конструкції або її частини у результаті сумарної дії всіх навантажень за цей період.

Умова третього граничного стану характеризується виявленням деформацій, які перешкоджають нормальній експлуатації крана за рахунок зниження точності виконання операцій, або виникненням можливості самовільного пересування вантажного візка або можливістю виникнення допустимих за критеріями першого або другого граничних станів силових факторів.

Третій граничний стан не виключає можливості подальшої експлуатації і є вимогою, що обмежує використання металоконструкції крана в умовах нормальної експлуатації, оскільки внаслідок значних пружних деформацій (або вібрацій) інколи при збереженні міцності і стійкості втрачається працездатність конструкції або є можливим шкідливий фізіологічний вплив на обслуговуючий персонал і знижується безпека виконання робіт.

Мета розрахунку за третім граничним станом – обмеження деформацій або переміщень з умови забезпечення необхідної точності роботи, усунення шкідливих фізіологічних впливів на обслуговуючий персонал. При перевірці за третім граничним станом визначають розрахунковий прогин і порівнюють його з допустимим значенням.

Найбільше значення мають розрахунки за першим граничним станом. Основне положення розрахунку полягає в передумові, що розрахункова (найбільша) сила (момент, напруження) в елементі не повинна перевищувати граничної сили, яка відповідає несучій здатності елемента:

$$\sum Q_i n_i \le ARm_0 , \qquad (2.3.1)$$

де ліва частина містить силовий вплив з урахуванням коефіцієнта перевантаження, а права – дійсну несучу здатність конструкції.

В даній формулі: Q_i – нормативні навантаження в елементі, що розглядається, у якості яких приймаються максимальні навантаження робочого або неробочого стану; n_i – коефіцієнти перевантаження, які враховують можливе перевантаження дійсними навантаженнями їх нормативні значення (значення коефіцієнтів перевантаження

встановлюються на основі практичного досвіду з урахуванням призначення крана і умов експлуатації); A – геометричний фактор елемента, що розраховується (площа, статичний момент інерції, момент опору перерізу); R – розрахунковий опір елемента, що розраховується (при визначенні розрахункового опору враховуються характеристики матеріалу, вид розрахунку (на міцність, на стійкість, на втомлюваність) та характер навантаження; m_0 – коефіцієнт, який залежить від умов роботи елемента (при визначенні враховується ступінь відповідальності елемента і можливі наслідки при його руйнуванні, можливість пошкодження конструкції в процесі експлуатації, транспортування, монтажу, недосконаліть розрахунку, пов'язана з неточним визначенням зовнішніх навантажень або розрахункових схем).

Для проведення розрахунку за другим граничним станом на опір втомлюваності необхідно знати спектр напружень для елемента, що розглядається, на протязі терміну його експлуатації. Такі дані можна отримати, якщо відомі відповідні навантаження, кількість і характер операцій, які виконуються краном. В такому випадку можна визначити кількість циклів з різними максимальними напруженнями і використати принцип сумування пошкоджень, виходячи з того, що кожне змінне напруження впливає на скорочення терміну служби елемента внаслідок поступового накопичення пошкоджень матеріалу, утворення тріщин і руйнувань. Однак у більшості випадків такі відомості відсутні, тому при розрахунку використовують деякі усереднені значення, які отримані для одного циклу.

Для третього граничного стану прийнято наступні основні умови:

$$f/L \le [f/L]; \quad t_p \le [t_p],$$

де f/L і $[f/L]$ – розрахункове і допустиме значення відносного прогину: f – прогин;

L – довжина елемента, що розглядається;

t_p і $[t_p]$ – розрахункове і допустиме значення часу затухання коливань конструкції.

Розрахунки за другим і третім граничними станами ведуть при коефіцієнті перевантаження, рівним одиниці.

Метод допустимих напружень. Розрахунок за методом допустимих напружень виконують у випадку, коли відсутні числові значення коефіцієнтів перевантаження, які необхідні для розрахунку за метод граничних станів. Даний метод базується на порівнянні напружень, що виникають в елементі конструкції від дії максимальних навантажень, з допустимими напруженнями.

Основна розрахункова залежність має вигляд

$$\sigma \le [\sigma] = \sigma_T n, \qquad (2.6.2)$$

де σ_T – межа текучості;

n – запас міцності (значення нормуються у залежності від призначення

елемента, що розраховується та від розрахункового випадку).

Розрахунок на опір втомлюваності виконують при дії на кран навантажень робочого стану з урахуванням еквівалентних значень цих навантажень, що визначаються при найбільш вірогідному їх сполученні.

Розрахунок ведеться за формулою

$$\sigma_{\max} \le [\sigma] = \sigma_R / n \ ,$$

де $\sigma_{\max}$ – найбільше за абсолютною величиною напруження у циклі;

$[\sigma]$ – допустиме напруження;

σ_R – межа витривалості елемента конструкції;

n – запас міцності.

При розрахунку металоконструкцій необхідно врахувати всі навантаженя, які діють, а саме: вагові постійні; вагові рухомі, що змінюють своє положення; динамічні, що виникають в періоди пуску і гальмування кранових механізмів (а також при проходженні колесами стиків рейок) і діють як у вертикальній, так і у горизонтальній площині; динамічні навантаження, що виникають при наїзді крана або візка на перешкоду (упор); вітрові навантаження. При наявності спеціальних вимог повинні бути також враховані навантаження – монтажні, транспортні, температурні та сейсмічні впливи.

2.7 Прилади та пристрої безпечної експлуатації

Вантажопідйомні машини відносяться до об’єктів підвищеної небезпеки, тому що вони працюють з вантажами великої маси, при значній висоті підйому, в умовах будівельного майданчика і за будь-якої аварійної ситуації уявляють загрозу для обслуговуючого персоналу і осіб, які знаходяться в зоні дії крана.

Тому відповідно до «Правил будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів» всі крани повинні бути обладнанні спеціальними пристроями, які забезпечують попередження машиніста крана про можливе порушення нормальної експлуатації і автоматичне відключення механізмів крана при порушенні безпечної експлуатації.

Принцип дії більшості приладів безпечної експлуатації заснований на обмеженні робочих рухів вантажопідйомної машини і вимикання механізмів у разі порушення нормальної експлуатації. Тому поширеними елементами таких приладів є кінцеві вимикачі. На рис. 2.7.1 показані важільні кінцеві вимикачі, які відрізняються способом дії на важіль. Повертання важеля навколо осі його кріплення приводить до розмикання електричного ланцюга живлення відповідного механізму.

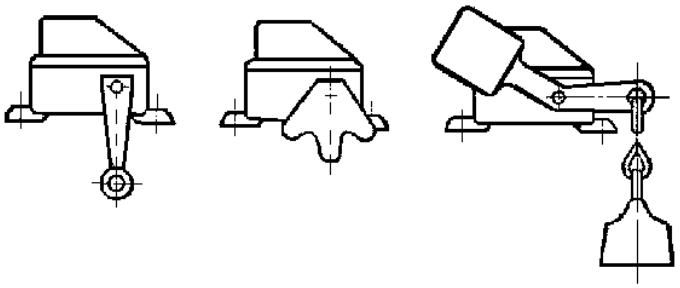


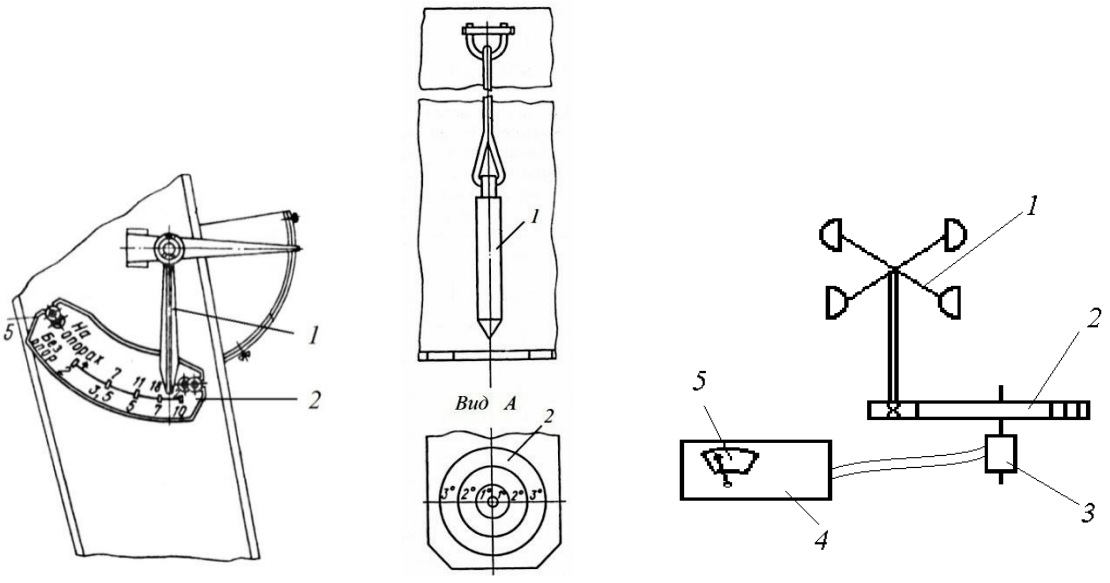
Рис. 2.7.1. Важільні кінцеві вимикачі

Всі прилади безпечної експлуатації кранів можна умовно розділити на групи: покажчики; сигналізатори; обмежувачі. В той же час будова пристрою безпеки може бути такою, що він спочатку працює як покажчик, потім подає сигнал (як сигналізатор), потім вимикає механізм (як обмежувач).

Покажчики. Покажчиком вантажопідйомності обладнуються стрілові крани з підйомною стрілою з метою інформування машиніста крана про допустиму вантажопідйомність для даного вильоту вантажу.

Покажчик вантажопідйомності (рис. 2.7.2,а) складається з вільно підвішеної стрілки 1 і шкали 2, які закріплені на стрілі крана поблизу кабіни кранівника. На шкалі вказано вантажопідйомність і відповідний виліт вантажу. При будь-якому куті нахилу стріли крана стрілка покажчика має вертикальне положення і вказує допустимі параметри. Для кожного виду стрілового обладнання мається своя шкала, яка замінюється при зміні обладнання. Крім того, вказується допустима вантажопідйомність при роботі на виносних опорах або без них.

В баштових кранах шкала і стрілка розміщуються в кабіні машиніста, при цьому стрілка з'єднується зі стрілою крана за допомогою шарнірно-важільної системи.



а б в

Рис. 2.7.2. Покажчики:
а) вантажопідйомності; б) нахилу; в) швидкості вітру (анемометр)

Покажчиком нахилу обладнуються стрілові самохідні (пневмоколісні, автомобільні, гусеничні, залізничні) крани. Покажчик нахилу вказує нахил крана відносно горизонту, встановлюється на ходовій рамі крана.

За будовою покажчики нахилу застосовуються маятникові і рідинні. В маятниковому покажчику (рис. 2.7.2,б) підвішений вантаж (стрілка) 1 своїм вістрям направлений на шкалу 2, що має концентричні кола, кожне з яких відповідає певному відхиленню від горизонталі (у градусах). В рідинному покажчику нахилу таку ж шкалу (з концентричними колами) поміщено у корпус, заповнений рідиною з повітряною бульбашкою, за положенням якої визначають нахил крана.

Покажчик швидкості вітру (анемометр) призначений для вимірювання швидкості вітру та тривалості його поривів. Анемометр встановлюється в верхній частині башти баштового крана або на прогоновій частині козлового крана. До складу анемометра (рис. 2.7.2,в) входять: 1 – вітряк; 2 – механічна передача; 3 – генератор; 4 – вимірювальний пульт; 5 – індикатор.

Напруга електричного струму, що виробляється генератором, подається на пульт, де порівнюється з заданим значенням напруги. Стрілочний індикатор показує середню швидкість вітру за останні 3 с (тобто пристрій працює як покажчик). При однакових значеннях напруги заданої і виробленої генератором спрацьовує реле, яке вмикає сигнальну лампу (сигналізатор) і відключає електрообладнання крана від мережі (обмежувач).

Сигналізатори. Сигналізатор небезпечної напруги – встановлюється в стрілових кранах і реагує на небезпечне наближення стріли до ліній електропередач, яке може викликати ураження електричним струмом. На головці стріли закріплюється антена, в якій при зближення з дротом електричної мережі наводиться електрична рушійна сила. При цьому вмикається світловий сигнал в кабіні машиніста і звуковий сигнал зовні кабіни.

Обмежувачі. ***Обмежувачі – це пристрої, які автоматично вимикають кранові механізми в умовах, коли порушується безпечна експлуатація крана. В електричні ланцюги керування механізмами обмежувачі вводять таким чином, щоб забезпечувалася можливість руху у зворотному напрямі, для повернення у безпечне положення.***

Обмежувач висоти піднімання гака (рис. 2.7.3) призначений для автоматичного вимкнення двигуна вантажної лебідки у разі досягнення гаковою підвіскою крайнього верхнього положення.

Обмежник кута нахилу стріли – попереджує підйом і опускання стріли далі допустимого положення. Вимикання двигуна стрілової лебідки відбувається за рахунок взаємодії вимикальної лінійки (важеля) з кінцевим вимикачем. При необхідності опускання стріли нижче її робочого положення (для монтажу, демонтажу, заміни стрілового обладнання) конструкцією передбачено можливість вимкнення обмежник кута нахилу.

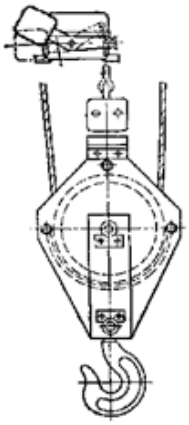


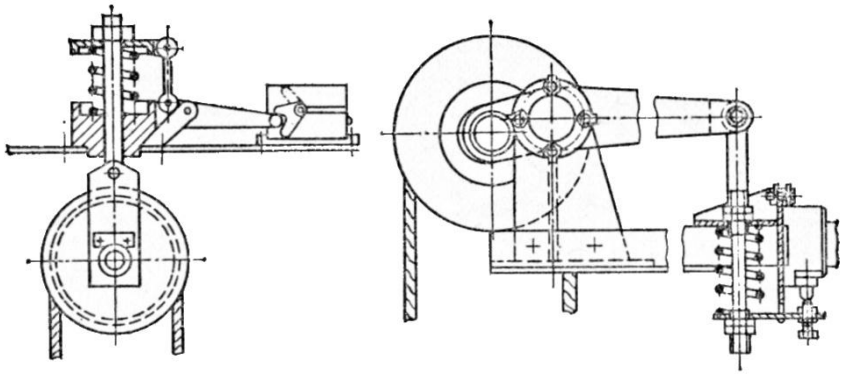
Рис. 2.7.3. Обмежувач висоти піднімання гака

Крім кінцевих вимикачів для попередження недопустимого підйому стріли (відкидання назад) використовуються гнучкі обмежники (канати) або телескопічні тяги, які жорстко з'єднуються з крановою платформою і стрілою.

Обмежувач кута повороту призначений для обмеження числа обертів поворотної частини крана. До складу обмежувача входять кінцеві вимикачі і лінійка, або інший елемент, з яким може взаємодіяти кінцевий вимикач.

Обмежувач вантажопідйомності попереджує перевантаження крана, який має постійну номінальну вантажопідйомність (не залежить від вильоту). Коли маса вантажу перевищує максимальну вантажопідйомність на 10% обмежувач вантажопідйомності автоматично вимикає двигун механізму підйому вантажу.

Обмежувач вантажопідйомності вбудовується у систему вантажного поліспасту. Розрізняють обмежувачі вантажопідйомності пружинні і торсійні. Пружинні обмежувачі (рис. 2.7.4,а) виконуються у вигляді канатного блока вантажного поліспасту, який встановлюється на підпружиненій тязі або важелі. Коли зусилля, що сприймає канатний блок, перевищує максимально допустиме значення підвіска канатного блока деформується, переміщується і діє на важільний або кнопковий кінцевий вимикач.



а б

Рис. 2.7.4. Обмежувачі вантажопідйомності:
а) пружинні; б) торсійні

В торсійних обмежувачах вантажопідйомності (рис. 2.7.4,б) функцію пружини виконує вал, що закручується, один кінець якого жорстко закріплений.

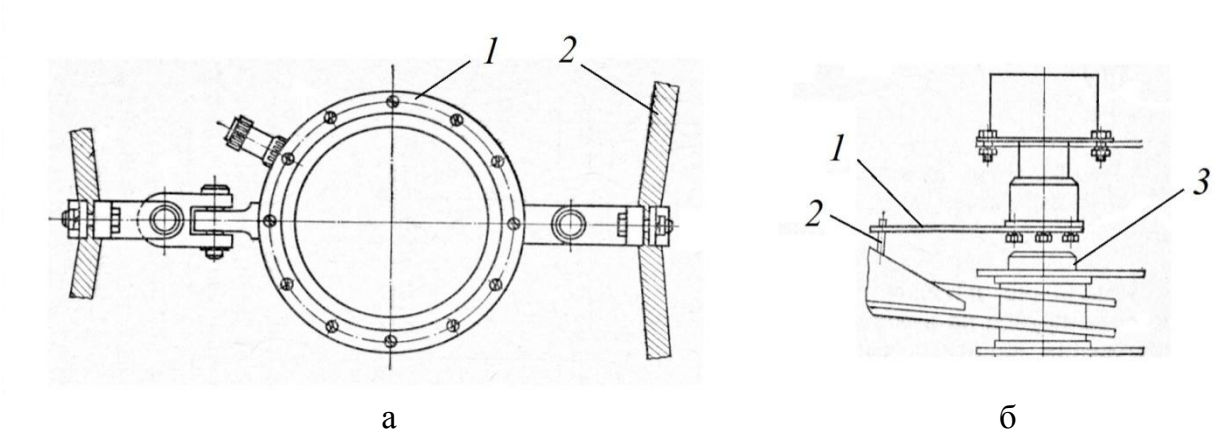
Обмежувачі вантажного моменту використовуються в стрілових кранах, у яких вантажопідйомність залежить від вильоту. Обмежувач вантажного моменту включається в систему стрілового поліспасту, оскільки зусилля в ньому залежить не лише від ваги вантажу, але й від кута нахилу стріли (тобто від вильоту). При спрацюванні обмежувача вантажного моменту автоматично вимикається двигун лебідки підйому вантажу або двигун механізму зміни вильоту.

Найбільше розповсюдження отримали електромеханічні обмежувачі вантажного моменту, до складу яких входять два перетворювачі (датчики) – зусилля і кута нахилу стріли. На рис. 2.7.5 показано схему встановлення обмежувача вантажного моменту.

Датчик зусилля 1 (рис. 2.7.5,а) вбудовується в канатні відтяжки (розчали) 2 стріли і стягує їх у межах розпірок. Датчик уявляє собою динамометричне кільце, деформація якого передається на потенціометр, який виробляє електричний сигнал.

До складу давача кута нахилу стріли (рис. 2.7.5,б) також входить потенціометр, який виробляє сигнал в залежності від кута нахилу стріли. Важіль 1 давача керується кулачком 2, який повертається в залежності від повороту осі 3 стріли крана. Кожному положенню важеля 1 відповідає визначена допустима вантажопідйомність.

Принцип дії обмежувача вантажного моменту полягає у порівнянні сигналів від давачів. Коли сигнали є однаковими – обмежувач спрацьовує.



а б

Рис. 2.7.5. Встановлення обмежувача вантажного моменту

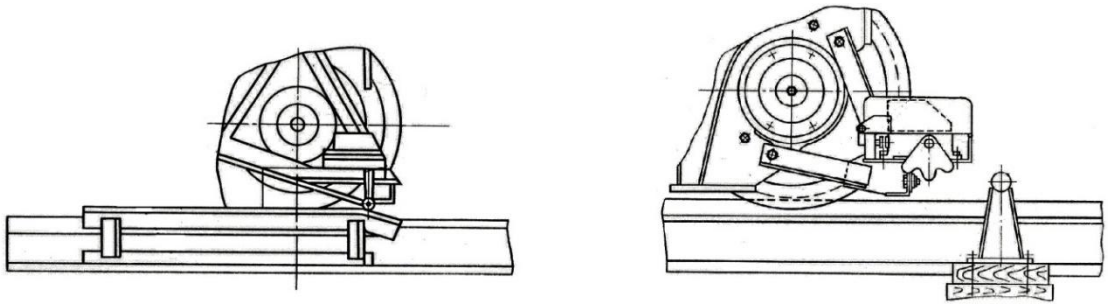
В систему обмежувача вантажного моменту включено два реле затримки часу. Перше реле попереджує спрацювання обмежувача при короткочасному перевантаженні, наприклад, при коливанні вантажу масою близькою до номінальної. Друге реле затримки після спрацювання обмежника попереджує включення механізму, якщо навантаження стало

меншим ніж допустиме лише на короткий термін (коливання вантажу, масою більшою від номінальної). В кранах з гідроприводом і телескопічною стрілою до складу обмежувача вантажного моменту входять давачі зусилля, кута нахилу стріли, довжини стріли.

Вантажопідйомні крани, які працюють на відкритому повітрі, сприймають вітрове навантаження, яке може бути значним, особливо у неробочому стані крана. Це може призвести до переміщення крана по колії і, як наслідок, до сходу з колії і до втрати стійкості крана. Крім того, машиністу крана під час роботи складно контролювати положення крана і вантажного візка відносно кінця колії, особливо, коли на одній колії працюють декілька кранів.

Тому використовуються різні пристрої, що попереджують виїзд крана (візка) за межі колії і обмежують негативний вплив граничних значень вітрового навантаження на конструкцію крана.

До складу обмежувача пересування крана (візка) (рис. 2.7.6,а) входять кінцевий вимикач 1 і вимикаюча лінійка 2. В баштових, козлових, мостових кранах на механізмах пересування крана частіш за все лінійка нерухома, а кінцевий вимикач рухомий. В механізмах пересування вантажного візка мостового крана навпаки - кінцевий вимикач рухомий і встановлюється на візку. Коли вибіг крана значний, використовується трипалий кінцевий вимикач, а замість лінійки встановлюється упор (рис. 2.7.6,б). Крім того в кінці кранової колії встановлюються кінцеві упори, з якими у випадку неспрацювання кінцевих вимикачів впираються буферні пристрої. Буферні пристрої з метою зменшення динамічних навантажень на конструкцію можуть бути пружинні, гумові, гідравлічні.



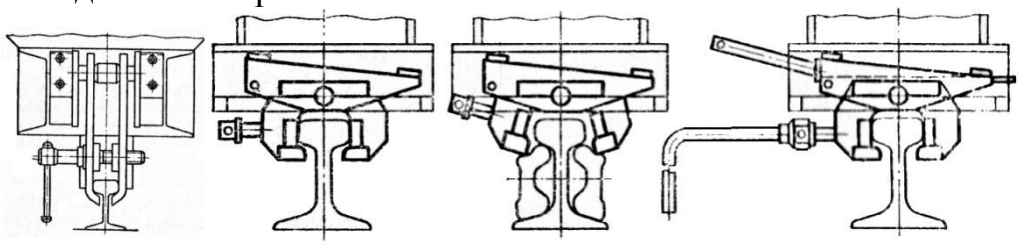
а б

Рис. 2.7.6. Встановлення обмежувача пересування крана

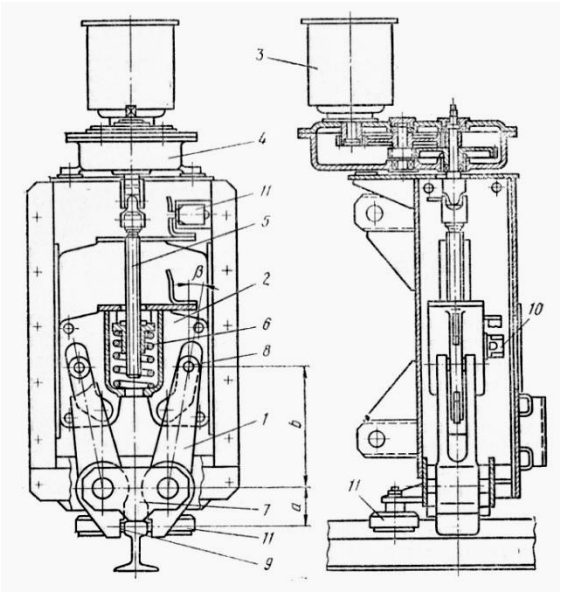
В кранах, які працюють на відкритому повітрі використовуються протиугонні пристрої, призначення яких полягає у жорсткому з’єднанні крана із крановою колією у неробочий час. До протиугонних пристроїв відносяться ручні (рис. 2.7.7,а), напівавтоматичні (рис. 2.7.7,б) та привідні (рис.2.7.7,в) протиугонні захоплювачі.

У привідних протиугонних захватах привід розмикання працює від електродвигуна, який вмикається паралельно з двигуном механізму пересування, і при вмиканні механізму пересування захват відокремлюється від рейок. Крім того, захват може замикатися при значному вітровому тиску

сигналом від анемометра.



а б



в

Рис. 2.7.7. Рейкові протиугонні захоплювачі:
а) ручні; б) напівавтоматичні; в) привідні

Контрольні запитання

п.2.1.

1. Перелічити основні параметри та характеристики вантажопідйомних кранів.
2. Які навантаження на вантажопідйомні крани відносять до вагових навантажень?
3. Яким чином відрізняють вітрові навантаження на крани робочого і неробочого стану?
4. У які періоди роботи кранових механізмів виникають інерційні навантаження? Навести приклади розрахунку інерційних навантажень.
5. Які позначення використовуються для класу використання, режиму навантаження, групи класифікації (режиму роботи) кранових механізмів?
6. Які позначення використовуються для класу використання, режиму навантаження, групи класифікації (режиму роботи) кранів?
7. Навести переваги та недоліки електричного приводу кранових механізмів.
8. Призначення та конструктивне виконання зупинників.
9. Навести класифікацію кранових гальм: за будовою, за способом керування, за принципом роботи.

10. Навести порівняльну характеристику колодкових гальм різної будови.
11. Навести порівняльну характеристику стрічкових гальм різної будови.

п.2.2.
1. Дати визначення, що таке силовий поліспаст? Основна характеристика силового поліспасту.
2. Конструкції та характеристики сталевих канатів.
3. Навести порядок розрахунку і вибору сталевих канатів.
4. Визначення основних конструктивних розмірів канатних блоків та канатних барабанів.
5. Навести приклади конструктивного виконання вантажопідйомних лебідок.
6. Матеріал та спосіб виготовлення вантажних крюків. Конструкції крюкових підвісок.
7. Призначення та конструкція грейферних вантажозахоплювальних пристроїв.
8. Визначення потужності приводу механізму підйому вантажу.
9. Які редуктори використовуються у механізмах підйому вантажу? Визначення передаточного числа редуктора.

п.2.3.
1. Навести порівняльну характеристику різних видів ходового обладнання кранів.
2. Рейкоколісне ходове обладнання. Кранові колеса, рейки: будова і розрахунок.
3. Механізми пересування з канатною тягою.
4. Конструктивне виконання механізмів пересування мостових кранів.
5. Визначення опору пересуванню при рейкоколісному ходовому обладнанні.
6. Визначення необхідної потужності двигуна механізму пересування.

п.2.4.
1. Конструктивне виконання опорно-поворотних пристроїв кранів з поворотною (неповоротною) колоною.
2. Визначення навантажень на опори для крана з поворотною колоною.
3. Визначення опору повороту для крана з поворотною колоною.
4. Опорно-поворотні круги. Будова і розрахунок.
5. Визначення опору повороту для крана з опорно-поворотним кругом.
6. Визначення необхідної потужності двигуна механізму обертання.

п.2.5.
1. Порівняльна характеристика способів зміни вильоту стрілових кранів.
2. Навести схему механізму зміни вильоту для крана з підйомною стрілою.
3 Визначення зусилля у стріловому поліспасті для крана з підйомною стрілою.
4. Визначення необхідної потужності двигуна механізму зміни вильоту з

підйомною стрілою.
5. Навести схему механізму зміни вильоту пересуванням вантажного візка по стрілі.
6. Визначення необхідної потужності двигуна механізму зміни вильоту пересуванням вантажного візка по стрілі.

п.2.6.
1. Які вимоги пред'являються до кранових металоконструкцій.
2. Дати характеристику сталей, які використовуються при виготовлені кранових металоконструкцій.
3. Навести основні положення методів розрахунку кранових металоконструкцій.

п.2.7.
1. Загальна класифікація приладів і пристроїв безпечної експлуатації кранів.
2. Покажчики. Призначення та будова.
3. Сигналізатори. Призначення та будова.
4. Обмежувачі руху кранових механізмів. Призначення та будова.
5. Конструктивне виконання та принцип дії обмежувачів вантажопідйомності.
6. Конструктивне виконання та принцип дії обмежувачів вантажного моменту.

РОЗДІЛ ІІІ. ТРАНСПОРТУВАЛЬНІ МАШИНИ

3.1 Призначення, класифікація і показники транспортувальних машин

Транспортувальні машини широко використовуються в сільського господарському виробництві для переміщення сипучих та однорідних штучних вантажів неперервним потоком на значні відстані.

Транспортувальні машини класифікують на машини:

- по призначенню: загального (стрічкові, скребкові, гвинтові та інші конвеєри) та спеціального (сіно метаючи конвеєри, зернонавантажувачі, кормороздавачі та інші) призначення;
- по тяговому органу: з тяговим органом (стрічка, ланцюг, канат) або без тягового органу;
- по способу переміщення вантажу: переміщення вантажу на тяговому органі; переміщення вантажу за допомогою волочіння по нерухомому жолобу; повздовжнє переміщення вантажу за допомогою гвинта; інерційне ковзання або переміщення мікро кидками за допомогою коливального жолоба; переміщення вантажу в закритому жолобі за допомогою повітря (пневматичні транспортери) або води (гідравлічні транспортери)
- по розташуванню: стаціонарні, рухомі або в будовані в окрему машину (комбайн та іншу);
- по напрямку переміщення вантажу: вертикальні, горизонтальні, похилі.

Показники транспортувальних машин.

Продуктивність транспортера – переміщення маси вантажу в одиницю часу

$$Q = 3,6qv = 3,6\psi\gamma Fv, \qquad (3.1.1)$$

де q – погонна маса вантажу, $кг/м$;

v – швидкість переміщення вантажу, $м/с$;

ψ – коефіцієнт наповнення транспортера;

γ – щільність вантажу, $кг/м^3$;

F – площа перерізу потоку вантажу, $м^2$.

Основні техніко-економічні показники: коефіцієнт енергоємності $k_э$, який характеризує витрату потужності на транспортування маси вантажу на одиницю відстані

$$k_э = \sum N \Big/ Q\sum l, \qquad (3.1.2)$$

де N – потужність, яка витрачена на переміщення вантажу.

Коефіцієнт металоємкості $k_м$ – кількість маси транспортеру яка віднесена к продуктивності та відстані транспортера

$$k_м = G \Big/ Q\sum l. \qquad (3.1.3)$$

Оптимальний варіант транспортера вибирається з урахуванням умови

роботи, агробіологічних вимог та основних техніко-економічних показників (табл. 3.1.1)

Таблиця 3.1.1

Техніко-економічні показники транспортерів

Коефіцієнт	Транспортери				
	Стріч-ковий	Ковшо-вий	Скреб-ковий	Гвинто-вий	Пневматич-ний
Енергоємності, $k_э$	1,0	2,0	3,0…4,0	4,0…6,0	5,0…12,0
Металоємкості, $k_м$	1,0	6,0…7,0	5,0…7,0	3,0…4,0	1,0…1,5

3.2 Стрічкові конвеєри

3.2.1 Загальні положення

Стрічкові конвеєра використовують для переміщення різноманітних насипних та штучних вантажів в горизонтальному та похилому (до 30°) напрямку.

За конструкцією та призначенням стрічкові конвеєри поділяються на конвеєри загального призначення (ГОСТ 22644 – 77...ГОСТ 22647-77 технічна характеристика табл. 3.2.1) та спеціального: для харчової, борошно млинової, круп'яної та комбікормової промисловості та поточного виробництва сільськогосподарської продукції. Їх застосовують у кормоцехах ферм, зерносховищах, зернопереробних токах для переміщення зерна, борошна, коренеплодів, гною і т.д.

Стрічкові конвеєри бувають стаціонарні (рис. 3.2.1), пересувні або вмонтовані в іншу машину (жатки та інші).

Таблиця 3.2.1

Технічні показники стрічкових конвеєрів:

Показник	ТЛ-50	У13-ТЛ-100	У13-ТЛП-15	У13-ТЛП-50
Продуктивність при $\rho = 0,8 т/м^3$	100	550	175	350
ширина стрічки, мм	500	1000	650	800
Швидкість руху стрічки, $м/с$	0,5-2,8		2,5	3,5
Потужність, кВт	45		7,5	22
Довжина, м	до 50		6,4	17

Стрічковий конвеєр (рис. 3.2.2) складається із станіни 1, на якій встановлені приводний 3, натяжний 4 барабани, та натяжний пристрій 7. Стрічки 2, яка огинає ці барабани та підтримується опорними роликами 6 або настилом.



Рис. 3.2.1. Стрічковий конвеєр

Для підвищення тягових характеристик встановлюються відхиляючі барабани 5. Стрічка завантажується вантажем за допомогою завантажувального пристрою 8, а розвантажується через розвантажувальну вороньку 9 у кінці барабану або за допомогою розвантажувальних пристроїв: плужкових або барабанних розвантажувачів. Приводний барабан отримує обертання від приводу: редуктор 10, електродвигун 11, муфти 12.

Переваги стрічкового конвеєру :

– мала металоємність та енергоємність (табл. 3.1.1);
– великий діапазон продуктивності до 20000 т/год;
– простота обслуговування;
– переміщення вантажу на значну відстань, у кар’єрах до 10 км.

Недоліки: висока вартість стрічки, порядку 40% від всієї вартості конвеєра, мала довговічність стрічки.

Стрічки. Вантажно несучим та тяговим органом є стрічка. За конструкцією стрічки різняться на гумовотканинні та гумово-тросові, крім

цих є стрічки: цільно-прокатні сталеві (рис. 3.2.3), шарнірно – ланкові дротові (рис. 3.2.4). Ці стрічки використовують для транспортування гарячих, липких та вологих вантажів у цукровій, кондитерській, м'ясній промисловості.

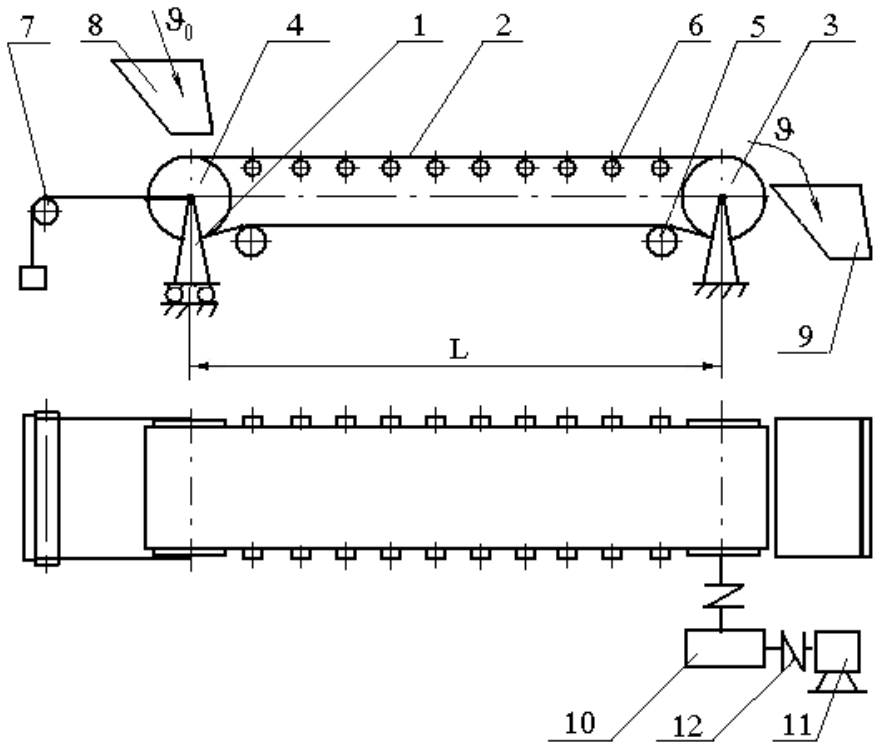


Рис. 3.2.2. Схема стрічкового конвеєра

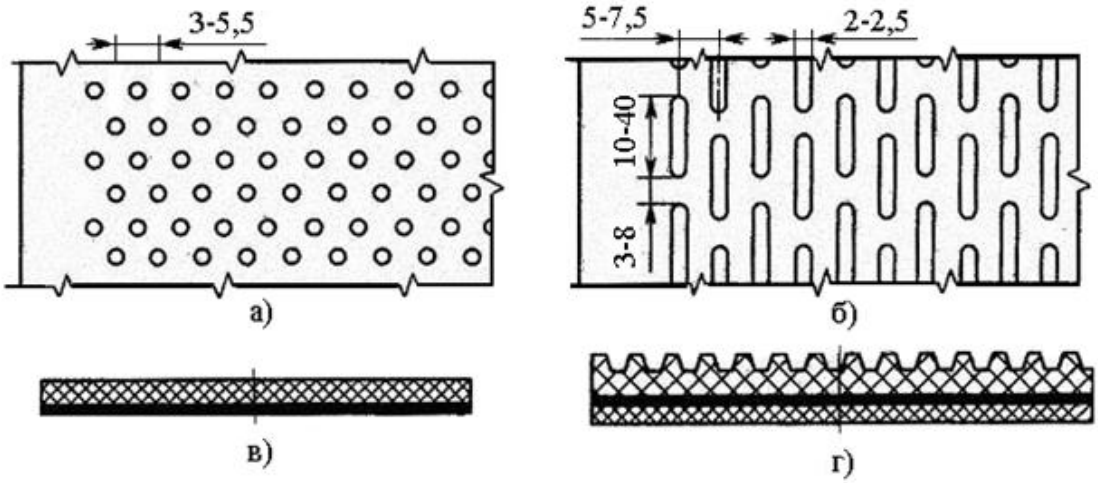
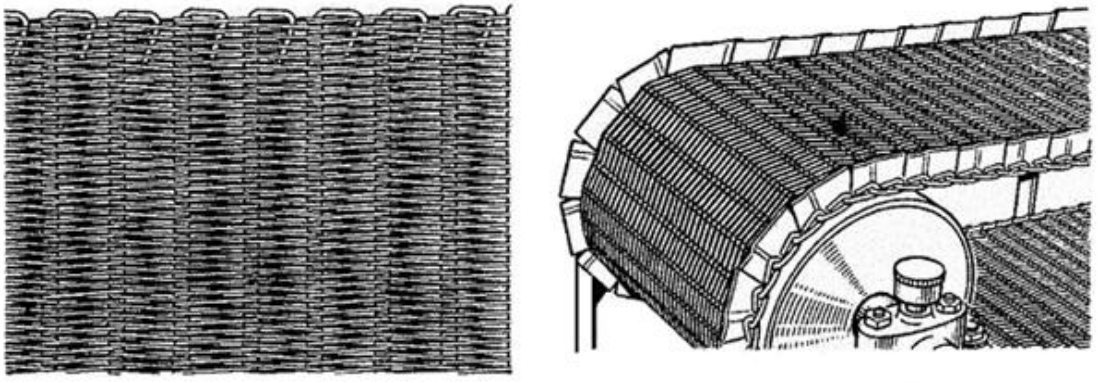


Рис. 3.2.3. Сталеві стрічки:
а) сталева перфорована стрічка з круглими отворами; б) сталева перфорована стрічка з овальними отворами; в, г) прогумовані сталеві стрічки

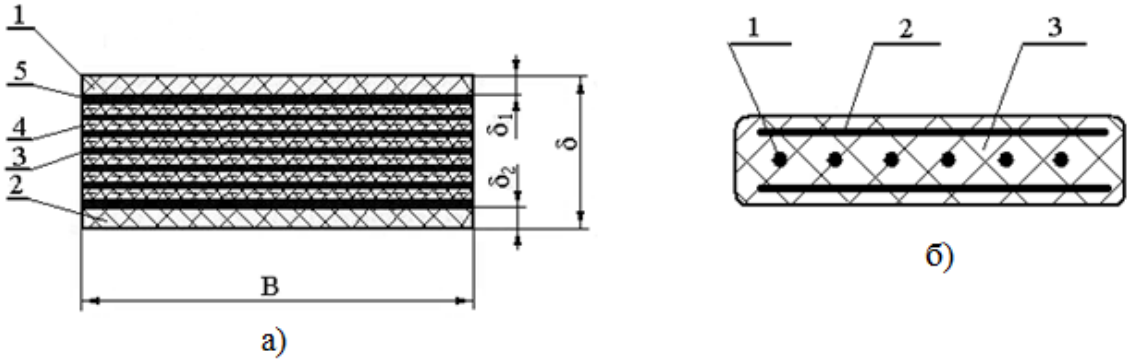


а) б)

Рис. 3.2.4. Шарнірно – ланкова дротова стрічка:
а) без бортів; б) з бортами

Сталеві стрічки, які мають круглі (рис. 3.2.3,а) або овальні (рис. 3.2.3,б) отвори, застосовуються для сушарок або хлібопекарень. Також є прогумовані сталеві стрічки (рис. 3.2.3,в,г).

Найбільш широке застосування у сільському господарстві отримали гумовотканинні стрічки (рис. 3.2.5,а). У них тяговим каркасом є тканина 3 та гумовотканинні 4 прокладки, які пошарово розташовані. Зовнішню 1 та внутрішню 2 поверхню стрічки покривають гумою з метою запобігання її від пошкодження. Також є захисний шар тканини – брекерна 5.



а) б)

Рис. 3.2.5. Конструкції транспортувальних стрічок:
а) гумовотканинна стрічка; б) гумово-тросова стрічка

Для найбільш потужних конвеєрів застосовують гумово-тросову стрічку (рис. 3.2.5,б). У неї тяговий каркас має сталеві троси 1, які розташовані в один ряд паралельно один одному вздовж стрічки та покриті з всіх сторін гумою 3. Стрічка має захист у вигляді шару тканини 2.

З'єднання кінців гумовотканинних стрічок утворюється склейкою, вулканізацією або металевими скобами, клепками механічним засобом.

Опори стрічок. Для опори навантаженої вітки стрічки встановлені роликові опори (рис. 3.2.6) або настил (з дерева, пластмаси, сталі).

Роликові опори бувають прямими (рис. 3.2.6,а) – для плоскої форми стрічки та двох (рис. 3.2.6,е), трьох (рис. 3.2.6,б,в), п'яти опорні – для жолобчатих стрічок. У зонах завантаження конвеєра встановлюють

роликові опори, що амортизують удари вантажу. Для транспортування вантажу, який налипає, застосовують дискові ролики (рис. 3.2.6,д).

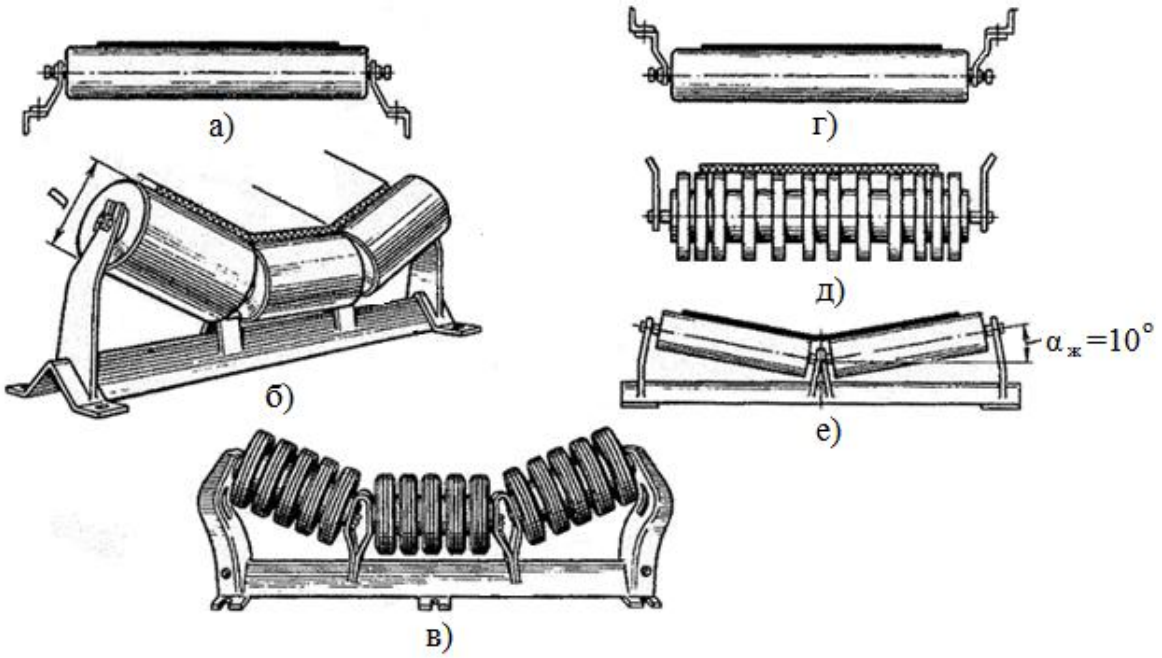


Рис. 3.2.6. Роликові опори:
а, б, в) для верхньої вітки відповідно прямі, жолобчаті, амортизуючи; г, д, е) для нижньої вітки відповідно прямі, дискові, жолобчаті

Барабани (рис. 3.2.7) стрічкового конвеєра бувають приводні, натяжні, поворотні та відхиляючі. Поворотні служать для зміни напрямку руху стрічки, а відхиляючі для збільшення кута охоплення, що веде к збільшенню тягової здатності. Також для цього поверхню барабана покривають деревиною, гумою або створюють вакуум у самому барабані.

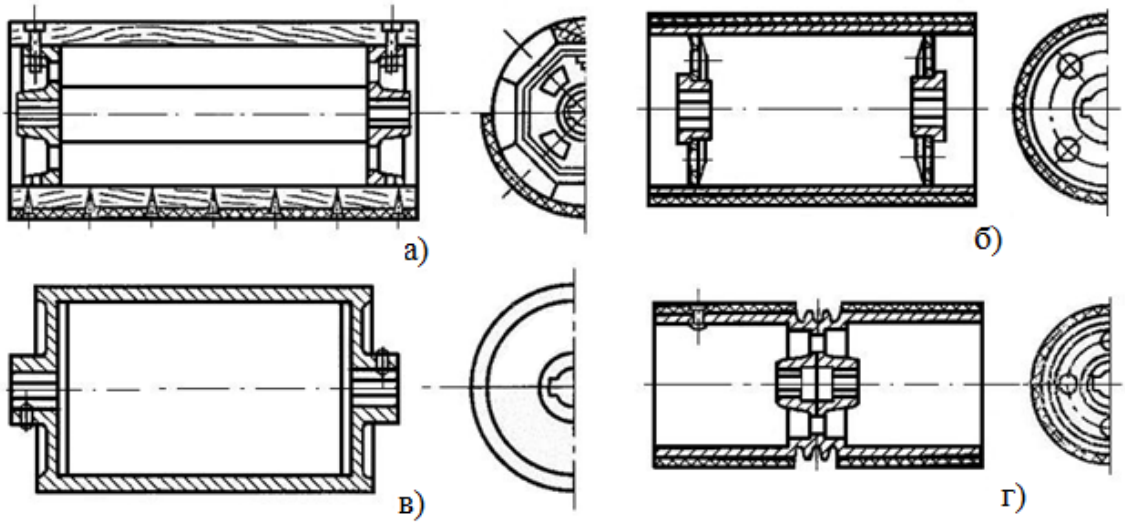


Рис. 3.2.7. Барабани:
а) дерев’яний; б) зварний; в) литий; г) литий з шківом

Завантажувальний пристрій. Стрічкові транспортери завантажують з

вороньки, яка має зв'язок з бункером або з іншим конвеєром. При конструюванні треба врахувати, щоб висота падіння вантажу з вороньки на стрічку повинна бути мінімальною, а швидкість і напрямок подачі вантажу повинні бути близькими до швидкості і напрямку руху стрічки.

Розвантажувальний пристрій. Розвантажують стрічкові транспортери у приводного барабану, а в деяких випадках по всій довжині конвеєра за допомогою рухомого пристрою, наприклад при роздачі кормів.

Поширені плужкові скидачі на один бік (рис. 3.2.8,а), на два боки (рис. 3.2.8,б). Також є розвантажувальний пристрій з додатковим скидальним транспортером (рис. 3.2.8,г) або з розвантажувальною станцією (рис. 3.2.8,в).

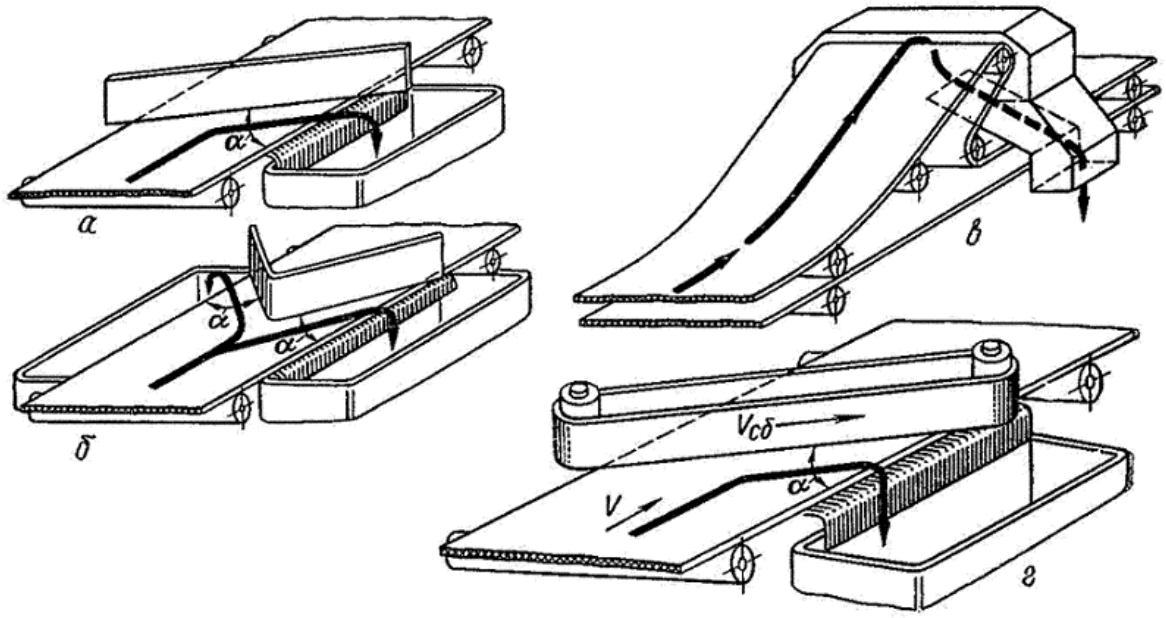


Рис. 3.2.8. Розвантажувальні пристрої:
а) на один бік; б) на два боки; в) розвантажувальна станція; г) з додатковим скидальним транспортером

3.2.2 Розрахунок стрічкового конвеєра

Початкові дані: Q – продуктивність стрічкового конвеєра;

L – довжина конвеєра;

β – кут нахилу конвеєра;

Транспортувальний вантаж.

1. Попередньо визначаємо ширину стрічки:

$$B = 0,075\sqrt{\frac{Q}{\rho v}}, \qquad (3.2.1)$$

де ρ – щільність вантажу табл. 3.2.2;

v – швидкість транспортування вибираємо з рекомендацій з табл. 3.2.3. Найбільш розповсюджені швидкості з нормального ряду з ГОСТ 22644-77: 0,8; 1; 1,25; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8 та 10 м/с.

Таблиця 3.2.2

Характеристики вантажу

Вантаж	Група абразивності	Щільність ρ, т/м^3.	Кут природного відкосу у спокої φ, град.	Середнє значення коефіцієнта тертя по сталі у спокої f_1
Антрацит дрібно-кусковий сухий	С	0,8 - 0,95	45	0,84
Залізна руда	Д	1,7 – 2,0	45	0,9
Апатит сухий	Д	1,3 – 1,7	30 – 40	0,58
Гіпс дрібно кусковий	В	1,2 – 1,4	40	0,78
Глина суха, дрібно кускова	В	1,0 – 1,5	50	0,75
Гравій округлий	В	1,6 – 1,9	30 – 45	0,8
Земля ґрунтова суха	С	1,2	30 – 45	0,8
Земля формована	С	1,25 – 1,3	30 – 45	0,71
Зола суха	Д	0,4 – 0,6	40 – 50	0,84
Вапняк дрібно кусковий	В	1,2 – 1,5	40 – 45	0,56
Кокс середнє кусковий	Д	0,48 – 0,53	35 – 50	1,0
Крейда порошкоподібна суха	А	0,95 – 1,2	40	0,7
Борошно пшеничне	А	0,45 – 0,66	50 – 55	0,65
Окатиші рудні	Д	1,8 – 2,5	35 – 40	0,8
Тирса дерев’яна	А	0,16 – 0,32	39	0,8
Пісок сухий	С	1,4 – 1,65	30 – 35	0,8
Пшениця	А	0,65 – 0,83	25 – 35	0,6
Руда залізна, дрібна, середнє та крупно кускова	Д	2,1 – 3,5	30 – 50	1,2
Сода кальцинована	А	0,4 -1,25	40 – 45	0,4
Торф кусковий сухий	А	0,35 – 0,5	32 – 45	0,7
Вугілля кам’яне кускове	В	0,65 – 0,8	30 – 45	0,7
Цемент сухий	С	1,0 -1,3	40	0,65
Щебінь сухий	Д	1,5 – 1,8	35 - 45	0,74

2. З рекомендації табл. 3.2.4 вибираємо число роликів.

3. Уточнюємо ширину стрічки

$$B = \sqrt{\frac{Q}{k_n \rho v k_\beta}}, \qquad (3.2.2)$$

де k_n – коефіцієнт продуктивності вибираємо з табл. 3.2.5;

k_β – коефіцієнт який враховує зсипання вантажу згідно табл. 3.2. 6.

Таблиця 3.2.3

Швидкість транспортування вантажу

Вантаж, що транспортується	Ширина стрічки, мм				
	400-500	650-800	1000-1200	1400-1600	2000-2500
Порошкоподібні та зернисті, подрібнення яких при транспортуванні не знижують їх якість	1,25-1,6	2-2,5	2,5-4	3,15-4	3,15-5
Крихкі, кускові, подрібнення яких при транспортуванні знижують їх якість	1,25	1,6	1,6	2	2
Дрібно- та середньо-кускові	1,25-1,6	1,6-2	2-2,5	2,5-3,15	3,15
Крупно-кускові	-	-	1,6-2	2-2,5	2,5-3,15
Пиловидні, сухі	0,8	0,8	1	1	1
Зерно	1,6	2-2,5	3,15-4	-	-
Овочі та фрукти	0,8	0,8	1	-	-

Таблиця 3.2.4

Кількість роликів в залежності від ширини стрічки

Ширина стрічки, мм	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	2000	2000-3000
Число роликів одної роликової опорі	2 або 3	2 або 3	3	3	3	3	3	3	3	3 або 5	3 або 5
Роликова опора на нижній гілці	одно роликова				одно або двох роликова						

Визначений розмір В округлюємо до стандартного значення. Нормальний ряд ширини стрічки згідно ГОСТ 22644-77: 300; 400; 500; 650; 800; 1000; 1200; 1400; 1600; 2000; 2500 та 3000 мм.

4. Якщо вантаж складається з кусків, розмір яких а, тоді треба перевіряти умову

$$B \geq (2,7...3,2)a_{\max}. \qquad (3.2.3)$$

5. Для гумовотканинної стрічки в залежності від її ширини з табл. 3.2.7 визначаємо число прокладок.

6. Визначаємо діаметри приводного, натяжного та відхиляючого барабанів

$$D_б = k_a \cdot k_\sigma \cdot i, \qquad (3.2.5)$$

де k_a – коефіцієнт , який залежить від типу прокладок, з табл. 3.2.8;

$[k_p]$ – вибираємо з таблиці 3.2.8;

k_σ – коефіцієнт, який залежить від призначення барабану (для привода з одним приводним барабаном k_σ = 1; двох приводного k_σ = 1,1; для натяжного барабана k_σ = 0,9; для відхиляючого k_σ = 0,5).

Отримані значення діаметрів барабанів округлюємо до стандартного числа згідно ГОСТ 22644-77: 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1400;1600; 2000; 2500 мм.

8. З табл. 3.2.9 вибираємо відстань між роликовими опорами на верхній вітці конвеєра $l_{рв}$, а відстань на ніжній вітці $l_{нв}$ = (2...2,5) $l_{рв}$.

9. Вага роликів верхньої $G_{рв}$ та нижньої $G_{нв}$ вітки вибираємо з табл. 3.2.10.

Таблиця 3.2.5

Коефіцієнт продуктивності k_n

Коефіцієнт	Форма перерізу потоку вантажу					
						
k_n	125	220	250		280	290

Таблиця 3.2.6

Коефіцієнт який враховує зсипання вантажу

Рухомість частинок вантажу	Кут природного відкосу у спокої φ, град.	Кут нахилу конвеєру β, град.				
		1-5	6-10	11-15	16-20	21-24
Легка	30	0,95	0,90	0,85	0,80	-
Середня	45	1	0,97	0,95	0,90	0,80
Мала	60	1	0,98	0,97	0,95	0,90

Таблиця 3.2.7

Залежність числа прокладок від ширини стрічки

Число прокладок	Ширина стрічки В, м					
	0,3...0,65	0,8	1,0	1,2	1,4...1,6	1,8...2,0
i	3...5	3...6	4...8	5...9	6...10	8...12

Таблиця 3.2.8

Коефіцієнт , який залежить від типу прокладок

Межа міцності прокладок $[k_p]$, Н/мм	55	100	150	200	300	400
k_a, м/шт	125 - 140	141 - 160	161 - 170	171 - 180	181 - 190	191 - 200

Таблиця 3.2.9

Відстань між роликовими опорами $l_{рв}$ (м) на середній частині верхньої вітки конвеєра при транспортуванні насипних вантажів

Ширина стрічки, мм	Щільність вантажу ρ, т/м^3				
	до 0,8	0,81-1,6	1,61-2	2,1-2,5	більше 2,5
400	1,5	1,4	1,4	1,3	1,2
500	1,5	1,4	1,4	1,3	1,2
650	1,4	1,3	1,3	1,2	1,2
800	1,4	1,3	1,3	1,2	1,1
1000	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1
1200	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1
1400	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1
1600	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1
2000	1,3	1,2	1,1	1,0	1,0

Таблиця 3.2.10

Вага роликів верхньої $G_{рв}$ та нижньої $G_{нв}$ вітки

Ширина стрічки, мм	Жолобчата роликова опора				Пряма роликова опора	
	у нормальному виконанні		у важкому виконанні		діаметр ролика, мм	вага, кг
	діаметр ролика, мм	вага, кг	діаметр ролика, мм	вага, кг		
300	89	9	-	-	89	4,5
400	108	10,0	-	-	108	6,0
500	108	11,5	-	-	108	7,5
650	108	12,5	159	45	108	10,5
800	133	22	159	50	133	19,0
1000	133	25	159	57	133	21,5
1200	133	29	194	108	133	26
1400	159	50	194	116	159	40
1600	-	-	219	190	-	-

10. Питомі сили тяжіння:

– вантажу, який транспортується – $q = Q/3{,}6v$; (3.2.6)

– вага роликів верхньої вітки – $q_{рв} = G_{рв}/l_{рв}$; (3.2.7)

– вага роликів нижньої вітки – $q_{нв} = G_{нв} / l_{нв}$; (3.2.8)

– вага стрічки – $q_{ст} = 1{,}12B\delta$, (3.2.9)

де 1,12 кг/м^{2}мм – середнє значення щільності гумовотканинної стрічки.

11. Розрахункова схема стрічкового конвеєра рис. 3.2.9.

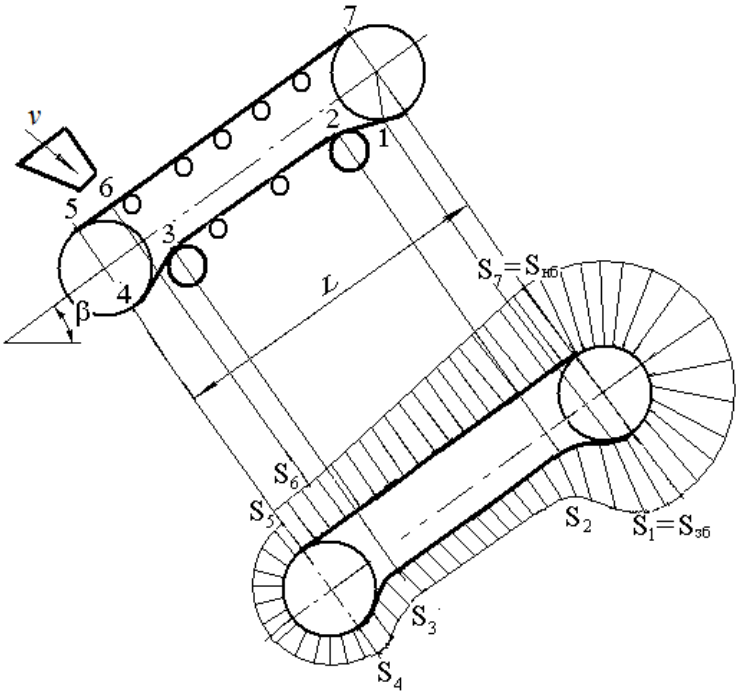


Рис. 3.2.9. Схема стрічкового конвеєра та епюра натягу стрічки

12. Натяг вітки стрічки, яка набігає

$$S_7 = S_1 e^{f\alpha}, \quad (3.2.10)$$

де α – кут охоплення барабану стрічкою, приймаємо $\alpha = 240^\circ$;

f – коефіцієнт тертя між гумовою прокладкою стрічки та барабаном (сталь), $f = 0{,}3$.

Значення $e^{f\alpha}$ вибираємо з табл. 3.2.11.

15. Опір руху стрічки на завантажувальній ділянці 5-6

$$W_{5-6} = cQ / 3{,}6g\left(\vartheta - \vartheta_0 + f_1\sqrt{2gh}\right), \quad (3.2.13)$$

де с – коефіцієнт, який враховує опір руху від тертя вантажу при завантаженні, $c = 1{,}5$;

h – висота падіння вантажу на стрічку, приймаємо $h = 0{,}5$м;

v_0 – швидкість завантаження вантажу, яка має напрямок руху стрічки, приймаємо $v_0 = 0$;

f_1 - коефіцієнт тертя, вибираємо з табл. 3.2.2.

Таблиця 3.2.11

Значення тягового фактору $T = e^{f\alpha}$ та коефіцієнту $\Gamma = 1/\left(e^{f\alpha} - 1\right)$

Коефіцієнт	Величина	Кути охоплювання стрічкою барабану α, град.

тертя, f		200	240	300	360	400
0,15	Т	1,69	1,88	2,20	2,57	2,85
	Г	1,45	1,14	0,84	0,64	0,54
0,25	Т	2,40	2,85	3,71	4,82	5,74
	Г	0,72	0,54	0,37	0,26	0,21
0,30	Т	2,85	3,52	4,82	6,60	8,14
	Г	0,54	0,40	0,26	0,18	0,14
0,35	Т	3,40	4,34	6,27	9,05	11,55
	Г	0,42	0,30	0,19	0,13	0,08
0,40	Т	4,05	5,35	8,14	12,39	16,38
	Г	0,33	0,23	0,14	0,09	0,07

Таблиця 3.2.12

Коефіцієнт опору на відхиляючому барабані

Кут охоплення стрічкою відхиляючого барабану	k
$\leq 90^\circ$	1,03
$>90^\circ$	1,04
180°	1,05

16. Натяг стрічки у характерних точках тягового контуру

$$S_2 = kS_1, \qquad (3.2.14)$$

де k - коефіцієнт опору на відхиляючому барабані, вибираємо з табл. 3.2.12.

$$S_3 = S_2 + W_{2-3}, \qquad (3.2.15)$$

$$S_4 = kS_3, \qquad (3.2.16)$$

$$S_5 = S_4 e^{f\alpha}, \qquad (3.2.17)$$

$$S_6 = S_5 + W_{5-6}, \qquad (3.2.18)$$

$$S_7 = S_6 + W_{6-7}, \qquad (3.2.19)$$

Підставляємо у S_7 рівняння $S_2; S_3; S_4; S_5; S_6$ отримуємо систему рівнянь

$$\begin{cases} S_7 = S_1 e^{f\alpha}; \\ S_7 = ke^{f\alpha}\left(kS_1 + W_{2-3}\right) + W_{5-6} + W_{6-7} \end{cases}, \qquad (3.2.20)$$

По визначеним значенням будуємо епюру натягу стрічки (рис.3.2.9)

17. Опір руху стрічки

$$W_0 = S_7 - S_1. \qquad (3.2.21)$$

18. Розрахункова потужність двигуна приводу стрічкового конвеєра

$$N_{дв} = k_з \, {W_0 v}/{1000\eta_м}, \qquad (3.2.22)$$

де $\eta_м$ – к.к.д. приводу, $\eta_м = 0{,}85$;

$k_з$ – коефіцієнт запасу потужності при пуску, $k_з = 1{,}1...1{,}2$.

По потужності вибираємо двигун.

19. Перевіряємо прогини стрічки:

– для нижньої вітки

$$y_{\max} = \left(q + q_{ст}\right)\left(l_{нв}\right)^2 \Big/ 8S_{\min} \le 0,025 l_{нв}\,; \qquad (3.2.23)$$

– для робочої – верхньої вітки

$$y_{\max} = \left(q + q_{ст}\right)\left(l_{рв}\right)^2 \Big/ 8S_{\min} \le 0,025 l_{рв}\,. \qquad (3.2.24)$$

20. Перевіряємо умову міцності стрічки

$$n = iB\left[k_p\right] \Big/ S_{\max} \le [n], \qquad (3.2.25)$$

де $S_{\max} = S_7$ – максимальний натяг стрічки;

$\left[k_p\right]$ – межа міцності на розрив одної прокладки, вибираємо з табл.3.2.13.

$[n]$ – допустимий запас міцності, вибираємо з табл. 3.2.14.

21. Довжина барабану

$$L_б = B + a_б\,, \qquad (3.2.26)$$

де $a_б$ – вибираємо з табл.3.2.15.

Таблиця 3.2.13

Межа міцності на розрив одної прокладки

Стрічка	Марка	$\left[k_p\right]$, кН/м
Вовняно-паперова	Б-820	55
Вовняно-паперова	ОПБ-5 та ОПБ-72	115
Лавсано- вовняно-паперова	ЛХ-120	120
Капронова	К-4-3	150...200
Анідна	А-12-3	300
З поліамідних ниток	ТА-400, ТК-400	400

Таблиця 3.2.14

Допустимий запас міцності

Основа стрічки	Конвеєр	
	Горизонтальний	Похилий
Вовняно-паперова	10	11-12
Синтетична	10	10
Сталевий трос	8	9

Таблиця 3.2.15

Данні до визначення довжини барабану

Ширина стрічки B, мм	$a_б$, мм

≤ 650	100
800...1000	150
1200...2000	200

22. Число обертів барабану

$$n_б = 60\vartheta / \pi D_б . \quad (3.2.27)$$

23. Передаточне число редуктора

$$u = n_{дв} / n_б . \quad (3.2.28)$$

24. Розрахункова потужність редуктора

$$N_p = k_p N_{дв}, \quad (3.2.29)$$

де k_p – коефіцієнт умови роботи конвеєра, для спокійного характеру навантаження приймаємо k_p=1,25.

За каталогом вибираємо редуктор.

25. Для похилого конвеєру з метою запобігання зворотного руху необхідно встановити гальмо або зупин, який вибираємо з каталогу по гальмівному моменту

$$T_г = k_г (S_7 - S_1) D_б \eta_м / 2u, \quad (3.2.30)$$

де $k_г$ – коефіцієнт запасу гальмування, $k_г \approx 1,25$;

$\eta_м$ – ККД приводу.

3.3 Скребкові конвеєри

3.3.1 Загальні положення

Скребкові конвеєри (рис. 3.3.1) переміщують вантаж волочінням по горизонтальному або похилому (до 45°) жолобу за допомогою руху скребків. Технічна характеристика ланцюгових скребкових конвеєрів наведена в таблиці 3.3.1.

Переваги скребкових конвеєрів:

– простота конструкції;
– можливість транспортування пиловидних, гарячих вантажів;
– можливість змінювати довжину і напрямок переміщення вантажу.

Недоліки скребкових конвеєрів:

– великі витрати енергії на транспортування вантажу;
– інтенсивний абразивний знос поверхонь, які дотичні до вантажу;
– значна металоємкість;
– обмеження швидкості транспортування вантажу у зв’язку з використанням ланцюга.

кребковий конвеєр (рис. 3.3.1) складається із станини 1, закріпленого на неї жолоба 4. По ньому рухається тяговий ланцюг (або два ланцюга) 2, на

якому закріпленні скребки 5. Ланцюг огинає приводну 3 та натяжну 6 зірочку, яка має зв'язок з натяжним пристроєм 9. Конвеєр завантажується вантажем за допомогою завантаженого пристрою 8, а розвантажується через розважувальний пристрій 7, які можуть бути розташовані у будь-якому місті по довжині жолоба. Приводна зірочка за допомогою муфти 12 зв'язана з редуктором 10 та двигуном 11. У нахиленому конвеєрі встановлюють останов або гальмо.

Таблиця 3.3.1

Технічні характеристики ланцюгових скребкових конвеєрів.

Показник	Од. вим.	ТЦС-200	ТЦС-320	ТЦС-400	ТЦС-500
Продуктивність при $\gamma = 0{,}75$ т/м^3	т/год	11...51	30...130	45...205	90...250
Максимальний кут підйому	град	20			
Швидкість руху ланцюга	м/с	0,2...0,9			
Потужність	кВт	3...4	4...7,5	7,5...15	7,5...55
Крок ланцюга	мм	100	100/140	100/140	100/140
Крок скребків	мм	200	200/400	200/400	200/400
Ширина ланцюга	мм	180	300	380	480
Розмір поперечного перерізу коробу не більше ширина висота	 мм мм	 200 340	 320 470	 400 470	 500 470
Питома вага не більше	кг/м	130	141	144	155

Вантаж може переміщуватись по нижній або верхній вітці, також одночасно по цим віткам у різних напрямках.

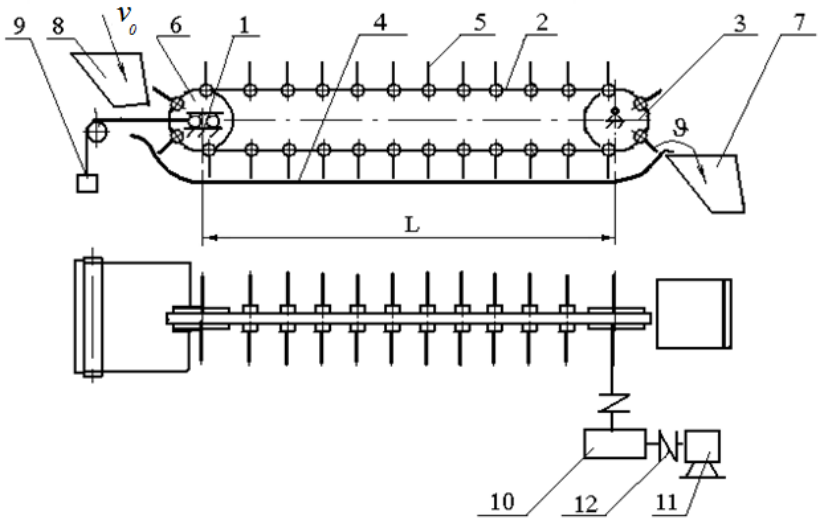


Рис. 3.3.1. Схема скребкового конвеєра:
1 – станина; 2 – ланцюг; 3 – приводна зірочка; 4 – жолоб; 5 – скребки; 6 – натяжна зірочка; 7 – розвантажувальний пристрій; 8 – завантажувальний пристрій; 9 – натяжний пристрій; 10 – редуктор; 11 – двигун; 12 – муфта

Тягові органи. В якості тягових органів використовують ланцюги,

канати та стрічки. У сільському господарстві у конвеєрах головним чином використовують наступні ланцюги: зварні ланцюги (ГОСТ 2310-70) з короткими або довгими ланками (рис. 3.3.3,а); крючкові ланцюги (ГОСТ 4187-56) (рис. 3.3.3,б); комбіновані ланцюги (рис. 3.3.3,в); пластинчаті ланцюги (рис. 3.3.3,г). З конструкції вони поділяються на без втулкові, втулкові (рис. 3.3.3,г) та каткові (рис. 3.3.3,д), також поділяються на не розбірні або розбірні.

Тягові ланцюги вибираються з умови стійкості положення скребка. Тому для скребків шириною до 400 мм використовують один тяговий ланцюг, якщо ширина більше – два ланцюга.

Робочі органи. В залежності від призначення від роду вантажу приймають в якості робочого органу скребки, планки, пластини або прутки.

Скребки (рис. 3.3.2) використовують для порційного (рис. 3.3.3,ж,з,к) та постійного (рис. 3.3.3,і) волочіння. Їх виготовляють з чавуну, сталі, деревини та пластмаси. Розміри скребків для сільськогосподарських вантажів розраховуються в залежності від роду вантажу і продуктивності згідно ГОСТ 7116-64: ширина $B = 120...140$мм для зерна, $B = 280...300$ мм для початків кукурудзи та $B = 300...400$мм.

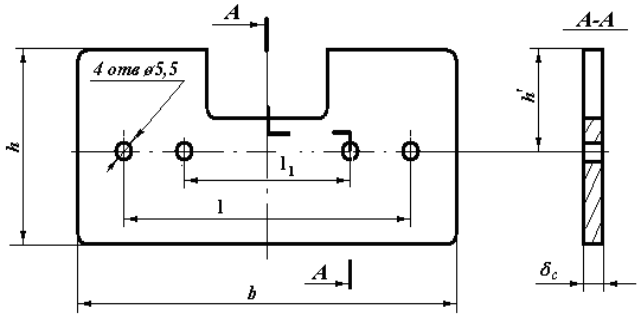


Рис. 3.3.2. Скребок

Планки працюють як несучі елементи верхньої вітки, а на нижній вітці як скребки для переміщення вантажу який просипався з верхньої вітки.

Прутки використовують для транспортування овочевих та фруктових культур.

Натяжні пристрої. В якості їх приймають гвинтові або пружинно-гвинтові пристрої.

3.3.2 Розрахунок скребкового конвеєра

Початкові дані:

– схема завдання;
– продуктивність стрічкового конвеєра Q, т/год;
– довжина конвеєра L, м;
– кут нахилу конвеєра β, град.
– вантаж, який транспортується.

1. Приймаємо швидкість тягового органу – ланцюга з табл. 3.3.2 в залежності від виду вантажу і типу ланцюга.

2. Визначаємо висоту скребка

$$h = \sqrt{\frac{Q}{d\gamma\psi\upsilon k_1 k_2}}, \text{ м} \qquad (3.3.1)$$

де d – коефіцієнт відношення, $d = b/h = 2,4...4$;

γ – щільність вантажу, табл. 3.2.2;

ψ – коефіцієнт заповнення між скребкового об'єму, це відношення об'єму порції вантажу, який знаходиться між двома сусідніми скребками, до об'єму простору між цими скребками, табл. 3.3.3;

k_1 – коефіцієнт, який враховує зміну продуктивності залежно від швидкості ланцюга, вибирають з табл. 3.3.4;

k_2 – коефіцієнт, який враховує форму скребків, приймають при вгнутих скребках k_2=1, при плоских - k_2=0,9.

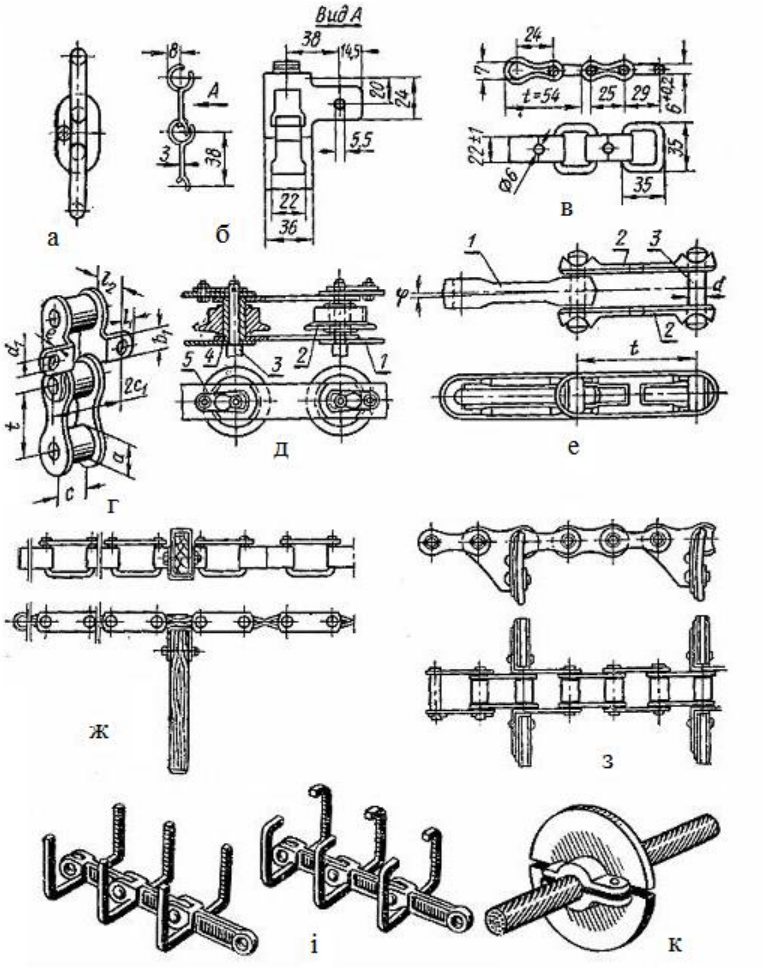


Рис. 3.3.3. Конструкції тягових ланцюгів та скребків:
а) зварні; б) гачкові; в) комбіновані; г) пластинчаті; д) з катками; е) розбірні; ж) з консольними скребками; з) з прогумованої тканини; і) контурні; к) дискові

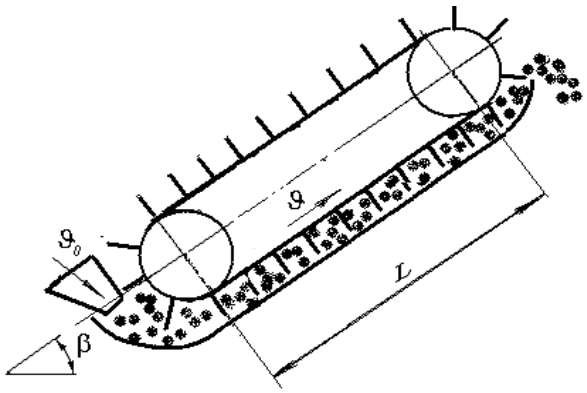


Рис. 3.3.4. Схема скребкового конвеєра

Таблиця 3.3.2

Рекомендована швидкість вантажу

№	Вид вантажу	Швидкість v, м/с
1	Для переміщення дрібно кускових мало абразивних вантажів (торф, комбікорм, суха дерев'яна тирса і т. д.)	1,25…2
2	Для переміщення зерна рекомендують з умови відсутності травмування	0,3…0,9
3	Для переміщення середньо кускових і великих абразивних вантажів (буряк, картопля, силос і т.п.)	0,1…0,25
4	Для транспортерів суцільного транспортування сіна та соломи і т.п.	0,5…1,2

Одержане значення h одно ланцюгових скребків транспортерів сільськогосподарської техніки відповідно з ГОСТ 7116-64 округлюють до ближчого значення, табл. 3.3.5.

Таблиця 3.3.3

Коефіцієнт заповнення міжскребкового об'єму

Кут нахилу транспортера до горизонту β, град.	Коефіцієнт заповнення		
	Для легких сипучих вантажів		Для кускових вантажів
	при $n = 2,5$	при $n = 3$	
0	0,88	0,67	0,9
15	0,77	0,64	0,87
30	0,73	0,61	0,83
45	0,69	0,57	0,8

Таблиця 3.3.4

Коефіцієнт, який враховує зміну продуктивності залежно від швидкості ланцюга

Швидкість ланцюга v, м/с	0,2	0,5	1	1,5	2
k_1	1	0,97	0,92	0,85	0,75

Таблиця 3.3.5

Основні розміри скребків транспортерів сільськогосподарської техніки згідно з ГОСТ 7116-64

Ширина скребка b, мм	Висота скребка h, мм	Товщина скребка δ, мм	Висота кріпильних отворів h_0, мм	Кріплення
120	63	7,2 (9,5)	40	2
140	71	7,2 (9,5)	42	2
150	75	7,2 (9,5)	45	2
160	90	7,2 (9,5)	50	2
200	100	7,2 (9,5)	50	2
260	100	7,2 (9,5)	50	4

(Розміри в скобках для формованих скребків)

Якщо за розрахунками розміри скребків не можна приблизити до розмірів даних в таблиці, то необхідно їх прийняти із наступного ряду: h = 30; 40; 50; 63; 71; 75; 82; 90; 100; 126; 140; 160; 200; 260; 280; 315; 355; 400 мм;

b = 120; 140; 150; 160; 200; 260; 280; 315; 355; 400; 500; 650; 800; 1000; 1200; 1400; 1600 мм.

3. Уточнюємо значення швидкості руху ланцюга

$$v = \frac{Q}{\gamma \psi k_1 k_2 b h}, \text{ м/с} \qquad (3.3.2)$$

4. Маса вантажу, яка знаходиться на 1 м довжини транспортера

$$q_в = Q/v, \text{ кг/м} \qquad (3.3.3)$$

5. Маса тягового органу, яка приходить на 1 м довжини транспортера

$$q_т = k' q_в, \text{ кг/м} \qquad (3.3.4)$$

де k' – емпіричний коефіцієнт пропорційності між погонною масою вантажу і тягового органу.

В попередніх розрахунках для одноланцюгових транспортерів приймають $k' = 0,5...0,6$, для дволанцюгових $k' = 0,6...0,9$.

Більше значення приймають для транспортерів, швидкість яких наближається до верхніх рекомендованих значень. Після вибору ланцюга і при відомому матеріалі скребка величину $q_т$ – уточнюють.

6. Визначають силу опору переміщення вантажу, яка виникає в період навантаження при зміні швидкості вантажу від 0 до швидкості тягового органу

$$F_{нав} = \frac{Q \cdot \upsilon}{\psi \cdot k_1 \cdot k_2}, \text{ Н} \qquad (3.3.5)$$

7. Сила опору робочої вітки транспортера

$$F_1 = (q_в + q_т)(\varpi_s \cdot \cos\beta + \sin\beta) Lg, \text{ Н} \qquad (3.3.6)$$

де ϖ_s – коефіцієнт опору руху для мало абразивних і вологих вантажів, табл.3.3.6.

Таблиця 3.3.6

Коефіцієнт опору руху для мало абразивних і вологих вантажів.

Продуктивність транспортера Q, $т/год$	4,5	9	18	27	36	45	68	114
Коефіцієнт опору ϖ_s при ковзанні ланцюгів по жолобу	4,2	3,0	2,25	1,9	1,7	1,6	1,4	1,15

Фізична сутність ϖ_s така ж, як і коефіцієнта тертя, але цей коефіцієнт має більшу величину, тому що він враховує тертя тягового органу і скребків по настилу, по жолобу при можливих перекосах в час роботи транспортера, тертя вантажу по настилу або жолобу внутрішнього тертя частин вантажу.

В таблиці значення коефіцієнта опору приведені для малоабразивних вантажів, а також для вологих (силосу, торфу, гною і т.п.). Для абразивних вантажів (пісок, гравій і т.п.) табличні значення ϖ_s потрібно збільшити на 40...50%, а неабразивних (зерно і зернові продукти і т.п.) зменшити на 40...50%.

8. Сила опору руху неробочої вітки транспортера

$$F_2 = -q_m \cdot L \cdot g \cdot \sin\beta, \text{Н} \qquad (3.3.7)$$

9. Сила тяги (колова сила)

$$F_t = \left(F_{нав} + F_1 + F_2\right)C, \text{ Н} \qquad (3.3.8)$$

де $C = C_1^m \cdot C_2^n$ – коефіцієнт, який враховує опір в підшипниках і втрати на перемагання жорсткості ланцюга при його перегинах на направляючих, натяжних і підтримуючих зірочках і роликах;

$C_1 = 1,03...1,1$ – для зірочок і направляючих роликів з кутом обхвату $\alpha \geq 180^\circ$;

m – кількість таких зірочок (роликів);

$C_2 = 1,03...1,05$ – для зірочок і направляючих роликів з кутом обхвату $\alpha \leq 180^\circ$;

n – кількість таких зірочок (роликів).

Більше значення C_1 і C_2 приймають при підшипниках ковзання, менші – при підшипниках кочення.

10. Розрахунковий натяг ланцюга вітки, яка набігає на приводну зірочку (без врахування динамічних навантажень)

$$F_{троз} = (1,5...2,0)F_t, \text{ Н} \qquad (3.3.9)$$

Більше значення слід приймати для скребків з меншим відношенням $e = b/h$.

10. Розривне навантаження тягового органу (ланцюга)

$$Q_{роз} = k \cdot F_{троз}, \text{ Н} \qquad (3.3.10)$$

де k – коефіцієнт запасу міцності, табл. 3.3.7.

Таблиця 3.3.7

Коефіцієнт запасу міцності ланцюга

Швидкість ланцюга, м/с	0,25	0,5	1	2
k – для попередніх розрахунків	6	8	10	12
$[k]$ – для перевірочних розрахунків	3	4	5	6

12. Попередній вибір ланцюга повинен задовольняти умову

$$Q_{роз} \le [Q]. \qquad (3.3.11)$$

Вибираємо ланцюг по стандарту і записуємо дані:

– тип ланцюга;

– крок ланцюга $t_л$, мм;

– допустиме розривне зусилля $[Q]$, Н;

– погонна маса ланцюга $q_л$, кг/м.

При виборі тягового органу для дволанцюгових транспортерів необхідно розрахункове значення розривного зусилля $Q_{роз}$ розділити на два і порівняти із значенням $[Q]$. Коефіцієнт, який враховує нерівномірність передачі зусиль ланцюгом, поки що не враховуємо.

Як тяговий орган для транспортерів сільськогосподарського призначення застосовують блочні, крючкові, пластинчаті і роликові ланцюги, які складаються із звичайних і спеціальних ланок.

13. Визначаємо крок скребків. Величина кроку скребків повинна бути кратна кроку ланцюга. Для транспортерів, в яких крок скребків приймався рівним необхідно одержане значення розділити на крок прийнятого ланцюга $z_0 = t_c / t_л$ (z_0 – кількість кроків ланцюга у кроці скребків). Одержане значення округлити до ближчого цілого числа і знайти кінцевий крок скребків $t_c = z_0 \cdot t_л$.

В транспортерах, які переміщують великі вантажі, крок скребків повинен бути більшим від довжини найбільшого куска вантажу і кратний кроку ланцюга. Тому тут необхідно найбільший розмір куска розділити на крок ланцюга $z_0 = l_{\max} / t_л$, після чого округлюємо в більшу сторону і визначаємо кінцеве значення кроку скребків $t_c = z_0 \cdot t_л$.

Для ланцюгово-планчатих транспортерів рекомендується крок скребків приймати рівним кроку ланцюга.

14. Скребки необхідно виготовляти металевими покритими гумово-тканим шаром. В таблиці 3.3.8 наведена залежність числа прокладок від ширини скребка.

Таблиця 3.3.8

Залежність числа прокладок від ширини скребка

Ширина скребка b, м	125, 150, 200, 250	250, 350	400, 450
Число прокладок i	4...6	4...8	5...8

Товщина однієї гумотканевої прокладки рівна 1,5 мм, тканевої – 1,25 мм. Товщина зовнішніх прокладок рекомендується приймати рівними

1...1,5 мм.

Товщина гумово-тканого шару скребка

$$\delta_г = 2\cdot(1...1{,}5)+1{,}5\cdot i/2+1{,}25(i-1)/2, \text{мм} \quad (3.3.12)$$

Погонна маса скребка

$$q_c = (\delta_c\cdot\gamma_c+\delta_г\cdot\gamma_г)\cdot b\cdot h\cdot\gamma_c/t_c, \text{кг/м} \quad (3.3.13)$$

де γ_c, $\gamma_г$ – об'ємна маса матеріалу металевої частина скребка та гумово тканого шару, кг/м. Металева частина скребка може бути з листової сталі для який $\gamma_c = 7700...7900$ кг/м або дерева $-\gamma_c = 800$ кг/м для дуба, $\gamma_c = 500$ кг/м для сухої сосни, для гумотканого шару $\gamma_г = 1100$ кг/м.

Товщину металічних скребків приймають $\delta_c = 2...6$ мм, дерев'яних $\delta_c = 20...80$ мм залежно від продуктивності.

15. Уточнюємо значення маси тягового органу, яка приходить на 1 м довжини транспортера. Для одноланцюгових транспортерів

$$q_m = (q_л + q_c), \text{кг/м} \quad (3.3.14)$$

Для двох ланцюгових транспортерів

$$q_m = 2q_л + q_c + q_k, \text{ кг/м} \quad (3.3.15)$$

де $q_k = 0{,}05...0{,}12-$ погонна маса кріпильних деталей. Менше значення приймають для сталевих скребків.

16. Виконуємо уточнений розрахунок сил і вибираємо ланцюг транспортера. Для цього використовуємо формули приведені раніше, де q_m – уточнене значення погонної маси тягового органу

$$F_1 = (q_b + q_m)(\varpi_b\cdot\cos\beta+\sin\beta)\cdot L\cdot g, \text{Н} \quad (3.3.16)$$

$$F_2 = -q_m\cdot L\cdot g\cdot\sin\beta, \text{Н} \quad (3.3.17)$$

$$F_t = (F_{нав}+F_1+F_2)\cdot c, \text{Н} \quad (3.3.18)$$

$$F_{троз} = (1{,}5...2)F_t, , \text{Н} \quad (3.3.19)$$

$$Q_{роз} = k\cdot F_{троз}, , \text{Н} \quad (3.3.20)$$

$$Q_{роз} \le [Q]. \quad (3.3.21)$$

Якщо при уточненому розрахунку умова $Q_{роз} \le [Q]$ не виконується, то необхідно прийняти інший ланцюг, який задовольняє цю умову і знову виконати уточнений розрахунок.

17. Визначають динамічне навантаження ланцюга при набіганні його на привідну зірочку. Якщо швидкість тягового органу $\upsilon \le 0{,}2$ м/с, то динамічне навантаження при розрахунку не враховується.

Максимальне значення динамічних навантажень

$$F_д = 6m(\pi\upsilon/z)^2/t_л, \text{Н}, \quad (3.3.22)$$

де m – маса транспортованого вантажу і-тої частини тягового органу, на яку розповсюджується нерівномірність ходу;

v – середня швидкість ланцюга, (уточнене значення);

z – число зубців привідної зірочки.

Для блочних ланцюгів рекомендується число зубців привідної зірочки

приймати в межах $z=5...10$; для тягових пластинчатих – $z=12...24$; для гачкових – $z=6...18$; для роликових – $z=15...21$, при чому z слід брати непарні значення.

Маса m в транспортерах простої конфігурації з вантажним натяжним пристроєм

$$m=(q_в+q_m)L, \text{кг}. \tag{3.3.23}$$

Вантажний натяжний пристрій з робочою веденою віткою не застосовують, в зв'язку з необхідністю натяжного вантажу великої ваги.

В ланцюгових транспортерах з гвинтовим натяжним пристроєм, в якого робочою є ведуча вітка тягового органу при $L\le 25$ м

$$m=(q_в+2q_m)L, \text{ кг} \tag{3.3.24}$$

при $L=25...60$ м

$$m=(q_в+1,5q_m)L, \text{ кг} \tag{3.3.25}$$

при $L\ge 65$ м

$$m=(q_в+q_m)L, \text{ кг} \tag{3.3.26}$$

18. Коефіцієнт запасу міцності для перевірочних розрахунків повинен задовольнити умови $k\ge[k]$

$$k=\frac{[Q]}{F_д+F_{роз}}\ge[k]. \tag{3.3.27}$$

для дволанцюгових транспортерів

$$k=\frac{2[Q]}{(F_д+F_{роз})k_н}\ge[k]. \tag{3.3.28}$$

де $k_н$ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність передачі зусилля ланцюгами.

Якщо умова $k\ge[k]$ задовольняється, то розрахунок проводимо, залишивши прийнятий ланцюг. В протилежному випадку необхідно вибрати міцніший ланцюг, визначити сили опору і знову перевірити запас міцності.

19. З врахуванням і без врахування динамічних навантажень визначають відповідно максимальні і статичні натяги в вітках тягового органу.

За критерій, який визначає мінімальний натяг в вітках тягового органу, приймають допустимий кут відхилення скребка в робочому положенні $\alpha_c\le[\alpha_c]$. Величина цього кута визначається із рівняння рівноваги скребка .

$$tg\alpha_c=\frac{2Fh}{t_л(2F_{i\min}+F)}\le[tg\alpha_c]. \tag{3.3.29}$$

Мінімальний натяг вітки в місці завантаження транспортера

$$F_{i\min}=F\left(\frac{h}{t_{лі}\cdot tg[\alpha_c]}-0,5\right), \text{Н} \tag{3.3.30}$$

де $F=(q_в+q_m)t_c\varpi_c g, \text{Н}$ – сила опору руху одного скребка;

t_c – крок ланцюга, до якого кріпиться скребок;

$[\alpha_c]$ – допустимий кут відхилення скребка, для сипучих зернистих вантажів при вгнутих скребках $[\alpha_c]=5^\circ$, при прямих $[\alpha_c]=3^\circ$; для кускових вантажів при вгнутих скребках $[\alpha_c]=7^\circ$, при прямих $[\alpha_c]=6^\circ$. Деколи скребки кріпляться з деяким нахилом вперед по відношенню до напрямку руху.

При завантаженні транспортера повинна забезпечуватися умова

$$F_{i\min} \geq F_{icm} + (-F_д),\ \text{Н} \qquad (3.3.31)$$

Цим враховується зниження натягу в i-тому перерізі вітки дією динамічного навантаження $F_д$, яке приходиться на робочу вітку, де знаходиться даний переріз. Якщо не враховувати $F_д$ в перерізі, де приходить завантаження, то скребок може відхилитися на кут $\alpha_c > [\alpha_c]$, що приведе до зниження коефіцієнта заповнення, тобто зменшення продуктивності.

Статичний натяг в даному перерізі

$$F_{icm} \geq F_{i\min} + F_д,\ \text{Н} \qquad (3.3.32)$$

Для визначення статичних і з врахуванням динамічних навантажень максимальних натягів в перерізі тягового органу транспортера скористуємося методом обходу контуру траси.

Максимальний натяг в перерізі 3

$$F_{3max} = F_{3cm} + F_д\ \text{Н} \qquad (3.3.33)$$

Натяги в перерізі 4

$$F_{4max} = F_{нб} = F_{3\max} + F_1 + F_2, \text{Н} \qquad (3.3.34)$$

$$F_{4cm} = F_{нб.cm} = F_{3cm} + F_1 + F_2,\ \text{Н} \qquad (3.3.35)$$

Натяги в перерізі 2

$$F_{2cm} = F_{3cm}/c, \text{Н} \qquad (3.3.36)$$

$$F_{2max} = F_{2cm} + F_д,\ \text{Н} \qquad (3.3.37)$$

Натяги в перерізі 1

$$F_{зб.cm} = F_{1cm} = F_{2cm} - F_3, \text{Н} \qquad (3.3.38)$$

$$F_{зб} = F_{1м} = F_{2cm} + F_д,\ \text{Н}\ \text{ або }\ F_{зб} = F_{1м} = F_{2м} - F_3,\ \text{Н}$$

20. Уточнюємо значення колової сили

$$F_t = F_{нб.cm} - F_{зб.cm}, \text{Н} \qquad (3.3.39)$$

21. Потрібна потужність на ведучому валу

$$P_в = F_t \cdot v \cdot C_o, \text{Вт} \qquad (3.3.40)$$

де $C_o = 1,2...1,3$ – коефіцієнт, який враховує опір жорсткості ланцюга і опір підшипників вала привідної зірочки.

Потрібна потужність на валу електродвигуна

$$P_{дв} = k_n P_в / \eta_m, \text{Вт} \qquad (3.3.41)$$

де $k_n = 1,2...1,3$ – коефіцієнт, який враховує перевантаження двигуна в момент пуску транспортера під навантаженням;

$\eta_m = 0,8...0,9$ – ККД механізму приводу транспортера.

22. Визначають діаметр ділильного кола приводної зірочки транспортера

для гачкових, пластинчатих, втулкових і роликових ланцюгів

$$D = t_л \big/ \sin\left(180^\circ / z\right), \text{мм} \qquad (3.3.42)$$

Кутова частота приводної зірочки

$$\omega_з = 2v/D, \text{с}^{-1} \qquad (3.3.43)$$

Вибираємо двигун і записують його технічні параметри.

23. Підбираємо редуктор по передаточному числу $u = \omega_{дв}/\omega_з$, кутовій частоті вхідного вала $\omega_{дв}$ і крутному моменту на вихідному валу

$$T = 2F_t/D, \text{ Нм} \qquad (3.3.44)$$

3.4 Ковшові елеватори

3.4.1 Загальні положення

Ковшові елеватори (рис. 3.4.1) відносяться до машин безперервної дії, які призначені для переміщення насипних вантажів у вертикальному або круто похилому (понад 70º до горизонту) напрямі.

Вони поділяються:

– за тяговим органом на: ланцюгові та стрічкові;

– за призначенням на: стаціонарні, рухомі або вбудовані в окрему машину.

Конструкція елеватора (рис. 3.4.1.) складається із тягового органу – стрічки 3 (або ланцюга), яка огинає приводний 1 та натяжний 5 барабани (зірочки). До стрічки (ланцюга) прикріплені ковші 2, які завантажуються матеріалом у нижній частині (башмаку) елеватора 6, а розвантажується у верхній частині (головці) 7 елеватора. На нижньому барабані (зірочці) встановлено натяжний механізм 4.

Переваги елеватору: малі габаритні поперечні розміри; транспортування вантажу на велику висоту до 45…75 м; дуже великий діапазон продуктивності від 1 до 500 тон/год; малі витрати енергії на транспортування вантажу.

Недоліки: чутливість до перевантаження; необхідність рівномірно завантажувати елеватор.

Ковшові елеватори застосовують у кормоцехах ферм, зерносховищах, зерно токах; для переміщення зерна, борошна, коренеплодів, навозу та іншого сипучого вантажу.

Ковші вибирають залежно від продуктивності елеватора і типу насипного вантажу. Форма ковша визначається способом розвантаження і характеристикою матеріалу.

Для вертикальних ковшових елеваторів загального призначення використовують ковші таких типів:

- глибокі (рис. 3.4.2,а) з циліндричним днищем для сухих, добре сипких вантажів;

–

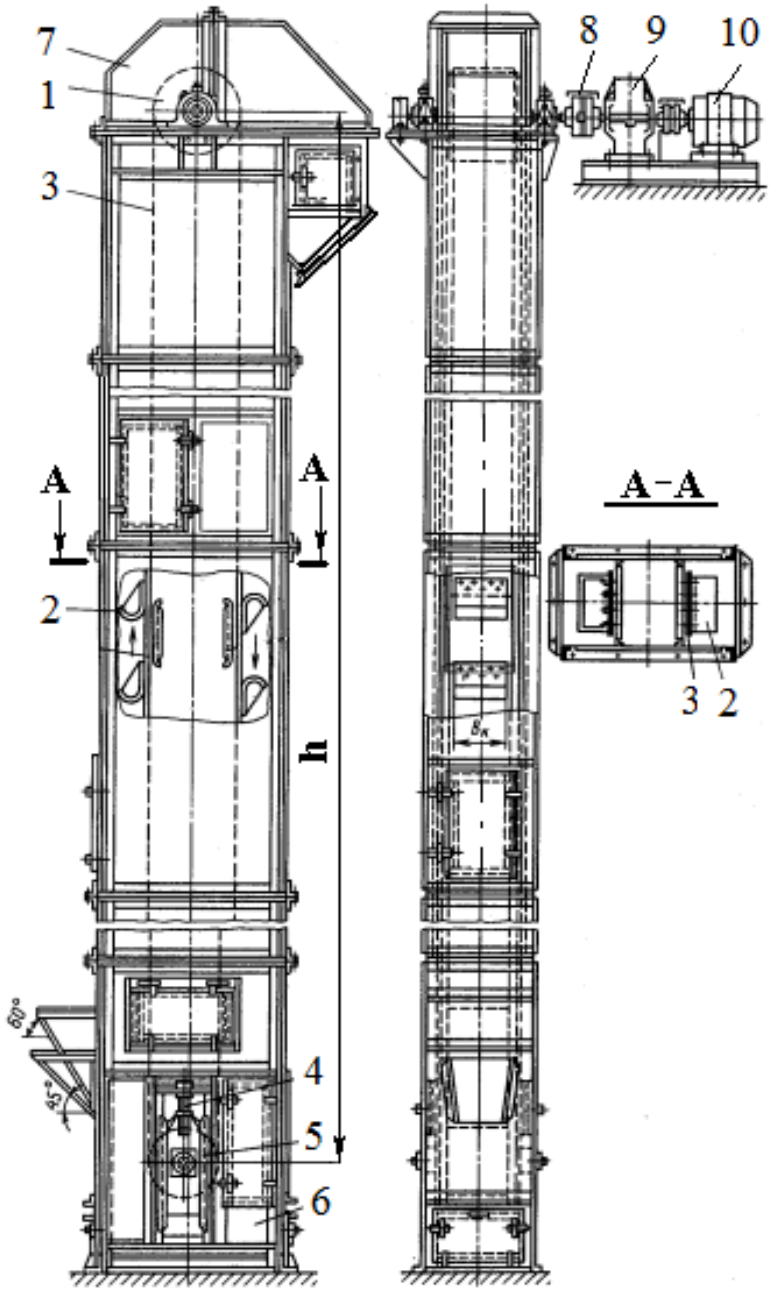


Рис. 3.4.1. Схема елеватору:
1 – приводний барабан (зірочка); 2 – ковші; 3 – стрічка (ланцюг);
4 – натяжний механізм; 5 – натяжний барабан (зірочка); 6 – нижня частина елеватора (башмак); 7 – верхня частина елеватора (головка); 8 – гальмо (зупин); 9 – редуктор; 10 – електродвигун

- округлі (рис. 3.4.2,в) з бортовими направляючими для важких абразивних вантажів;
– спеціальні (рис. 3.4.2,г) для великих швидкостей (елеватори борошномельного виробництва);
– мілкі (рис. 3.4.2,б) з циліндричним днищем для вологих, погано сипких вантажів.

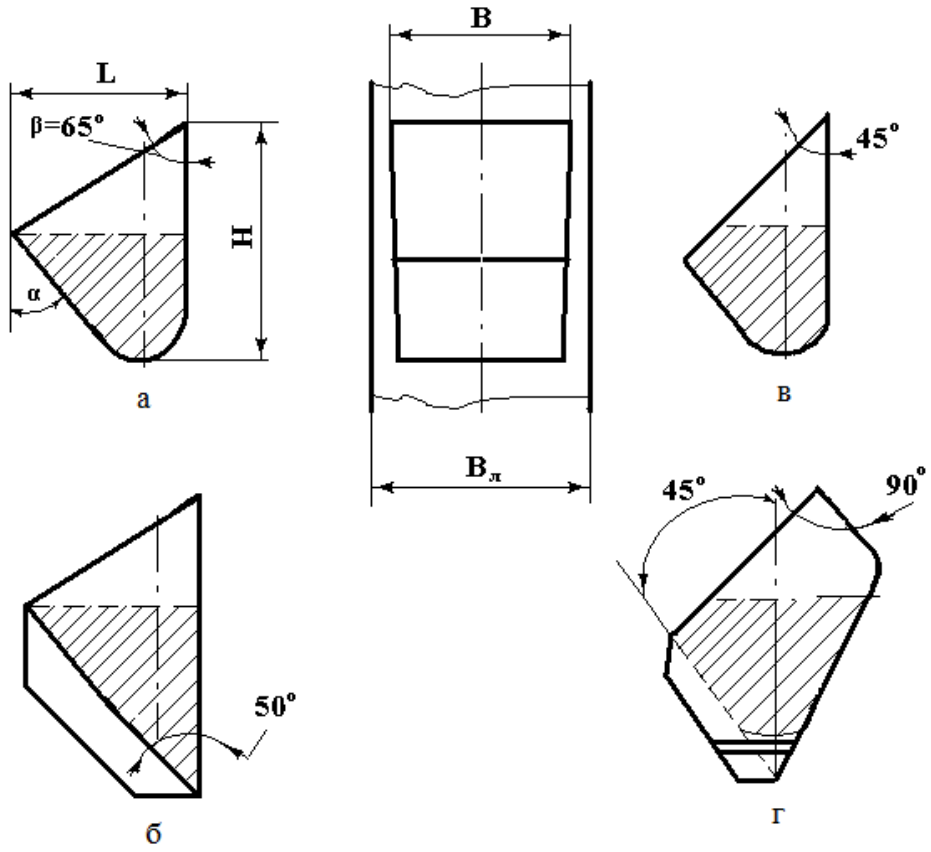


Рис. 3.4.2. Види ковшів:
а) глибокі; б) мілкі; в) округлі; г) спеціальні

Ковші елеваторів виготовляють зварними, литими, клепаними зі сталі, а також гумовими, пластмасовими для захисту матеріалу від пошкоджень та сітчастими для зневоднення вантажу. Передні кромки зміцнюють сталевим листом із міцної зносостійкої сталі або наплавляють твердими сплавами.

Форма ковшів визначається основними параметрами кутом черпання α, кутом зрізу β, шириною B, ви літом ковша L і глибиною H.

Розміри ковшів і їх місткість елеваторів загального призначення встановлюють згідно ГОСТ 2086-66, а елеваторів спеціального призначення для зерна і продуктів його переробки місткістю від 0,81 до 11 л – згідно ГОСТ 4592-65. Ковші для коренеплодів та інших кускових матеріалів повинні мати розміри $A \geq l$ і $B \geq 1,5l$, де l – найбільша довжина частки матеріалу, який транспортується. Для переміщення кукурудзи у початках виготовляють спеціальні ковші.

Ковші кріпляться до стрічки (ланцюга) болтами з потаємними головками або клепками. Пластмасові та гумові ковші можуть кріпитись до стрічки спеціальним клеєм, що знижує вагу елеватора та зменшує пошкодження матеріалу, який транспортується.

Таблиця 3.4.1

Основні характеристики ковшів

Ширина ковша $B_к$, мм	Ковші						Ковші з бортовими направляючими					
	глибокі			мілкі			гостро кутові			півколове днище		
	a, м	$\frac{i_к}{a}$, $\frac{л}{м}$	$A_к$, мм	a, м	$\frac{i_к}{a}$, $\frac{л}{м}$	$A_к$, мм	a, м	$\frac{i_к}{a}$, $\frac{л}{м}$	$A_к$, мм	a, м	$\frac{i_к}{a}$, $\frac{л}{м}$	$A_к$, мм
125	0,32	1,3	90	0,32	0,66	65	-	-	-	-	-	-
160	0,32	2,0	105	0,32	1,17	75	0,16	4,06	105	-	-	-
200	0,40	3,24	125	0,40	1,87	95	0,20	6,50	125	-	-	-
250	0,40	5,0	140	0,40	3,50	120	0,20	10	140	-	-	-
320	0,50	8,0	175	0,50	5,40	145	0,25	16	165	-	-	-
400	0,50	12,6	195	0,50	8,40	170	0,32	24,4	225	-	-	-
500	0,63	19,0	235	0,63	10,8	195	-	-	-	0,40	70	270
650	0,63	26,6	250	0,63	18,2	225	-	-	-	0,50	120	340
800	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,63	187	435

Тяговим органом в елеваторі приймають стрічку або ланцюг. Стрічки використовуються в швидкохідних елеваторах для переміщення зерна, борошна та пиловидного матеріалу. Для тихохідних елеваторів, які транспортують кускові вантажі частіше використовують ланцюгові тягові органі.

Ширина стрічки $B_л$ приймається на 35…40 мм більше ширини ковша. Стрічка шириною до 300 мм зроблена з плоского гумового паса згідно ГОСТ 101-64, при більшій ширині вона виготовляється з гумотканинної транспортерної стрічки. Число прокладок стрічки визначають з умови міцності.

У ланцюговому елеваторі використовують пластинчасто-втулкові або втулково-роликові ланцюги.

При ширині ковшів до 250 мм допустимо використовувати один тяговий ланцюг, до якого ковші прикріплені у середині задньої стінки. Два тягових ланцюга прикріпляють як до задньої стінки, так і до бокових стінок ковша.

Башмак – нижня частина елеватора (рис. 3.4.3) складається з кожуха, завантажувального бункеру та системи зірочки (або шківа) з валом і підшипниками, яка за допомогою спеціального натяжного пристрою може переміщатися у пазах. Частіше за все використовують гвинтовий натяжний пристрій з ходом натяжки: для ланцюгових елеваторів 1…1,5 кроку ланцюга, для стрічкових 3…5% від їх довжини.

Для запобігання руйнувань при забиванні матеріалом башмака встановлюють гумову діафрагму, яка відключає електропривод.

Завантажувальний бункер розташований на збігаючій вітці, що поліпшує заповнення ковшів та зменшує опір при завантаженні. Завантаження в елеваторі з розставленими ковшами відбувається черпанням,

при зімкнених ковшах – насипанням. Черпальні умови завантаження забезпечуються при висоті бункера

$$h = (0,027...0,03)\frac{izv}{B} + 20, \qquad (3.4.1)$$

де i – об'єм ковша, см^3;

B – ширина ковша, см;

z – число ковшів на 1 м довжини стрічки;

v – швидкість стрічки, м/с згідно табл.3.4.2.

Сила оперу черпанню визначається формулою

$$W_{зач} = q \cdot k_{зач}, \qquad (3.4.2)$$

де q – розподілена маса вантажу, кг/м;

$k_{зач}$ – питома робота черпання, $H \cdot м/кг$, $k_{зач} = 1,25...2,5 H \cdot м/кг$ - для дрібно кускових та $k_{зач} = 17,5...4,0 H \cdot м/кг$ – для середнє кускового вантажу при швидкості переміщення $v = 1,0...1,25 м/с$.

Головка – верхня частина елеватора (рис. 3.4.4) складається з кожуха, привідного барабану (зірочки), редуктора і зупинника для запобігання зворотного ходу.

Для запобігання від ударів кожуха головки при розвантаженні конфігурація кожуха виконана згідно з траекторіей польоту часток матеріалу. Для цієї ж мети верхню стінку кожуха головки обкладають листовою гумою.

Продуктивність елеватора значною мірою залежить від способу розвантаження. При русі завантажених ковшів через верхній барабан (зірочку) вони повинні бути повністю випорожнені в розвантажувальний патрубок.

Розвантаження ковша (рис. 3.4.5) буває відцентрове (а), самопливне (б), а також змішане – самопливно- відцентрове (в).

Для вибору способу розвантаження вантажу треба визначити зв'язок швидкості ковшів із діаметром барабана, а також умови розвантаження, розміщення ковшів та напрямного патрубка.

Таблиця 3.4.2

Швидкість тягового елемента, коефіцієнт ψ заповнення та вид розвантаження елеватору у відповідності від характеристики вантажу, який транспортується

Вантаж	Типові вантажі	Тип ковшу	Швидкість, м/с		ψ	Вид розвантажування
			стрічка	ланцюг		
Пиловидний добре сипучий	Цемент, мінеральний порошок	Г	1,25…1,80	-	0,8	Ц
Пиловидний та зернистий поганосипучий	Земля, пісок (вологий), хімікати (вологі)	М	1…2	0,8…2,0	0,6	Ц
Зернистий та дрібнокусковий:						
малоабразивний	Опілки, глина суха	Г	1,25…2,0	1,0…1,6	0,8	Ц
сильноабразивний	Гравій, шлак, щебінь	О, С	0,4…0,8	0,40…0,63	0,8	СН
Середньо- та крупно кусковий:						
малоабразивний	Кам’яне вугілля	О, С	-	0,40…0,63	0,7	СН
сильноабразивний	Щебінь, шлак	О, С	0,40…0,63	0,40…0,63	0,6…0,8	СН
Вантажі, подрібнення яких недопустимо	Деревне вугілля	О,С	0,40…0,63	0,40…0,63	0,6	СН



Рис. 3.4.3. Завантажувальний пристрій – башмак

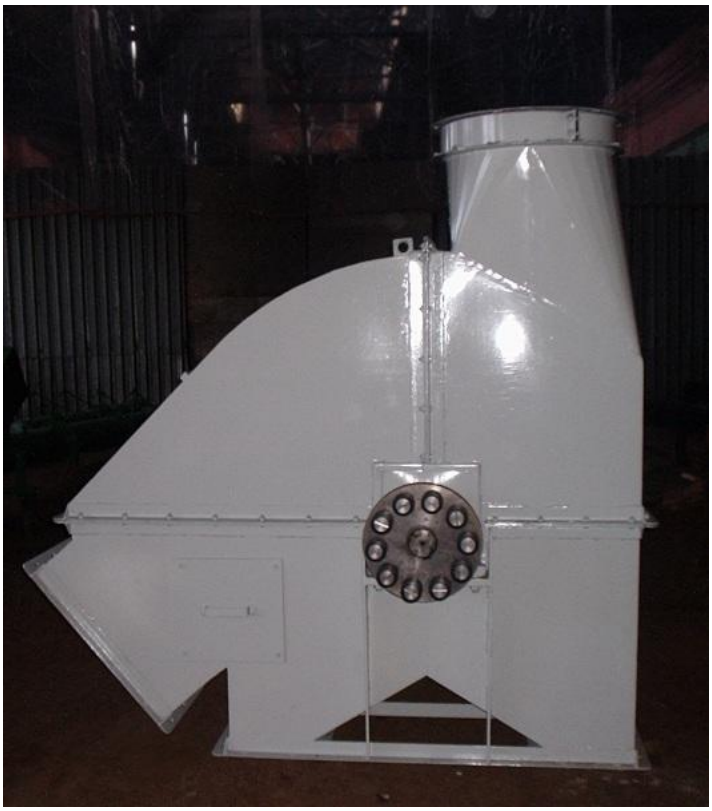


Рис. 3.4.4. Розвантажувальний пристрій-головка

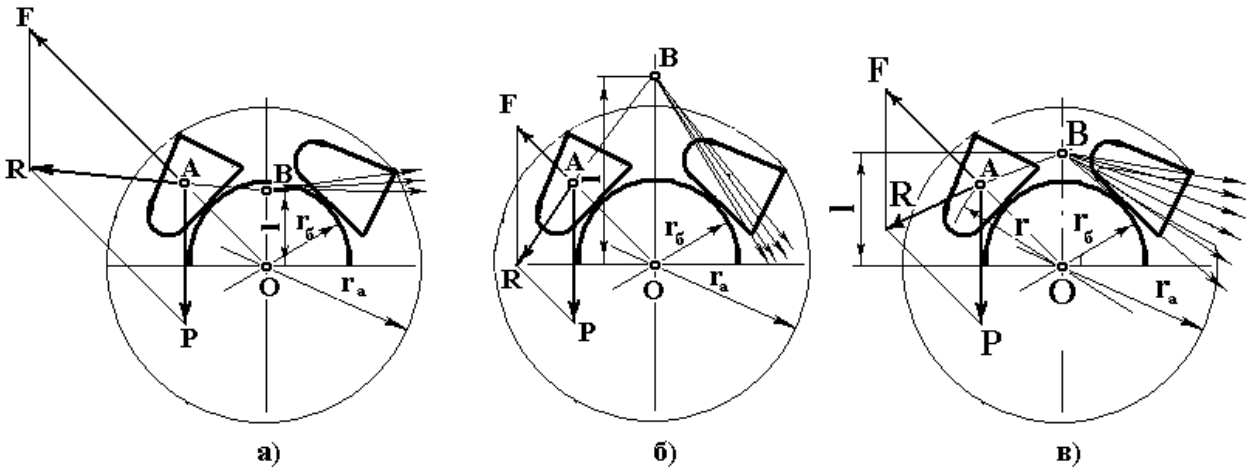


Рис. 3.4.5. Схема розвантаження ковша:
а) відцентрове; б) самопливне; в) самопливно-відцентрове

На вантаж у ковші на прямолінійному відрізку елеватора при підніманні діє сила ваги P, а на криволінійному відрізку при огинанні барабана додаються відцентрові сили $F = \frac{mv^2}{r}$,

де m – маса вантажу в ковші;

v – швидкість руху центра ваги вантажу в ковші;

r – радіус обертання центра ваги вантажу відносно осі барабана.

Рівнодіюча сила

$$\vec{R} = \vec{P} + \vec{F}, \tag{3.4.3}$$

Рівнодіюча сила діє на вантаж при обертанні ковша, змінюється за величиною та напрямом, але при будь якому положенні ковша напрям рівнодійної перетинається з вертикаллю, яка проходить крізь центр барабана в одній і тій самій точці B, яка має назву полюс.

З подібності трикутників ΔOAB і ΔFAR маємо

$$l/r = P/F = mg/\left(mv^2/r\right). \tag{3.4.4}$$

Звідки знаходимо полюсну відстань

$$l = gr^2/v^2. \tag{3.4.5}$$

Як що колову швидкість виразити через частоту обертання $\omega = \pi n/30$ та $\omega = 2v/D$, будемо мати

$$v = \pi nr/30. \tag{3.4.6}$$

Полюсна відстань буде дорівнювати: $l = 895/n^2$.

При $l = r$, $P = F$ або $mv^2/r = mg$ (рис. 3.4.6.в) звідки $v = 2,2\sqrt{D} = k\sqrt{D}$.

При $l \le r_б$ ($r_б$ - радіус барабана) відцентрова сила набагато більше за силу ваги матеріалу, що є умовою відцентрового розвантаження. При $l \ge r_a$ (r_a – радіус проведений із центра барабана через зовнішні кромки ковшів) сила ваги значно більша ніж відцентрова сила, і тому розвантаження буде самопливним. При $r_б < l < r_a$ відбувається змішане відцентрове та самопливне розвантаження ковшів.

Отже спосіб розвантаження ковшів залежіть від співвідношення між полюсною відстанню і радіусом барабана.

При відцентровому розвантаженні, коли $l/r_б \le 1$, діаметр барабана повинен бути

$$D_б \le 0,204v^2. \tag{3.4.7}$$

При самопливному розвантаженні, коли $l/r_б > 3$, тоді

$$D_б \ge 0,6v^2. \tag{3.4.8}$$

При змішаному розвантаженні, коли $l/r_б = 1...3$, тоді

$$D_б = (0,205...0,6)v^2. \tag{3.4.9}$$

3.4.2 Розрахунок ковшового елеватора

З рекомендацій таблиці 3.4.2 залежно від вантажу вибираємо швидкість v руху тягового елемента, від розвантаження тип ковша та коефіцієнт його заповнювання ψ.

Необхідна розподільна ємкість ковша

$$\frac{i_к}{a} = \frac{Q}{3.6\vartheta \cdot \psi \cdot \rho}, \tag{3.4.10}$$

де $i_к$ – об'єм ковша, м^3;

a – крок ковшів, м;

ρ – щільність вантажу, т/м^3.

З табл. 3.4.1 вибираємо параметри ковша. Якщо транспортуємо кусковий вантаж тоді перевіряємо з умови розташування кусків

Розподільна маса ходової частини елеватора

$$q_0 = q_m + k_к \cdot m_к / a, \tag{3.4.11}$$

де q_m – розподільна маса тягового органу кг/м;

$k_к$ – коефіцієнт який враховує масу деталей для кріплення ковшів, $k_к = 1,14$;

$m_к$ – маса ковша без вантажу, кг.

Сили яки діють у точках

$$S_1 = S_{\min};\ S_2 = k \cdot S_1;\ S_3 = S_2 + (q + q_0)g \cdot H. \tag{3.4.12}$$

У стрічковому елеваторі повинна виконуватись умова відсутності проковзування стрічки

$$S_{наб} \le {S_{сб} \cdot e^{\mu \cdot \alpha}} \Big/ {k_{сц}}, \tag{3.4.13}$$

де $k_{зч}$ – коефіцієнт запасу зчеплення стрічки з барабаном, $k_{зч} = 1,25$.

$$S_{наб} = S_3,\ S_{сб} = S_4. \tag{3.4.14}$$

Число прокладок стрічки

$$i_{пр} \ge {S_{\max} \cdot C_м \cdot k_м} \Big/ {k_р \cdot B}, \tag{3.4.15}$$

де $C_м$ – коефіцієнт запасу міцності стрічки, $C_м = 11...12$;

$k_м$ – коефіцієнт який враховує послаблення стрічки у місті кріплення

ковшів до стрічки, $k_м = 0,9$;

$k_р$ – міцність гумовотканинної прокладки;

B – ширина стрічки.

Діаметр барабану

$$D \geq (125...150)i. \tag{3.4.16}$$

Тягова сила на приводному барабані

$$W_0 = S_3 - S_4. \tag{3.4.17}$$

Потужність двигуна приводу елеватора

$$P_{дв} = \frac{k_0 \cdot W_0 \cdot v}{\eta}, \tag{3.4.18}$$

де η – ккд приводу елеватора;

k_0 – коефіцієнт запасу міності.

3.5 Гвинтові конвеєри

3.5.1 Загальні положення

Гвинтові конвеєри широко розповсюджені в сільському господарстві у вигляді самостійних машин і вбудованих вузлів. Вони використовуються для горизонтального, похилого і вертикального переміщення сипучих, вологих і рідше штучних вантажів. Вантаж, який транспортується переміщується в них за принципом волочіння. При обертанні гвинта осьова сила переміщує вантаж вздовж осі гвинта по жолобу.

За способом взаємодії гвинта з вантажем вони бувають тихохідні і швидкохідні. В тихохідному конвеєрі вантаж заповнює лише нижню частину жолобу. При обертанні гвинта осьова сила переміщує вантаж вздовж осі гвинта по жолобу. Спільному обертанню вантажу з гвинтом перешкоджає сила тяжіння вантажу і сила тертя його о жолоб. Тихохідні конвеєри застосовуються для горизонтального і пологопохилого транспортування, коли кут β нахилу конвеєра не перевищує кут φ природного відкосу вантажу який транспортується.

Швидкохідні конвеєри забезпечують не лише горизонтальне, але і вертикальне переміщення сипучих вантажів. Це досягається, тим що при визначеній кутовій швидкості гвинта вантаж починає обертатися разом з гвинтом. Під дією центробіжної сили вантаж притискається до поверхні нерухомого циліндричного жолоба. Між вантажем, що обертається і стінкою жолоба виникає сила тертя, яка пригальмовує вантаж, зменшує кутову швидкість його обертання, як наслідок вантаж переміщується вздовж гвинта за рахунок різних кутових швидкостей гвинта і вантажу, здійснюючи абсолютний рух за гвинтовою траєкторією. Для створення необхідної цетробіжної сили гвинт повинен мати достатньо високу частоту обертання,

тобто на відміну тихохідним конвеєрам, для яких максимальна частота обертання обмежена, для швидкохідних обмежена її мінімально допустиме (критичне) значення, необхідне для транспортування вантажу вгору вздовж гвинта. Швидкохідні конвеєри використовуються в основному для крутопохилого ($\beta > \varphi$) і вертикального транспортування сипучих вантажів.

До переваг гвинтових конвеєрів відносять простоту конструкції і нескладне обслуговування, невеликі габаритні розміри, зручність розвантаження, яке можна здійснювати в будь-якому місці конвеєра, герметичність, оскільки вантаж розміщується у закритому жолобі. Недоліки: часткове дрібнення крихкого матеріалу; підвищені витрати енергії внаслідок тертя вантажу о жолоб та лопаті гвинта; порівняно невелика продуктивність (до 100 т/год); мала довжина транспортування на один привід (до 60 м).

Гвинтовий конвеєр (рис. 3.5.1) складається з жолоба 1, в якому співвісно на опорах 3 встановлений гвинт 2. Привід гвинта складається з електродвигуна 7 і редуктора 6. Насипний вантаж завантажують через завантажувальний патрубок 5, а розвантажують через розвантажувальний 8 які обладнані затворами.

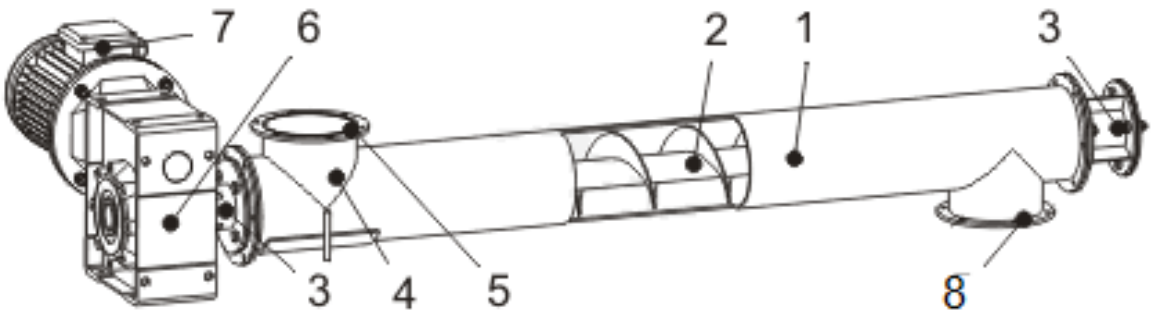


Рис. 3.5.1. Схема гвинтового конвеєра:
1 – жолоб; 2 – гвинт; 3 – підшипникова опора; 4 – завантажувальний патрубок; 5 – монтажний фланець; 6 – редуктор; 7 – електродвигун; 8 – розвантажувальний патрубок

В залежності від особливостей розміщення гвинтового конвеєра в складі технологічних ліній, привід гвинта може бути виконаний за двома схемами: той, що штовхає (рис. 3.5.2,а) привід гвинта розміщений зі сторони завантажувального патрубка і той, що тягне (рис. 3.5.2,б) привід гвинта розміщений з сторони розвантажувального вікна. Вказані схеми розміщення привода гвинта не впливають на продуктивність гвинтового конвеєра і обираються виходячи з умов забезпечення доступу до привода для його технічного обслуговування.

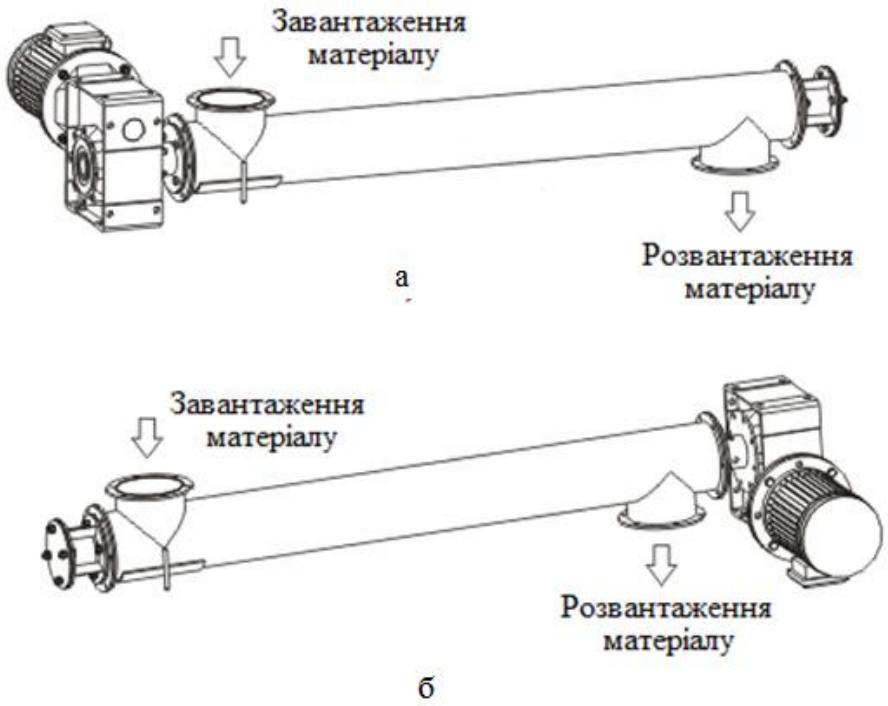


Рис. 3.5.2. Варіанти виконання привода гвинтового конвеєра:
а) той, що штовхає; б) той, що тягне

За кількістю спіралей гвинти бувають одно-, дво- та тризахідні з правим і лівим напрямками навивки. Продуктивність багато західних гвинтів більша, ніж однозахідних. Гвинти (рис. 3.5.3) бувають суцільні (а), стрічкові (б), фасонні (в) та лопатеві (г) і застосовуються в залежності від виду вантажу.

Суцільні гвинти використовують для переміщення сухого дрібнозернистого та порошкоподібного насипного вантажу (цемент, сухий пісок, крейда, гранульований шлак), несхильного до злежування; стрічкові – для переміщення злежаних і дрібно кускових вантажів (гравій, шлак негранульований); для переміщення липких і тістоподібних вантажів використовують фасонні або лопатеві гвинти.

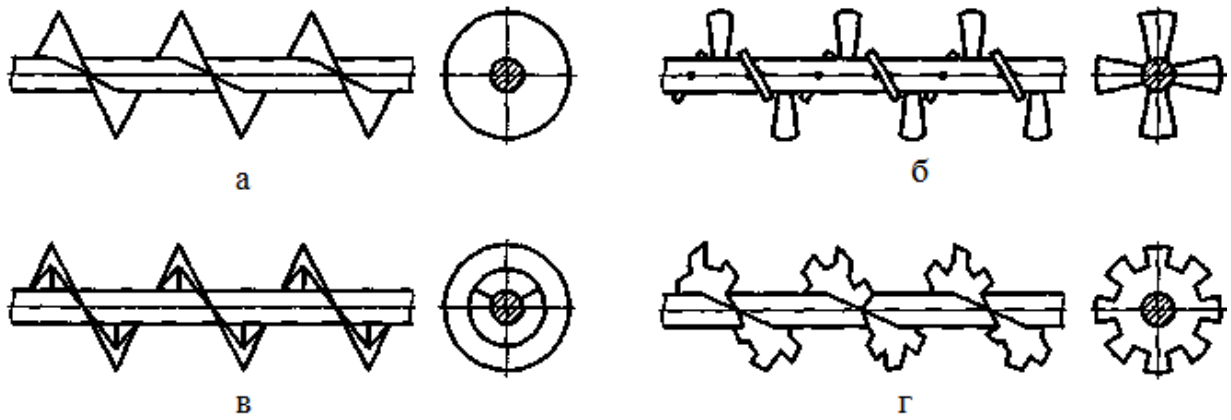


Рис. 3.5.3. Види гвинтів:
а) суцільний; б) лопатевий; в) стрічковий; г) фасонний

Витки суцільного і стрічкового гвинта виготовляють штампуванням з стального листа або полоси, а потім приварюють до вала. Спіраль стрічкового гвинта закріплюють на стрижнях, які пропускають через отвір просвердлений у валу. Основні характеристики гвинтів за ГОСТ 2037-82 приведені в табл. 3.5.1.

1

Таблиця 3.5.1

Характеристика гвинтів

Діаметр, мм	Шаг, мм	Діаметр, мм	Шаг, мм
100	80; 100	320	250; 320
125	100; 125	400	320; 400
160	125; 160	500	400; 500
200	160; 200	650	500; 650
250	250; 320	800	650; 800

Вал гвинта, для зручності збирання складається з секцій довжиною 2,5…3,5 м, він може бути суцільним або трубчастим. Трубчасті вали мають меншу масу і їх зручніше з'єднувати між собою за допомогою коротких з'єднувальних валиків, які вставляються на кінцях. Вал гвинта спирається на проміжні і кінцеві опори. Проміжні опори підвішуються згори на закріплені на жолобі поперечні планки. Вони повинні мати по можливості малий діаметр і довжину, а також необхідне ущільнення для запобігання забруднення частками вантажу. Кінцеві опори закріплюють в торцевих стінках жолоба або на виносних опорах. Одну з них, яка встановлюється з сторони, в яку переміщується вантаж, для отримання діючої вздовж вала осьової сили розтягнення, обладнують радіально-упорним підшипником.

Вертикальні і круто похилі гвинтові конвеєри (рис. 3.5.4) виконані у вигляді гвинта 1 з суцільними витками, встановленого в циліндричному корпусі 2 на кінцевих опорах 3, привода 6, розташованого в нижній (рис. 3.5.4, а, б) або в верхній (рис. 3.5.4, в) точках конвеєра, розвантажувального 4 і завантажувального 5 патрубків. Так як вертикальні конвеєри працюють при великій частоті обертання гвинта, що знижує його заповнення, як наслідок, і продуктивність, то завантаження конвеєра часто роблять примусовим за допомогою горизонтальних гвинтових живильників 7, або нижню частину вертикального гвинта, в який подається вантаж (див. рис. 3.5.4, а), роблять або змінного, зменшеного до гори діаметра, або з зменшеним кроком.

3.5.2 Розрахунок гвинтового конвеєра

Продуктивність гвинтового конвеєра визначається за формулою:

$$Q = 3600 A \psi \rho v \qquad (3.5.1)$$

Виразивши площу A поперечного перерізу жолоба через діаметр D гвинта, а швидкість v транспортування через крок S і частоту n обертання гвинта $v = S_n /60$ і враховуючи вплив на продуктивність кута нахилу конвеєра, отримаємо

$$Q = 3600\frac{\pi D^2}{4}\psi\rho\frac{Sn}{60}k_\beta = 47D^2Sn\psi\rho k_\beta \qquad (3.5.2)$$

Виразивши крок S гвинта через діаметр $S=k_DD$, остаточно отримаємо

$$Q = 47D^3k_Dn\psi\rho k_\beta \qquad (3.5.3)$$

де k_D – відношення кроку гвинта до діаметра: для абразивних матеріалів k_D = 0,8; для неабразивних k_D = 1, для похилих і вертикальних конвеєрів k_D = 0,8;

n – частота обертання гвинта, хв$^{-1}$;

ψ – коефіцієнт заповнення жолоба;

k_β – коефіцієнт зменшення продуктивності, який залежить від кута β нахилу конвеєра:

β	0	5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90
k_β	1	0,9	0,8	0,7	0,65	0,58	0,52	0,48	0,44	0,4	0,34	0,3

Номінальну частоту обертання тихохідного гвинта згідно ГОСТ 2037 – 82 вибирають з ряду 6; 7,5; 9,5; 11,8; 15; 19; 23,6; 30; 37,5; 47,5; 60; 75; 95; 118; 150; 190 хв$^{-1}$. Максимальна частота обертання тихохідного конвеєра залежить від діаметра гвинта і зменшується з його значенням, так як спостерігається пересипання частини вантажу через вал гвинта, в результаті чого продуктивність зі збільшення частоти обертання гвинта не збільшується, а потужність, що споживається зростає.

В швидкохідних вертикальних конвеєрах на відміну від тихохідних горизонтальних конвеєрів для створення необхідної центробіжної сили гвинта, гвинт повинен мати достатньо високу частоту обертання. Розглянемо, як визначають мінімальну частоту обертання гвинта, при якій одинична частка, яка лежить на поверхні гвинта, починає рухатись вгору.

На частку масою m, яка лежить на гвинтовій поверхні, діють дві сили: одна – направлена за гвинтовою поверхнею вниз $mg\sin\alpha$, інша – сила тертя частки о гвинтову поверхню $mgf_в\cos\alpha$, де $f_в$ – коефіцієнт тертя (рис. 3.5.5, а). При обертанні часток з гвинтом зі швидкістю v виникає центробіжна сила mv^2/R (R – радіус обертання частки, рис. 3.5.5, б) , яка притискає частку до стінок нерухомого кожуха гвинта, в результаті чого виникає сила тертя частки о стінку циліндричного кожуха, $mv^2 f_к /R$ (де $f_к$ – коефіцієнт тертя часток о кожух), яка створює додатковий тиск на гвинтову поверхню спіралі гвинта (рис. 3.5.5, в). Складова цієї сили, яка діє вгору по гвинтовій поверхні, $mv^2 f_к\cos\alpha /R$, а сила нормального тиску на гвинтову поверхню $mv^2 f_к\sin\alpha/ R$.

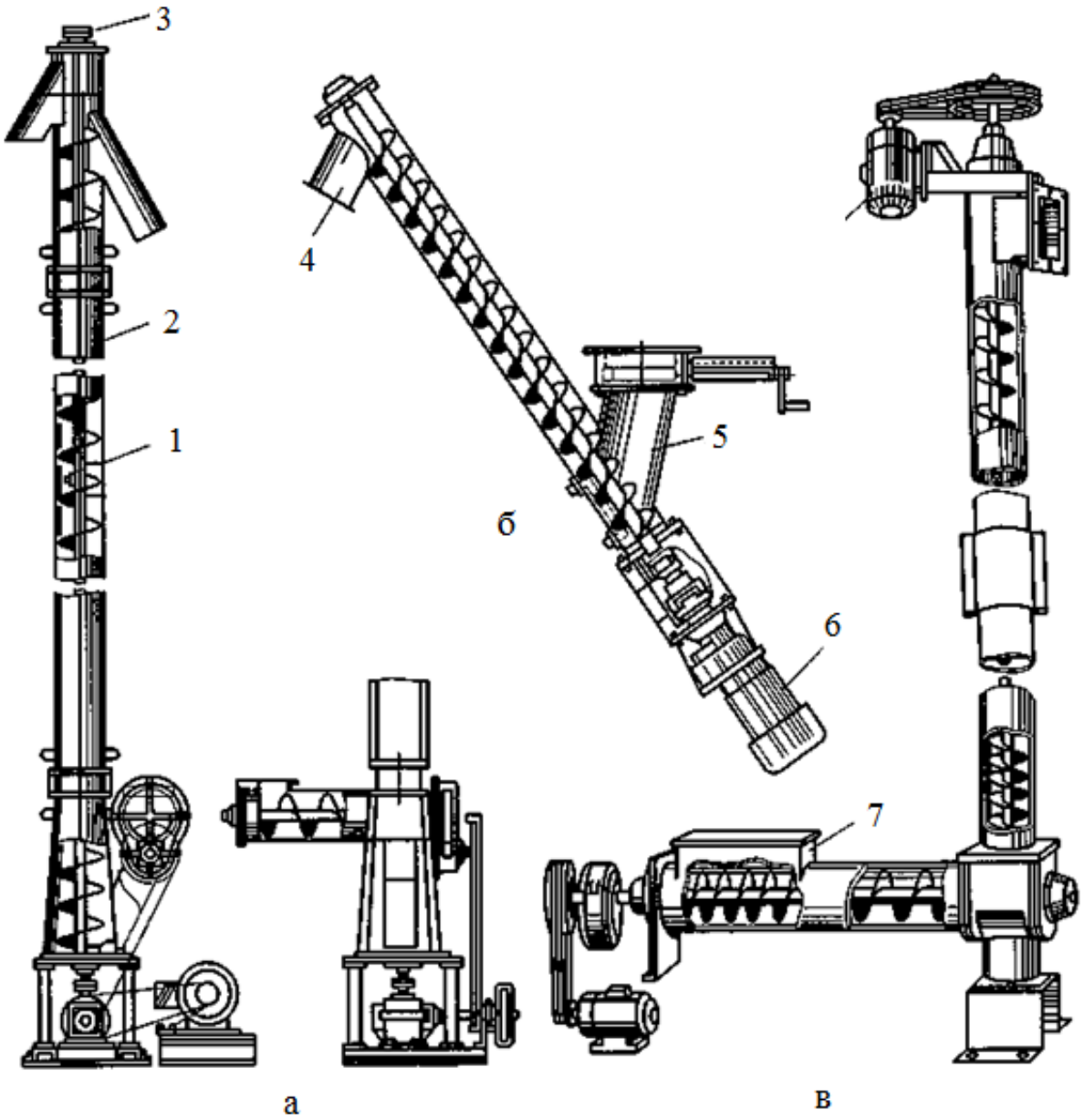


Рис. 3.5.4. Швидкохідні гвинтові конвеєри:
а, в) вертикальні; б) крутопохилі; 1 – гвинт; 2 – труба; 3 – опора;
4, 5 – відповідно розвантажувальний і завантажувальний патрубки; 6 – привід;
7 – гвинтовий живильник

Критична швидкість, тобто найбільша швидкість на окружності гвинта, за якою частка знаходиться в стані рівнодії , знайдемо з умови

$$mg\sin\alpha + mgf_{в}\cos\alpha + mv_{кр}^{2} f_{к} f_{в}\sin\alpha / R - mv_{кр}^{2} f_{к}\cos\alpha / R = 0 \qquad (3.5.4)$$

звідки

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{gR\sin\alpha + f_{в}\cos\alpha}{f_{к}\cos\alpha - f_{в}\sin\alpha}} = \sqrt{\frac{gR}{f_{к}} tg(\alpha + \rho_{в})}, \qquad (3.5.5)$$

де $\rho_{в}$ – кут тертя частки о поверхню гвинта, $\rho_{в} = \text{arctg} f_{в}$.

Враховуючи, що $v_{кр}=\rho R n_{кр}/30$, отримаємо критичну частоту обертання гвинта

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{2g}{Df_к}tg(\alpha+\rho_в)}, \qquad (3.5.6)$$

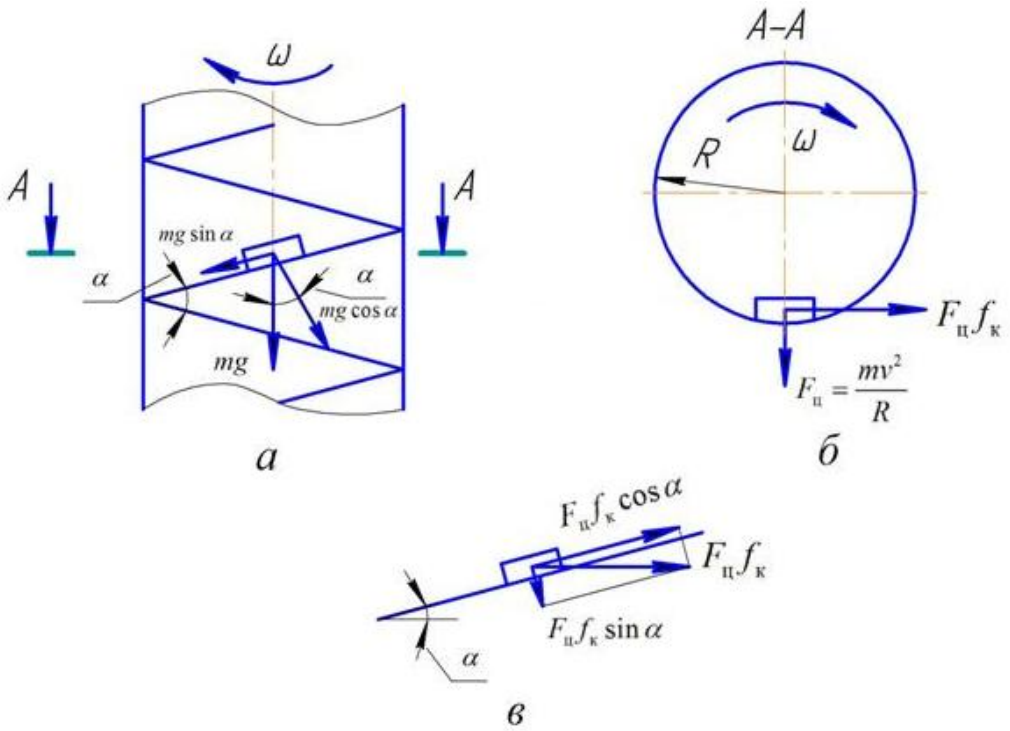


Рис. 3.5.5. Схема для розрахунку критичної швидкості обертання гвинта: m – вага частки; R – радіус обертання частки; $F_ц$ – центробіжна сила; v – колова швидкість частки; α – кут підйому гвинтової лопоті; $f_в$, $f_к$ – коефіцієнт тертя частки відповідно о гвинт і кожух.

При частоті обертання $n > n_{кр}$ частка рухається вгору за гвинтовою поверхнею.

З рівняння (3.5.6) можна зробити висновок, що для руху частки насипного вантажу вгору по осі гвинта частота його обертання повинна бути більше тим, чим більше кут підйому гвинта і менше його радіус, менше коефіцієнт тертя частки о гвинт і більше коефіцієнт тертя о стінку жолоба.

Для тихохідних горизонтальних конвеєрів частота обертання n гвинта повинна бути менше критичної частоти $n_{кр}$. Найбільшу допустиму частоту обертання гвинта в тихохідному горизонтальному конвеєрі можна визначити за емпіричним рівнянням

$$n_{max} \le n_{кр} \le A/\sqrt{D} \qquad (3.5.6)$$

де A – емпіричний коефіцієнт (табл. 3.5.2);

D – діаметр гвинта, м.

Для вертикальних швидкохідних конвеєрів частота обертання n гвинта повинна бути більше критичної $n_{кр}$.

Таблиця 3.5.2

Значення коефіцієнта А, коефіцієнта запасу потужності $k_з$, коефіцієнта заповнення жолобу ψ, коефіцієнта опору ω та $ω_0$ руху вантажу в гвинтовому конвеєрі

Група вантажу	***Приклади вантажів***	***Розрахункові коефіцієнти***				
		ψ	***$k_з$***	***A***	***ω***	***$ω_0$***
Легкі неабразивні	Зернові продукти, мука, деревна тирса.	0,4	1,1	65	1,2	5,5
Легкі мало - абразивні	Крейда, вугільний пил, азбест, торф, сода.	0,32	1,2	50	1,6	6,5
Важкі мало - абразивні	Сіль, кускове вугілля, суха глина.	0,25	1,4	45	2,5	7,5
Важкі абразивні	Цемент, зола, пісок, волога глина, подрібнена руда, шлак.	0,125	1,8	30	4,0	8,3

Розрахунковий діаметр гвинта при заданій продуктивності і обраній кутовій швидкості визначають за формулою (3.5.3):

$$D = 0,275\sqrt[3]{\frac{Q}{k_D n \psi \rho k_\beta}}. \qquad (3.5.7)$$

При транспортування кускових вантажів отриманий діаметр перевіряють за умовою розміщення кусків:

$$D \geq a^{|}_{\max} X, \qquad (3.5.8)$$

де $a^{|}_{\max}$ – найбільший розмір типових кусків, мм;

X – коефіцієнт, який залежить від типу вантажу, X=4…6 – для несортованого вантажу, X=10…12 – для сортованого вантажу.

Діаметр і крок гвинта обирають згідно ГОСТ 2037 – 82 (див. табл. 3.5.1).

Потужність привода гвинтового конвеєра реалізується на подолання наступних опорів.

Сила опору W від тертя вантажу о стінки жолоба і підйому вантажу на висоту (рис. 3.5.6)

$$W = qgf_ж L\cos\beta + qgfL\sin\beta = qg(L_г f_ж + H), \qquad (3.5.9)$$

де L, $L_г$, H – відповідно довжина конвеєра і його проекції на горизонтальну та вертикальну площину, м;

$f_ж$ – коефіцієнт тертя вантажу о стінки жолоба.

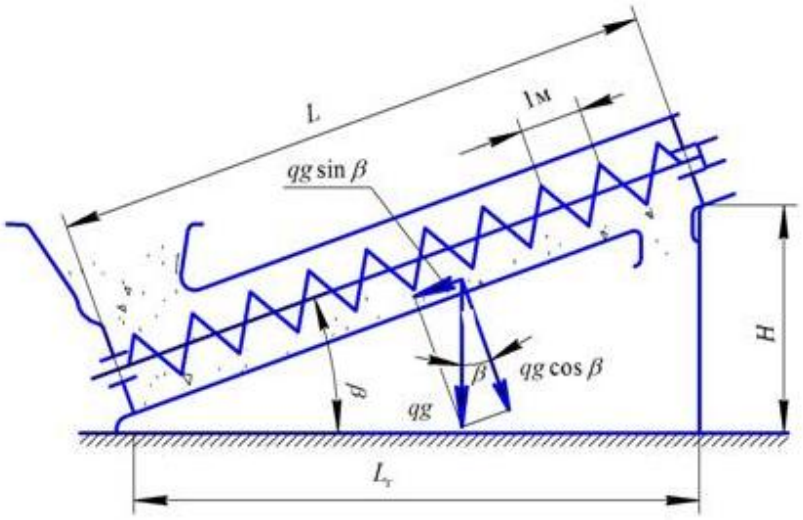


Рис. 3.5.6. Схема для визначення опору і потужності привода гвинтового конвеєра: L, $L_г$, H, – відповідно довжина конвеєра і його проекції на горизонтальну та вертикальну площину; β – кут нахилу; q – розподілення маси вантажу

Виразивши швидкість транспортування вантажу через $v=Sn/60$, а розповсюджену масу через продуктивність $Q=3{,}6qSn/60$, отримаємо потужність P_1, кВт, яка витрачається на подолання опору W:

$$P_1 = \frac{Wv}{1000} = \frac{Qg\left(L_г f_ж + H\right)}{3600}. \qquad (3.5.10)$$

Приймаючи силу опору W за нормальний тиск на поверхню гвинтової лопоті (без врахування кута підйому) визначають силу тертя вантажу о гвинт

$$F_в = qg(L_г f_ж + H) f_в \qquad (3.5.11)$$

де $f_в$ – коефіцієнт тертя вантажу о гвинт.

$$P_2 = F_в v_1 = \frac{qg\left(L_Г f_{ж} + H\right) f_в}{1000} \cdot \frac{\pi d_1 n}{60}. \qquad (3.5.12)$$

Окрім вказаних опорів робота гвинтового конвеєра супроводжується втратами в опорних підшипниках, на переміщення і дроблення вантажу, на спресування вантажу у проміжних підшипниках і т.д. Ці опори можуть значно перевищувати частку розглянутих раніше загальних опорів. Тому для визначення потужності використовують спрощені рівняння, які складаються з потужності P_1 на переміщення по горизонталі і підйом вантажу з врахуванням коефіцієнтів опору.

Потужність двигуна, кВт, для привода горизонтального пологопихилого тихохідного конвеєра

$$P_{дв} = \frac{\kappa_з Q}{367\eta_0}\left(L_г \omega \pm H\right). \qquad (3.5.13)$$

Потужність двигуна для привода крутопохилого і вертикального швидкохідного гвинтового конвеєра:

$$P_{дв} = \frac{\kappa_з QL}{367\eta_0}\left(\omega_0 + 1\right), \qquad (3.5.14)$$

де $k_з$ – коефіцієнт запасу потужності (див. табл. 3.5.2); η_0 – загальний ККД привода;

L – довжина конвеєра, м;

ω,ω_0 – коефіцієнт опору переміщення вантажу відповідно тихохідного і швидкохідного конвеєрів (див. табл. 3.5.2).

Зовнішній діаметр d, мм, трубчастого валу попередньо приймають з умови:

$$d \approx 35 + 0{,}1D. \tag{3.5.15}$$

Крутний момент на валу гвинта

$$T = 9550P_{\text{дв}} / n. \tag{3.5.16}$$

Осьове зусилля, яке діє на гвинт

$$F_{\text{а}} = \frac{2T}{kDtg\left(\alpha + \rho\right)}, \tag{3.5.17}$$

де k – коефіцієнт, який враховує, що сила прикладена до середнього діаметра лопаті гвинта $k = 0{,}7\ldots0{,}8$;

α – кут підйому гвинтової лінії по зовнішньому діаметру,… $^\circ$;

ρ – кут тертя вантажу о лопать гвинта, … $^\circ$.

Поперечне навантаження на дільницю гвинта між опорами гвинта:

$$F_{\text{г}} = \frac{2T}{kD}. \tag{3.5.18}$$

Слід мати на увазі, що сила F_r не зконцентрована в одному перерізі, а розповсюджена між всіма витками прольоту між опорами.

Вал гвинта розглядають як розрізний і розраховують на кручення від моменту T, розтягування або повздовжні навантаження силою W і згин від розповсюдженої по довжині поперечного навантаження F_r і власної сили ваги.

Прогин валу гвинта не повинен перевищувати 40% зазору між гвинтом і кожухом.

3.6 Інерційні конвеєри

3.6.1 Загальні положення

Інерційний конвеєр є відкритим або закритим герметичним жолобом, підвішеним або встановленим на опорну металоконструкцію. Жолоб за допомогою збудника коливання створює зворотно-поступальний (коливальний) рух, в результаті якого вантаж, що знаходиться в жолобі, виконує переміщення вперед з певною швидкістю. Характер переміщення вантажу залежить від режиму коливань жолоба.

Чітка і повна класифікація інерційних конвеєрів вельми складна як через велику кількість конструктивних типів, так і через тісний їх взаємозв'язок. Інерційні конвеєри по режиму руху жолоба і вантажу розділяють на інерційні з постійним і змінним тиском вантажу на дно жолоба і вібраційні. На інерційному конвеєрі вантаж ковзає по жолобу під дією сили

інерції, не відриваючись від нього; на вібраційному конвеєрі вантаж відривається від жолоба і рухається мікрокидками. Ця принципова відмінність в русі вантажу обумовлює відмінність в характері зношування стінок жолоба конвеєра, участі маси вантажу, що транспортується, в коливальному русі, енергоємності приводу.

За профілем траси інерційні конвеєри розділяють на прямолінійні горизонтальні, похилонаклонені (з підйомом вгору і схилом вниз під кутом до 15°) і вертикальні (з переміщенням вантажу вгору в жолобі, розташованому по гвинтовій поверхні).

Перевагами інерційних конвеєрів є:

• простота конструкції;

• можливість повної герметизації при транспортуванні вантажів, що порошать, отруйних та палаючих ;

• можливість виконання різних технологічних операцій (сушки, охолоджування) одночасно з транспортуванням;

• малий знос жолоба вібраційних конвеєрів навіть при переміщенні абразивних вантажів і порівняно невелика витрата енергії при сталому русі.

До недоліків інерційних конвеєрів відносять:

• значне зниження продуктивності при транспортуванні вантажу по похилій вгору;

• неможливість переміщення липких вантажів;

• зменшення швидкості і продуктивності при транспортуванні пилоподібних мілкодисперсних вантажів;

• передачу вібраційних навантажень на опорні конструкції, що не дозволяє неврівноважені конструкції конвеєра встановлювати на міжповерхові перекриття будівель і без фундаменту;

• порівняно невисокий термін служби пружних елементів і підшипників приводу;

• спостерігається інтенсивне зношування жолоба при транспортуванні абразивних вантажів.

Інерційні конвеєри застосовують для транспортування насипних і, рідше, штучних вантажів в горизонтальному і похилому напрямах при порівняно невеликих відстанях переміщення (до 50 м, рідко – до 100 м) і продуктивності (до 400 $м^3$/год). Вертикальні інерційні конвеєри транспортують вантажі по гвинтовій поверхні на висоту до 12 м при продуктивності до 20 $м^3$/год.

Самою оптимальною областю вживання інерційних (і особливо - вібраційних) конвеєрів слід рахувати герметичне транспортування насипних вантажів, що порошать, гарячих, газовиділяємих, отруйних, хімічно-агресивних, в умовах повної ізоляції від навколишнього середовища. Вертикальні інерційні конвеєри спеціальної конструкції використовують також у вигляді бункерів-накопичувачів і завантажувальних пристроїв. Інерційні конвеєри всіх типів не можуть транспортувати липкі вантажі (наприклад, вологу глину) і дуже погано транспортують тонкодисперсні

пилоподібні вантажі (наприклад, цемент).

Інерційні конвеєри з постійним тиском вантажу на дно жолоба

Інерційні конвеєри з постійним тиском вантажу на жолоб мають відмінності в законах руху при прямому і зворотному ходу. Жолоб 7 конвеєра (рис. 3.6.1, а) виконує зворотно-поступальний рух в горизонтальній площині на опорних катках 2 за допомогою двокривошипного приводу 3. На початку прямого ходу (рис. 3.6.1,б) вантаж переміщується разом з жолобом ($v_ж = v_г$, де $v_ж$ і $v_г$ – швидкості відповідно жолоба і вантажу), оскільки $i_ж < f_g$ (де f – коефіцієнт тертя вантажу по жолобі).

В кінці прямого ходу прискорення жолоба $i_ж$ змінює знак і різко зростає по абсолютному значенню. Інерційні сили стають більше сил тертя ($i_ж > f_g$), вантаж починає ковзати по жолобу вперед (точка А). Швидкість вантажу при постійному опорі лінійно зменшується і стає рівною швидкості жолоба (точка С). З цієї миті вантаж знову рухається разом з жолобом без ковзання. Оскільки частина шляху жолоба є зворотним ходом, необхідно прагнути скорочення відрізка CD.

Переміщення вантажу за один цикл (період Т) визначають графоаналітичним методом. За цикл роботи жолоба вантаж проходить відстань $S_г$ рівній заштрихованій на діаграмі площі $АКСВЕ_1А$, з урахуванням масштабу швидкості μ_v,, і часу μ_t. Середня швидкість $v_{ср}$, м/с, переміщення вантажу по жолобі $v_{ср} = Sn/60$ (звичайно $v_{ср} < 0,2$ м/с).

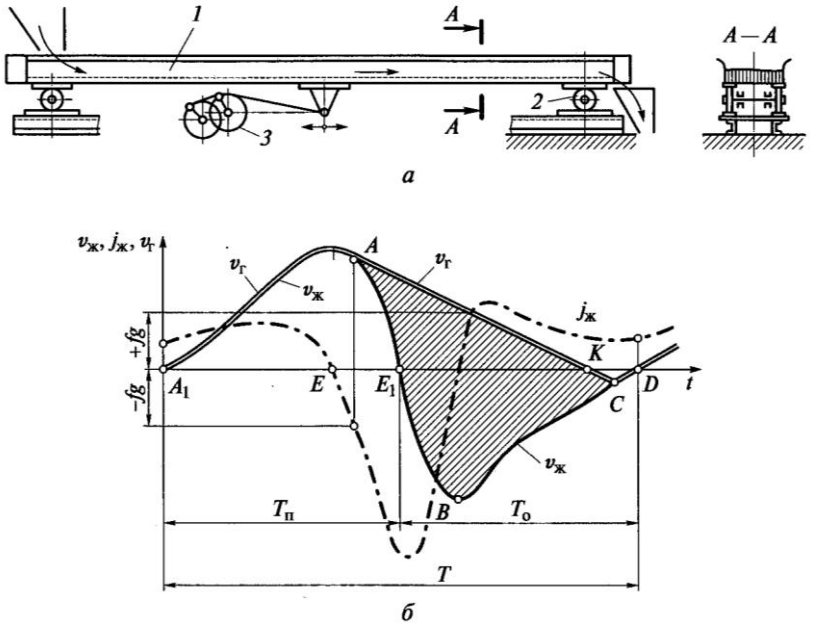


Рис. 3.6.1. Інерційний конвеєр з постійним тиском вантажу на дно жолобу:
а) схема конвеєра; б) діаграма зміни параметрів коливань вантажу конвеєра; 1 – жолоб; 2 – опорний каток; 3 – двокривошипний привід;
$v_ж$, $v_в$ – швидкості відповідно жолоба і вантажу; $j_ж$ – прискорення жолоба;
f – коефіцієнт тертя вантажу по жолобу; Т, $Т_п$, $Т_0$ – відповідно період коливань, час прямого і зворотнього ходу жолоба

Орієнтовну потужність, кВт, приводу можна визначити по наближеній формулі

$$P = 1{,}4 \cdot 10^{-5} g(m_1 + m_2 + m_3 + m_4), \qquad (3.6.1)$$

де m_1, m_4 – маси відповідно вантажу, жолоба, 2/3 шатуна і 1/4 катків, кг.

Амплітуда коливань складає $a=r$=50...150мм, частота обертання кривошипу n=40...85 хв $^{-1}$, ширина жолоба B=20...1200 мм і довжина до 50 м.

Режими роботи інерційних конвеєрів із змінним тиском вантажу на дно жолоба

Інерційний конвеєр із змінним тиском вантажу на дно жолоба (рис. 3.6.2,а) має жолоб 2, закріплений на пружних стійках 3, жорстко прикріплені до нього і опорній рамі 4 і встановлені під кутом β = 20... 30° до вертикалі. Коливальний рух жолоб отримує від кривошипного приводу 1. Кривошип обертається з постійною кутовою швидкістю і надає жолобу зворотно-поступальний рух однакового характеру як для прямого, так і для зворотного ходів в напрямі, перпендикулярному до опорних стійок. Оскільки стійки встановлені під кутом, то при русі вперед жолоб трохи підводиться вгору, а при русі вниз – опускається.

Швидкість $v_ж$ і прискорення $j_ж$ жолоба при його коливаннях направлені перпендикулярно напряму опорних стійок в протилежні сторони. При русі жолоба вперед (рис. 3.6.2,б) на частинку вантажу, що лежить на дні жолоба, діють сила тяжіння mg і сила інерції частинки $mj_ж$, направлена вниз.

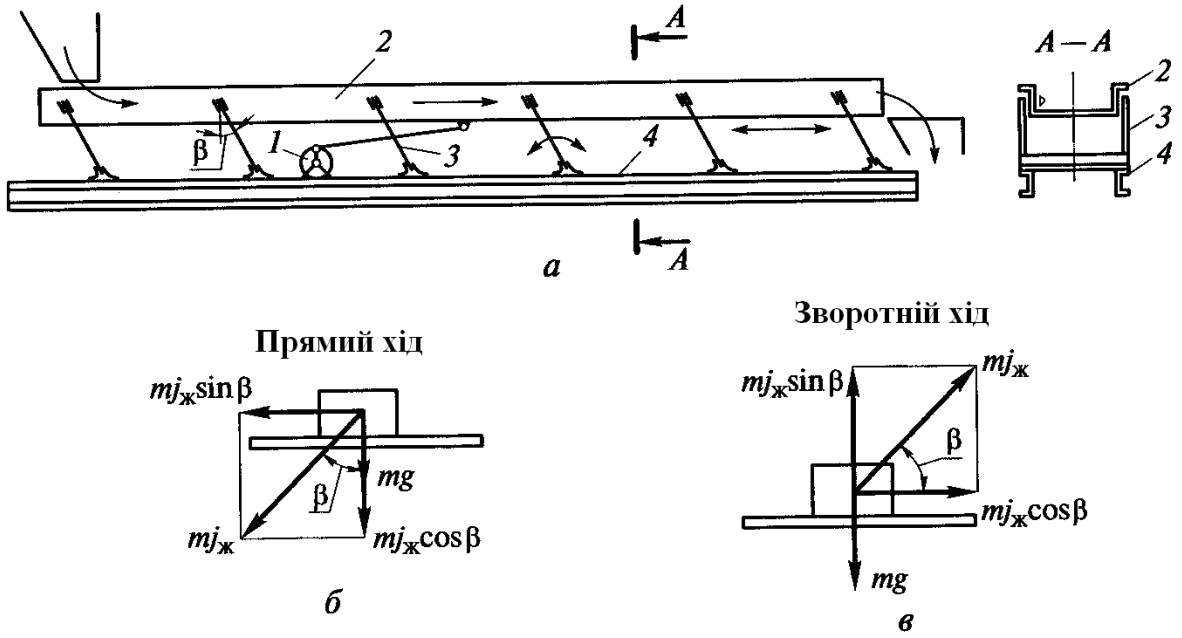


Рис. 3.6.2. Інерційний конвеєр з змінним тиском вантажу на дно жолоба: а) схема конвеєра; б, в) сили, що діють на частинку вантажу відповідно при прямому та зворотному ході жолоба; 1 – привід; 2 – жолоб; 3 – пружна стійка; 4 – опорна рама; m – маса частинки; $j_ж$, β – відповідно прискорення й кут коливання жолоба

Умовою сумісного руху частинки вантажу з жолобом при прямому ході (див. рис. 3.6.2, б) у напрямі транспортування буде

$$\begin{aligned} \left(mg + mj_{ж} \cos\beta\right) f \geq mj_{ж} \sin\beta; \\ \left(g + j_{ж} \cos\beta\right) f \geq j_{ж} \sin\beta, \end{aligned} \qquad (3.6.2)$$

де $j_{ж}$ – прискорення коливань жолоба, найбільше значення якого буде при амплітуді a, м, і частоті, ω, $с^{-1}$, коливань жолоба $j_{жmax} = a\omega^2$, $м/с^2$;

f – коефіцієнт тертя частинки вантажу по дну жолоба.

При зворотному русі жолоба (рис. 3.6.2, в) прискорення, а отже, і сила інерції, направлені вгору, а прискорення руху частинки вперед у напрямі транспортування:

$$\left(g - j_{ж} \sin\beta\right) f < j_{ж} \cos\beta. \qquad (3.6.3)$$

Таким чином, сили тиску вантажу на дно жолоба при прямому і зворотному його ходах виходять різними по значенню, що забезпечує можливість безперервного переміщення вантажу при гармонійних коливаннях жолоба.

На інерційному конвеєрі із змінним тиском вантажу на дно жолоба можливо безвідривний рух вантажу, коли при зворотному ході жолоба вантаж не втрачає контакту з ним. Для виконання цієї умови необхідно, щоб вертикальна складова максимального прискорення жолоба горизонтального конвеєра була менше прискорення сили тяжіння $a\omega^2\sin\beta < g$. Якщо вертикальна складова максимального прискорення жолоба буде більше прискорення сили тяжіння $a\omega^2\sin\beta > g$., то вантаж втратить контакт з жолобом. Відношення максимальної нормальної складової прискорення жолоба до складової прискорення сили тяжіння називають *коефіцієнтом Г режиму роботи інерційних конвеєрів* із змінним тиском вантажу на дно жолоба для конвеєрів з кутом нахилу α:

$$\Gamma = a\omega^2\sin\beta / (g\cos\alpha). \qquad (3.6.4)$$

Для горизонтальних конвеєрів $\cos\alpha = 1$, тому

$$\Gamma = a\omega^2\sin\beta / g. \qquad (3.6.5)$$

Коефіцієнт Г характеризує динамічний режим роботи інерційних конвеєрів із змінним тиском вантажу на дно жолоба і характер руху частинок вантажу: при $\Gamma < 1$ вантаж переміщається, не відриваючись від поверхні жолоба; при $\Gamma > 1$ вантаж переміщається мікрокидками (режим вібраційних конвеєрів); при $\Gamma = 1$ мають місце граничні умови.

Якщо жолоб виконує гармонійні коливання з коефіцієнтом режиму $\Gamma = 1$, то траєкторія руху частинки вантажу в вертикальній площині співпадає з напрямом руху жолоба. При $1 < \Gamma < 3{,}3$ рух частинки вантажу складається з декількох етапів, виконуваних в різні проміжки часу одного періоду коливань площини. Якийсь час частинка вантажу рухається разом з жолобом, потім, у міру збільшення прискорення і досягнення $\Gamma > 1$, вантаж відривається від площини, що коливається, і скоює вільний політ (мікрокидок), потім вона знову падає на площину і рухається спільно з нею. Після цього цикл руху вантажу повторюється.

Задача забезпечення найефективнішого руху частинок вантажу на вібраційному конвеєрі (при Г > 1) полягає у виборі часу t_2 (час зустрічі вантажу з жолобом) так, щоб вантаж потрапив на площину жолоба в мить, коли він рухається вгору і рух вантажу спільно з жолобом був би мінімальний. Це необхідно для підготовки наступного польоту без ковзання, перемішування, зворотного руху і тому подібних переміщень, перешкоджаючих раціональному руху частинок. З погляду оптимального переміщення вантажу найраціональнішими (ідеальними) режимами роботи конвеєра слід рахувати такі, при яких рух частинок виконується при безперервному підкиданні і час їх мікропольоту $t_п$ рівний або кратний цілому періоду Т коливання конвеєра, тобто:

$$t_n = pT, \tag{3.6.6}$$

де p – будь-яке ціле число

Дослідженнями встановлено, що рух з безперервним підкиданням частинок вантажу відбувається при

$$\Gamma = \sqrt{\pi^2 p + 1}. \tag{3.6.7}$$

При коефіцієнті p = 1, коли час мікрокидка частинки вантажу рівний одному повному періоду коливання конвеєра, коефіцієнт режиму Г = 3,3; при p = 2, коли час мікрокидка рівний 2Т, маємо Г = 6,36 і т.д.

В результаті досліджень отримано, що при p > 1 і Г > 3,3 є певні зони зниження швидкості переміщення вантажу, тобто не відбувається пропорційного її збільшення. Крім того, при Г > 3,3 конвеєр працює із значними прискореннями, що обумовлюють великі динамічні навантаження на привід, підшипники і інші елементи. Отже, для вібраційного конвеєра оптимальний коефіцієнт режиму роботи повинен знаходитися в межах 1 < Г < 3,3.

Внаслідок малої продуктивності, зносу жолоба і відносно високої енергоємності інерційні конвеєри з безвідривним рухом вантажу по жолобу в даний час мають мале розповсюдження і застосовують їх в основному як технологічні. Найбільше розповсюдження отримали вібраційні конвеєри. Завдяки режиму роботи з підкиданням частинок вантажу, жолоби вібраційних конвеєрів мало зношуються, мають низьку енергоємність.

Класифікація конвеєрів. Існує багато конструктивних типів вібраційних конвеєрів, які можна класифікувати по різних ознаках.

По напряму переміщення вантажу вібраційні конвеєри розділяють на горизонтальні, похилі і вертикальні.

За способом кріплення вантажонесучого елементу (жолоби, труби) розрізняють віброконвеєри на вільних пружних підвісках амортизаторах (підвісна, конструкція, що вільно коливається) і на похилих направляючих стійках (опорна конструкція з похилими направляючими пружними елементами). В опорній конструкції похилі пружні стійки служать не тільки опорами вантажонесучого елемента, але і обумовлюють напрям його коливань (жолоб одержує направлені коливання).

По числу мас, що одночасно коливаються, в коливальній системі

конвеєра розрізняють конвеєри одно-, двух- і багатомасові.

По характеру динамічної врівноваженості віброконвеєри розділяють на урівноважені і неврівноважені.

По числу вантажонесучих елементів розрізняють віброконвеєри одноелементні (тобто одножолобові або однотрубні) і двоелементні (двожолобові або двотрубні). Одноелементні конвеєри можуть мати одинарний або здвоєний вантажонесучий елемент. В останньому випадку вантажонесучі елементи, жорстко сполучені один з одним, коливаються як єдине ціле. Таку конструкцію застосовують для одночасного транспортування різних вантажів.

По виробничому призначенню розрізняють вібраційні конвеєри, живильники і дозатори, призначені для транспортування вантажу; конвеєри-грохоти для одночасного транспортування і розподілу частинок вантажу по їх крупності.

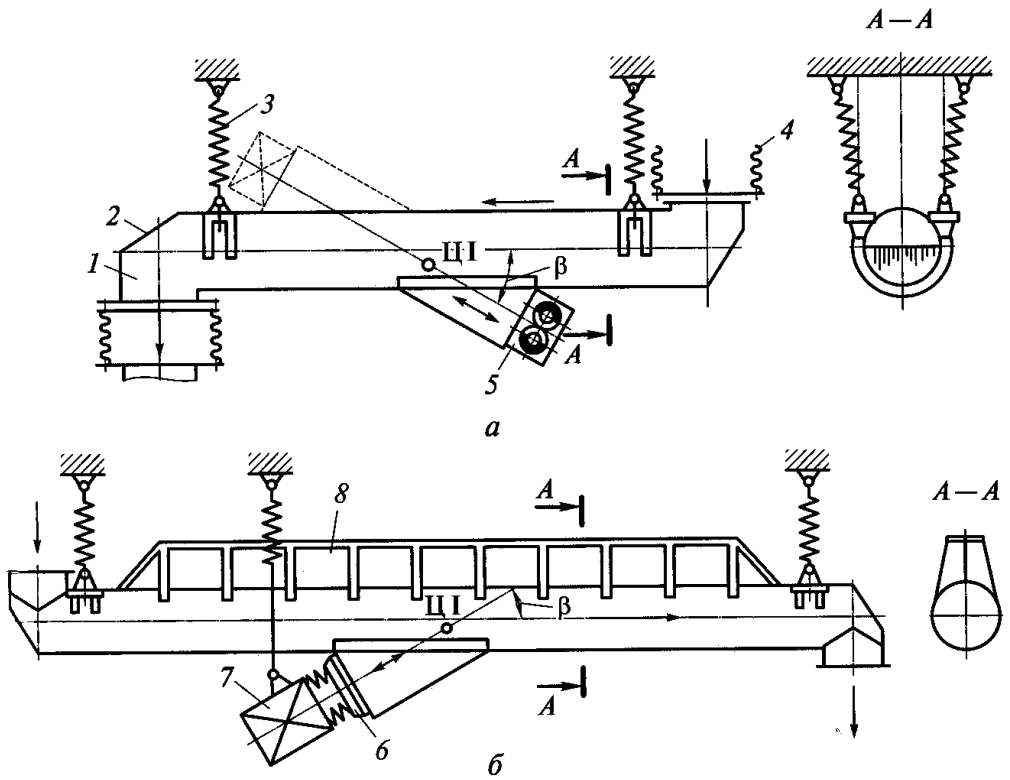
По характеристиці і налагодженні пружних опорних елементів (системи, що коливається) розрізняють віброконвеєри з резонансною, дорезонансною і зарезонансною настройкою пружної системи.

Будова конвеєрів. Підвісний вібраційний конвеєр з одномасною системою (рис. 3.6.3,а), що вільно коливається, складається з вантажонесучого елемента (труби або жолоба 2), вільно підвішеного або встановленого на пружних зв'язках - амортизаторах (пружних зв'язках 3) до нерухомих опорних конструкцій і отримуючого направлені коливання від відцентрового приводу 5 направленої дії. Привід може мати нижнє (показано суцільними лініями) або верхнє (показано штриховими лініями) розташування по відношенню до вантажонесучого елемента.

Завантажувальний 4 і розвантажувальний 1 патрубки труби конвеєра, що коливається, сполучають з нерухомими конструкціями, наприклад бункерами або пересипними воронками, за допомогою гнучких гофрованих патрубків з міцної тканини, гуми або пластмаси. Ці патрубки, забезпечуючи герметичність з'єднання, не перешкоджають коливальному руху труби або жолоба.

Двомасовий підвісний вібраційний конвеєр з електромагнітним збудником коливань представлений на рис. 3.6.3,б. Першою масою є вантажонесучий елемент (труба або жолоб) з прикріпленою до нього активною частиною 6 електромагнітного віброзбудника, друга маса - реактивна частина 7 віброзбудника. Вся решта вузлів така ж, як і у підвісного одномасового віброконвеєра.

Для забезпечення переміщення вантажу в заданому напрямі привід встановлюють так, щоб лінія дії направленої збурюючої сили, що створюється ним, складала кут $\beta = 20...30°$ з поздовжньою віссю конвеєра, та називають *кутом направлення коливання.*



Мал. 3.6.3. Підвісний вібраційний конвеєр:
а) одномасний з відцентровим приводом; б) двохмасовий з електромагнітним приводом; 1, 4 – розвантажувальний і завантажувальний патрубки; 2 – жолоб; 3 – пружні зв'язки; 5 – відцентровий привід; 6, 7 – реактивна і активна частини електрозбудника; 8 – ребро; ЦІ – центр інерції; β– кут напряму коливань

Для стабільності розповсюдження коливань важливо також забезпечити високу жорсткість вузла кріплення кронштейна приводу до вантажонесучого елемента конвеєра. При малій жорсткості кріплення виникають місцеві коливання стінок труби або жолоба, які негативно впливають на процес переміщення вантажу і можуть викликати руйнування як стінок труби, так і кріплення приводу.

Довжина конвеєра підвісної конструкції залежить від міцності і жорсткості вантажонесучого елемента та зазвичай не перевищує 6 м, оскільки збільшення розміру вантажонесучого елемента підвищує його власну масу і зменшує амплітуду коливань. Якщо трубу (або жолоб) посилити подовжнім ребром 8 (див. рис. 3.6.3,б), то максимальну довжину конвеєра можна довести до 8 м. Пружні підвіски (або опори) конвеєра мають малу жорсткість і служать лише амортизаторами ; частота власних коливань системи на таких підвісках значно нижче за частоту збурюючої сили. Тому підвісні конвеєри працюють в зарезонансному режимі, що дозволяє майже повністю виключити передачу вібраційних навантажень від конвеєра на опорні конструкції.

До переваг підвісних інерційних конвеєрів відносять простоту, порівняно невелику масу, можливість проміжного розвантаження і завантаження, малі динамічні навантаження на опори. Їх недоліками є мала

довжина переміщення і амплітуда коливань, зменшення амплітуди коливань при збільшенні завантаження.

Параметри підвісних конвеєрів: діаметри труб 160; 200; 320 і 400 мм, продуктивність 6...50 $м^3$/ч і довжина 4...6 м.

Опорний вібраційний конвеєр з похилими направляючими пружними стійками (рис. 3.6.4,а) складається з вантажонесучого елемента 4, опорних пружних елементів 3, нахилених під кутом напряму коливань β до вертикальної осі, віброзбудника 2, опорної рами 1, яка може встановлюватися безпосередньо на фундамент або на пружні амортизатори. Віброзбудник може бути відцентровим або електромагнітним, а також ексцентриковим. Відцентрові і електромагнітні віброзбудники можуть мати як нижнє, так і верхнє розташування. Збурююча сила приводу будь-якого типу повинна бути направлена під кутом напряму коливань β і її лінія дії повинна проходити через центр інерції коливальної системи.

Опорні конвеєри з відцентровими приводами мають зарезонансну, а з електромагнітним і ексцентриковим приводом частіше всього резонансну настройку пружної системи.

Основними і вельми істотними недоліками конвеєрів опорної конструкції є їх неврівноваженість і передача вібраційних навантажень (в основному у вигляді реакцій опорних пружних елементів) на опорні конструкції і, як наслідок цього, необхідність установки фундаментів для монтажу конвеєра. Для зменшення цих навантажень конвеєр обладнують важкою рамою (у тому числі і з металевим каркасом, залитим бетоном), маса якої в 3 - 5 разів більше маси вантажонесучого елемента, і встановлюють її на пружні амортизатори, проте це значно підвищує масу конвеєра.

Для урівноваження подовжніх зусиль опорні конвеєри з ексцентриковим приводом виконують з двох однакових секцій (рис. 3.6.4,б), між якими встановлений привід. Шатуни приводу сполучені з кожною секцією із зсувом фаз на 180°, що дозволяє зрівноважити горизонтальні складові діючих сил; вертикальні складові залишаються неврівноваженими, отже, для установки конвеєрів необхідний фундамент.

Двотрубний (двохжолобовий) врівноважений вібраційний конвеєр опорної конструкції (рис. 3.6.5) складається з паралельно розташованих вантажонесучих елементів - труб 3 і 7 (або жолобів), сполучених один з одним шарнірними коромислами 6 і пружними зв'язками - пластинчастими ресорами 5, ексцентрикового приводу 8, закріпленого безпосередньо на трубах (над або між ними). Коромисла 6 шарнірно за допомогою гумометалевих втулок кріплять до труб і до опорних осей 4, які спираються на стійки 2, сполучені з нерухомою опорною рамою 1. Коромисла і ресори встановлюють під кутом напряму коливань β до вертикалі. Шатуни приводу в крайньому положенні розміщують перпендикулярно до подовжніх осей ресор і коромисел і розташовують в площині, що проходить через центр інерції системи (ЦІ).

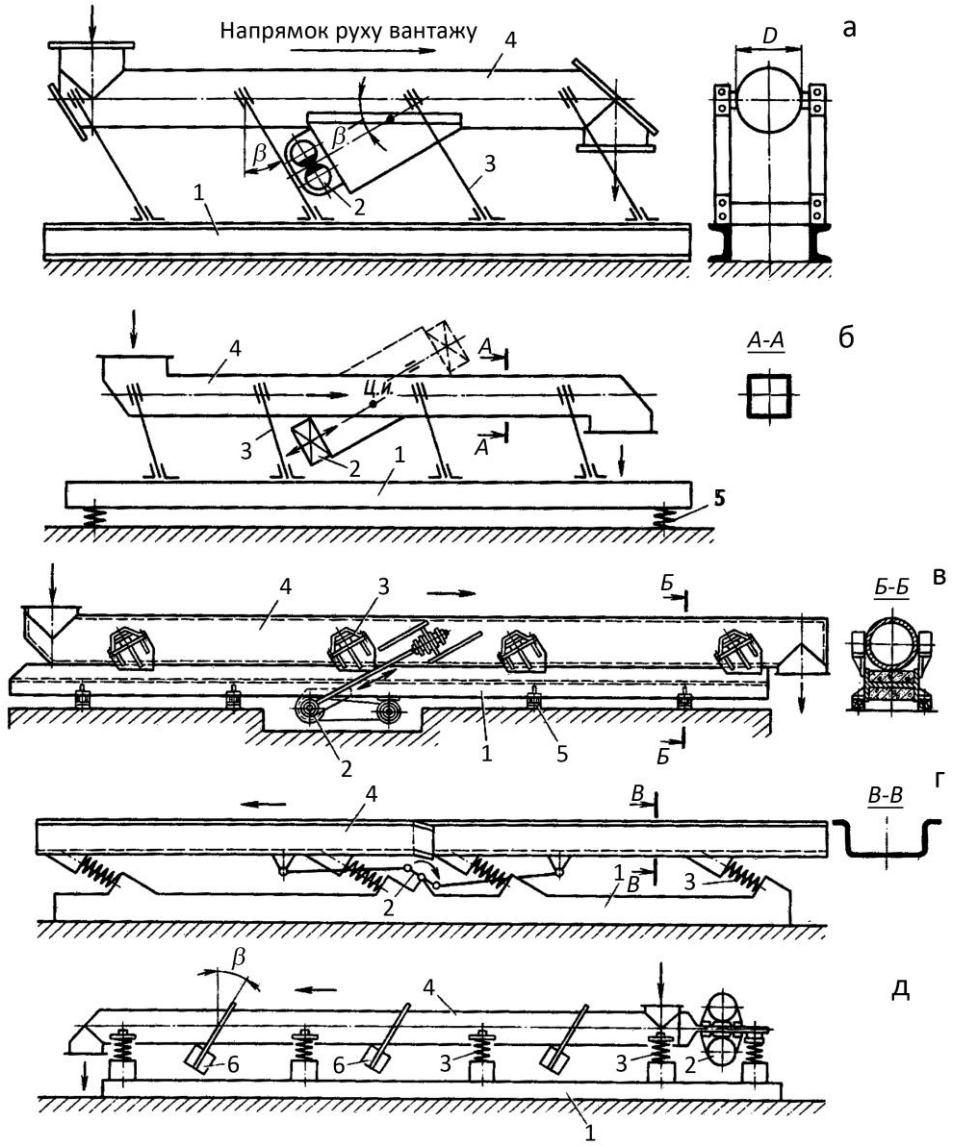


Рис. 3.6.4. Опорний вібраційні конвеєри:
а) одномасний з інерційним приводом; б,в) одномасний з інерційним приводом та з віброізоляцією; г) двомасовий з ексцентриковим приводом; д) багатомасовий з додатковими дебалансами; 1 – опорна рама; 2 – віброзбуджувач; 3 – опорний елемент; 4 – вантажонесучий елемент; 5 – віброізолятор; 6 – вантаж; β – кут напряму коливань

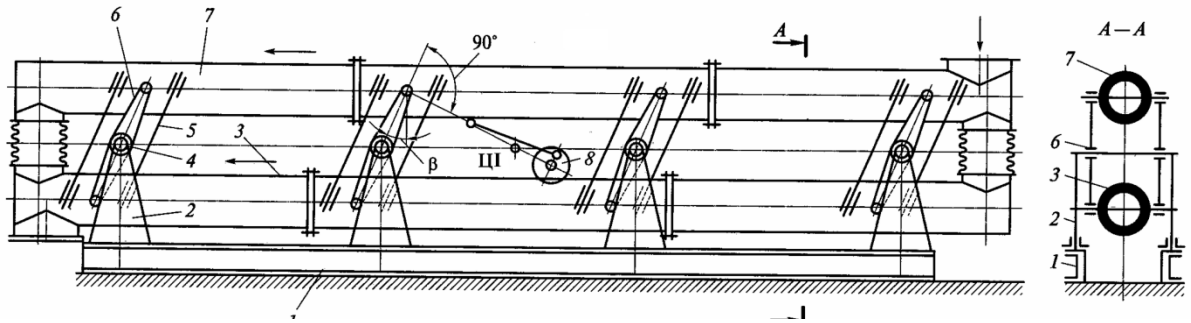


Рис. 3.6.5. Двотрубний зрівноважений вібраційний конвеєр:
1– нерухома рама; 2 – стойки; 3,7 – вантажонесучі елементи; 4 – опорна вісь; 5 – пластинчата ресора; 6 – коромисло; 8 – ексцентриковий привод; ЦІ – центр інерції; β – кут направлення коливань

Перевагами двотрубних конвеєрів є:
• врівноваженість мас, що коливаються;
• подвоєна продуктивність в порівнянні з однотрубними конвеєрами;
• найбільша довжина транспортування, що доходить до 60 і навіть до 100 м в одному агрегаті з одним приводом;
• постійність амплітуди коливань через вживання ексцентрикового приводу;
• мала витрата енергії у зв'язку з резонансною настройкою пружної системи.

До недоліків конвеєрів відносять:
• ускладнена конструкція вузлів проміжного завантаження і розвантаження;
• необхідність рівномірного завантаження;
• великі габаритні розміри.

Технічні вимоги на горизонтальні і пологонахилен вібраційні конвеєри приведені в ГОСТ 11732-78. Їх ресурс до першого капітального ремонту по пружних зв'язках і приводі не повинен бути менше 8 000 год, а рівень шуму при роботі не повинен перевищувати 85 дБ .

Елементи вібраційних конвеєрів

Вантажонесучий елемент виконують із стандартної труби або жолоба, які є зварними з листової сталі товщиною 3...5 мм. Жолоби при більшій довжині конвеєра складаються з секцій завдовжки 4...6 м на фланцевих болтових з'єднаннях. Для пилоподібних вантажів застосовують закриті жолоби прямокутного перерізу або труби.

Завантажувальні і розвантажувальні отвори конвеєра мають розміри: для труб - не менше 1,5d, для жолобів з прямокутним перерізом - не менше 1,5В (А – діаметр труби; В – ширина жолоба). Розміри вібраційних підвісних конвеєрів і живильників повинні вибиратися з наступних чисел:

· з трубчастим жолобом: номінальний діаметр труби d - 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800 мм; довжина жолоба L, - 400; 750; 1 000; 1 250; 1 500; 1 750; 2 000; 2 500; 3 000; 3 500; 4000 мм;

· з прямокутними або трапециивидним жолобом : ширина жолоба В-125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600 мм; висота жолоба h-80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400 мм; довжина жолоба L- 500; 750; 1000; 1750; 2000; 2500; 3000; 3500; 4000 мм

Поперечні перетини жолобів вібраційних конвеєрів опорної конструкції також бажано вибирати з приведених рядів.

Привід конвеєра. Електромагнітні приводи бувають одно- і двотактні. Основні переваги однотактних віброзбудників - малі габаритні розміри і маса; їх недолік - мала потужність (звичайно не більше 1 кВт), тому їх застосовують для конвеєрів і живильників з малою продуктивністю (приблизно до 20 $м^3$/ч).

Двотактні віброзбудники застосовують для двомасових живильників і конвеєрів важкого типу підвісної конструкції малої довжини (до 6 м).

Перевагами електромагнітних віброзбудників є відсутність частин, що труться і обертаються, можливість плавного регулювання продуктивності, простота експлуатації. До їх недоліків відносять значне зниження продуктивності при падінні напруги в мережі джерела струму і велику масу двотактних віброзбудників. Постійність частоти (3 000 хв$^{-1}$) і малі амплітуди (0,5...2,0 мм) обмежують можливість вживання електромагнітних віброзбудників для транспортування пилоподібних насипних вантажів.

Відцентрові приводи бувають дебалансні і направленої дії. Дебалансний відцентровий віброзбудник (рис. 3.6.6,а) є електродвигуном 1, на валу якого закріплений вантаж - дебаланс 2. При обертанні останнього виникає відцентрова сила F. Щоб трубі конвеєра передати направлені коливання, дебалансний привод забезпечують опорною плитою 3 з пружним шарніром 4. Плита через шарнір передає конвеєру тільки поздовжні складові відцентрової сили F_y, а поперечні складові F_x сприймаються пружним шарніром (тому привід називають маятниковим) і на конвеєр не передаються.

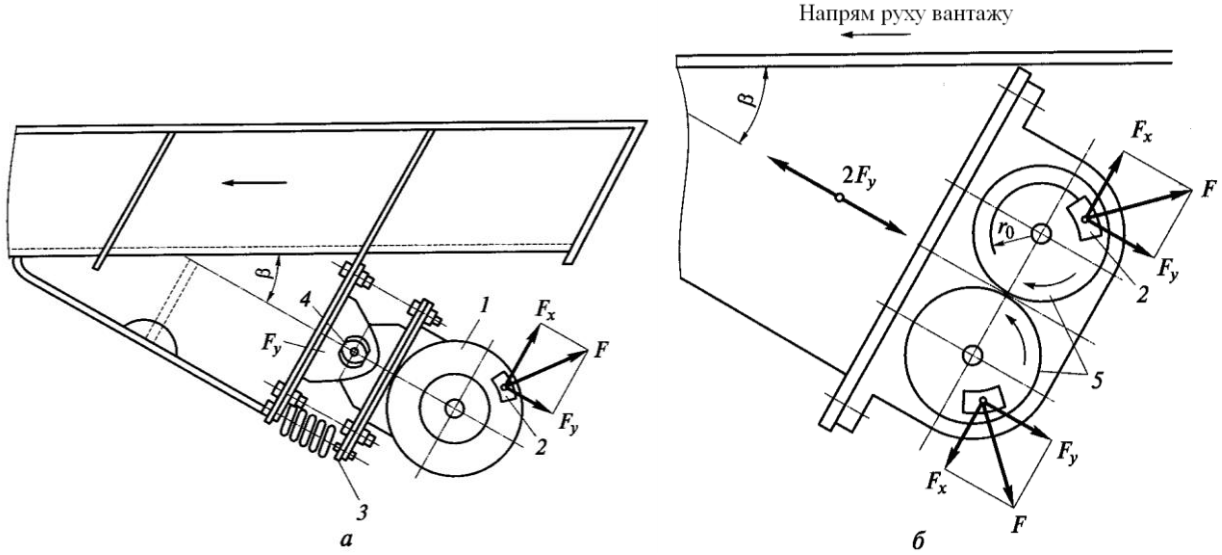


Рис. 3.6.6. Схеми відцентрових приводів:
а) дебалансного; б) направленої дії;
1– електродвигун; 2 – дебаланс; 3 – опорна плита; 4 – пружний шарнір; 5 – зубчаті колеса; F – відцентрова сила

У відцентровому приводі направленої дії (рис. 3.6.6,б) на двох зчеплених один з одним зубчатих колесах 5 закріплені однакові дебаланси 2 . При обертанні коліс виникають відцентрові сили F, поздовжні складові яких F_y, складаються (оскільки вони направлені в одну сторону),а поперечні сили F_x – врівноважуються (оскільки вони направлені в різні боки). Максимальна направлена відцентрова сила

$$2F_y = 2m_0 r_0 \omega^2 \qquad (3.6.8)$$

Відцентрові приводи застосовують для підвісних і опорних конвеєрів і живильників.

Перевагами відцентрового приводу є простота конструкції, малий шум при роботі, отримання великого діапазону частот (2800...750 хв$^{-1}$) і збу-

рюючих сил (до 100 кН). До недоліків відносять недовгий термін служби опорних підшипників.

Ексцентрикові (кривошипно-шатунні) приводи з жорстким (рис.3.6.7,а) шатуном застосовують на однотрубних і, головним чином, на урівноважених двотрубних конвеєрах з резонансною настройкою пружної системи. Їх перевагами є можливість отримання великого діапазону амплітуд (до 15 мм) і частот коливань (400...800 хв$^{-1}$). До недоліків відносять великі зусилля при пуску.

Для подолання їх в механізм приводу включають пружний елемент, який дозволяє поступово розгойдувати пружну систему від малих переміщень до повної робочої амплітуди. Пружними елементами слугують напівжорсткий і пружний шатун (рис. 3.6.7,б), пружний (гумовий) ексцентрик, шатун з масляним демпфером і ін.

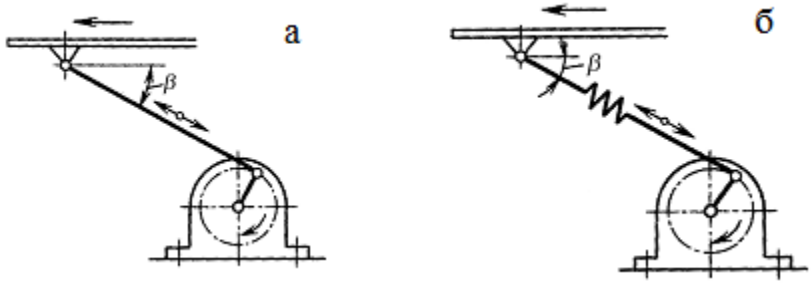


Рис. 3.6.7. Схеми ексцентрикових приводів:
а) з жорстким шатуном; б) з пружним шатуном; β – кут напрямку коливань

Вплив властивостей насипних вантажів на ефективність роботи вібраційних конвеєрів

На відміну від конвеєрів інших типів ефективність роботи вібраційних конвеєрів (продуктивність, швидкість транспортування, висота шару і т.п.) в значній мірі залежить від властивостей (головним чином, від величини частинок) вантажу, що транспортується.

При однакових параметрах коливання на одному і тому ж конвеєрі різні насипні вантажі рухаються з різними швидкостями і висотами шару, забезпечуючи різну продуктивність. Цю важливу властивість вібраційних конвеєрів потрібно обов'язково враховувати при їх використанні.

Найбільшого ефекту досягають при транспортуванні сухих однорідних порошкоподібних, зернистих і дрібнококускових насипних вантажів (піску, шлаку, і т.п.); швидкість горизонтального транспортування доходить до 0,3 м/с і в окремих випадках до 0,6 м/с при самих оптимальних режимах вібрації. Менш ефективно використовування вібраційних конвеєрів для транспортування неоднорідних насипних вантажів з великою кількістю домішок пилоподібних частинок - швидкість їх переміщення в 2-3 рази менше. Це пояснюється тим, що в процесі вібраційного транспортування пилоподібних вантажів при підкиданні їх частинок виникає повітряний прошарок між частинками вантажу і жолоба, який створює підвищений опір повітря при їх мікрокидку. Цим обумовлюється мала ефективність віб-

раційного транспортування пилоподібних тонкодисперсних вантажів з розміром частинок менше 0,05 мм (наприклад, цементу). Швидкість їх горизонтального переміщення звичайно складає 0,10...0,15 м/с при висоті шару 50...60 мм.

Із збільшенням амплітуди коливань ефективність транспортування пилоподібних вантажів збільшується, тому для їх переміщення використовують вібраційні конвеєри з ексцентриковим приводом (амплітуда коливань 12...15 мм, частота 500...400 хв$^{-1}$). У похилих конвеєрів з подачею вантажу вгору швидкість переміщення і продуктивність Q знижуються приблизно на 3...5% на кожний градус підйому, тому, як правило, вібраційні конвеєри не виконують з кутом підйому більш 10°.

Для пилоподібних вантажів, наприклад цементу, а також несортованих вантажів з великою кількістю (більше 60 %) пилоподібних частинок кут нахилу конвеєра при транспортуванні вгору на підйом звичайно не перевищує 5°, оскільки при великих кутах транспортування практично припиняється.

Всі види вантажів краще транспортувати по схилу вниз. Тому пилоподібні вантажі доцільно по можливості транспортувати при схилі вниз під кутом 10...5°.

Незначна вологість (приблизно до 10 %) вантажів, що не мають липкості і в'язкості (наприклад, чистий пісок, деревна тирса), не перешкоджає їх переміщенню і навіть в окремих випадках сприяє збільшенню швидкості; проте при подальшому підвищенні вологості ефективність транспортування різко знижується. Липкі, вологі вантажі, ним є наприклад глина, транспортуються дуже погано.

Сортовані крупно - і середньокускові вантажі при відсутності дрібних частинок добре переміщаються віброконвеєром, проте при русі вони видають шум від ударів по дну жолоба;) і спричинюють зношування жолоба; можливо подрібнення й очищення від забруднень вантажу (наприклад коренеплодів від землі).

Несортовані вантажі мають знижену швидкість транспортування, проте повного розділення частинок вантажу по фракціям в загальному шарі не спостерігається, хоча на поверхні шару помічається деяке збільшення швидкості руху більш крупних шматків вантажу по більш дрібних частинках.

Швидкість транспортування однорідних кускових вантажів майже не залежить від висоти шару і практично залишається постійною. Легкорухомі пилоподібні і сухі зернисті вантажі при тонкому шарі переміщаються з найбільшою швидкістю. З підвищенням висоти шару швидкість транспортування помітно зменшується, тому такі вантажі транспортують при малій висоті шару (50...100 мм).

3.6.2 Розрахунок інерційного конвеєра

Параметри коливань жолоба приймають залежно від конструкції конвеєра і типу його приводу, для чого з табл. 3.6.1. вибирають значення

коефіцієнта режиму роботи Г конвеєра, що рекомендується. Один з параметрів коливань (а, ω) вибирають залежно від фізико-механічних властивостей вантажу і типу приводу конвеєра по табл. 3.6.2.

Для конвеєрів з ексцентриковим і відцентровим приводами частіше за все приймають значення амплітуди коливань і для забезпечення вибраного коефіцієнта режиму роботи Г конвеєра на підставі формули (3.6.4.) визначають частоту коливань жолоба.

$$\omega = \sqrt{\frac{\Gamma g \cos\alpha}{a \sin\beta}}. \qquad (3.6.9)$$

Для конвеєрів з електромагнітним приводом і фіксованою частотою коливань визначають амплітуду коливань жолоба.

$$a = \frac{\Gamma g \cos\alpha}{\omega^2 \sin\beta}. \qquad (3.6.10)$$

Після остаточного вибору амплітуди і частоти коливань жолоби за формулою (3.6.4) уточнюють значення коефіцієнта Г режиму роботи конвеєра.

Таблиця 3.6.1

Значення коефіцієнта режиму роботи Г вібраційних, що рекомендуються для конвеєрів

Конструкція конвеєра	Тип вібраційного приводу	Коефіцієнт Г для транспортування вантажів	
		пилоподібних і кускових	кускових
Однотрубні (одножолобові) легкого і середнього типів (при (Q ≤ 50 т/год) підвісній і опорній конструкції	Відцентровий або електромагнітний	3,0...3,3	2,8...3,0
Те ж, важкого типу (при Q > 50 т/год)	Теж	2,0. ..2,5	1,8...2,3
Двотрубні і однотрубні урівноважені, легкого і середнього типів (при Q ≤ 50 т/год та L ≤ 30м)	Ексцентриковий	1,6. ..2,8	1,5 ...2,5
Те ж, важкого типу (при Q > 50 т/год та L > 30 м)	»	1,3...2,5	1,2 ...2,0

Швидкість транспортування залежить від властивостей вантажів, що транспортуються, та кута нахилу конвеєра

$$\upsilon \approx \left(K_1 \pm K_2 \sin\alpha\right) a\omega \cos\beta \sqrt{1 - \frac{1}{\Gamma^2}}, \qquad (3.6.11)$$

де: K_1 і K_2, – емпіричні коефіцієнти, залежні від фізико-механічних властивостей вантажу, що транспортується (табл. 3.6.3.);

α – кут нахилу конвеєра ...°;

a – амплітуда коливань, м;

Γ – прийнятий коефіцієнт режиму роботи конвеєра.

У формулі (3.6.11) знак «–» в дужках приймається для конвеєрів, що працюють на підйом, а знак «+» – для конвеєрів, що працюють на спуск.

Для горизонтальних конвеєрів $K_2 \sin\alpha = 0$ і швидкість

$$\upsilon = K_1 a\omega \cos\beta \sqrt{1 - \frac{1}{\Gamma^2}}. \qquad (3.6.12)$$

Менші значення коефіцієнтів K_1 і великі K_2 відносять до більш дрібних вантажів, оскільки чим дрібніше частинка вантажу, тим менше швидкість його транспортування .

Таблиця 3.6.2

Значення амплітуди а, що рекомендуються, і частоти коливань ω вібраційних конвеєрів

Тип приводу	ω,$с^{-1}$	а, мм, для вантажів	
		пилоподібних і порошкоподібних	кускових
Електромагнітний	300	1,2 ...2,0	0,75...1,0
Відцентровий одинарний	280...150	1,2 ...3,0	0,8...2,5
Відцентровий здвоєний	150...100	2... 4	2...3
Ексцентриковий	80...45	5...15	4...8

Таблиця 3.6.3

Середні зведені значення експериментальних коефіцієнтів К та $К_2$

Вид вантажу	Розмір частинок,мм	Вологість,%	$К_1$	$К_2$
Кусковий	5…200	-	0,9…1,1	1,5…2,0
Зернистий	0,5…5,0	0,5…10	0,8…1,0	1,6…2,5
Порошкоподібний	0,1…0,5	0,5…5,0	0,4…0,5	1,8…3,0
Пилоподібний	Менше 0,1	0,5…5,0	0,2…0,5	2…5

Продуктивність конвеєра

$$Q = 3600 A z \psi \rho v, \qquad (3.6.13)$$

де A – площа поперечного перетину жолоба, $м^2$;

z – кількість вантажонесучих жолобів;

ψ – коефіцієнт заповнення жолоба, для відкритих жолобів ψ = 0,6... 0,9; для прямокутних труб ψ = 0,6... 0,8; для круглих труб ψ = 0,5... 0,6, менше значення приймають для вантажів дрібних фракцій;

ρ – густина вантажу, що транспортується, т/м^3;

υ – швидкість транспортування вантажу, визначувана за формулою (3.6.11), м/с.

Розміри поперечного перетину жолоба визначають по розрахунковій продуктивності Q і швидкості υ транспортування вантажу. Для круглих жолобів внутрішній діаметр труби, м:

$$D = \sqrt{\frac{Q}{2826\psi\rho\upsilon z}}. \tag{3.6.14}$$

Для прямокутних жолобів ширина жолоба, м:

$$B = \frac{Q}{3600\, h_в \rho\upsilon z}, \tag{3.6.15}$$

де $h_в$ – висота шару вантажу по рекомендаціях, в середньому $h_в$ = 50...100 мм.

Ширину жолоба і діаметр труби перевіряють по умові розміщення шматків вантажу: для рядових вантажів D,B $\geq 3a_{max}$; для сортованих вантажів D,B $\geq 4a_{max}$. Зусилля в пружних зв'язках і шатуні конвеєра залежать від характеру настройки пружної системи конвеєра. Резонансна настройка пружної системи конвеєра забезпечує малу витрату енергії при сталій роботі конвеєра, можливість створення конвеєра високої продуктивності, але вимагає значних пускових зусиль через велику жорсткість пружної системи. Резонансна настройка пружної системи отримала переважне розповсюдження на конвеєрах середнього і важкого типів.

Підвісні вібраційні конвеєри (див. рис. 3.6.3) працюють в зарезонансному режимі настройки пружної системи. Амплітуду коливань вантажонесучого елемента конвеєра, що вільно коливається, при жорсткості пружних зв'язків k і внутрішньому опорі в них μ визначають з рішення диференціального рівняння вимушених коливань центру інерції системи

Потужність приводу визначають по емпіричних формулах, запропонованим В.К.Дьячковим:

для коротких конвеєрів завдовжки L < 10 м

$$P_{дв} = \frac{C_в Q}{10^3 \eta_0}\left(K_3 L + \frac{H}{0{,}367}\right); \tag{3.6.16}$$

для конвеєрів завдовжки L> 10 м

$$P_{дв} = \frac{C_в Q}{10^3 \eta_0}\left(10K_3 + \frac{H}{0{,}367} + (L-10)K_4\right), \tag{3.6.17}$$

де $C_в$ – коефіцієнт транспортабельності вантажу: для зернистих і кускових вантажів, що володіють позитивними транспортабельними властивостями, (пісок, зерно), $C_в$ = 1; для порошкоподібних і пилоподібних насипних вантажів, що володіють зниженими транспортабельними властивостями, $C_в$ = 1,5...2;Q- розрахункова продуктивність конвеєра, т/год;

η_0 – ККД механізмів приводу;

K_3 і K_4 – коефіцієнти питомої втрати потужності (табл. 3.6.4);

L – горизонтальна проекція довжини транспортування вантажу, м;

H – висота підйому вантажу (при похилому транспортуванні), м.

Приклад розрахунку вібраційного конвеєра

Розрахувати горизонтальний двотрубний (двоелементний) динамічно урівноважений віброконвеєр (див. рис. 3.6.5) для транспортування крупного щебеню з насипною масою ρ= 1,8 т/м^3. Продуктивність конвеєра (Q = 150 т/год, довжина конвеєра L = 30 м, розмір шматків вантажу *a*' = 100 мм.

З табл. 3.6.1 для двотрубного конвеєра важкого типу з ексцентриковим приводом Q > 50 т/год і L = 30 м. Рекомендований коефіцієнт режиму роботи Г = 1,3...2,5; приймемо Г = 2. В табл. 3.6.2 амплітуда коливань труби рекомендується при ексцентриковому приводі *a* = *r* = 4... 8 мм; приймемо *a* = 4 мм.

Таблиця 3.6.4

Середні значення коефіцієнтів $К_3$ і $К_4$

Вібраційний конвеєр	Розрахункова продуктивність конвеєра, т/год	$К_3$	$К_4$
Підвісний одномасовий з відцентровим приводом	5. ..50	6... 7	-
	Понад 50	5,0...5,5	-
Опорний одномасовий з направляючими похилими стійками-ресорами з відцентровим приводом	5...50	7...10	5... 6
	Понад 50	5...6	3,5...4,0
Двотрубний і однотрубний двомасовий, врівноважений з ексцентриковим приводом	5...50	З жорсткими шатунами	
		10...12	8...10
		З пружними шатунами	
	Понад 50	4,5 ...5,0	3,5 ...4,0
		4...5	3,0...3,5

З формули (3.6.9) кутова швидкість збудника коливань при α= 0 і середньому куті напряму коливань β = 30°

$$\omega = \sqrt{\frac{Г g \cos\alpha}{a \sin\beta}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{0,004 \sin 30^\circ}} = 99,04 \text{ рад/с}.$$

Критична частота обертання ексцентрикового валу

$$n_{кр}=30\omega_0/\pi=30 \cdot 99,04/3,14=946 \text{ хв}^{-1}.$$

Швидкість транспортування по формулі (3.6.12)

$$\upsilon = K_1 a \omega \cos\beta \sqrt{1-\frac{1}{Г^2}} = 1,0 \cdot 0,004 \cdot 99,04 \cos 30^\circ \sqrt{1-\frac{1}{2^2}} = 0,297 \text{ м/с}.$$

Тут коефіцієнт K_1 = 1 (див. табл. 3.6.3) для кускового вантажу з розмірами частинок 5..200 мм (в даному випадку максимальний розмір шматка *a*= 100 мм).

Діаметр труби при числі труб z = 2 і коефіцієнті наповнення ψ= 0,5 за формулою (3.6.14).

$$D=\sqrt{\frac{Q}{2826\psi\rho\upsilon z}}=\sqrt{\frac{150}{2826\cdot 2\cdot 0,5\cdot 1,8\cdot 0,297}}=0,315\text{м}.$$

Перевірка по умові розміщення шматків вантажу: D≥ 3a´ = 100 · 3 = 300 мм.

Потужність приводу конвеєра довжиною більше 10 м визначають за формулою (3.6.17):

$$P_{дв}=\frac{C_в Q}{10^3\eta_0}\left(10K_3+\frac{H}{0,367}+(L-10)K_4\right)=\frac{1\cdot 150}{10^3\cdot 0,95}\left(10\cdot 4,5+(30-10)3,5+\frac{H}{0,367}\right)=18,16\,\text{кВт}.$$

Коефіцієнт транспортабельної вантажу $C_в$= 1 (для кускових вантажів); K_3 = 4,5; K_4= 3,5 (див. табл. 3.6.4).

Вибираємо електродвигун з підвищеним пусковим моментом типорозміру 4АР1800М6У3 потужністю 18,5 кВт при частоті обертання 975 хв$^{-1}$. Так як частота обертання кривошипного валу ($n_{кр}$ = 946 хв$^{-1}$) і частота обертання двигуна мають невелику розбіжність, механічні передачі використовувати не доцільно.

Вертикальні вібраційні конвеєри

Вертикальний вібраційний конвеєр (рис. 3.6.10,а) є труба 1, з зовнішньої (інколи з внутрішньої) сторони якої по спіралі закріплений відкритий жолоб 2, по якому переміщається вантаж. Привід 3 надає трубі з жолобом направлені коливання вздовж і навколо вертикальної осі (тобто поздовжні і крутильні коливання), які забезпечують рух частинок вантажу, що транспортується вгору по спіралі.

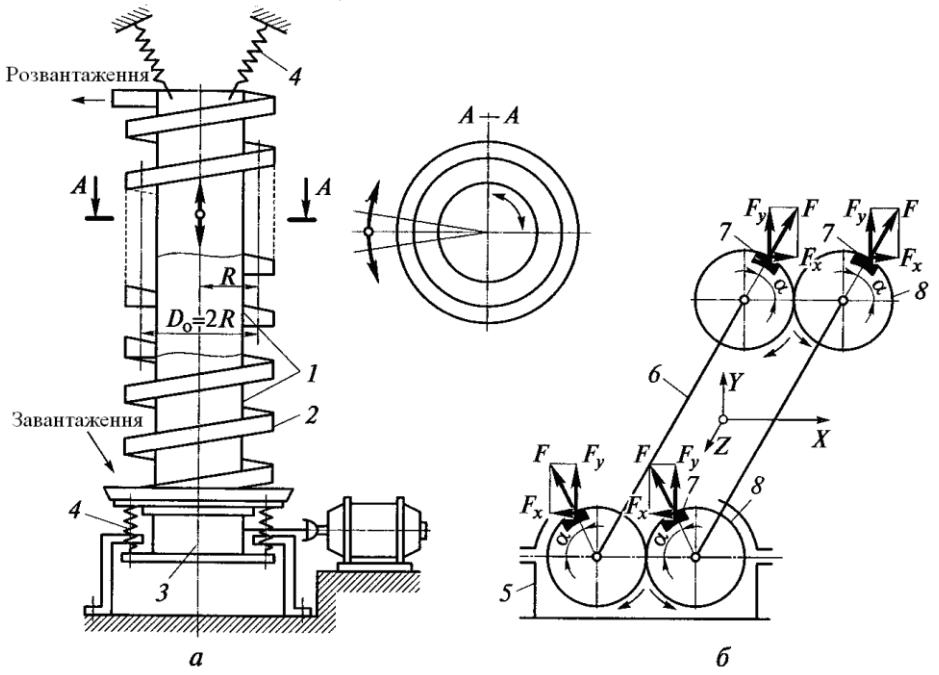


Рис. 3.6.10. Вертикальний вібраційний конвеєр:
а) конвеєр; б) двовальний віброзбуджувач; 1 – труба; 2 – спіральний жолоб; 3 – привід; 4 – пружина; 5 – корпус; 6 – вал; 7 – дебаланс; 8 – зубчате колесо

У вільно підвішеній конструкції конвеєр кріплять до опорних частин будівлі або фундаменту за допомогою амортизуючих пружин 4 або гумових

амортизаторів малої жорсткості, внаслідок чого усувають передачу вібраційних навантажень на опорні конструкції.

Збудником коливань вертикального конвеєра можуть бути два електромагнітні віброзбудника або дебалансні двигуни-вібратори, прикріплені під кутом напряму коливань до основи конвеєра, один двовальний відцентровий віброзбудник направленої дії або ексцентриковий привід.

Двовальний віброзбудник (рис. 3.6.10,б) складається з корпусу 5, усередині якого розміщено два паралельні вали 6; на кінцях валів встановлені однакові дебаланси 7, змонтовані попарно під певним кутом один до одного. Вали, сполучені один з одним за допомогою циліндричних зубчатих коліс 8, отримують чітко синхронне і синфазное обертання від електродвигуна. При обертанні дебалансів виникають відцентрові сили F, вертикальні складові F_y цих сил викликають коливання конвеєра уздовж його вертикальної осі; горизонтальні складові P_x, направлені в різні боки, утворюють момент, що викликає крутильні коливання конвеєра. Поєднання цих коливань при певній частоті і амплітуді забезпечують транспортування вантажу вгору по спіральному жолобу.

Вертикальні конвеєри з електромагнітними віброзбудниками мають частоту коливань 3000 $хв^{-1}$, з відцентровими – 1000... 1500 $хв^{-1}$, з ексцентриковими - 600...700 $хв^{-1}$. Сумарна амплітуда коливань складає а = 0,5...8 мм.

В існуючих конвеєрах $D_к$= 300... 900 мм, ширина жолоба 100...400 мм, продуктивність до 20 $м^3$/год, висота підйому 6... 12м.

3.7 Метальні конвеєри

Метальні конвеєри призначені для переміщення і обробки сипучих вантажів. Метальні машини за допомогою робочих органів надають матеріалу необхідну кінетичну енергію для направленого польоту його часток на відповідну відстань з великими швидкостями.

Перевагами цих машин є мала енергоємність; компактність конструкції; можливість переміщувати матеріал в будь якому напрямку і в важкодоступні місця.

Продуктивність маючих машин досягає 200 т/год.

По режиму роботи розрізняють машини безперервної і періодичної дії, а по принципу дії їх ділять на машини, що надають вантажу кінетичну енергію для направленого польоту його часток на задану відстань тертям об робочий орган, захватом-поштовхом і комбінованим способом.

Основні робочі органи метаючи транспортерів бувають стрічкові, лопатеві, дискові, кільцеві, вентиляторні.

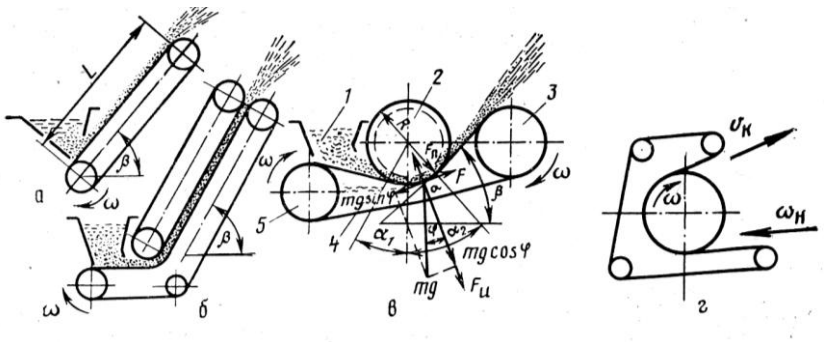


Рис. 3.7.1. Стрічкові метальні машини:
а) одно стрічкові; б) двострічкові; в і г) із зігнутою стрічкою; 1 – завантажувальний бункер; 2 – барабан-котушка; 3 – натяжний барабан; 4 – стрічка; 5 – ведучий барабан

Стрічкові метальні машини – транспортери, що забезпечують вільний політ вантажу, більший, ніж їх довжина. Вони бувають одно – (рис. 3.7.1,а), двострічкові (рис. 3.7.1,б), із зігнутою стрічкою (рис. 3.7.1,в,г). Стрічка може бути гладкою або з поперечними ребрами для захоплення вантажу.

Однострічкові конвеєри не знайшли розповсюдження із-за великої довжини, значного спрацювання стрічки, обмеженого кута польоту і швидкості вильоту часток.

Метальні конвеєри із зігнутою стрічкою більш компактні. Сила тертя об стрічку збільшується в результаті дії відцентрової сили на зігнутій ділянці шляху. Розрізняють метальні конвеєри з нижнім і верхнім вильотом (рис. 3.7.1,в,г). Переваги – це значний кут охоплення барабану, недолік – складність конструкції при подачі вантажу на стрічку.

Найчастіше використовують метаючи конвеєри з нижнім вильотом (рис. 3.7.1,в), який складається із замкнутої стрічки 4, що огинає ведучий 5 і натяжний 3 барабани. Ця стрічка зігнута барабаном 2, що виконаний у вигляді котушки. Таким чином, між стрічкою і боковими дисками барабана 2 створюється канал для завантаження із бункера 1 матеріалу, що транспортується. Для машин із зігнутою стрічкою, як і для двострічкових метальних конвеєрів, що мають велику продуктивність, необхідні живильники, що забезпечують безперервне автоматичне завантаження.

По принципу дії метальні конвеєри із зігнутою стрічкою відносяться до інерційних пристроїв.

Траєкторія польоту часток приведена на рис. 3.7.2,а – параболічна крива, при кінцевій швидкості υ_k описується рівнянням

$$y = xtg\beta - \frac{gx^2}{2\upsilon_k^2 \cos\beta}. \qquad (3.7.1)$$

Дальність і висота польоту (теоретична) без врахування опору повітря

$$L = x = \frac{\upsilon_k^2}{g}\sin 2\beta\,; \quad H = y = \frac{\upsilon_k^2}{2g}\sin^2\beta \qquad (3.7.2)$$

Кут польоту часток β приймають в межах 30…40°.

Для прицільного метання часток на певну висоту H кут польоту часток визначають в результаті сумісного вирішення формул 3.7.2:

$$tg\beta = 4H / L. \qquad (3.7.3)$$

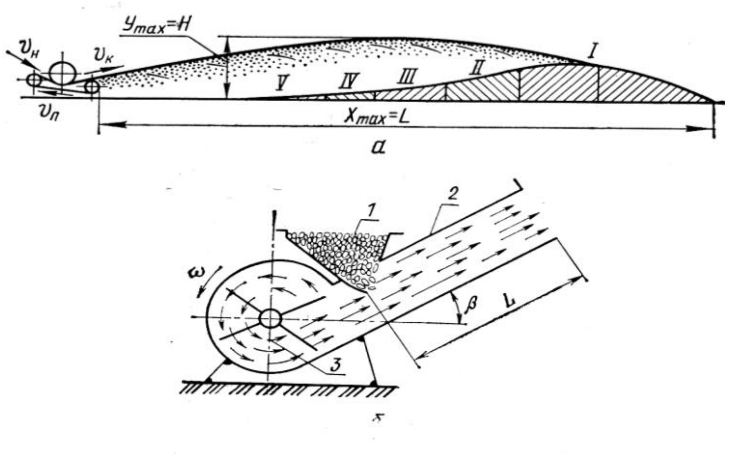


Рис. 3.7.2. а) траекторії польоту зерна; б) вентиляторного; I, II, III, IV і V фракції зерна; 1 – бункер; 2 – трубопровід; 3 – вентилятор

Варіюючи параметрами β, H, L, можливо знайти оптимальні умови.

Визначення швидкості польоту часток. Склавши рівняння руху точки а (див. рис. 3.7.1,в), скоротивши його на m (маса) і підставивши елементарний шлях частки $d_s = \upsilon dt = Rd\phi$, звідки $dt = Rd\phi / \upsilon$, отримаємо

$$\upsilon \frac{d\upsilon}{d\phi} = gR\left(f\cos\phi - \sin\phi \right) + f\upsilon^2. \qquad (3.7.4)$$

Після інтегрування і спрощення знаходимо

$$\upsilon_k = e^{f\alpha}\sqrt{\upsilon_н^2 + k_k gR},$$

де k_k – кінематичний коефіцієнт, що залежить від конструкції машини, вантажу, що переміщується ($k_k = 1,2...1,4$).

α – кут охоплення дисків

α_1 і α_2 – кути відповідно входу вантажу на стрічку і виходу.

З деякими припущеннями для попередніх розрахунків приймають

$$\upsilon_k = \upsilon_н e^{f\alpha}$$

Кінематичний параметр – швидкість стрічки υ_c яка практично рівна або дещо більше швидкості вантажу. Для метальних конвеєрів, що використовуються в сільському господарстві, рекомендується υ_c = 13…18 м/с.

Продуктивність метальних конвеєрів, кг/с, при безперервній і рівномірній подачі зерна

$$Q = k_n \rho B h \upsilon_k, \qquad (3.7.5)$$

де k_n = 0,7…0,8 – коефіцієнт продуктивності;

h – товщина шару зерна.

Потужність двигуна метального конвеєру витрачається на надання вантажу кінетичної енергії (швидкість υ_k), що необхідна для подолання тертя всередині матеріалу і передаточному механізмі. При k_T = 1,1…1,2.

$$P = k_T Q\left(\upsilon_k^2 - \upsilon_н^2\right)/\eta. \qquad (3.7.6)$$

Виключити процес сепарації можливо при виконанні умови

$$\upsilon_н = (1-0{,}18\alpha)\upsilon_л, \qquad (3.7.7)$$

де α = 3,14

Лопатеві метальні конвеєри широко застосовуються як самостійно так і в якості агрегатів, що вбудовані в силосозбиральні комбайни, сінозбиральні машини тощо.

Робочий орган метального конвеєру – лопатеве колесо, яке призначено для захоплення порції вантажу і надання вантажу швидкості для вільного польоту на задану відстань. Процес транспортування здійснюється безпосереднім контактом лопаті з матеріалом і надання йому кінетичної енергії, що достатня для вільного польоту. При цьому швидкість υ_k польоту матеріалу більша швидкості $\upsilon_п$ повітря, в наслідок чого знижується аеродинамічний опір вантажу. На створення повітряного потоку витрачається від 6 до 15 % всієї енергії.

За формою кожуха розрізняють лопатеві метальні конвеєри відкритого і закритого типів. В метальних конвеєрах першого типу вантаж подається до лопатевого колеса при русі машини, а в другому – спеціальним пристроєм чи транспортером.

До основних конструктивних і кінематичних параметрів відносять: форму кожуха, його діаметр (D) і ширина (B), число (z), частота обертання (n) і колова швидкість υ_t.

Оптимальні умови роботи метального конвеєра забезпечуються правильним вибором місця подачі матеріалу і концентрацією матеріалу перед направленим викидом на кінці лопаті. Це дозволяє виключити повторні оберти матеріалу.

Геометричні розміри метального конвеєру залежать від колової швидкості: для сипучих вантажів υ_t= 9…20 м/с, для зв'язних і липких матеріалів (грунт, силос) υ_t=30…45 м/с; менше значення для багато лопатевих метальних конвеєрів. Раціональні параметри метальних конвеєрів знаходяться в межах: діаметр лопатевого колеса D = 0,4…1,3 м, ширина кожуха B = 160…240 мм, діаметр трубопроводу або його ширина (0,8…1,0) B, число лопатей z = 2…6. Частота обертання лопатевого колеса n = 200…1400 хв$^{-1}$. Лопаті розташовуються радіально з відхиленням вперед до 2º і назад до 12º.

Діаметр D і частоту обертання n лопатевого колеса можна визначити за формулами:

при похилому метанні (рис. 3.7.3, а) із вільним польотом часток

$$D_n = \frac{60}{\pi}\sqrt{\frac{k_y g L}{\left(f^2+1\right)\sin 2\alpha_c}}, \qquad (3.7.8)$$

де k_y = 1,45…4,63 – коефіцієнт зменшення дальності польоту;

f – коефіцієнт тертя матеріалу по лопаті;

$\alpha_c = \beta - \alpha$ – кут між вектором швидкості і горизонталлю.

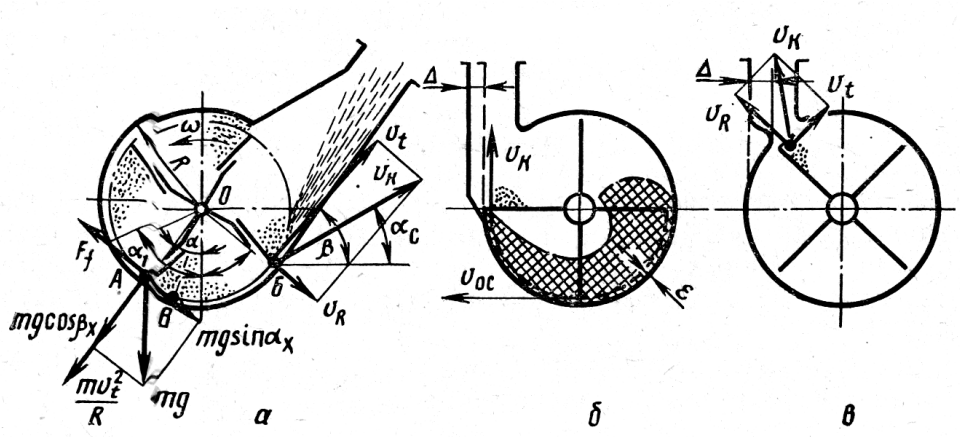


Рис. 3.7.3. Схеми до розрахунку пневмометальних конвеєрів:
а) відкритого лопатевого; б і в) контури кожуху в залежності від υ_t і υ_k

при вертикальному підйомі (рис. 3.7.3,б і в) з рухом часток в трубопроводі або жолобі

$$D = k_1 k_2 Q / \left(\rho \cdot z \cdot B \cdot \upsilon_t\right), \qquad (3.7.9)$$

де k_1= 22…28 – коефіцієнт впливу кута нахилу лопаті і фізико-механічних властивостей матеріалу;

k_2= 1,35…2,25 – коефіцієнт нерівномірності завантаження лопатей, що залежить від радіуса *R* і величини елементів матеріалу;

z – Кількість лопатей.

При проектуванні необхідно враховувати, що продуктивність метального конвеєру пропорційна діаметру в другій ступені і частоті обертання лопатей.

Потужність метального конвеєру витрачається на розгін часток вантажу і подолання сил тертя між кожухом і матеріалом, що виникають під дією сили тяжіння, відцентрової сили і опору повітря (рис. 3.7.3, а).

З рівняння роботи для вантажу масою *m* з припущеннями маємо

$$P = 0{,}5 k_в Q\left(\upsilon_t^2 - \upsilon_н^2 + f_k \beta_0^2 \upsilon_t^2\right)/\eta, \qquad (3.7.10)$$

де $k_в$ = 1,06…1,15 – коефіцієнт впливу опору повітря;

f_k – коефіцієнт тертя матеріалу по кожуху;

$\beta_0 = \beta_1 + \beta_2$ – дуга, яку проходить частка вантажу, рад.

В процесі роботи метального конвеєру в проміжку ε, (рис. 3.7.3,б) утворюється шар вантажу, що дещо відстає. Це призводить до заклинювання призми волочіння, періодичному зачищенню поверхні обичайки і

нерівномірному виштовхуванню вантажу.

Дискові метальні конвеєри (рис. 3.7.4) з вертикальною і похилою віссю обертання являють собою особливу групу машин. Диски виготовляють гладкі і ребристі. Основне їх призначення – розкидання матеріалу, що транспортується (піску, вапна, добрив тощо) по поверхні. Таким чином, в цих машинах транспортування використовується для виконання технологічної операції.

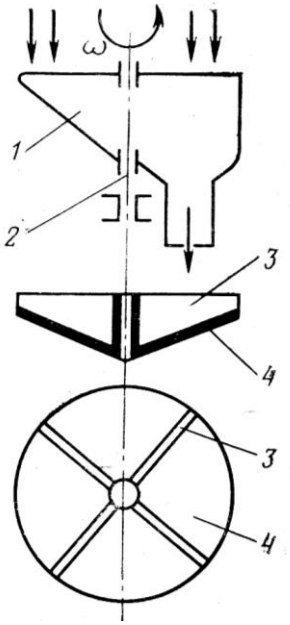


Рис. 3.7.4. Схема дискового розкидача:
1 – бункер; 2 – вал; 3 – лопаті; 4 – диск.

Матеріал потрапляє на диск, що швидко обертається і захоплює за собою вантаж. При режимі, що встановився, виникає відцентрова сила інерції, яка направлена вздовж радіуса і сприяє руху частки із швидкістю, що зростає від центру до периферії диска радіусом R. Частки вантажу злітають з кромки диска із швидкістю

$$\upsilon_k = \sqrt{\upsilon_t^2 + \upsilon_R^2} = k_0 \upsilon_t, \qquad (3.7.11)$$

де υ_t і υ_R – швидкість відповідно колова кромки диска і радіальна частки вантажу;

$k_0 = 1{,}2\ldots1{,}4$ – менше значення для вантажів з високим коефіцієнтом тертя ковзання.

Потужність для приводу дискового розкидача витрачається на: надання часткам кінетичної енергії; удари лопатей по частках і їх подрібнення; подолання тертя вантажу по диску і лопаті, а також опору тертя в опорах. Для попередніх розрахунків потужності, можна скористатися формулою

$$P = k_{доc} Q \upsilon_t^2 / \eta, \qquad (3.7.12)$$

де $k_{доc} \approx 2$ – дослідний коефіцієнт;

η – ККД привідного механізму.

Вентиляторні метальні конвеєри (рис. 3.7.2,б) за будовою і принципом

дії подібні до нагнітальних пневматичних транспортерів. Надання кінетичної енергії часткам матеріалу і їх розгін відбувається під напором повітря.

В процесі транспортування відбувається сепарація: більш важкі частки розташовуються далі. Схема розподілення вантажу, що транспортується приведена на рис.1.2, *а*.

Розрахунок зводиться до визначення швидкості часток на ділянці розгону, довжини трубопроводу, напору і потужності.

Граничне значення швидкості часток визначають за формулою

$$\upsilon_k = \upsilon_в - \sqrt{g \sin\beta / k_{пр}}, \qquad (3.7.13)$$

де $\upsilon_в$ = 20…50 м/с – швидкість повітря;

υ_k – критична швидкість;

$k_{пр}$ – коефіцієнт парусності;

A – площа (міделевий перетин).

Довжину розгінного трубопроводу рекомендується приймати в межах 2…4 м.

3.8 Пневмотранспортери

В приладах пневматичного транспорту вантаж переміщається по трубах і жолобах за рахунок енергії потоку повітря.

По способу взаємодії повітря на вантаж, що транспортується, прилади пневматичного транспорту можна розділити на дві основні групи.

До ***першої*** групи відносять пневматичні конвеєри, в яких частки сипучого вантажу переміщуються по трубі за рахунок аеродинамічного опору, що діє зі сторони повітряного потоку. Рух повітря відбувається за рахунок різниці тиску на початку і в кінці трубопроводу, який створюють нагнітальні або вакуумні насоси. Струмінь повітря, що рухається по трубопроводу з великою швидкістю утворює з вантажем, що транспортується однорідну аеросуміш, при цьому шматки матеріалу переміщуються з частковим ковзанням по нижній стінці труби.

Пневматичні конвеєри знайшли широке застосування в різних галузях промисловості, в будівництві, при перевантажувальних роботах на залізничному і водному транспорті.

До переваг пневматичних конвеєрів відносять:

- герметичність системи;
- відсутність втрат вантажів, що переміщюються;
- можливість переміщення вантажів по складній трасі;
- можливість спряження горизонтальних, вертикальних і похилих ділянок;
- зосередженість машинного обладнання в одному місці і відсутність необхідності в складному технічному обслуговуванні по всій трасі;
- можливість застосування розгалужених трубопроводів для

переміщення вантажів з декількох місць в одне чи навпаки;

- можливість поєднання транспортування з деяким технологічними процесами, наприклад охолодженням і сушкою і т.д.

До ***другої*** групи відносять пневмотранспортні установки, в яких вантаж, що транспортується знаходиться у псевдо зрідженому стані. Такі установки використовують для вертикального (пневмопідйомники) і похилого (аерожолоба) транспортування порошкоподібних і дрібнозернистих сипучих вантажів. Установки такого типу відрізняються найбільш вигідними економічними показниками по витратам енергії, знижують проблему роботи пиловловлюючих пристроїв, зменшують спрацювання елементів пневмотранспорт них установок.

По способу створення в трубопроводі тиску пневматичні конвеєри можна розділити на всмоктувальні, нагнітальні і змішані (рис 3.8.1).

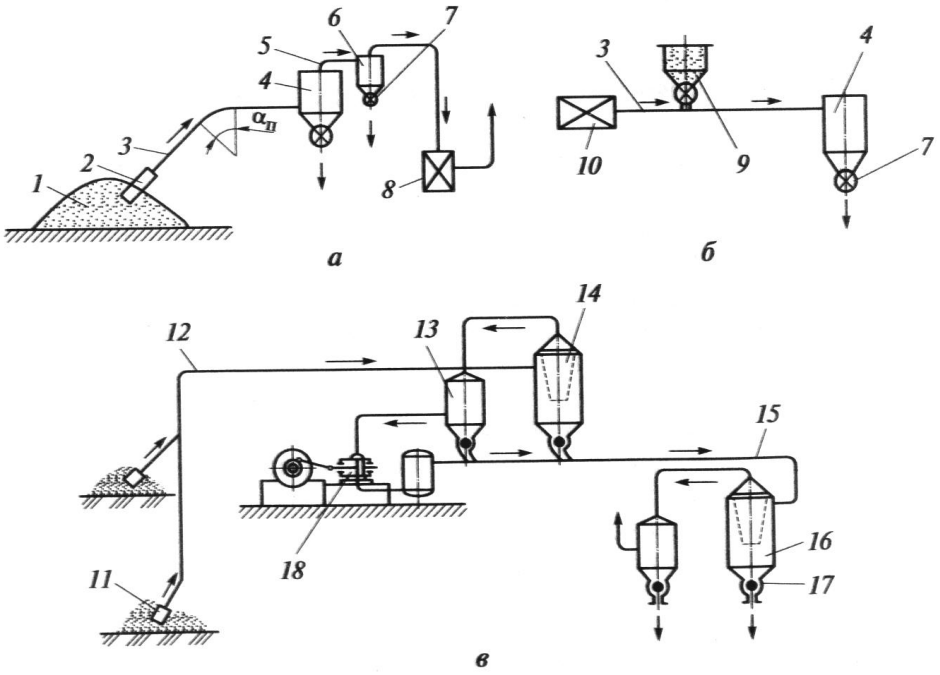


Рис. 3.8.1. Схеми пневматичних конвеєрів:
а) всмоктувального; б) нагнітаючого; в) змішаного; 1 – насипний вантаж; 2, 11 – сопла; 3, 12,15 – транспортні трубопроводи; 4,14,16 – віддільники; 5 – повітропровід; 6,13 – фільтри; 7,17 – шлюзові затвори; 8 – вакуумний насос; 9 – живильник; 10,18 – компресори.

3.8.1 Елементи пневматичних конвеєрів

Живильники. Живильники призначені для подачі сипучого матеріалу в транспортний трубопровід (рис. 3.8.2).

Віддільники. Віддільники призначені для відділення вантажу від повітря в кінці траси конвеєра. По принципу дії віддільники бувають об’ємні, інерційні і відцентрові (рис. 3.8.3).

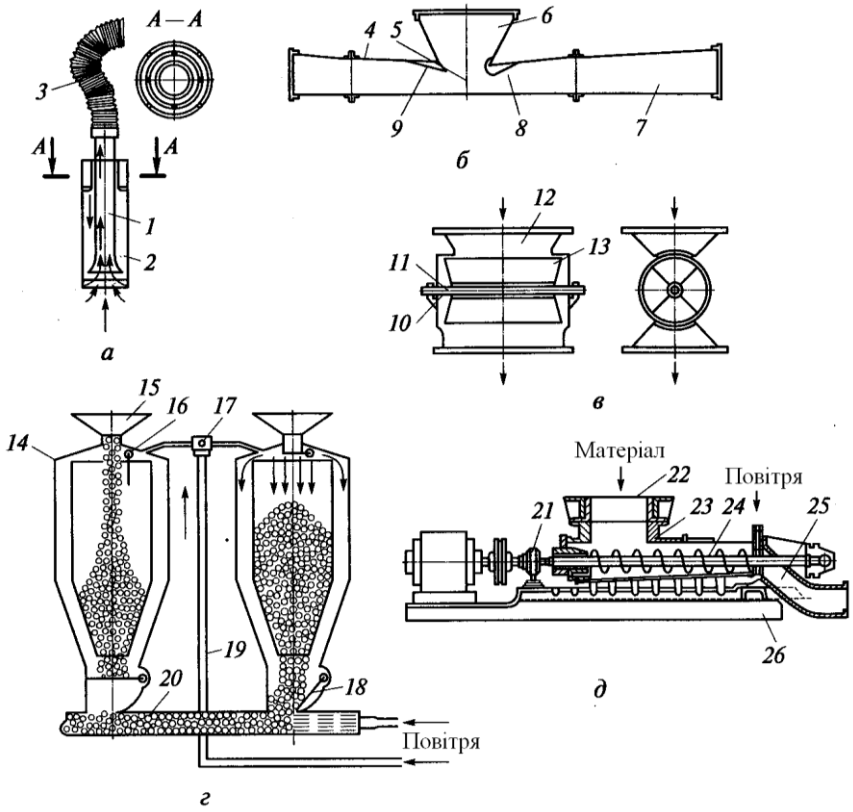


Рис. 3.8.2. Живильники пневматичних конвеєрів:
а) сопло; б) ежекторного типу; в) шлюзовий; г) камерний; д) гвинтовий; 1 – раструб; 2 – кожух; 3 – транспортувальний трубопровід; 4 – конфузор; 5,12 – корпуса; 6 – завантажувальна воронка; 7 – дифузор; 8,9 – пластини; 10 – фланець; 11 – вал; 13 – багатокамерний барабан; 14 – циліндроконічний посуд; 15 – живильний бункер; 16, 18 – затвори; 17 – трьохпозиційний кран; 19 – повітропровід; 20 – транспортний трубопровід; 21 – опора; завантажувальний патрубок; 23 – корпус живильника; 24 – гвинт; 25 – змішувальна камера; 26 – рама.

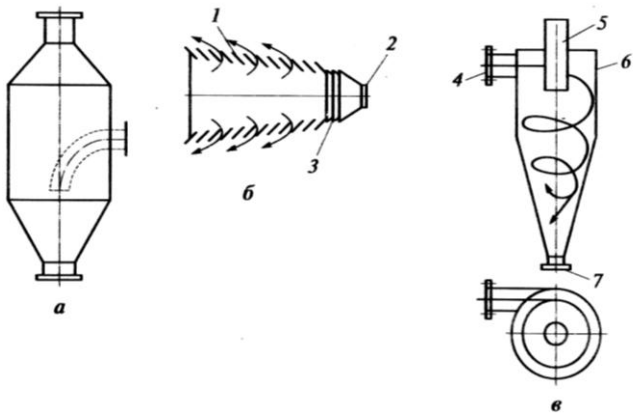


Рис. 3.8.3. Віддільники:
а) об’ємний; б) інерційний; в) відцентровий;
1 – пластинчаста решітка; 2 – каркас; 3 – усічений конус; 4 – вхідний патрубок; 5 – верхній патрубок; 6 – корпус; 7 – випускний отвір

Фільтри. В пневматичних конвеєрах фільтри призначені для очистки повітря від пилоподібних часток насипного вантажу перед випуском його в повітря. Їх розділяють на сухі і мокрі. Широке розповсюдження отримали сухі рукавні фільтри, які мають коефіцієнт очистки повітря від вантажу 99 % і вище (рис. 3.8.4).

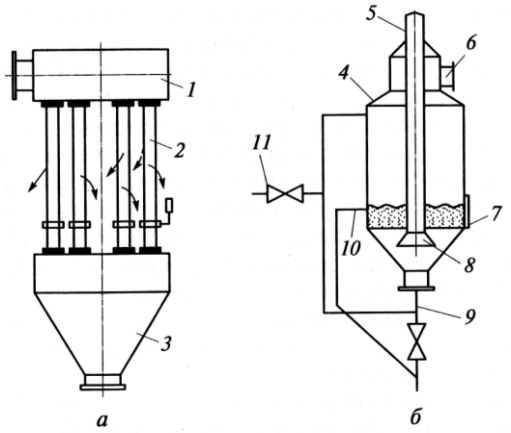


Рис. 3.8.4. Фільтри:
а) сухий рукавний; б) мокрий; 1 – повітророзподільний короб; 2 – рукав;
3 – бункер; 4 – корпус; 5 – труба; 6 – випускний патрубок; 7 – решітка; 8 – раструб;
9,10 – відповідно випускна і впускна труба; 11 – трубопровід

Трубопроводи, їх з'єднання і перемикачі. Трубопроводи виготовляють з цільнотягнутих труб. Зварні труби використовуються тільки для систем пневмотранспорту низького тиску при транспортуванні мало абразивних матеріалів з невеликими концентраціями. Але в цьому випадку необхідно звертати увагу на те, щоб трубопроводи мали правильну форму.

Для складання окремих ділянок транспортних трубопроводів найчастіше застосовують зварні і фланцеві з'єднання, котрі повинні забезпечити повну співвісність трубопроводів, що стикуються.

Для того, щоб транспортувати вантаж в декілька місць, на трубопроводах встановлюють двохходові або багатоходові перемикачі.

Повітродувні машини. В пневматичних конвеєрах при тиску, що не перевищує 0,015 МПа, в якості повітродувних машин широко застосовують відцентрові вентилятори. При більшому тиску застосовують відцентрові повітродувні машини високого тиску. В якості повітродувних машин для високо напірних пневматичних конвеєрів застосовують компресори і вакуумні насоси. Для створення тиску 0,4…0,5 МПа рекомендують застосовувати одноступеневі компресори, 0,5…0,8 МПа – двоступеневі.

3.8.2 Розрахунок пневматичних конвеєрів

Вибір концентрації суміші.

Під концентрацією μ суміші повітря з вантажем, що транспортується приймають відношення маси вантажу який транспортується в одиницю часу до масової витрати повітря за той же час

$$\mu = Q/(3,6G_n), \tag{3.8.1}$$

де Q – розрахункова витрата установки, т/год;

G_n – витрата повітря, кг/с.

Для більшості пневматичних конвеєрів значення масової концентрації μ суміші залежить від величини часток вантажу, їх щільності, діаметра трубопроводу, довжини і складності траси. Концентрація зменшується із збільшенням величини часток вантажу, їх щільності і довжини транспортування. На основі експериментальних досліджень і досвіду експлуатації пневматичних установок, рекомендуються наступні значення коефіцієнта масової концентрації: зерно і продукти його переробки μ=5…25; цемент, вугільний пил μ=12…40; щебінь, пісок μ=3…20.

Вибір швидкості повітря.

При проектуванні пневматичного конвеєра важливо правильно вибрати швидкість руху повітря; вона повинна бути мінімально допустимою, але достатньою для переміщення вантажу. Занадто високі швидкості призводять до перевитрати енергії, пошкодження вантажу, збільшують вартість установки. Разом з тим недостатні швидкості при найменшому перевантаженні призводять до завалу трубопроводу.

Швидкість повітря в пневматичному конвеєрі залежить від критичної швидкості $\nu_к$ часток вантажу, що транспортується, під якою розуміють швидкість вертикально-спадного потоку повітря, при якій частки вантажу знаходяться у звішеному стані.

Для зернистих вантажів швидкість повітря приймаємо

$$\upsilon_n = \phi\upsilon_к, \tag{3.8.2}$$

де φ = 1,5…3 і залежить від приведеної довжини траси і концентрації суміші, або визначається за формулою

$$\upsilon_n = \alpha_ч\sqrt{\rho_в + BL_{пр}^2}, \tag{3.8.3}$$

де $\alpha_ч$ – коефіцієнт величини часок вантажу;

$\rho_в$ – щільність часток вантажу, т/м^3;

B – коефіцієнт, менше значення якого приймається для сухих пилоподібних вантажів B=(2…5)·5^{-5};

$L_{пр}$ – приведена довжина трубопроводу, м.

Визначення витрати повітря і діаметра трубопроводу.

Необхідна витрата повітря V, м^3/с, в пневматичному конвеєрі визнається виходячи з прийнятої концентрації μ суміші:

$$V = \frac{G_n}{\rho_n} = \frac{Q}{3,6\mu\rho_n}, \tag{3.8.4}$$

де ρ_n – щільність повітря, при ρ=0,1 МПа і Т = 293 К ρ_n=1,24 кг/м^3.

Площа A_m, м^2, поперечного перетину трубопроводу з умови нерозривності повітряного потоку $A_m = V / \upsilon_n$, тоді діаметр трубопровода

$$d = \sqrt{\frac{4V}{\pi \upsilon_n}} \approx 0,6\sqrt{\frac{Q}{\mu \rho_n \upsilon_n}}. \qquad (3.8.5)$$

Приймаємо для пневматичних установок з деяким допущенням $pV = const$, для різних перерізів трубопроводів маємо

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{\upsilon_2 A_2}{\upsilon_1 A_1}$$

звідки

$$\frac{p_0}{p_n} = \frac{\rho_0}{\rho_n} \text{ або } \rho_n = \rho_0 \frac{p_n}{p_0}$$

$$\frac{\upsilon_0}{\upsilon_n} = \frac{p_n}{p_0} \text{ або } \upsilon_n = \upsilon_0 \frac{p_0}{p_n} \qquad (3.8.6)$$

де ρ_n, υ_n, p_n – відповідно щільність, швидкість і тиск повітря в перерізі трубопроводу, що розглядається;

ρ_0, υ_0, p_0 – теж, в кінці трубопроводу.

З виразу (3.8.6) випливає, що швидкість повітря в трубопроводі змінюється обернено пропорційно його тиску. Переносна здатність струменю повітря пропорційна його щільності і квадрату швидкості, відповідно, там де вантажу надається швидкість (в зоні завантаження), переносна швидкість струменю менша, ніж на наступних ділянках.

Визначення потреби напору повітря.

Напором називається різниця тисків, що створюються на кінцях трубопроводу, що необхідна для подолання опору який виникає при транспортуванні вантажу.

Для пневматичних конвеєрів загальний напір складається з динамічного $p_Д$ і статичного p_C напорів.

Динамічний напір витрачається на подолання сил інерції вантажу і повітря, тобто надання їм кінетичної енергії. Прийнявши, що початкові швидкості повітря υ_n і вантажу $\upsilon_в$, рівні нулю, приріст кінетичної енергії в одиницю часу дорівнює

$$\Delta E = \frac{m_в \upsilon_в^2}{2} + \frac{m_n \upsilon_n^2}{2}.$$

а робота повітряного потоку за той же час

$$A = p_д A_m \upsilon_n.$$

Очевидно, що приріст кінетичної енергії рівний роботі повітряного потоку за той же час, тобто $\Delta E = A$, тоді

$$p_д A_m \upsilon_n = \frac{m_в \upsilon_в^2}{2} + \frac{m_n \upsilon_n^2}{2},$$

де A_m – площа перетину трубопроводу, м^2.

Секундна витрата вантажу $m_в$ і повітря m_n

$$m_в = \rho_п A_т \upsilon_в \mu. \text{ і } m_п = \rho_п A_т \upsilon_п.$$

Підставивши їх значення при співвідношенні $\upsilon_п / \upsilon_в = 0,85$ отримаємо

$$p_д = \frac{\rho_п \upsilon_п^2}{2}(1+0,72\mu). \tag{3.8.7}$$

Таким чином, динамічний напір залежить тільки від швидкості повітря і від коефіцієнта концентрації в суміші.

Статичний напір витрачається на подолання сил тертя суміші об стінки трубопроводу $p_т$ і втрат у місцевих перешкодах (коліно, сопло, розвантажувач, гнучкий трубопровід і т.п.) $p_м$ і на підйом суміші вантажу з повітрям на висоту p_h:

$$p_{ст} = p_т + p_м + p_h.$$

Втрати тиску від сил тертя повітря об стінки трубопроводу визначають по загальній формулі гідравліки:

$$p'_т = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho_п \upsilon_п^2}{2}, \tag{3.8.8}$$

де λ – коефіцієнт тертя повітря об стінки трубопроводу, λ = 0,0015;

L – довжина трубопроводу, м;

d – діаметр трубопроводу, м.

Втрати тиску на тертя при русі по трубах суміші повітря і вантажу, що транспортується

$$\overline{p}_т = p'_т(1+c\mu), \tag{3.8.9}$$

де c – коефіцієнт, що залежить від концентрації суміші, швидкості і характеру потоку, фізико-механічних властивостей вантажу, що транспортується.

Визначення коефіцієнта c ускладнено із-за залежності від великої кількості факторів, тому для практичних розрахунків цей коефіцієнт приймають в залежності від швидкості повітря:

$\upsilon_п$, м/с	13	15	17	19	21	23	25	26
c	0,68	0,58	0,49	0,42	0,37	0,34	0,32	0,31

Вибір повітродувної машини і визначення потужності її привода.

Повітродувну машину вибирають по розрахунковому значенню напору p і витраті повітря V, які збільшують на 25% із-за можливих неврахованих втрат повітря в результаті неякісних ущільнень і т.п.

Потужність двигуна $P_{дв,}$ кВт, для приводу повітродувної машини

$$P_{дв} = \frac{k_з k_м p A_т \upsilon_п}{1000\eta_0\eta_м} = \frac{k_з k_м p V}{1000\eta_0\eta_м}, \tag{3.8.10}$$

де $k_з$ – коефіцієнт запасу потужності, $k_з$ =1,1;

$k_м$ – коефіцієнт, що враховує втрати повітря із-за неякісних ущільнень і т.п. $k_м$ =1,1…1,5;

η_0 – ККД приводу повітродувної машини;

$\eta_м$ – ККД повітродувної машини, $\eta_м$=0,65…0,85.

3.9 Грохоти

Робота грохоту базується на ситах і решітках різних модифікацій. Просівна поверхня встановлюється на плиту робочого стола, плита рухома, при увімкненні агрегату вона починає здійснювати обертальні або поступальні коливання. Вид коливань залежить від виду грохота, а той у свою чергу, залежить від покладених на нього функцій.

Грохоти класифікують на стаціонарні, барабанні, вібраційні, колосникові. Основна сфера застосування грохотів – металургія, гірничовидобувна галузь, будівництво. Однак грохот застосовується і в сільському господарстві.

Один з найбільш поширених видів грохотів – вібраційний. Принцип його роботи полягає в двох несинхронних електродвигунах, котрі приводять сито в неритмічний рух. Коливання відбуваються з невеликою амплітудою при великій частоті. Вібраційний грохот має декілька підвидів, наприклад ротаційний і інерційний. Ротаційний грохот оснащено колосниками – стержнями, між якими зберігаються щілини із шириною, що збільшується до периферії. Тому в таких моделях можливо більш точно відрегулювати межі розділення матеріалів навіть без заміни сита. Ротаційний грохот здатний здійснювати сортування матеріалів незалежно від їх розмірів і вологості.

Для класифікації піску, гравію, тобто сипучого матеріалу, використовується інерційний грохот. Таке грохочення не залежить від вологості матеріалу, високопродуктивне – орієнтовно до 150 тон на год. Для дрібного і середнього подрібнення застосовують грохот із самосинхронізацією, котрий є різновидом інерційного. Агрегат має верхню і нижню раму, рухому і нерухому. Тому завантаження грохота, повне або недостатнє, і амплітуда коливань не впливають на якість роботи грохота – вона весь час залишається високою.

Грохоти застосовуються як самостійний вид технологічного обладнання, так і в подрібнювально-сортувальному комплексі з подрібнювачами, живильниками, конвеєрами.

Розрахунок похилих інерційних грохотів.

Для розрахункового визначення об’ємної продуктивності запропоновано декілька формул, що є модифікаціями однієї загальної

$$Q_0 = K_0 q_{баз} F, \qquad (3.9.1)$$

де K_0 – загальний поправочний коефіцієнт;

$q_{баз}$ – базисна питома об’ємна продуктивність, тобто віднесена до 1 м^2 площі сита, м^3/(м^2·год.);

F – корисна площа сита, м^2

Різні методи розрахунку відрізняються прийнятою в них базисною величиною $q_{баз}$ і значенням поправочного коефіцієнта K_0.

Базисна продуктивність приведена до «стандартної» ефективності E = 90% значення $q_{баз}$, що відповідає різним методикам приведеним в табл. 3.9.1.

Оскільки продуктивність Q_0 залежить від цілого ряду факторів, загальний поправочний коефіцієнт K_0, що входить до формули (3.9.1) представляють у вигляді добутку декількох складових

$$K_0 = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 ... K_n, \qquad (3.9.2)$$

де K_1 – поправка на гранулометричний склад. Являє собою поправку на вміст у вихідному матеріалі дрібного класу, що підлягає відсіву α_0;

K_2 – поправочний коефіцієнт, визначається по вмісту у вихідному матеріалі класів, що дрібніші половині комірок сита ($\alpha_{0,5}$).

По спрощеній методиці Механобра коефіцієнти K_1 і K_2 у явному вигляді не виводяться, так як добуток $K_1 \cdot K_2$ близький до одиниці.

Таблиця 3.9.1

Значення базисної питомої об'ємної продуктивності грохота $q_{баз}$, м^3/(м^2·год.) в залежності від розміру сторони квадратної комірки сита чи решета *a*, мм

№	Дрібні сита	Середні і великі сита
1	$q_{áàç} = 1{,}6à - 1{,}7$ (a < 13 мм)	$q_{áàç} = 0{,}5à + 12{,}5$ (a ≥ 13 мм)
2	$q_{áàç} = 1{,}3à + 0{,}6$ (a < 20 мм)	$q_{áàç} = 0{,}48à + 16{,}4$ (a ≥ 20 мм)
3	$q_{áàç} = 1{,}43à + 2{,}7$ (a < 18 мм)	$q_{áàç} = 0{,}44à + 20$ (a ≥ 18 мм)

Основною задачею операції грохочення є звільнення вихідного матеріалу від дрібного класу, що підлягає відсіву, тому якість надрешітного продукту визначається остаточним вмістом в ньому дрібноти (υ,%).

Перед крупним подрібненням допускається «задрібненість» живлення дробарок ККД до 20%, а перед середнім і дрібним – до 8%. Тому ефективність процесу грохочення E залежить від вмісту дрібних класів у вихідному α_0 та від допустимої чи прийнятої «задрібненості» надрешітного продукту υ, необхідно розрахувати показник E на основі цих вихідних параметрів.

По заданим значенням α_0 та υ ефективність E також може бути знайдена за допомогою номограми, що зображена на верхній половині рис. 3.9.1.

Наприклад, при υ=10% (точка F) і α_0=40% (точка M) з верхньої

половини номограми одразу знаходимо $E_0 \approx 83\%$ (точка G).

Якщо ж відомий вміст розрахункового дрібного класу у вихідному матеріалі α_0 і в підрешітному β = 100%, а також задано виділення його в під решітний продукт ε (умовна ефективність), то задрібненість υ надрешітного продукту визначається за формулою

$$\upsilon = \frac{\beta - \varepsilon}{\beta / \alpha_0 - \varepsilon / 100}. \qquad (3.9.3)$$

Розрахунковий поправочний коефіцієнт на ефективність визначається за формулою

$$\hat{E}_{Å} = 1 + 5(90 - Å)/100 \qquad (3.9.4)$$

В розрахунку грохотів коефіцієнт K_E відіграє досить важливу роль. Його можна назвати «коефіцієнтом завантаження сітки». Якщо помножити базисну питому продуктивність $q_{баз}$ на коефіцієнт K_E, то ми отримаємо дійсну питому продуктивність, що відповідає, тому випадку, коли всі поправочні коефіцієнти, крім K_E, рівні одиниці

$$q_0' = K_E q_{баз} \qquad (3.9.5)$$

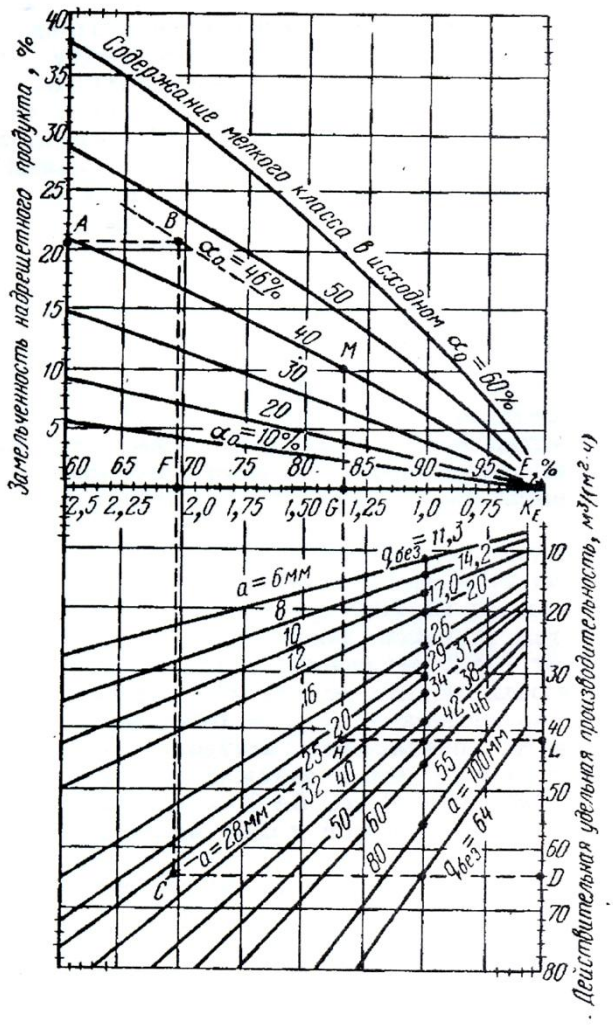


Рис. 3.9.1. Номограма для визначення базисної $q_{баз}$ і номінальної $q_0' = K_E q_{баз}$ питомої продуктивності грохота по заданій «задрібненості» над решітного продукту υ

Дійсну питому продуктивність можна знайти за допомогою нижньої половини номограми (див. рис. 3.9.1). Так при υ=10%; α_0=40%; $E \approx$ 83% знайдемо $K_E \approx 1{,}35$. При грохоченні на сітці a = 25 мм (точка H на рис. 3.9.1), для якої $q_{баз}$ = 31 м^3/(м^2·год.), q_0' = 42 м^3/(м^2·год.) (точка L на рис. 3.9.1).

Необхідно також вводити поправки на форму отворів поверхні для просіювання $K_Ф$, інтенсивність механічного режиму грохота K_M, геометричну форму зерен і шматків $K_З$, розташування сітки в двох ситному грохоті K_P і спосіб грохочення $K_{СМ}$.

Поправочний коефіцієнт на інтенсивність механічного режиму визначається подвоєним добутком амплітуди вібрацій на частоту

$$K_M = 0{,}7 + 0{,}5(2rn - 6000)/10000. \qquad (3.9.6)$$

Вплив живого перерізу враховується тільки в тих випадках, коли використовується сітка з квадратними комірками, що відрізняється від стандартної.

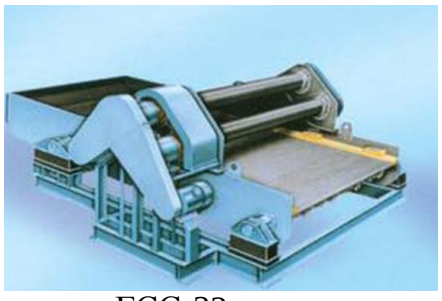
На рис. 3.9.2 приведені грохоти з прямолінійними коливаннями (для сухого грохочення, мокрого грохочення, обезводнення, відмивки рудних і нерудних матеріалів).

На рис. 3.9.3 приведені вібросита (класифікація по розмірам легких сипучих матеріалів – сухих будівельних сумішей, харчової сировини; крихких і цінних матеріалів без їх руйнування і стирання; матеріалів, що мають частки складної геометричної форми)

На рис 3.9.4 приведений грохот вібраційний багатоситовий (виробництво вогнетривких і керамічних матеріалів, сухих будівельних сумішей. Переробка продуктів хімічної, фармацевтичної промисловості і т.п.)



ГСЛ-052

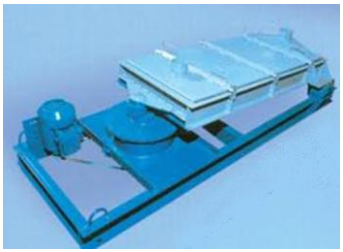


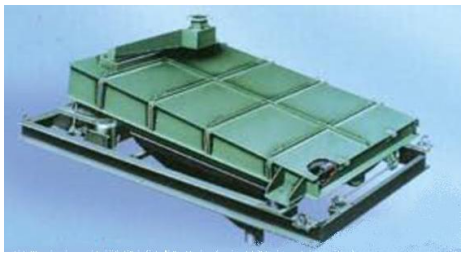
ГСС-32



ГПКТ-72У

Рис. 3.9.2. Грохоти з прямолінійними коливаннями





В 1М В 31

Рис. 3.9.3. Вібросита

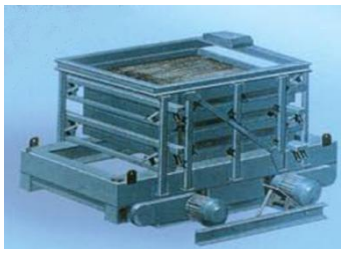
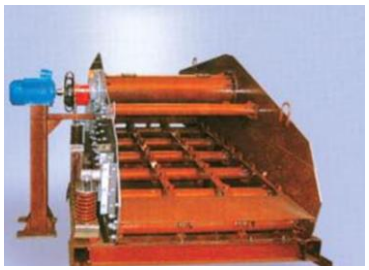


Рис. 3.9.4. Грохот вібраційний багатоситовий ГСТ-14

На рис. 3.9.5 приведені грохоти з круговими коливаннями (переробка руд і нерудних будівельних матеріалів, природної і техногенної сировини)







ГИЛ-42 ГИС-62 ГИТ-51

Рис. 3.9.5. Грохоти з круговими коливаннями

На рис. 3.9.6 – приведені грохоти гідравлічні тонкого грохочення (грохочення дрібно подрібнених руд кольорових металів і алмазомісткої сировини)



ГСС-0,8 ГГП-2,5 ГСТ-21

Рис. 3.9.6. Грохоти гідравлічні тонкого грохочення

В табл. 3.9.2…3.9.6 приведені технічні характеристики грохотів і вібросит.

Таблиця 3.9.2

Грохоти вібраційні з круговими коливаннями

Шифр грохота	Розмір поверхні для просіювання, мм	Крупність розділення, мм	Амплітуда коливань, мм	Частота коливань, Гц	Потужність привода, кВт	Продуктивність, т/год.	Маса, кг
Легкого типу (для руд та інших матеріалів з насипною вагою до 1,4 т/м^3)							
ГИЛ 051	500х1030	0,1-15	3-5	16	0,55	0,22-4	180
ГИЛ 052	500х1030	0,1-15	3-5	16	0,55	0,22-5	210
ГИЛ 11	750х1700	0,1-20	3-5	16	1,5	0,05-8	440
ГИЛ 21	1000х2000	0,1-30	3-5	16	3,0	0,1-20	760
ГИЛ 31	1240х2700	0,5-30	3-5	16	5,5	1,5-50	1450
ГИЛ 51	1750х4650	0,5-40	3-5	16	15	15-150	2650
ГИЛ 62	2000х4650	2-50	3-4,5	16	15	30-250	4000
Середнього типу (для руд та інших матеріалів з насипною вагою до 1,8 т/м^3)							
ГИС 31	1240х2700	1-40	3-4	16	5,5	3-60	1430
ГИС 33	1240х2700	1-40	3-4	16	5,5	3-70	2045
ГИС 42	1500х3700	1-40	3-4	16	11	15-200	2330
ГИС 51	1750х4650	2-60	3-4	16	15	20-220	2700
ГИС 53	1750х4650	2-60	3-4	16	18,5-22	20-250	4100
ГИС 62	2000х4650	3-70	3-4	16	15	40-300	4300
Важкого типу (для руд та інших матеріалів з насипною вагою до 2,8 т/м^3)							
ГИТ-51	1750-4000	20-100	3-5	16	15	350-900	3500
ГИТ-52	1750-4000	20-100	3-5	16	15	350-1000	4500

Таблиця 3.9.3

Грохоти вібраційні з прямолінійними коливаннями

Шифр грохота	Розмір поверхні для просіювання,мм	Крупність розділення, мм	Амплітуда коливань, мм	Частота коливань, Гц	Потужність привода, кВт	Продуктивність, т/год.	Маса, кг
Легкого типу (для руд та інших матеріалів з насипною вагою до 1,4 т/м^3)							
ГСЛ 052	500х1000	0,1-15	2-4	16	2х0,375	0,02-4	260
ГСЛ 12	750х1500	0,1-20	2-4,5	16	2х0,75	0,05-14	510
ГСЛ 31	1250х2800	0,5-25	3-4,5	16	2х3,0	10-100	1500
ГСЛ 32	1250х2800	0,5-25	3-4,5	16	2х3,0	10-120	1800
ГСЛ 41	1500х4000	0,5-30	3-4,5	16	2х3,0	10-150	2000
ГСЛ 42	1500х4000	0,5-30	3-4,5	16	2х5,5	10-170	2600
Важкого типу (для руд та інших матеріалів з насипною вагою до 2,8 т/м^3)							
ГСТ 31	1250х2800	1-50	3-4,5	16	2х3,0	110	1600
ГСТ 41	1500х4000	1-50	3-4,5	16	2х3,0	160	2200
ГСТ 61	2000х6300	5-50	3,5-6	12,5	2х11,0	100-500	4700
ГПКТ 72У	2500х7200	15-50	4-6	12	2х22,0	1000	16000

Таблиця 3.9.4

Грохоти вібраційні багатоситні

Шифр грохота	Розмір поверхні для просіювання, мм	Крупність розділення, мм	Кількість ярусів сит, шт.	Потужність привода, кВт	Продуктивність, т/год.	Маса, кг
Для розділення дрібних сухих матеріалів з насипною вагою до 1,6 т/м^3						
ГСТ 14	990х1510	0,05-2,00	4	2х2,2	2,0	1250
ГСТ 16	990х1510	0,05-2,00	6	2х2,2	2,0	1550

Таблиця 3.9.5

Грохоти гідравлічні

Шифр грохота	Крупність живлення, мм	Крупність розділення ,мм	Розмір сита, мм	Кут нахилу сита, град	Продуктивність, т/год.	Маса, кг
З еластичним синтетичним ситом (для рудних матеріалів)						
ГСС-0,8	3,0	0,07-1,0	760х1550	30-40	2,5-30	288
ГСС-1,25	3,0	0,07-1,0	1250х2000	30-40	5-40	645
З механізованою заміною пальтового сита (для руди)						
299Гр-А	3,0	0,05-0,5	720х1200	45	6-15*	588*
ГГП-2,5	3,0	0,05-0,5	720х1200	45	6-15*	600*

* Величини вказані для одної секції. Грохот 299ГрА може комплектуватися з 1-6 секцій, а ГГП-2,5 з 1-3 секцій.

Таблиця 3.9.6

Вібросита

Шифр вібросита	Розмір поверхні для просіювання, мм	Крупність розділення, мм	Кількість сит, шт	Частота коливань, Гц	Потужність привода, кВт	Продуктивність, т/год.	Маса, кг
В 1	200х500	0,1-5	1	4	0,37	до 0,5	63
В 1М	200х500	0,1-5	2	4	0,37	до 0,5	65
В 05	500х1000	0,1-10	1	4	0,55	0,01-2	210
В 052	500х1000	0,1-10	2	4	0,55	0,01-2	215
В 053	500х1000	0,1-10	3	4	0,55	0,01-2	220
В 11	750х1370	0,1-20	1	4	1,1	0,03-4	435
В 12	750х1370	0,1-20	2	4	1,1	0,03-4	440
В 21	1000х2000	0,1-30	1	4	1,5	0,05-7	800
В 22	1000х2000	0,1-30	2	4	1,5	0,05-7	800
В 23	1000х2000	0,1-30	3	4	1,5	0,05-7	850
В 31	1250х2400	0,1-30	1	4	1,5	0,1-10	950
В 32	1250х2400	0,1-30	2	4	1,5	0,1-12	950

Промислове використання

Гірничо-збагачувальні комплекси: залізо-, мідно-, золоторудні, алмазомісткі,

гірничо-хімічні, рідкоземельні та інші види сировини



Грохот ГПКТ-72У,СП «Эрдэнэт»
Монголія



Грохоти ГИС-11, ГРО «Катока»
Ангола

Будівельна індустрія: підприємства по виробництву щебеню і переробці будівельних відходів



ГИС-52, ОАО «Павловскгранит»
м. Павловськ Воронезької обл.



ГИС-53, ТОО «Нурлытас-2002»
Казахстан



ГИС-53, «ТСМ-Н»,
м. Санкт-Петербург



ГИС-53Т, ЗАО «Ольвекс»,
м. Санкт-Петербург

Контрольні запитання

1. Призначення і класифікація грохотів.

2. Методика розрахунку похилих інерційних грохотів.
3. Призначення і класифікація вібросит.

3.10 Бункери і самопливний транспорт

Бункери, скатні дошки, спуски, труби застосовують в ланцюгах транспортувальних механізмів при комплексній механізації виробничих процесів. На практиці дуже важливо керувати при заданому ритмі процесу швидкістю транспортування і вивантаження сипучих вантажів засобами самопливного транспорту і бункерами; змішування матеріалів, переробка, очистка тощо.

3.10.1 Бункери

Бункери – ємності різних форм і призначення. За конструкцією розрізняють прості і складові бункери. Найчастіше застосовують бункери призматичної, клиновидної, циліндричної, параболічної форми.

За призначенням розрізняють бункери:

накопичувальні, або *резервні*, в яких вантаж потрапляє безперервно, а вивантажується періодично; виконують роль накопичувачів для наступного забезпечення виробництва;

розподільчі, або *зрівноважуючі*, що заповнюються вантажем періодично при безперервному вивантаженні;

завантажувальні, або *пересипні*, що наповнюються по мірі того, як потрапляє матеріал і розвантажуються з залежності від місткості транспортних засобів;

сховища, використовуються для зберігання продукту із завантаженням і розвантаженням по мірі необхідності.

Вміст бункера визначається характером і продуктивністю технологічного процесу. Для гарантії безперервності процесу встановлюють додаткові зрівноважуючи бункери (компенсатори).

Робота бункерів характеризується коефіцієнтом заповнення

$$k_V = V_П / V_O, \qquad (5.10.1)$$

де $V_П$ і V_O – корисна і геометрична місткість бункера, м^3.

Коефіцієнт заповнення бункера залежить від його форми, розмірів і способу заповнення.

Процес витікання вантажів з бункерів досить складний. Він залежить від фізико-механічних властивостей, стану поверхонь часток вантажу і бункера, геометричних розмірів і форми бункера і вихідного отвору тощо.

В роботі бункера розрізняють наступні процеси: заповнення; початок витікання, що відповідає перехідному періоду; процес витікання, що встановився при постійному і змінному рівні; вивантаження.

При нормальному витіканні (рис. 5.10.1, а і б) частина матеріалу рухається в межах певного каналу, що розташований над вихідним отвором.

Інший матеріал при цьому залишається в спокої. Такий вид витікання спостерігається у більш в'язких вантажів.

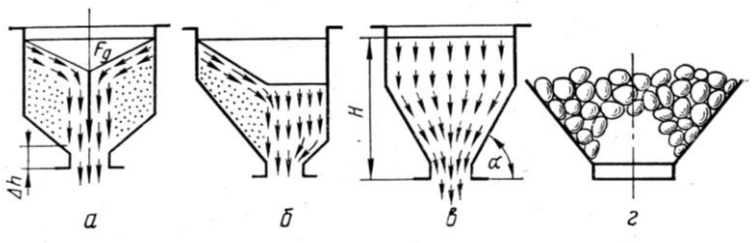


Рис. 5.10.1. Схеми витікання з бункерів:
а і б) нормальне; в) гідравлічне; г) із куполоутворенням

При гідравлічному витіканні (рис. 5.10.1,в) весь матеріал, що знаходиться в бункері, приходить в рух на початку вивантаження. Витікання відбувається в результаті обрушення матеріалу в зоні над вихідним отвором. Такий вид витікання можливий для вантажів з малим коефіцієнтом внутрішнього тертя при куті нахилу бокових стінок бункера α, на 5…10% більшому ніж кут природного відкосу вантажу.

Нормальна експлуатація бункера досягається правильним вибором геометричних параметрів: кута нахилу стінок α, форми і розміри вихідного отвору. При витіканні в'язких вантажів можливе заклинювання матеріалу, а зернистих і матеріалів із великих шматків – куполоутворення (рис.5.10.1,г).

Швидкість витікання. Характер руху сипучого тіла з певною властивістю до витікання подібний до витікання рідини тільки при умові зрідження або псевдозрідження і при встановленні стінок бункера під кутом $\alpha > 45^\circ + \phi/2$.

Для визначення теоретичної швидкості витікання вантажу (див. рис. 5.10.1,а) виділимо елемент стовпа висотою Δh, що має силу тяжіння F_g при площі вихідного отвору A; силою тертя знехтуємо. Тоді з рівняння сил

$$F_g \Delta h = m\upsilon_0^2 / 2, \qquad (5.10.2)$$

де υ_0 – швидкість потоку при виході з отвору.

Підставивши в це рівняння значення маси $m = \rho \Delta h A$ і замінивши відношення F_g / A через σ напруження в поперечному перетині стовпа, отримаємо

$$\upsilon = k_\lambda \upsilon_0 = k_\lambda \sqrt{2\sigma / \rho}, \qquad (5.10.3)$$

де k_λ – коефіцієнт витікання, що враховує вплив сил внутрішнього тертя, тертя об стінки отворів тощо.

Практичні розрахунки по формулі (5.10.3) можна провести для витікання двох видів: нормального і гідравлічного.

Коефіцієнт витікання k_λ рекомендується: для добре сипучих, порошкоподібних і зернистих вантажів – 0,55…0,65; кускових – 0,3…0,5; пилоподібних, вологих, порошкоподібних і зернистих із вмістом пилу – 0,2…0,25.

При гідравлічному витіканні вантаж витікає подібно рідині. Прийнявши середній гідростатичний тиск $p = g\rho h = \sigma$ і підставивши його у формулу (5.10.3), отримаємо

$$\upsilon = k_\lambda' \sqrt{2gh} = 4,46 k_\lambda' \sqrt{h}, \qquad (5.10.4)$$

де $k_\lambda' = 0,6\ldots0,7$ – коефіцієнт витікання;

h – висота шару вантажу, м.

Продуктивність витікання через вихідний отвір, розташований в центрі бункера,

$$Q = k_n \rho A \upsilon, \qquad (5.10.5)$$

де $k_n = 0,8\ldots1,0$ – коефіцієнт продуктивності, що враховує вплив зменшення площі вихідного отвору і розділення часток в зоні витікання.

Орієнтовно площа круглого вихідного отвору з врахуванням його зменшення $A = 0,785\left(d - l_{\max}\right)^2$, де $l_{\max}$ – найбільший розмір часток вантажу, а для квадратного отвору $A = \left(l_a - l_б\right)^2$.

При розташуванні отворів в стінці, біля стінки або у куті днища бункера продуктивність зростає на 10…20%.

Сили і тиск, що діють на бункер.

В бункері діють навантаження: Початкова при завантаженні без витікання; перехідна – при відкритті і закритті заслінки (затвору); робоча – при процесі витікання, що встановився.

Під дією цих навантажень днище і стінки бункера сприймають статичний тиск, що визначається за формулою

$$p = \sigma = \frac{g\rho R_r}{f_в}\left[1 - e^{-\lambda h / d_б}\right], \qquad (5.10.6)$$

де $\lambda = (2...4) k_{рух} tg\phi$ – коефіцієнт в показнику експоненти;

h – висота насипного вантажу;

$d_б$ – діаметр бункера.

Коефіцієнт рухомості $k_{рух}$ характеризує сипучість вантажу в залежності від горизонтального p і вертикального p_h тиску. Його розраховують за формулою

$$k_c = \left(1 - \sin\varphi\right) / \left(1 + \sin\varphi\right)$$

де φ – кут природного відкосу матеріалу.

Для бункерів незначної висоти h тиск на стінки можна визначити наближено:

$$p = \sigma = k_c g \rho h. \qquad (5.10.7)$$

Епюра статичного тиску на стінки бункера, що підрахований за формулами (5.10.6) і (5.10.7) показана на рис. 5.10.2.

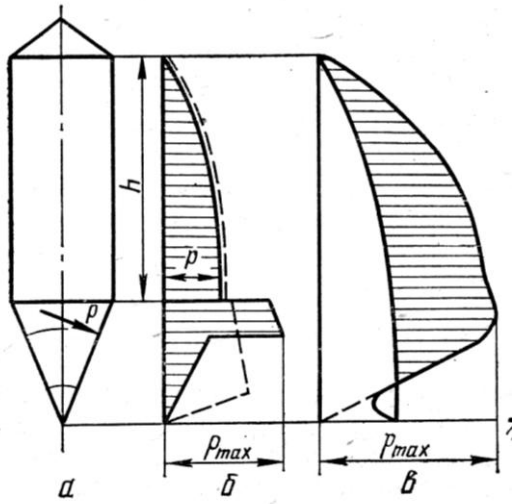


Рис. 5.10.2. Епюри тиску на стінки бункера:
а) схема бункера; б) тиск (теоретичний); в) тиск при витіканні.

Затвори перекривають випускні отвори і регулюють витікання вантажу. Затвори (рис. 5.10.3) бувають плоскі, секторні і лоткові.

Привід в дію затворів буває ручним і механічним. При ручному приводі для полегшення використовують рейкові і гвинтові механізми. Зусилля, необхідне для відкриття плоского затвору, повинне бути більше сили тертя, що виникає на поверхні затвору,

$$F_з \geq F_g f \quad \text{і} \quad F_з \geq F_Г f$$

3.10.2 Самопливний транспорт

Переміщення штучних і сипучих вантажів під дією сили тяжіння називають самопливним або гравітаційним транспортуванням. Для такого переміщення використовують спускові пристрої, скати, роликові і гвинтові спуски, а для сипучих вантажів – жолоба і труби.

Спускові пристрої – застосовують для переміщення штучних вантажів. В залежності від призначення вони можуть працювати в режимах прискореного руху з постійною швидкістю або з уповільненням. Змінний рух досягається застосуванням криволінійних або комбінованих поверхонь спусків: циклоїдальної 1 (рис. 5.10.3,в), циліндричної 2, параболічної 3, плоскої 4.

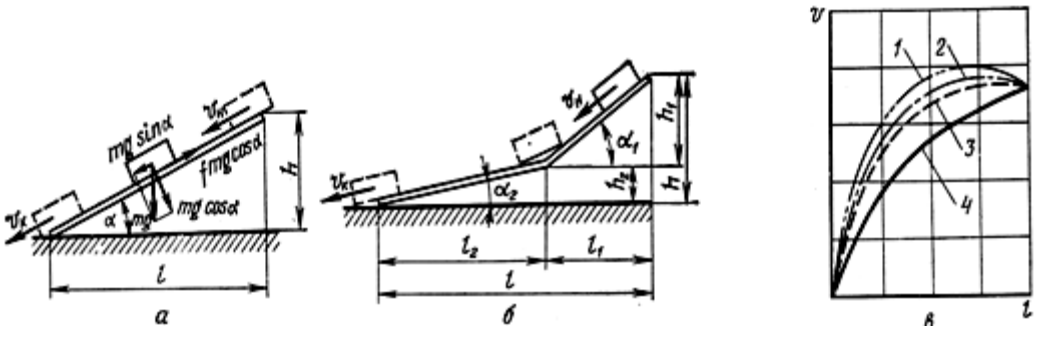


Рис. 5.10.3. Схеми до визначення швидкості руху на похилому спуску:
а) простий спуск; б) комбінований; в) графік швидкостей в залежності від довжини і форми спуску: 1 – циклоїдальної; 2 – циліндричної; 3 – параболічної; 4 – прямолінійної

Комбінований спуск (рис. 5.10.3,б) складається з двох похилих простих спусків; на ньому можна отримати будь які кінцеві швидкості.

На рис. 5.10.3,в приведені графіки наростання швидкості. При прямолінійному спуску спостерігається плавність руху вантажу, але на нього витрачається більше часу. Основна умова безвідмовної дії спуску – правильний вибір кута нахилу α, початкової швидкості $\upsilon_н$, форми і матеріалу поверхні.

Швидкість υ_k в кінці спуска визначають з рівняння сил (рис. 5.10.3,а):

$$\frac{m}{2}\left(\upsilon_k^2 - \upsilon_н^2\right) = mgh - fmgl,$$

звідки

$$\upsilon_k = \sqrt{2g\left(h - fl\right) + \upsilon_н^2}. \qquad (5.10.8)$$

Для зменшення кінцевої швидкості кінець спусків (рис. 5.10.3,б) виконують з меншим кутом α_2, а на стику спусків виконують плавний перехід. Зниження швидкості можна досягти виготовивши поверхні кінців спуска з матеріалу який має більший коефіцієнт тертя f_2.

В залежності від фізико-механічних властивостей матеріалів, що транспортуються, склад поверхні і форми спускних пристроїв значення мінімальних кутів нахилу коливаються в межах 14…60°.

Роликові спуски (рис. 5.10.4,в) застосовують для переміщення тюків, ящиків, вузлів і деталей. Відносно малий опір таких спусків дозволяє подовжувати шлях транспортування.

Стійке положення вантажу на роликах забезпечується відповідним розташуванням останніх на відстані кроку l_p = (0,3…0,2) l_r ,де l_r – довжина опорної поверхні вантажу. Менше значення l_p вибирають для вантажів, що не допускають струшувань. Менший опір переміщенню вантажу отримують при більш легких роликах і більшому їх діаметрі.

Кут роликового спуска при умові $\upsilon_k = \upsilon_н$ визначають за формулою

$$tg\alpha = \left(1 + \frac{zm_p}{m_в}\right)\frac{f_ц d_ц + \mu}{d_p}, \qquad (5.10.9)$$

де z – число роликів, на які спирається вантаж;

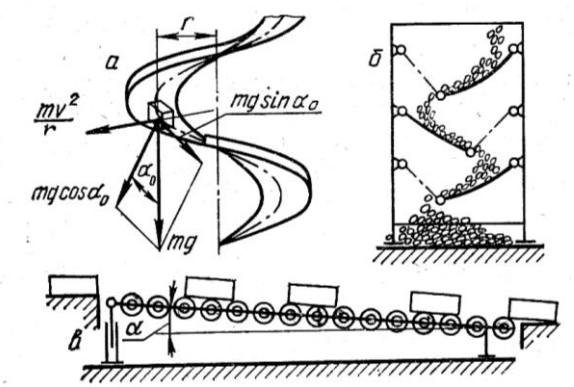


Рис. 5.10.4. Схеми спусків:
а) гвинтового; б) каскадного; в) роликового

$m_р$ і $m_в$ – маса відповідно роликів і вантажу;

$f_ц = 0{,}001…0{,}004$ – коефіцієнт тертя в цапфі;

μ – коефіцієнт кочення вантажу по роликах;

$d_ц$ і $d_р$ діаметр відповідно цапфи і ролика, м.

Пропускна здатність, кг/с, роликових транспортерів

$$Q = m_в \upsilon / l_р. \qquad (5.10.10)$$

Швидкість переміщення вантажу

$$\upsilon = \sqrt{2gl\left[\sin\alpha - \left(1 + \frac{zm_0}{m_в}\right)\frac{f\,d\ + 2\mu}{d_р}\cos\beta\right] + \upsilon_н^2}, \qquad (5.10.11)$$

Слід враховувати, що перший вантаж починає рух при стоячому ролику і відповідно більшому опорі переміщенню. Наступний вантаж потрапляє на ролики, що обертаються.

Гвинтові спуски (рис. 5.10.4,а) застосовуються для транспортування штучних вантажів по вертикалі. Кут підйому спіралі гвинтового спуску повинен бути більше кута тертя вантажу по поверхні спуску, тобто $\alpha_0 \rangle \alpha$.

Швидкість вантажу, що переміщується по гвинтовому спуску під дією сили тяжіння, відцентрової і тертя об дно і борт жолоба, визначаються з рівняння

$$mg\sin\alpha_0 = fmg\cos\alpha_0 + f\,\frac{m\upsilon^2}{r},$$

звідки

$$\upsilon = \sqrt{gr\left(\sin\alpha_0 - f\cos\alpha_0\right)/\,f}, \qquad (5.10.12)$$

Щоб вантаж вільно переміщувався по гвинтовому спуску, його найбільший радіус слід визначати із геометричної залежності.

$$r_б = \sqrt{\left(l_а + \Delta + r_м\right)^2 + 0{,}25l_б^2}, \qquad (5.10.13)$$

де $l_а$ і $l_б$ – розміри опорної площі вантажу;

Δ – гарантований проміжок;

$r_м$ – найменший радіус.

Жолоби і труби для транспортування сипучих газів по формі траси бувають прямолінійні і криволінійні, а по поперечному перетину – прямокутні, трапецевидні, круглі.

Рух сипучого вантажу по стінках супроводжується опором від тертя вантажу об стінки, часток між собою і повітряного середовища. Опір повітряного середовища досить великий при транспортуванні вантажу по трубам, що розташовані під кутом більше 50º.

Стійке переміщення в трубах досягається в процесі незв'язаного руху, при якому швидкість сипучого вантажу не залежить від висоти шару. Тому рекомендується кут нахилу самопливних труб і лотків приймати більше кута внутрішнього тертя вантажу, що транспортується. Практично рекомендується: для зерна $\alpha = 21...27°$ при підвищеній вологості до 45°; для муки, жмиху і висівок $\alpha = 32...48°$; для картоплі і коренеплодів $\alpha = 30...43°$.

Вантаж на самопливні лотки може потрапляти за наступними схемами (рис. 5.10.5).

При $\alpha > \phi_в$ початкова швидкість $\upsilon_н$ і висота h_0 падіння матеріалу можуть дорівнювати або більші нуля. В залежності від співвідношення основних параметрів $\upsilon_н$, h_0, l, f, α, f_0 самоплив може працювати в режимах прискорення і гальмування. Варіюючи параметрами, можливо визначити швидкість вантажу

$$\upsilon_к \sqrt{2gl\left(\sin\alpha - k_\varepsilon f \cos\alpha\right) + \upsilon_н^2}$$

де k_ε = 1,5…1,65 – коефіцієнт, що залежить від співвідношення сил і форми поперечного перетину.

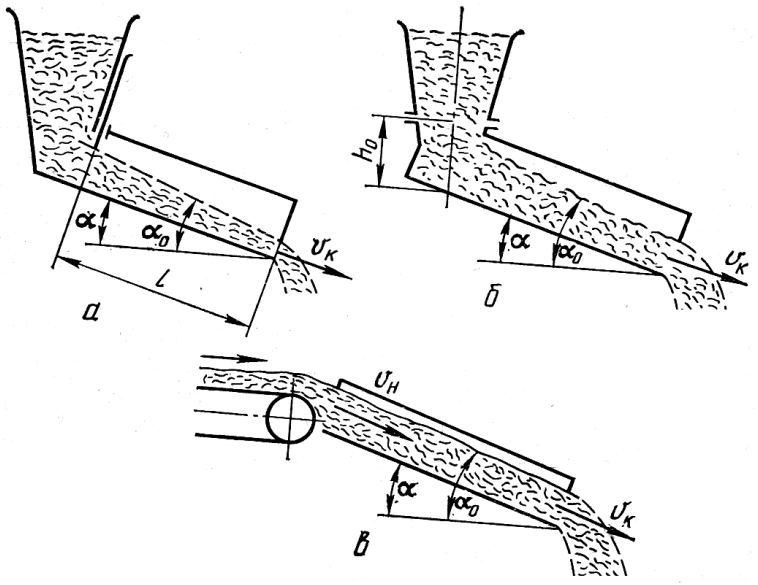


Рис. 5.10.5. Схеми роботи лотків: а) прискорюючий при $h_0 = 0$, $\upsilon_н = 0$ і $\alpha_0 > \alpha > \phi$; б) з постійною швидкістю при $\alpha_0 \geq \alpha > \phi$; в) уповільнюючий при $h_0 = 0$, $\upsilon_н > 0$ і $\alpha_0 < \alpha < \phi$;

Продуктивність, кг/с, самопливної установки

$$Q = k_v \rho A \upsilon,$$

де k_v – коефіцієнт заповнення перетину труби чи лотка.

В якості матеріалу для самопливних пристроїв використовують: оцинковане залізо, листову сталь, дерево, скло, склопластик, кераміку.

3.11 Гідротранспорт

Установки гідравлічного транспорту переміщують насипний вантаж в струмені рідини, як правило, - води по трубах чи жолобах. Суміш матеріалу з водою називається гідросумішшю або **пульпою**. Консистенція пульпи визначається співвідношенням мас твердого і рідкого компонентів.

Установки поділяють на **напірні і безнапірні.** У напірних – пульпа переміщується по трубах насосами, в безнапірних – по похилим жолобам (каналам) самопливом під дією ваги вантажу.

Переваги гідравлічного транспорту:

- висока продуктивність і значна довжина транспортування без перевантажень по складних просторових трасах.
- можливість автоматизації;
- простота конструкції і зручність обслуговування;
- невелика вартість транспортування.

Все це визначає в окремих випадках високу ефективність гідротранспорту у порівнянні з механічним (автомобільний, рейковий, конвеєрний).

Недоліки:

- обмеженість по крупнисті матеріалів, що потребує його попереднього подрібнення;
- значне абразивне спрацювання трубопроводів і жолобів;
- значні витрати води і енергії;
- небезпека замерзання системи взимку.

Гідроустановки використовують в різних галузях промисловості для транспортування ґрунтів, піску, вугілля, руди тощо.

Напірні гідравлічні установки за способом введення вантажу в трубопровід поділяють на установки з пульпонасосом (рис. 3.11.1,а) з бункерною подачею живильниками (рис. 3.11.1,б), самопливом за рахунок різниці рівнів завантаження і розвантаження (рис. 3.11.1, в).

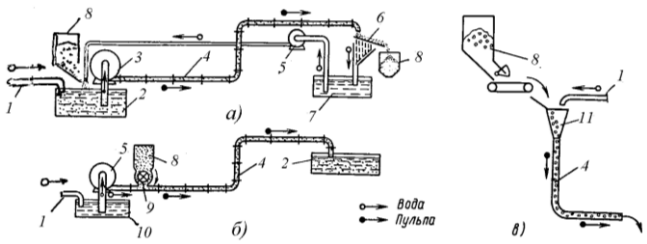


Рис. 3.11.1. Основні схеми гідротранспортних установок:

а) з пульпонасосом; б) з водяним насосом і живильником; в) самопливна;
1 – водопровід; 2 – приймальний пристрій для пульпи; 3 – пульпонасос;
4 – пульпопровід; 5 – водяний насос; 6 – сито; 7 – резервуар-відстійник; 8 – бункер для вантажу; 9 – живильник; 10 – резервуар для води; 11 – змішуюча лійка

В установці з пульпонасосом (рис. 3.11.1,а) пульпа з приймального пристрою 2 подається пульпонасосом 3 по пульпопроводу 4 до місця розвантаження. Вантаж проходить крізь сито 6 і потрапляє в бункер 8, а вода – у відстійник 7 і далі – насосом 5 знову в приймальний пристрій для пульпи.

В установку з бункерною подачею і живильником (рис. 3.11.1,б) вода насосом 5 подається в нагнітальний трубопровід, в який за допомогою спеціального живильника 9 (гвинтового – рис. 3.11.2, або камерно-трубчастого – рис. 3.11.3) вводиться вантаж і далі пульпа переміщується згідно схеми рис 3.11.1,а. Тиск рідини у системі приблизно 10 МПа.

В окремих випадках, якщо необхідний напір може бути створений різницею рівнів завантаження і розвантаження пульпи використовують схему (рис. 3.11.1,в) по якій вантаж і вода для утворення пульпи подається в приймальну змішуючи лійку.

Живильники, що вводять вантаж у трубопроводи, які знаходяться під високим тиском, не повинні пропускати воду. Це досягається одним з двох основних способів: 1) живильник, який працює під відкритим бункером, дає тиск води і механічно вводить вантаж у трубопровід високого тиску (рис. 3.11.2; 2) вантаж перепускається через одну або дві камери. Наприклад, у схемі камерно-трубчастого живильника (рис. 3.11.3); ввід в камери-труби пульпи і витискання її водою у магістральний пульпопровід регулюється чотирма автоматичними зворотними клапанами 3. Підвід і зливання води виконується за програмою з пульта 7 за допомогою засувок 6 і 8. Таким чином, подача пульпи здійснюється майже безперервно.

Елементи розрахунку гідротранспорту

Швидкість пульпи повинна бути більшою за критичну. Для тонкодисперсних пиловидних матеріалів

$$V_{кр} = n_з \sqrt{agD}, \qquad (3.11.1)$$

де $n_з$ = (1...1,5) – емпіричний коефіцієнт, який враховує ступінь змішування пульпи;

$a = \left(\rho_в - \rho_р\right) / \rho_р$ - співвідношення густин вантажу ($\rho_в$) і рідини ($\rho_р$);

D – діаметр труби.

Для зернистих і кускових матеріалів з розміром частки більше 2 мм критична швидкість пульпи дорівнює

$$V_{кр} = C\sqrt{f_0 agSD},, \qquad (3.11.2)$$

де C = (8,5...9,5) – емпіричний коефіцієнт;

f_0 коефіцієнт тертя вантажу на трубі;

S = (0,2...0,5) – об’ємна концентрація пульпи.

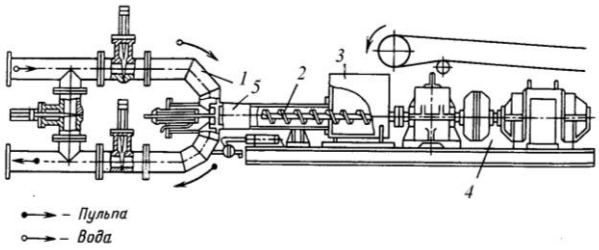


Рис. 3.11.2. Конструкція гвинтового живильника:
1 – трубопровід; 2 – гвинт; 3 – бункер для вантажу; 4 – привод; 5 – змішуючи камера

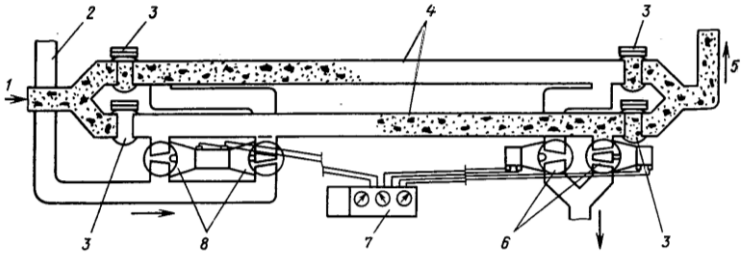


Рис. 3.11.3. Схема камерно-трубчастого живильника:
1 – пульпопровід; 2 – водопровід; 3 – зворотній клапан; 4 – камери-труби; 5 – магістральний пульпопровід; 6. 8 – засувки; 7 – пульт керування

Діаметр трубопроводу

$$D = \sqrt{4П / (3600\pi V)}, \qquad (3.11.3)$$

де $V = (1{,}1...1{,}2)V_{кр}$ – швидкість руху пульпи;
П – продуктивність установки, $м^3$/год.

За повним напором **Н** в гідросистемі [ ] і продуктивністю установки визначають необхідну потужність двигуна привода пульпонасоса, кВт [ ]

$$P = к_з \cdot H \cdot П \cdot \rho_в / (367\eta_н), \qquad (3.11.4)$$

де $к_з = (1{,}1...1{,}2)$ – коефіцієнт запасу;
$\eta_н = (0{,}5...0{,}7)$ – ККД насосної установки.

3.12 Роликові конвеєри (рольганги)

3.12.1 Загальні відомості

Роликові конвеєри слугують для транспортування по горизонталі або під невеликим кутом нахилу штучних вантажів з плоскою опорною поверхнею або прямими подовжніми ребрами, а також вантажів різної форми на піддонах.

За способом дії роликові конвеєри розділяють на приводні і неприводні. На приводних конвеєрах ролики приводяться в дію від двигуна, і вони передають рух лежачим на них вантажам. На неприводних конвеєрах вантажі переміщаються під дією безпосередньо прикладеної до них рушійної сили і, накатуючись на ролики, приводять їх в обертання. В неприводних роликових конвеєрах, встановлених з невеликим кутом нахилу у бік руху, рушійної силою для вантажів, служить складова сили тяжіння. Такі конвеєри називають *гравітаційними*.

Роликові конвеєри використовують як засіб міжопераційного внутрішньоцехового транспорту, а також для навантажувально-розвантажувальних і складських робіт. Елементи роликових конвеєрів часто застосовують у вигляді складових частин в багатьох вантажних і перевантажувальних пристроях, в пакетоформируючих машинах, в технологічних лініях на прийомі і видачі штучних вантажів в поєднанні з іншими підйомно-транспортними машинами і технологічним устаткуванням. При використанні неприводних роликових конвеєрів можна створювати склади рухомого зберігання, різні по довжині накопичувальні секції і інші пристрої. Конвеєри можуть складати складні транспортні системи, що мають велику довжину, численні розгалуження і перетини трас, прямолінійні і криволінійні секції, передаючі і сортувальні пристрої, накопичувачі, підйомні столи, а також інші елементи, метою яких є створення повної комплексної механізації і автоматизації виробництва.

Зручність приєднання (стиковки) роликових конвеєрів до вантажопідйомних пристроїв і інших видів машин безперервного транспорту, до технологічного устаткування, легкість зміни транспортувальних систем по конфігурації трас, довжині ділянок і типам елементів, що використовуються, відкривають широкі перспективи вживання цих конвеєрів в гнучких автоматизованих системах і переналагоджувальних виробництвах.

Неприводні роликові конвеєри

Будова і основні параметри. Неприводні роликові конвеєри виконують стаціонарними (рис. 3.12.1,а-г), легкими пересувними на колісному ходу (рис. 3.12.1,д), розсувними - з постійними й змінними кроками роликів (рис. 3.12.1,е) і переносними. Залежно від виду вантажу застосовують конвеєри різних виконань. Для крупних важких вантажів використовують здвоєні конвеєри (див. рис. 3.12.1,б). Вантажі циліндрової форми (труби, рулони з смугової сталі і т.п.) доцільно транспортувати на похилих роликах (див. рис. 3.12.1,г).

Неприводні роликові конвеєри можуть мати прямолінійні 1 (рис. 3.12.2,а), криволінійні 3 секції в одно- і дворядному виконаннях, а на місцях перетину трас 2 (див. рис. 3.12.2,а) роликові 5 (рис. 3.12.2,б) кулькові поворотні столи , що не обертаються. Для збереження цехових проходів застосовують відкидні секції 4. На розгалуженні траси встановлюють механічні стрілочні переклади 6 (рис. 3.12.2,в). На конвеєрах, що сходяться

під гострим кутом, щоб уникнути зіткнення вантажів встановлюють розподільні пристрої у вигляді колонки з поворотним двоплечим важелем 7 (рис. 3.12.2,г).

Основним елементом неприводного конвеєра частіше за все є циліндричний ролик. Ролик (рис. 3.12.3,а) складається з нерухомої осі 11, барабана 10 з завальцованими втулками 8 і внутрішніми кришками 9. Ролик має радіальні кулькові підшипники 7, систему штампованих лабіринтових кілець 2, 3, 4, стопорних кілець 5, 6. Конструкція ролика відрізняється технологічністю, невисокою вартістю і зручністю експлуатації. Закладне мастило в підшипниках замінюють через 8...12 міс.

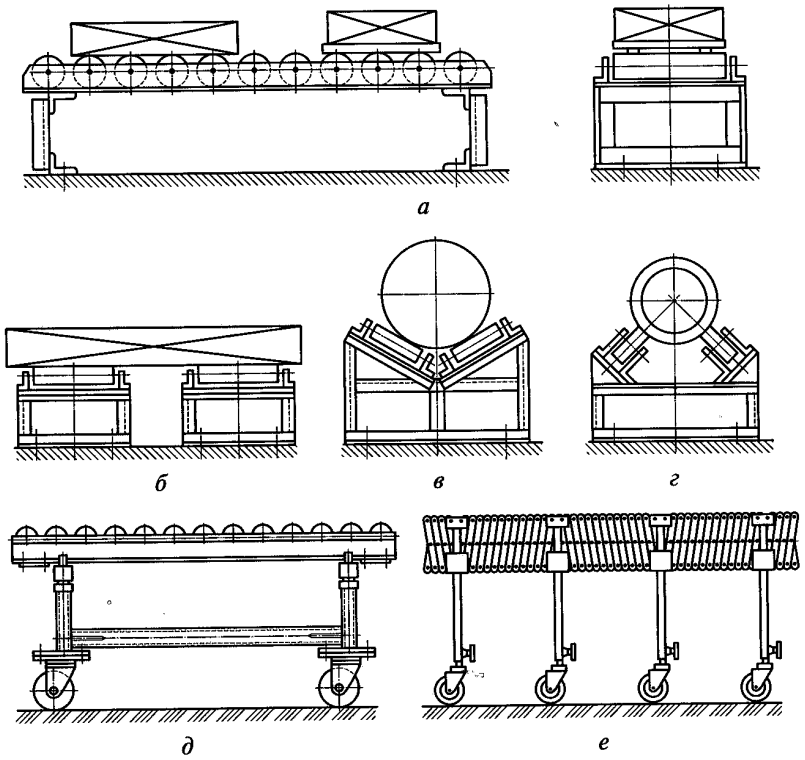


Рис. 3.12.1. Неприводні роликові конвеєри
а) однорядний; б) здвоєний; в) здвоєний з похилими роликами; г) здвоєний з дисковими роликами; д) переносний; е-переносний розсувний

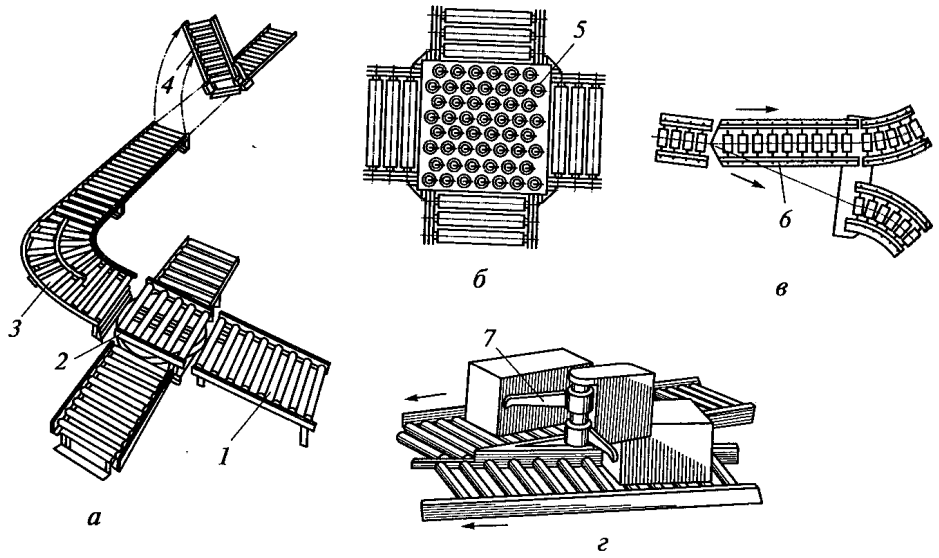


Рис. 3.12.2. Елементи трас неприводних роликових конвеєрів:
а, б) перетин трас відповідно з столами , що обертаються, поворотними і кульковими; в) перевідна стрілка; г) розподільний пристрій; 1 – прямолінійна секція; 2 – роликовий стіл, що обертається; 3 – криволінійна секція; 4 – відкидна секція; 5 – кульковий стіл; 6 – стрілочний переклад; 7 – розподільний пристрій

Двозаходне лабіринтове ущільнення забезпечує надійний захист підшипників, а відсутність тертьових поверхонь - малий опір обертанню. Найпоширеніші циліндричні ролики мають барабани ,що виконані із сталевих безшовних зварних труб з нормованими по ГОСТ 8324-82 параметрами (табл. 3.12.1). Для круглих (в перетині) вантажів можна використовувати литі ролики з жолобом (рис. 3.12.3,б).

У багатьох випадках замість циліндричних застосовують дискові ролики, встановлювані на спеціальних шарикопідшипниках на нерухомих осях. Такі ролики бувають різної конструкції, наприклад із зовнішніми і внутрішніми кільцями з пластмаси, з однорядним або дворядним підшипником (рис. 3.12.3,в). Дискові ролики мають переваги перед циліндричними; наприклад, на криволінійних в плані конвеєрах, при проходженні вантажів диски на радіальнорозташованих осях обертаються з неоднаковою кутовою швидкістю (швидкість із зовнішньої сторони більше, ніж з внутрішньої), і ковзання по них вантажів практично відсутнє. При вантажах невеликих розмірів осі дискових роликів, розташованих в шаховому порядку, можуть встановлюватися ближче один до одного, що забезпечує більш спокійний хід вантажів. Для переміщення габаритних вантажів використовують дискові ролики з ребордами (рис. 3.12.3,д, е).

На розподільних столах зручно застосовувати кулі, що обертаються в опорах на дрібних кульках (рис. 3.12.3,г). Кулькові столи дозволяють пересувати вантаж з плоскою основою в будь-якому напрямі по горизонталі.

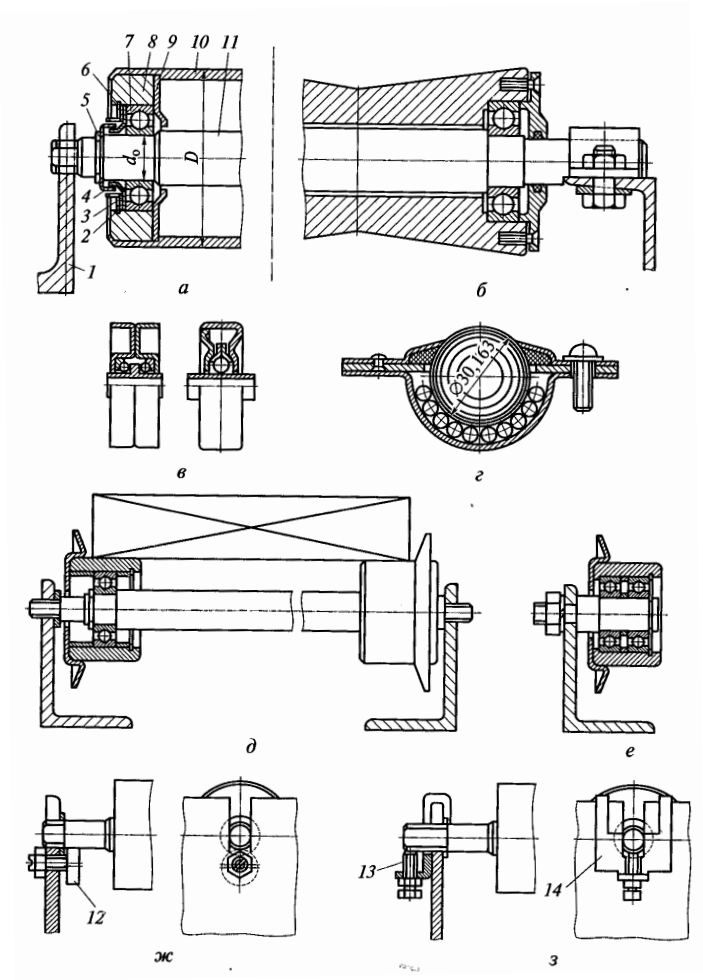


Рис.3.12.3. Опорні елементи:
а) циліндричний ролик; б) ролик з жолобом;в-дисковий ролик; г) кулькова опора; д,е) дисковий ролик з ребордами відповідно на наскрізній осі й на полу осі; ж,з) ролик відповідно з ексцентриковим та гвинтовим вирівнювачем рівня; 1 – кронштейн; 2,3,4 – лабіринтні кільця; 5,6 – стопорні кільця; 7 – кульковий підшипник; 8 – втулка; 9 – кришка; 10 – барабан; 11 – вісь;12,13 – регулювальні гвинти;14 – скоба

Таблиця 3.12.1

Характеристики роликів

Параметр	Діаметр ролика, мм				
	40/42*	57/60	73/76	105/108	155/159
Діаметр кінця осі, мм	10	12	5	22	42
Допустиме навантаження на ролик при мінімальній довжині, кН	1	3	5	10	20
Довжина ролика, мм	160...650	200...800	200...1000	250...1200	320...1200
Маса одного ролика, кг не більш	1,1...3,5	2,1...5,3	3,2...11	8...30	19,2...46

* В чисельнику умовного дробу вказаний діаметр обробленого ролика, в знаменнику - необробленого.

Для компенсації погрішностей збірки і виготовлення роликів, пов'язаної з вирівнюванням площини настилу по висоті можна застосовувати ролики з вирівнюючими елементами або компенсаторами. Простотою відрізняється компенсатор (рис. 3.12.3,ж), що складається з гвинта 12 з круглою ексцентричною головкою. Обертанням гвинта забезпечується вертикальне переміщення (до 2 мм) кінця осі по прорізу рами. Висока точність установки частково забезпечується необхідністю виготовлення в рамі різьбових отворів. В іншій конструкції (рис. 3.12.3,з) вказаний недолік усунений за рахунок використовування скоби 14 і регулювального гвинта 13. Компенсатори дещо ускладнюють конструкцію роликового конвеєра, але їх вживання дозволяє отримати високу точність площинності настилу без підвищення точності виготовлення елементів самого конвеєра.

Ролики конвеєрів встановлюють на рамах, зварених із сталевого прокату або виготовлених у вигляді розбірних конструкцій, складених з легких гнутих профілів. Гнуті профілі можуть бути забезпечені універсальними елементами і мати отвори для стиковки секцій, регулювання їх по висоті і зручної установки осей роликів. Висота установки роликового настилу від рівня підлоги залежить від місця використовування конвеєра і дотримання вимог безпеки.

3.12.2 Розрахунок конвеєрів

Ширина конвеєра (довжина ролика) В без бортів визначається по ширині вантажу $b_в$. Звичайно приймають

$$B=K_{з.ш}b_в\ , \qquad (3.12.1)$$

де $K_{з.ш}$ – коефіцієнт запасу ширини, $K_{з.ш}$ = 1,1... 1,2.

Для крупногабаритних вантажів $B \geq 0,77b_в$. При встановленні бортів відстань між ними повинна забезпечувати вільне проходження вантажу і складати

$$B_б = 1,05b_в. \qquad (3.12.2)$$

Найбільше розповсюдження отримало подовжнє укладання вантажу на настил конвеєра. При поперечному укладанні вантажу погіршуються умови його вільного проходу по настилу і виникає необхідність зменшення кроку роликів і збільшення ширини конвеєра.

Ширина криволінійної ділянки

$$B_{кр} = 0,9B_ФK_{К,} \qquad (3.12.3)$$

де $B_ф$ – фіктивна ширина конвеєра;

$К_к$ – емпіричний коефіцієнт.

Значення $B_ф$ можна визначити по номограмі фірми «Галле» (рис. 3.12.4,а), а коефіцієнт $Кк$ можна приймати: для циліндричних однорядних роликів $Кк$ = 1,4; для роликів із зміщеним центром повороту $Кк$ = 1,3; розрізних дворядних $Кк$ = 1,2; конічних $Кк$ - 1,1.

Середній радіус криволінійної ділянки

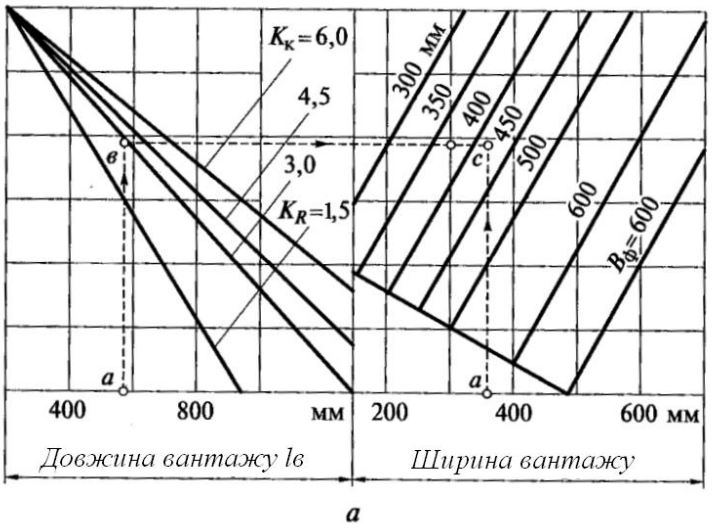
$$R_{кр} = B_{кр}K_R\ , \qquad (3.12.4)$$

де K_R – емпіричний коефіцієнт, K_R = 3...4.

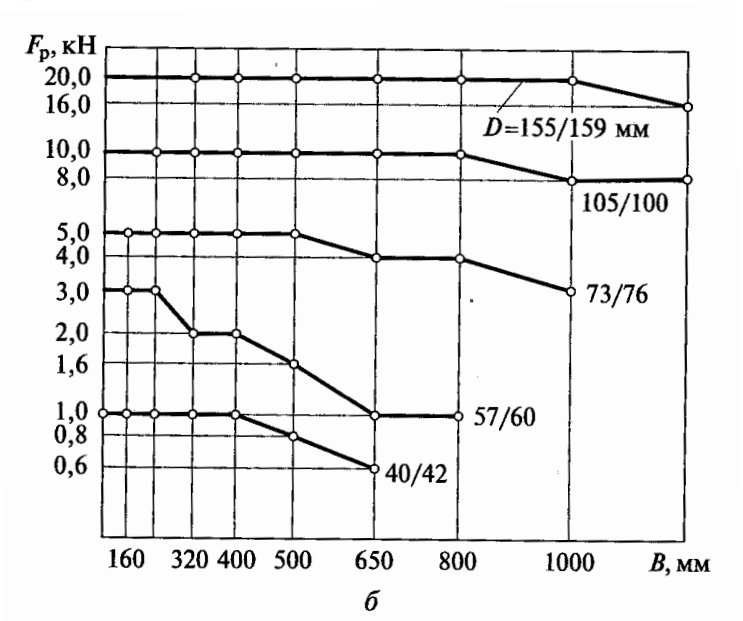
Розмір внутрішнього радіусу R слід приймати з ряду 400; 500;630;800;1000;1250;1600;2000;2500;3150;4000 мм

Довжину циліндрових роликів приймають з ряду 160;200;250;320;400;500;650;800;1200 мм

Крок роликів приймають в межах $0{,}2l_в \le t_р \le 0{,}45l_в$, частіше $t_р = 1/3l_в$, де $l_в$ – довжина вантажу. Крок роликів вибирають з ряду 50;60;80;100;125;160;200;250;315;400;500;630 мм



а



б

Рис. 3.12.4. Номограми для визначення параметрів неприводних роликових конвеєрів:

а) ширини $B_Ф$; б) діаметру D в залежності від розрахункового навантаження $F_р$ й ширини конвеєра (довжини ролика) B; $К_к$,$К_R$ – емпіричні коефіцієнти

Середнє розрахункове навантаження на ролик *Fp* визначають співвідношенням між довжиною $l_в$ вантажу і кроком $t_р$ роликів. При $2t_р < l_в < 3t_р$ $Fp = 0{,}5mg$; при $3t_р < l_в < 4t_р$; $Fp = 0{,}33mg$; при $4t_р < l_в < 5t_р$ $Fp = 0{,}25mg$.

По значенню розрахункового навантаження *Fp* довжині ролика *B* вибирають діаметр ролика по номограмі (рис.3.12.4,б) або по табл. 3.12.1.

Сила опору руху вантажу по роликових опорах складається з сил тертя в опорах роликів W_1, тертя кочення W_2 і ковзання W_3 вантажу по роликах, сили інерції роликів W_4 ;сили для подолання відхилення від площинної установки роликів W_5.

Сила опору руху вантажу в опорах роликів і тертя кочення вантажу по роликах

$$W_{1-2}=W_1+W_2=(m_в g+m_p gz)df/D+2m_в g\mu/D, \qquad (3.12.5)$$

де: $m_в, m_p$ – маси вантажу і частин одного ролика, що обертаються кг;

z – кількість роликів під вантажем, $z = l_в/t_p$,

$l_в$ – довжина вантажу, м;

d – діаметр цапфи ролика, $d= (0,2...0,25)D$, мм;

D – діаметр ролика, мм;

f – коефіцієнт тертя підшипника, рівний для легких і важких умов роботи відповідно *0,03 і 0,06*;

μ – коефіцієнт тертя кочення вантажу, орієнтовно для гладкої металевої тари μ = 0,5 мм для легких та μ= 0,8 для важких умов роботи.

Максимальні значення сил опору ковзанню W_3 вантажу по роликах і передача ними кінетичної енергії W_4 будуть при наїзді вантажу на ролик, що не обертається.

Дію сили опору зручніше вважати рівномірною по довжині кроку t_p роликів. Тоді

$$W_{3-4}=W_3+W_4=k_i m_p v^2/t_p \ , \qquad (3.12.6)$$

де: k_i – коефіцієнт інерції, що враховує неспівпадання середнього діаметра розподіленої маси частин ролика, що обертаються, з його зовнішнім діаметром D, k_i = 0,8...0,9;

m_p – маса частин ролика, що обертаються, кг;

v – колова швидкість ролика, м/с;

t_p – крок роликів,м

Значна сила місцевого опору W_5 виникає в момент наїзду вантажу на виступаючий ролик

$$W_5 \approx m_в g\sqrt{\Delta h / D}. \qquad (3.12.7)$$

Навіть для невеликого перепаду рівнів $\Delta h= 0,01D$ опорної поверхні роликів максимальне значення сили місцевого опору може скласти $W_5 \approx 0,1 m_в g$, що у декілька разів перевищує середнє значення W_{1-4}. Для зменшення впливу W_5 на рух вантажу слід підвищити рівень якості монтажу, регламентуючи точність установки роликів по всій довжині траси конвеєра. При накладенні контрольної лінійки послідовно на кожні три ролики просвіт під лінійкою не повинен перевищувати прийнятий норматив. Необхідно, проте, відзначити, що діючий стандарт на роликові конвеєри допускає дуже великі значення відхилень від площинності.

Сила опори при сталому русі вантажу без урахування наїзду на виступаючий ролик

$$W = \left[m_в \frac{2\mu}{D} + \left(m_в + m_p z \right) f \frac{d}{D} \right] g + k_i \frac{m_p v^2}{t_p}. \quad (3.12.8)$$

Коефіцієнт опору руху вантажу на конвеєрі

$$\omega = \frac{W}{m_в g}. \quad (3.12.9)$$

Кут нахилу β гравітаційних конвеєри визначають з умови

$$tg\beta > \omega. \quad (3.12.10)$$

Кут нахилу гравітаційного конвеєра на практиці приймають по табл. 3.12.2.

Таблиця 3.12.2

Кут нахилу гравітаційних роликових конвеєрів, що рекомендується

Вантаж	Маса одиниці вантажу, кг	Кут нахилу конвеєра, ...°
Контейнери з листового металу	Менше 30	2...3
	30. ..150	2,0...2,5
	150. ..500	1,5 ...2,0
	500... 1000	1,0... 1,5
Дерев'яні піддони, ящики із струганих дощок	Менше 25	2,0...2,5
	25. ..125	1,5 ...2,0
	500. ..1200	0,5. ..1,5
	100. ..600	0,5. ..1,5
Бруси дерев'яні, дошки	Менше 15	2.0...2.5
Сталь листова: рихтована	Менше 30	1,0... 1,5
нерихтована	Менше 30	2...3
Бетонні вироби	Менше 100	2...3
Картонні коробки	Менше 30	4...7

Більше значення кута нахилу відповідає більш легким вантажам. На криволінійних секціях до значень кута нахилу, що рекомендуються, необхідно додати для конічних роликів1,5... 2°; для циліндричних - 3... 4°. Всі виконання стрілочних переводів повинні мати підвищені кути нахилу на 7... 9°.

Приклад розрахунку неприводного роликового конвеєра

Розрахувати гравітаційний роликовий конвеєр (див. рис. 3.12.1,а) з прямолінійною трасою для транспортування металевих контейнерів масою m = 200 кг із швидкістю υ = 0,5 м/с. Довжина контейнера $l_в$= 1,8 м, ширина $b_в$ = 0,55 м. Продуктивність конвеєра Z= 250 шт./год, довжина конвеєра L= 30 м.

Відстань між вантажами

Опір руху одного вантажу по формулі

$$t_в = 3600\upsilon/Z = 3600 \cdot 0{,}5/250 = 7{,}2 \text{м}.$$

З табл. 3.12.2 вибираємо кут нахилу конвеєра - 2°.

Крок роликів визначаємо з умови $t_p < 0{,}45 l_в$,$t_p < 810$ мм

Приймаємо крок роликів t_p = 630 мм.

Ширина конвеєра (довжина ролика) по формулі (3.12.1)

$$B=K_{з.ш}b_в= (1,1... 1,2)\ 550 = 605...660\ мм$$

Приймаємо ширину конвеєра 650 мм.

Число роликів під вантажем

$$z = l_в/t_p = 1,8/0,63=2,86,\ \text{приймаємо } z=3$$

Середнє розрахункове навантаження на один ролик

$$Fp= 0,5mg = 0,5 \cdot 200 \cdot 9,81 = 981\ Н.$$

З номограми (див. рис. 3.12.4,б) при навантаженні, що доводиться на один ролик, 981 Н і довжині ролика 650 мм вибираємо діаметр ролика D= 60 мм.

З табл. 3.12.1 маса одного ролика m_p= 4,8 кг. Діаметр цапфи ролика $d= (0,2. ..0,25)D= (0,2. ..0,25)60 = 12... 15$ мм, приймаємо $d= 12$ мм.

Загальне число роликів в конвеєрі

$n= L/ t_p =30/0,63 = 48.$

Приймаємо коефіцієнт тертя кочення вантажу по роликах μ = $5\cdot10^{-4}$ м, коефіцієнт тертя в цапфах роликів для середніх умов роботи - $f= 0,04$.

Опір руху одного вантажу по формулі

$$W = \left[m_в \frac{2\mu}{D} + \left(m_в + m_p z\right) f \frac{d}{D} \right] g + k_i \frac{m_p v^2}{t_p} =$$

$$= \left[200 \frac{2 \cdot 5 \cdot 10^{-4}}{0,06} + \left(200 + 4,8 \cdot 3\right) \frac{0,04 \cdot 0,012}{0,06} \right] 9,81 + 0,85 + \frac{4,8 \cdot 0,5^2}{0,63} = 51H$$

Коефіцієнт опору руху вантажу на конвеєрі по формулі (3.12.9)

$$\omega = \frac{W}{m_в g} = 51/(200\text{-}9,81) = 0,026.$$

При прийнятому куті нахилу гравітаційного конвеєра β = 2° перевіряємо умову (3.12.10) руху вантажу:

$$tg\beta = tg2° = 0,038 > \omega = 0,026.$$

Дана умова забезпечує транспортування контейнерів по неприводному роликовому конвеєру з вибраним кутом нахилу 2°.

Приводні роликові конвеєри

Будова конвеєрів. В приводних роликових конвеєрах обертання від двигуна передаються на всі робочі ролики. Ці конвеєри широко використовують в прокатних цехах для транспортування металу до прокатних станів, ножицям, пилам, правильним і охолоджуючим пристроям, а також на склад готової продукції. Велике розповсюдження мають приводні роликові конвеєри на заводах, що проводять різання і розкрій листового і профільного металу, на лісопильних і деревооброблюючих підприємствах при передачі колод і дощок від верстата до верстата , також інтенсивно використовуються в переробній та харчовій промисловості і ін.

Перевагами приводних роликових конвеєрів є:

• стабільність швидкості руху вантажу;

• можливість одночасної роботи з різними ритмами;

• зручність виконання технологічних і навантажувально-розвантажувальних операцій;
• простота приєднання до технологічних машин (прокатним станам, ножицям гільйотин, пилам і ін.);
• можливість транспортування важких і гарячих вантажів;
• невисока енергоємність.

Разом з тим приводні конвеєри мають складнішу конструкцію і підвищену вартість в порівнянні з непривідними конвеєрами, а також конвеєрами інших типів.

За способом передачі на ролики рушійної сили розрізняють роликові конвеєри з груповим і індивідуальним приводом. При груповому приводі рушійна сила передається від одного двигуна, а при індивідуальному на кожний ролик є свій двигун.

По конструктивному виконанню конвеєри з груповим приводом можна розділити на дві групи: з приводом від передач і приводом від тягового елемента. Найбільше розповсюдження з першої групи отримав привід з конічними зубчатими колесами (рис. 3.12.5,а). В таких конвеєрах ролики приводяться в обертання загальним трансмісійним валом 1 з конічними зубчастими колесами 2. Відомі конічні колеса закріплені консольно на валу кожного ролика.

Привод з циліндричними зубчатими колесами (рис. 3.12.5,б) складається з безперервного ряду циліндричних коліс, половина яких закріплена на валах роликів, а друга між ними на консольних осях, закріплених на металоконструкції конвеєра. Проміжні колеса необхідні для того, щоб всі ролики мали однаковий напрям обертання.

Недоліком цієї конструкції є нерівномірне навантаження на зубчаті колеса, що веде до збільшення металоємності приводу. Конвеєри з приводом від циліндричних передач застосовують при малому кроці роликів, коли виникає необхідність безпосередньої передачі руху від ролика до ролика.

На (рис. 3.12.5,в) показаний привід роликів від ланцюгової передачі, в якій приводний ланцюг сполучає два ролики через блок ланцюгових зірочок, насаджених на вал ролика. Через складність натягнення привідних ланцюгів, нерівномірності навантаження по довжині конвеєра і малої швидкості ланцюгові приводи широкого вживання не отримали.

Схема приводу роликів від тягового елемента показана на рис. 3.12.5,г, д. В таких конвеєрах на вал ролика змонтований приводний елемент 4, який взаємодіє з нескінченно замкнутим гнучким тяговим елементом 3.

Як тяговий елемент використовують ланцюг, сталевий дротяний канат, ремінь, стрічку, які взаємодіють з нижньою стороною роликових опор. Роликові конвеєри з приводом від тягового елемента застосовують при транспортуванні легких вантажів з малими швидкостями.

Особливе місце займають конвеєри з індивідуальним приводом ролика, що складається з електродвигуна 5 і редуктора 6 (рис. 3.12.5,е). Ролики 7

виготовляють з товстостінних труб або з кованих заготовок, розрахованих на сприйняття великих динамічних навантажень. Широке розповсюдження роликові конвеєри з індивідуальним приводом отримали в металургії в прокатному виробництві.

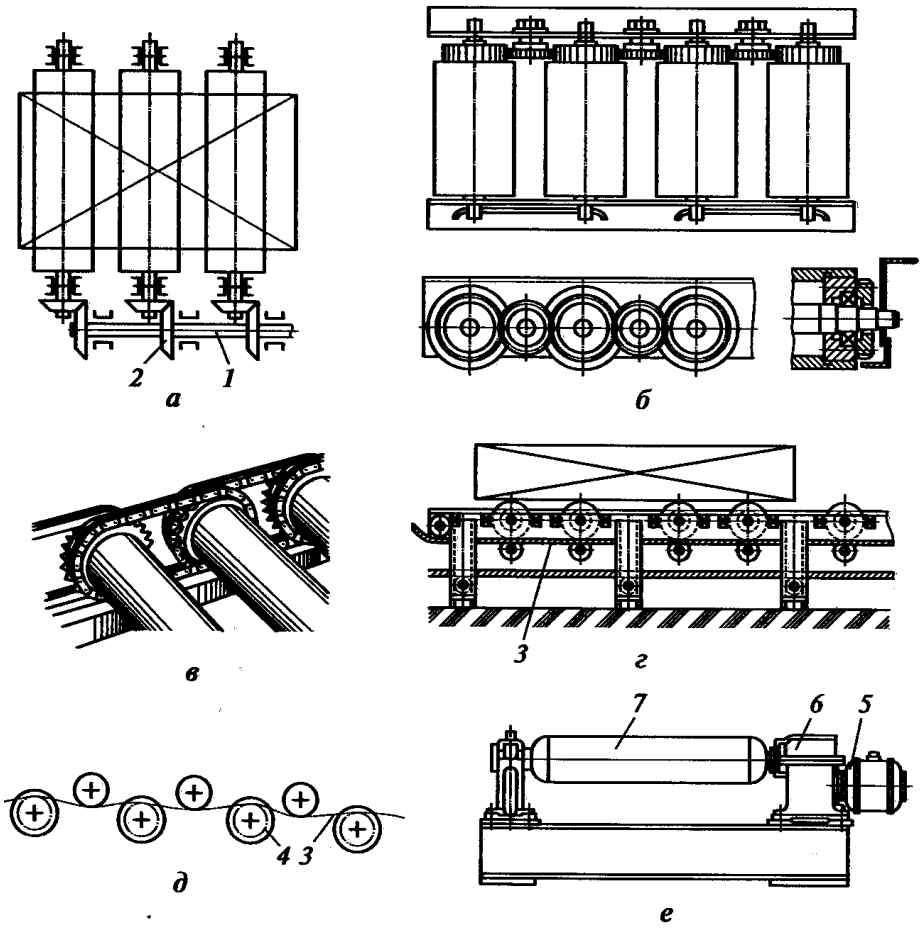


Рис. 3.12.5ю Приводи роликових конвеєрів:
а) від конічних зубчатих коліс; б) від циліндричних зубчатих коліс; в) від ланцюгових передач; г,д) від гнучкого тягового елемента; е) від індивідуального приводу; 1 – вал; 2 – зубчате колесо; 3 – гнучкий тяговий елемент; 4 – привідний елемент; 5 – електродвигун; 6 – редуктор; 7 – ролик

Розрахунок конвеєрів.

Параметри настилу приводного роликового конвеєра визначають по аналогії з неприводним роликовим конвеєром.

Потужність приводу конвеєра визначають по середніх витратах енергії на привід одного ролика. Втрати складаються з моментів від опору холостого обертання ролика

$$T_x=0,5m_p gdf \ ; \qquad (3.12.11)$$

від зовнішнього навантаження

$$T_г=F_p(0,5gdf+\mu) \ ; \qquad (3.12.12)$$

від ковзання ролика під зупиненим вантажем на накопичувальній

ділянці конвеєра

$$T_{ск} = 0{,}5F_p D f_{ск}\,, \qquad (3.12.13)$$

де F_p – шукане навантаження на ролик, що визначається так само, як для неприводних роликових конвеєрів, Н;

$f_{ск}$ – коефіцієнт тертя ковзання вантажу по роликах.

Сумарний статичний момент опору обертанню роликів

$$T = Z_p\, Tx + Z1_p Tг + Z2_p Tск, \qquad (3.12.14)$$

де Z_p – число роликів на конвеєрі, $Z_p = L/t_p$ (L - довжина конвеєра, м; t_p - крок роликів, м);

$Z1_p$ – число роликів під вантажем, $Z1_p = il_в/t_p$;

$l_в$ – довжина вантажу, м;

i – число вантажів на конвеєрі;

$Z2_p$ – число роликів на накопичувальній ділянці конвеєра, $Z2_p = L_н/t_p$;

$L_н$ – довжина накопичувальної ділянки, м.

Потужність двигуна для приводу конвеєра визначають по формулі.

$$P_{дв} = \frac{K_З T \omega}{\eta_0}, \qquad (3.12.15)$$

де $K_З$ – коефіцієнт запасу потужності ($К_З$=1,15…1,25);

T – момент опору обертання ролика, Н·м;

Ω – кутова швидкість ролика, $с^{-1}$;

η_0 – коефіцієнт корисної дії приводу.

Контрольні запитання

Контрольні запитання

п3.2

1. З чого складається схема стрічкового конвеєру?
2. Які бувають типи стрічок стрічкового конвеєра?
3. Як визначити параметри стрічки?
4. Яким чином збільшити тягову здатність стрічкового конвеєра?
5. Як вибирається двигун привода стрічкового конвеєра?
6. Які перевірки треба провести при розрахунку конвеєра?

П. 3.3

1. З чого складається схема скребкового конвеєру?
2. Які бувають типи ланцюгів скребкового конвеєра?
3. Як вибрати ланцюг скребкового конвеєра?
4. Як визначити параметри скребка?
5. Як вибирається двигун привода скребкового конвеєра?

П3.4

1. З чого складається конструктивна схема елеватору?
2. Які бувають типи ковшів елеватору?
3. Від чого залежить вибір розвантаження елеватора?
4. Як визначити параметри ковшів?

5. Як вибирається двигун привода елеватора?
6. Що така полюсна відстань і як її визначити?

П3.5

1. Де застосовуються і які бувають гвинтові конвеєри ?
2. Переваги гвинтових конвеєрів.
3. Недоліки гвинтових конвеєрів.
5. Характеристика гвинтів гвинтового конвеєра.
4. Будова гвинтового конвеєра.
5. Як визначити продуктивність гвинтового конвеєра?
6. Як визначити потужність гвинтового конвеєра?

П.3.6

1. Як влаштовані і працюють інерційні конвеєри з постійним тиском вантажу на дно жолоба?
2. Як визначити швидкість вантажу на інерційному конвеєрі з постійним тиском вантажу на дно жолоба?
3. Які влаштовані і працюють інерційні конвеєри із змінним тиском вантажу на дно жолоба?
4. Чим відрізняється режим роботи вібраційного конвеєра від інерційного?
5. Як влаштовані підвісні вібраційні конвеєри?
6. Як влаштовані опорні вібраційні конвеєри?
7. Як влаштовані і працюють вертикальні вібраційні конвеєри?
8. Від чого залежить продуктивність вібраційного конвеєра?

П3.7

1. Призначення і принцип дії метальних конвеєрів.
2. Які основні робочі органи метальних конвеєрів?
3. Як визначити продуктивність стрічкового метального конвеєру?
4. Як визначити продуктивність стрічкового метального конвеєру при безперервній і рівномірній подачі?
5. Привести методику розрахунку напору і потужності вентиляторного метального конвеєру.

П.3.8

1. Призначення і класифікація пневмотранспортних установок.
2. Як діляться пневматичні транспортери за принципом дії?
3. Як визначити швидкість руху повітря для всмоктувальних і нагнітальних установок низького тиску?
4. Переваги і недоліки аерожолобів.
5. Принцип дії завантажувальних і розвантажувальних пристроїв.

П.3.10

1. Призначення бункерів.
2. Призначення самоплинного транспорту.
3. Як визначити коеф. заповнення бункера?
4. Як визначити продуктивність спорожнення бункера через вихідний отвір, що розташований в центрі бункера?
5. Сили і тиск, що діють на бункер.
6. Призначення самоплинного транспорту.
7. Як працюють роликові спуски?
8. Умова безвідмовної роботи спуска.
9. Як розрахувати продуктивність самоплинної установки?
10. Від чого залежить швидкість переміщення вантажу?

П.3.11

1. Призначення і типи установок гідротранспорту.
2. Назвіть переваги і недоліки установок гідротранспорту.
3. Охарактеризуйте типи живильників.
4. Які основні розрахунки виконують під час проектування установок гідротранспорту?

П.3.12

1 . Де застосовують роликові конвеєри?
2. Устрій неприводних роликових конвеєрів?
3. Як визначити параметри роликового настилу?
4. Які сили опору необхідно подолати при русі вантажу по роликах неприводного конвеєра?
5. Устрій приводних роликових конвеєрів?
6. З яких моментів складається сумарний статичний момент опору обертанню роликів приводного роликового конвеєра?

РОЗДІЛ IV. НАВАНТАЖУВАЛЬНІ МАШИНИ

Навантажувальні машини призначені для навантажувальних та розвантажувальних робіт і розподіляються:

- за принципом роботи – **періодичної дії** (рис. 4.1.1) та **безперевної дії** (рис. 4.3.1);
- за призначенням – **універсальні** і **спеціальні** (призначені тільки для визначених вантажів);
- за енергетичною базою – **навісні,** які навішують на трактора, самохідні шасі та автомобілі і **автономні**, які мають власне колісне або гусеничне шасі.

Крім того, використовують причіпні навантажувачі та навісні навантажувальні пристосування.

4.1 Навантажувачі періодичної дії

4.1.1 Загальна характеристика та класифікація

Навантажувачі періодичної дії (рис. 4.1.1) призначені для одночасного або послідовного підйому та транспортування вантажу.

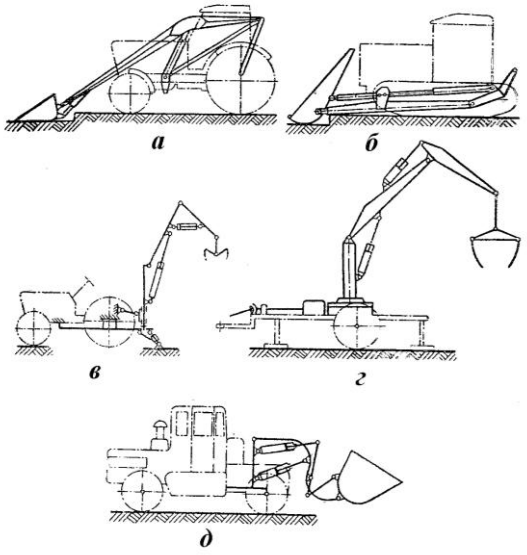


Рис. 4.1.1. Схеми навантажувачів періодичної дії:
а) фронтальний (СНУ-0,5 та ін.; б) перекидний (ПБ-35 та ін.); в) з поворотною стрілою (ПЭ-0,8; ПЭА-1,0 та ін); г) причіпний; д) із задньою навіскою ТО-18 на тракторі К-700 та ін

Розрізняють самохідні навантажувачі (рис. 4.1.1 – 4.1.8, та ін.), пересувні підіймачі (рис. 4.2.1) та навантажувальні пристосування (рис. 4.2.2). Вони призначені для таких виробничих процесів як: складські роботи, навантаження у транспортні засоби, обслуговування процесу переробки сільгосппродуктів тощо.

У сільському господарстві використовують навантажувачі **спеціального** призначення (будівельні, при навантаженні овочів, коренеплодів, гною, силосу та ін.) типу СШР-0,5К (рис. 4.1.3); СНУ-0,5 (рис. 4.1.1) ПШ-0,4; ПМГ-0,2 та ін. і **загального** призначення типу Т-157; Т-174; Д-451 (рис. 4.1.5); Д-388 (рис. 4.1.6); Є-153 та ін.

У таблиці 4.1.1 наведена класифікація навантажувальних машин періодичної дії за основними ознаками.

Таблиця 4.1.1.

Класифікація навантажувальних машин періодичної дії

Класифікаційна ознака	Різновид ознаки	Деякі марки машин, до яких відноситься ознака
1.Вид ходової частини	а) Колеса з масивними та пневматичними шинами	Авто(електро) навантажувачі; СНУ-0,5; СШР-0,5К;ПМГ-0,2; ПШ-0,4 та ін.
	б) Гусеничний хід	Д-388; Д-452; ПБ-35; Т-157; Т-174 та ін.
2. Спосіб агрегатування	а) Навісні на трактор	СНУ-0,5; ПЭ-0,8 та ін.
	б) Самохідні (автономні)	Д-451; Д-452 та ін.
	в) Причіпні	
3. Вид приводу робочих органів	Гідравлічний	Переважно на всіх навантажувачах
4. Місце навіски навантажувального обладнання	а) Спереду	ПБ-35; СНУ-0,5 та ін.
	б) Позаду	ПЭ-0,8; Э-153 та ін.
	в) У середині	ПШ-0,4; НГП-0,8 та ін.
5. Спосіб забору вантажу	а) Наїздом (натиском) машини	ПБ-35; СНУ-0,5; СШР-0,5К та ін.
	б) Зачерпуванням	ПЭ-0,8; Э-153 та ін.
	в)Захоплюванням	ПМГ-0,2; ПШ-0,4; ПЭ-0,8 та ін.
6. Траєкторія переміщення вантажозахоплюючого органа (грейфера, ковша, кігтів, вил, лопати, контейнера тощо)	а) По вертикалі	Авто (електро) навантажувачі, П-5 та ін.
	б)По дузі кола у вертикальній площині	СНУ-0,5; СШР-0,5К та ін.
	в) По складній кривій	Э-153; ПЭ-0,8 ПМГ-0,2 та ін.
7. Спосіб розвантаження вантажозахоплюючого органа	а)Відходи машини	СНУ-0,5; СШР-0,5К
	б)Зштовхуванням вантажу з відходом і без відходу машини	СШР-0,5К; СНУ-0,5; ПШ-0,4 та ін.
	в) Перевертанням або відкриванням дна кігтів тощо	Д-388; ПЭ-0,8; ПБ-35 та ін.

	г) Перевертанням ковша з перекиданням його через машину	Т-157; Т-174; ПБ-35 та ін.

4.1.2 Тракторні навантажувачі – машини які складаються із трактора (або самохідного шасі) і навантажувального обладнання, яке на нього навішується. Останнє складається з підйомної або з підйомно-поворотної стріли з вантажозахоплюючим органом і механізмом приводу (рис.4.1.1).

До фронтального типу навантажувачів відносять схеми а, б та д (рис. 4.1.1), останні – з поворотною стрілою. Фронтальні навантажувачі менш продуктивні, з поворотною стрілою більш універсальні. Серед останніх виділяється причіпний навантажувач (рис. 4.1.1,г), який має власну гідравліку, яка працює від гідросистеми трактора, що виключає необхідність демонтажу обладнання.

Фронтальні навантажувачі більш зручні для роботи тракториста (рис. 4.1.2, а) але мають такий суттєвий недолік як перевантаження передніх коліс до 70% і розвантаження задніх, що призводить до буксування у несприятливих умовах.

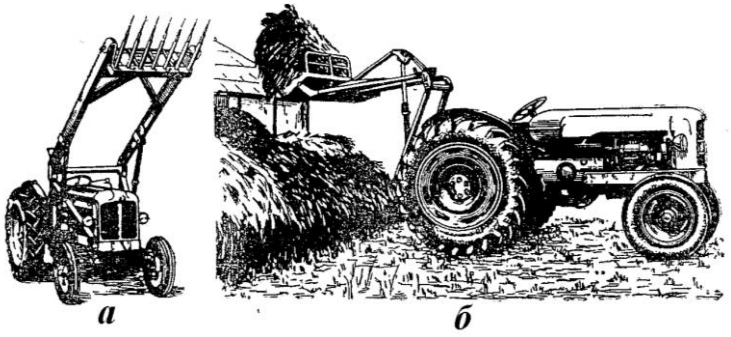


Рис. 4.1.2. Фронтальні навантажувачі на колісних тракторах з вантажопідйомною системою: а) спереду; б) позаду

При навішуванні позаду (рис. 4.1.2,б) погіршуються умови роботи тракториста, а трактор неможливо використовувати у якості тягача.

Колісні тракторні навантажувачі. Стогоклад-нававнтажувач (шарнірно-важільний) СШР-0,5 (рис. 4.1.3,а) призначений для механізації укладення сіна і соломи у стоги та скирти, а також для підбирання і навантаження копиць. При заміні робочих органів СШР-0,5 можна використовувати для навантаження добрив, овочів, будівельних матеріалів, гною тощо.

Стогоклад СНУ-0,5 (рис. 4.1.3,б) має більш сучасну і спрощену конструкцію. Для збільшення поперечної стійкості і роботі на місцевості із схилом до 20° використовується автоматичне блокування моста

Навантажувач-екскаватор ПЭ-0,8 (рис. 4.1.4) має екскаваторний ковш, грейфер-ковш, грейфер з кігтями для сіна, силосу, гною, грейфер-ковш решітчастий для коренеплодів і гак. Екскаватори Э-153 та Э-1514 майже не

відрізняються від навантажувача ПЭ-0,8 в екскаваторному варіанті. Вони обладнані крановим устаткуванням, спеціальними ковшами, захоплювачами, бульдозером і широко використовується в меліорації при будівництві парників, силосних ям тощо.

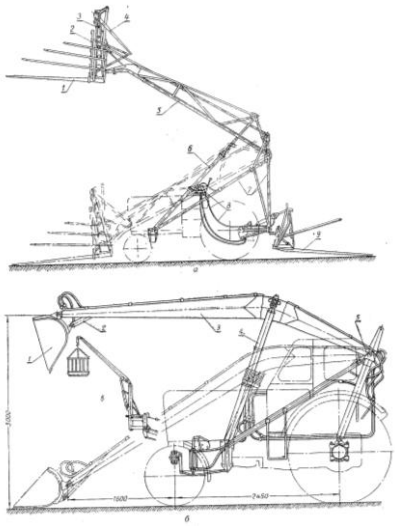


Рис. 4.1.3. Стогоклади:
а) СШР-0,5: 1 – грабельна решітка; 2 – зіштовхувальна стінка; 3 –гідроциліндр; 4 – механізм зіштовхування; 5 – механізм підйому; 6 – гідроциліндр підйому; 7 – рама; 8 – гідросистема; 9 – волокуша; б) СНУ-05: 1 – ківш; 2 – гідроциліндр перевертання ковша; 3 – стріла; 4 – гідроциліндр підйому; 5 – рама

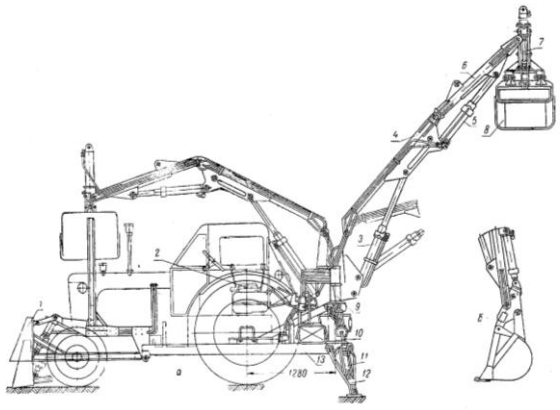


Рис. 4.1.4. Навантажувач-екскаватор ПЭ-0,8:
1 – бульдозерна навіска; 2 – сидіння; 3 – гідроциліндри підйому; 4, 6 – стріла; 5 – гідроциліндр; 7 – гідроциліндр грейфера; 8 – грейфер; 9 – поворотна частина стояка; 10 – колонка; 11 – гідроциліндр опори; 12 – опора; 13 – рама

Автономний одноковшовий навантажувач Д-451 (рис. 4.1.5) – універсальна навантажувальна машина з поворотною стрілою, двома ведучими мостами і гідравлічним керуванням усіма робочими органами. Навантажувач Д-451 обладнаний змінним вантажозахоплюючим устаткуванням у вигляді вил для сіна і гною і широко використовується у сільському господарстві. Коротка характеристика деяких навантажувачів

приведена у табл. 4.1.2.

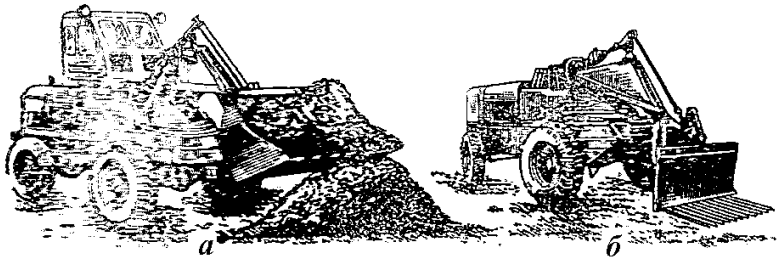


Рис. 4.1.5. Навантажувач Д-451:
а) з ковшом для сипких вантажів; б) з вилами для гною

Таблиця 4.1.2

Технічна характеристика деяких колісних тракторних навантажувачів

Показник	Марка навантажувача				
	ПМГ-0,2	ПШ-0,4	ПУ-0,5	ПЭ-0,8	Э-153
Агрегатується з трактором	ДТ-20	Т-16	ДТ-24-3В Т-28Х	МТЗ-5ЛС МТЗ-5МС	МТЗ-5Л
Вантажопідйомність, кг	200	400	500	900	500
Максимальне відривне зусилля, да Н	300	-	-	1400	1500
Найбільша висота навантаження, м	2,6	3,6	до 8	3,6	2,6
Найбільша глибина вивантаження вантажу, м	1,5	2	2	1,5-2,5	2,2
Тривалість циклу,с	14-18	30-40	30-40	15-20	20
Продуктивність, т/год	30	25	до 30	85	42

Гусеничні тракторні навантажувачі. Основна перевага цих навантажувачів полягає у високій продуктивності, яка у 4...6 разів більше ніж у колісних навантажувачів. Однак значна металоємність робить їх менш економічними.

Розрізняють навантажувачі спеціального призначення (рис. 4.1.6,а та ін.) та універсальні (рис. 4.1.6,б, в та ін.).

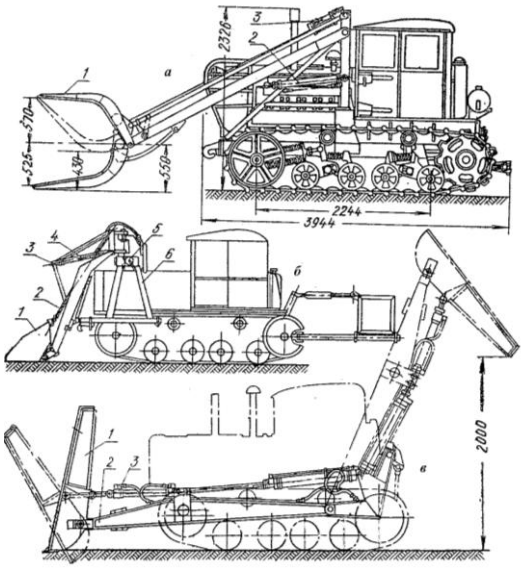


Рис. 4.1.6. Гусеничні тракторні навантажувачі:
а) **спеціальний**, Д-388: 1 – кліщовий захоплювач; 2 – механізм підйому;
3 – гідроциліндр закривання щелеп захоплювача;
б) **універсальний** НГП-0,7: 1 – ківш; 2 – гідроциліндр перекидання ковша;
3 – механізм підйому; 4 – гідроциліндр підйому; 5 – механізм повороту; 6 – рама;
в) **універсальний** ПБ-35: 1 – ківш; 2 – рама-портал; 3 – механізм нахилу ковша

Навантажувач Д-388 (рис. 4.1.6,а) має вантажопідйомність 500 кг і призначений для навантажувальних робіт при транспортуванні зрізаного чагарника, пнів та інших деревних залишків. Порція вантажу забирається під час напорного руху трактора. Замикання щелеп і підйом захвата здійснюється за допомогою гідро циліндрів 3 і 2. Під час розвантаження відкривається нижня щелепа, водночас спрацьовує виштовхував залишків, які застряли.

На навантажувачі НГП-0,7 (рис. 4.1.6,б) навантажувальне обладнання розташоване над двигуном трактора на поворотній колоні. Поворот системи, тобто винос ковша для бокового розвантаження виконується рейковим механізмом з гідроциліндром 5.

Навантажувач-бульдозер ПБ-35 (рис. 4.1.6,в) розроблений спеціально для сільськогосподарського виробництва і використовується при навантаженні у транспортні засоби з буртів та куч матеріалів, що не бояться пошкоджень (пісок, гравій, торф, гній тощо).

В процесі роботи ковш машини ПБ-35 може розвантажуватись у двух положеннях: фронтальний спосіб – спереду трактора і перекидний – позаду з переносом ковша через трактор. Максимальна вантажопідйомність ПБ-35 складає1500 кг, висота підйому – 2,6 м, продуктивність – до 50 т/год.

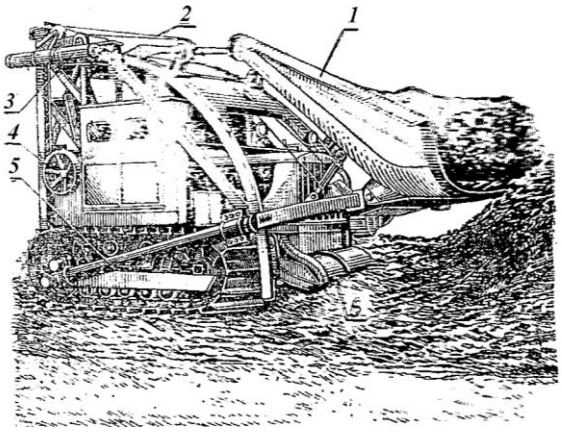


Рис. 4.1.7. Гусеничний навантажувач Т-107:
1 – ківш; 2 – канати; 3 – пружинний буфер; 4 – лебідка; 5 – стояк портала;

6 – опорний каток

Навантажувачі Д-388 і ПБ-35 можуть працювати з крановим обладнанням при вантажопідйомності до 900 кг.

Для більш важких умов роботи використовують навантажувачі загального призначення Т-107, Т-157, Т-174 та ін., які мають більш високу продуктивність (рис.4.1.7). Ці машини можуть за 1-2 цикли завантажити автомобіль або тракторний візок.

4.1.3 Вилкові навантажувачі

Самохідні вилкові навантажувачі уявляють собою спеціальну підйомно-транспортну машину, яка призначена для захвату, підйому, транспортування на невеликі відстані і укладення вантажу у визначене місце.

В залежності від виду двигуна вилкові навантажувачі називають: з двигуном внутрішнього згоряння- **автонавантажувачами**(рис.4.1.8), з електродвигуном- **електронавантажувачами.**

Вилкові навантажувачі виконують тільки на колісному ходу з трьома або чотирма опорами, що забезпечує їм високу маневреність і прохідність, і поділяють на дві групи:

1. призначені для роботи у закритих приміщеннях на твердому покритті; вони мають масивні гумові колеса, вантажність-(0,5…3,2)т;
2. для відкритих територій без твердого покриття; мають пневматичні шини вантажність-(1…3,2)т.

Більшість вузлів вилкових навантажувачів запозичено від автомобілів. Гідросистема складається з двох гідроприводів: вантажопідйомника і посилювача руля, які працюють незалежно один від одного під миском 7,5 МПа.

Поздовжня стійкість забезпечується раціональною компоновкою усіх вузлів, надто важкою конструкцією задніх крил та плити 6(рис. 4.1.8,д), які є противагами.

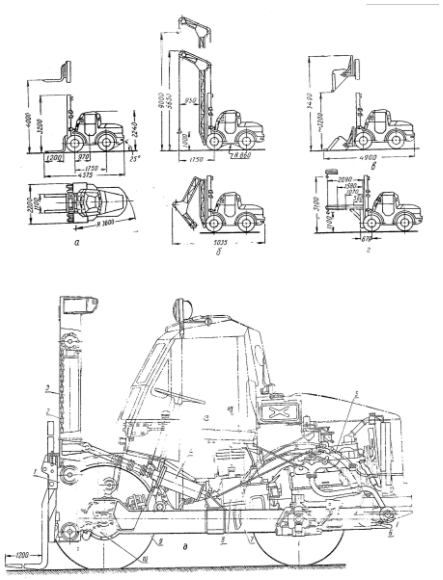


Рис. 4.1.8. Автонавантажувачі:
а) вилковий; б) з блочною стрілою; в) з ковшом; г) з крюком; д) конструкція: 1 – каретка; 2 – ланцюг підйому; 3 – гідроциліндр підйому; 4 – гідроциліндр нахилу; 5 – двигун; 6 – противага; 7 – рама; 8 – коробка швидкостей; 9 – колеса; 10 – задній міст

Основні показники універсальних вилкових навантажувачів наведені у таблиці 4.1.3.

4.1.4 Основи проектування та рахунку навантажувачів періодичної дії

При проектуванні навантажувачів бажано виконувати наступні рекомендації:

- максимально можлива **продуктивність** досягається при найбільшій вантажопідйомності і найменшому часі на цикл;
- продуктивність машини багато в чому залежить від маневреності, яка найбільша у колісних машин на спеціальному або самохідному шасі;
- використання виключно **гідравлічної системи** привода робочих органів спрощує і полегшує керування;
- **заповнення ковша напором** без руху машини дозволяє більш маневрено регулювати товщину матеріалу, який забирається; додатковий рух ковша або якийсь вібраційний вплив полегшують забирання матеріалу і його відрив;
- машини **з висотою розвантажування, що регулюється** найкращі, при цьому менше псується вантаж і м’якше завантажуються транспортні засоби;
- **маса навантажувача** справляє рішучій вплив на динаміку зачерпування, стійкість машини під час підйому ковша, і її русі із завантаженим ковшом; тому маса машини повинна бути оптимальною і техніко-економічно обґрунтованою.

Під час проектування розраховують низку техніко-економічних показників [ ] основними з яких є наступні.

Зусилля відриву вантажу – основна величина, що характеризує стан навантаження вузлів і деталей машини. Кожен навантажувач характеризується максимальним зусиллям відриву і вантажопідйомністю, відношення яких визначає **запас зусилля**. Для більшості вітчизняних навантажувань ця величина не перевищує 1,8. Лише для екскаватора Э-153 дорівнює 3. У зарубіжних навантажувачів (Англія, США та ін.) запас зусилля відриву вантажу сягає (1,5...2,6).

Сумарне зусилля відриву визначається за формулою:

$$P_{\Sigma} = G + G_{г} + P_{оп} + P_{i} + P_{iг}, \qquad (4.1.1)$$

де G – сила тяжіння від маси вантажу;

$G_г$ – сила тяжіння від маси вантажозахоплюючого органа (грейфера);

$P_{оп}$ – сила опору відриву та тертю;

P_i – сила інерції вантажу;

$P_{iг}$ – сила інерції грейфера.

Вразивши усі сили правої частини (4.1) через силу тяжіння маси вантажу G і відповідні безрозмірні коефіцієнти

$$G_{Г} = \varepsilon_{Г} G \; ; \quad P_{оп} = \varepsilon_{оп} G \; ; \quad P_{i} = \varepsilon_{i} G; \quad P_{iГ} = \varepsilon_{i} G_{Г} = \varepsilon_{i} \varepsilon_{г} G;$$

одержимо:

$$P_{\Sigma} = \varepsilon_{\Sigma} G = \left[\left(1 + \varepsilon_{Г}\right)\left(1 + \varepsilon_{i}\right) + \varepsilon_{оп} \right] G. \qquad (4.1.2)$$

Для практичних розрахунків приймають [ ]:

- для важких грейферів загального призначення і канатних в усіх випадках $\varepsilon_г$= (0,8...1,0);
- для сільськогосподарських вантажів і гідравлічних грейферів навантажувачів $\varepsilon_г$= (0,5...0,25).

Коефіцієнт ε_i орієнтовано розраховують за формулою:

$$\varepsilon_{i} = \frac{P_{i}}{G} = \frac{v}{g t_{p}} \Psi, \qquad (4.1.3)$$

де v – швидкість підйому вантажу;

t_p – час розбігу вантажу (для промислових кранів і навантажувачів t_p= 1,5с, для сільськогосподарських навантажувачів t_p=(0,5...2с);

Ψ=(0,5...1,0) – коефіцієнт демпфування системами навантажувача. Значення Ψ тим менше, чим більше відстань від точки прикладання навантаження і вузлом, що розраховується.

Коефіцієнт $\varepsilon_{оп}$ визначають за формулою:

$$\varepsilon_{оп} = \frac{qF}{G}, \qquad (4.1.4)$$

де q – питомий опір відриву вантажу;

F – сумарна площа відриву.

Таблиця 4.1.3

Основні показники вилкових навантажувачів

Показник	Електронавантажувачі				Автонавантажувачі		
	ЭП-0,5 (4015М)	ЭП-1 (ЭП103/106)	ЭП-2 (ЭП201/202)	ЭП-3,2 (ЭП-301)	АП-1 (4020)	АП-1 (4022)	АП-3,2 (4023)
1. Вантажопідйомність, т	0,5	1,0	2,0	3,2	1,0	2,0	3,2
2. Швидкість підйому вантажу (max),м/хв.	10	9	8,2	8,6	20	16	16
3. Швидкість пересування, км/год	9	9,4	9,2	9	20,6	16	16
4.Підйом, який долається, град.	7	7	7	7	10	10	10
5.Маса навантажувача, т	1,46	2,10	3,57	5,50	2,25	3,17	5,70
6.Тип шин	масивні	масивні і пневматичні	масивні і пневматичні	масивні	масивні і пневматичні	пневматичні	пневматичні

Примітка. Всі навантажувачі ЭП і АП виготовляються з трьома висотами підйому вантажу: 1,8; 2,8 та 4,5 м.

Згідно дослідних даних [ ] приймають:

$\varepsilon_{оп}$ = 1,0 – гній; $\varepsilon_{оп}$ = 1,5 – кукурудзяний силос; $\varepsilon_{оп}$ = 2,2 – солома пшенична.

Для початкових розрахунків можна користуватись формулою (4.1.2), прийнявши ε_{Σ} в межах

Коренеплоди	Солома та сіно	Силос	Гніт
(1,3...1,5)	(1,5...2,63)	(2,5...3,0)	(2,5...4,0)

Під час роботи навантажувача з важкими вантажами зусилля різання і зачерпування дорівнює

$$P_p = S_n q_p, \tag{4.1.5}$$

де $S_п$ – площа поперечного перерізу шару, що захоплюється, м^2; $q_р$ – питомий опір різанню вантажу приймається згідно таблиці 4.1.4.

Таблиця 4.1.4

Значення питомих опорів різанню

Характеристика вантажу	Питомий опір різанню, $q_р$, МПа
Пісок, торф, чорнозем	0,05
Суглинок легкий, гравій мілкий	(0,08...0,1)
Глина, гравій, щебінь, торф з корінням	(0,15...0,20)

Потужність, необхідну для роботи навантажувача визначають за діючими зусиллями і швидкостями [ ].

При грейферному захоплюванні вантажу

$$N = P_{\Sigma} v / 75\eta, \tag{4.1.6}$$

де P_Σ – сумарне зусилля відриву вантажу (формула 4.2); v – початкова швидкість підйому приймається у межах (0,1...0,3) м/с; η – (0,8...0,95) – ККД обладнання

При захваті вантажу ковшом напорної дії

$$N = P_p v / 75\eta, \tag{4.1.7}$$

підставляючи у формулу 4.1.7 $P_p = S_n q_p$ (ф. 4.1.5) та $v = s / t,$ де s – шлях і t – час зачерпування вантажу до наповнення ковша, і замінивши $S_n \cdot s = k_н \cdot V_к$, одержимо

$$N = \frac{k_н \cdot V_к \cdot q_p}{75 \cdot q_p \cdot t\eta_p \eta_м}, \tag{4.1.8}$$

де $k_н$ – коефіцієнт наповнення ковша [с.384]; $V_к$ – об'єм ковша; $\eta_р$ = (0,5...0,6) та $\eta_м$ = (0,8...0,85) – відповідно ККД робочого обладнання навантажувача і механічного привода.

При зачерпуванні і заборі вантажу без різання (при вимірювання вантажу по масі) потужність визначають за питомою роботою

$$N = \frac{q_0 G}{75t\eta}, \tag{4.1.9}$$

де q_0 – питома робота опору зачерпування вантажу [с.384]; t = (3...5)с – мінімальний час зачерпування вантажу.

Продуктивність одноковшового навантажувача, т/год.:

під час роботи із штучними вантажами

$$Q = 3600\frac{G}{t_ц}; \qquad (4.1.10)$$

під час роботи із сипкими вантажами

$$Q = 3600\frac{k_н \cdot \rho_н \cdot V_к}{t_ц}; \qquad (4.1.11)$$

під час роботи із зв'язаними вантажами (солома, сіно, силос, гній, чагарник тощо)

$$Q = 3600\frac{\varphi \cdot P}{t_ц}, \qquad (4.1.12)$$

де G і P – відповідно маса вантажу і вантажопідйомність машини;$V_к$ – об'єм ковша; $k_н$ і φ – відповідно коефіцієнти наповнення ковша і використання вантажопідйомності;$\rho_н$ – насипна щільність (див.1.3, табл..1.1); $t_ц$ – час потрібний на цикл роботи навантажувача.

$$t_ц = t_1 + t_2 + t_3 + ...t_n,$$

де t_1, t_2, $t_3...t_n$ – час на окремі операції [ ].

4.2 Пересувні підіймачі. Начіпні і навісні навантажувальні пристосування

Пересувні підіймачі, як засіб малої механізації, використовують у майстернях та цехах для обслуговування робочого місця, на складах під час укладання штучних вантажів у штабеля та ін. Вантаж підіймають за допомогою лебідочного або рейко-храпового пристрою з ручним приводом або гідропідйомником з ручним або машинним приводом (рис. 4.2.1). Їх вантажопідйомність від 50 до 250 кг при кількості підйомів від 8 до 10 за хвилину.

Навантажувальні пристосування (рис. 4.2.2) використовують під час перевалки невеликих партій вантажів бувають причіпні (рис.4.2.2) і навісні (рис. 4.2.3).

Навантажувальні пристосування виконуються у вигляді навантажувальних бортів (рис. 4.2.2,а), лелек (рис. 4.2.2,б), підбірників, метальників, подавальників (рис. 4.2.2,в, г, д) тощо.

Навантажувальний борт 1 (рис. 4.2.2, а) підіймається і опускається чотириланковим механізмом a, b, d, c за допомогою гідроциліндра 3 та шатунно-кривошипного механізму. Навантажувальна люлька (рис. 4.2.2,б) має аналогічний за схемою привода механізм. Ці компактні конструкції, маючи масу до 200 кг підіймають до 1000 кг вантажу за 10 с.

Навісний важільний підйомник (рис. 4.2.2,г) може працювати не тільки у стаціонарному режимі, але і при збиранні врожаю з валків на ходу. Для цієї мети на кінці важеля монтуються кліщі або граблі.

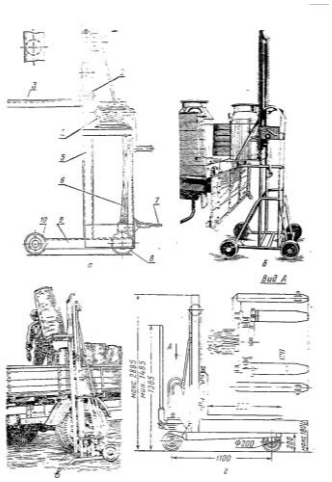


Рис. 4.2.1ю Пересувні підіймачі:
а) простий з ручним приводом: 1 – блок; 2 – ролик; 3 – підйомний стіл; 4 – лебідка; 5 – рама; 6 – дишло; 7 – педаль; 8 – передні колеса; 9 – горизонтальна рама; 10 – задні колеса; б) з рейко-храповим механізмом; в) з приводом від ДВЗ; г – з гідравлічним підйомом

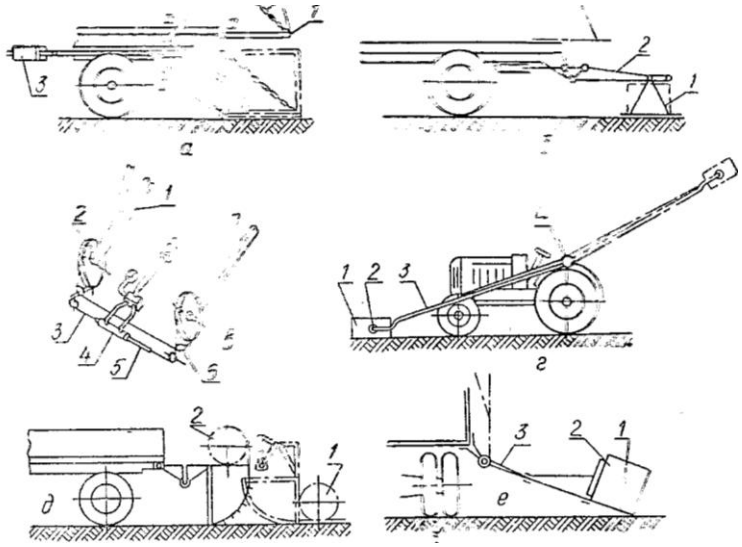


Рис. 4.2.2. Схема навантажувальних пристосувань:
а) підйомний борт: 1 – борт; 2 – ланцюг-розтяжка; 3 – гідроциліндр; б) портал з люлькою: 1 – люлька; 2 – портал; в) механізм приводу важільних навантажувачів:
1 – важіль; 2 – блок; 3 – трос; 4 – циліндр; 5 – шток; 6 – поворотні блоки; г) важільний метальник: 1 – вантаж; 2 – вантажозахоплюючий орган; 3 – важіль; 4 – шарнір; д) бочкопідйомник: 1 – захват вантажу; 2 – вантаж піднятий; е) важільний навантажувач: 1 – вантажна платформа: 2 – вантаж; 3 – важіль

Причіпне навантажувальне пристосування у вигляді підйомно-поворотної рами (рис. 4.2.2,д) називається бочкопідйомником, хоча з його допомогою можна вантажити будь-які вантажі, що припускають кантування.

За кордоном широко використовуються навісні важільні подавальники (рис. 4.2.2,е) Ці швидкознімні пристрої з приводом від електродвигуна включаються у роботу автоматично при укладанні вантажу 2 на платформу 1. Під час повороту важіля 3 з вантажом до вертикального положення поворот автоматично вимикається і при розвантаженні підйомник опускається униз. Його вантажопідйомність до 50 кг, а найбільша висота підйому близько 4 м.

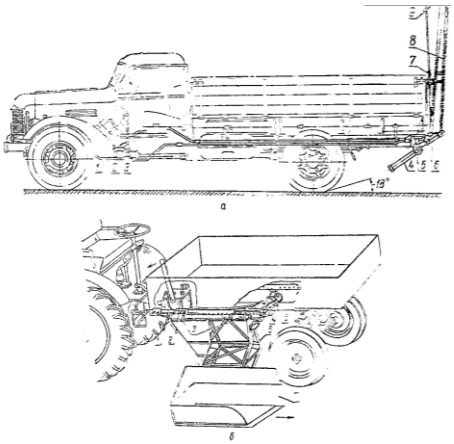


Рис. 4.2.3. Конструкції навісних навантажувальних пристосувань:
а) мішкопідйомник: 1 – важіль включення; 2 – коробка відбору потужності; 3 – насос; 4 – гідроциліндр; 5 – гідророзподільник; 6 – шток; 7 – пружина; 8 – рама; 9 – пересуваний стояк; 10 – гнучка стрічка; б) самонавантажувач: 1 – важіль включення; 2 – гідророзподільник; 3 – вісь; 4 – гідроциліндр: 5 – рамка гідроциліндра; 6 – рама ковша; 7 – ківш

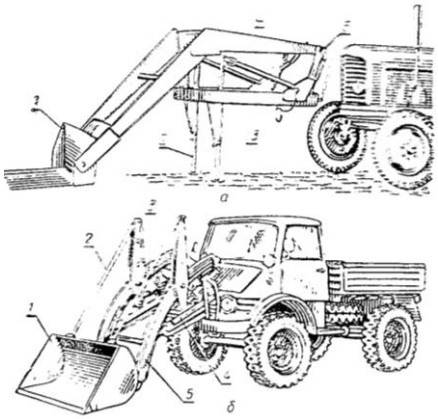


Рис. 4.2.4. Зарубіжні навісні навантажувачі:
а) на тракторі (Англія): 1 – ківш; 2 – стояки висувних опор; 3 – рама; 4 – гідроциліндр підйому; 5 – місця кріплення навантажувача; б) на автомобілі (Німеччина): 1 – ківш; 2 – тяги; 3 – гідроциліндри перекидання ковша; 4 – гідроциліндра підйому ковша; 5 – ручки керування

Прикладами навісних навантажувальних пристосувань для механізації навантажувальних робіт на автомобілі та візки є мішкопідйомник (рис. 4.2.3,а) та вантажопідйомний борт (рис. 4.2.3,б) сконструйовані в Росії. Вони мають схеми приводу аналогічні тим, що розглянуті вище (рис. 4.2.2) і дуже ефективні: завантаження автомобіля ЗИЛ-130 при середній масі штучних вантажів 50 кг виконується за (10...12) хвилин.

За кордоном (США, Англія, Німеччина та ін.) випускають безліч модифікацій навантажувачів в більшості навісних на трактори, які мають потужність від 15 до 50 к.с., з вантажопідйомністю від 200 до 2000 кг і тиском робочої рідини у гідросистемах від 15 до 18 МПа.

На рис. 4.2.4,а показано навантажувач англійської фірми „M.Markham”,

який монтується в'їздом трактора у раму 3, що самоцентрується і тримається на ковші 1 і стояках 2. Навісний фронтальний навантажувач (рис. 4.2.4,б) на вантажному автомобілі (Німеччина) кріпиться у чотирьох точках. Обидва навантажувача монтуються за декілька хвилин.

4.3 Навантажувальні машини безперервної дії

4.3.1 Загальна характеристика і класифікація

Навантажувальні машини безперервної дії широко і ефективно використовуються під час навантаження і перевалки зерна на токах і елеваторах, силосу при закладанні і роздаванні худобі, коренеплодів під час збирання і перевезення тощо.

Ці машини на відміну від транспортерів самохідні і мають живильник (забираючий пристрій). У своєму складі ці навантажувачі звичайно мають від одного до трьох різних транспортерів (стрічковий, скребковий, шпонковий тощо).

Наприклад, навантажувач Д-452 (рис. 4.3.1) загального призначення для важких вантажів (будівельні матеріали, мінеральні добрива, грунт тощо)складається із стрічково-гвинтового живильника 1, який руйнує і подає вантаж до ковшового елеватора 2. Останній піднімає його і передає на скидний (розвантажувальний) стрічковий транспортер 3.

Переваги навантажувачів безперервної дії: безперервність потоку вантажу і його самозабирання, мобільність та маневреність, висока продуктивність, що дозволяє скоротити простої транспортних засобів під навантаженням.

Недоліки – неминучість спеціалізації (для капусти, коренеплодів соломи, качанів кукурудзи тощо), що ускладнює конструкцію; порівняно мале використання робочого часу за рік.

Класифікація:

- за способом забору вантажу: зачерпуванням (рис. 4.3.2,з, и), загрібанням (рис. 4.3.2,а, б, в, е, є), підгортанням (рис. 4.3.2,г, ж, і), підкопуванням (рис. 4.3.2.д, й);
- за способом агрегатування: навісні (рис. 4.3.3,а,б), причинні (рис. 4.3.5,б), б) на власному шасі (автономні) (рис. 4.3.1 і рис. 4.3.3,а);
- за ходовою частиною: колісні, гусеничні;
- за видом енергії, яка живить машину: теплові (ДВЗ) і електричні (електродвигуни).

4.3.2 Основні схеми живильників (забираючих пристроїв)

Принципові схеми живильників надто різноманітні (рис. 4.3.2). Тому при створенні універсальних навантажувачів такого типу припускається те, що живильник може бути змінним обладнанням.

Важільно-грабельні живильники (рис. 4.3.2,а,б,в) призначені для довгостолбових вантажів (сіно, солома та ін.) та коренеплодів, причому перші

два працюють безперервно за циклом, що повторюється, а третій (з гідравлічним керуванням) – під час стаціонарного положення навантажувача.

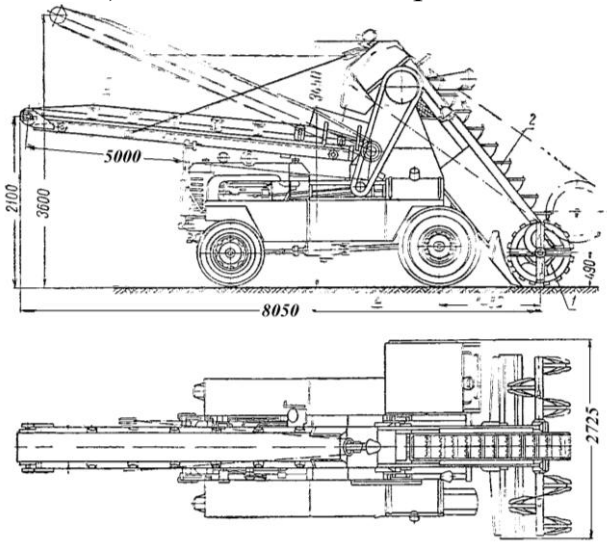


Рис. 4.3.1. Схема навантажувача безперервної дії:1 – живильник; 2 – елеватор; 3 – транспортер; 4 – шасі

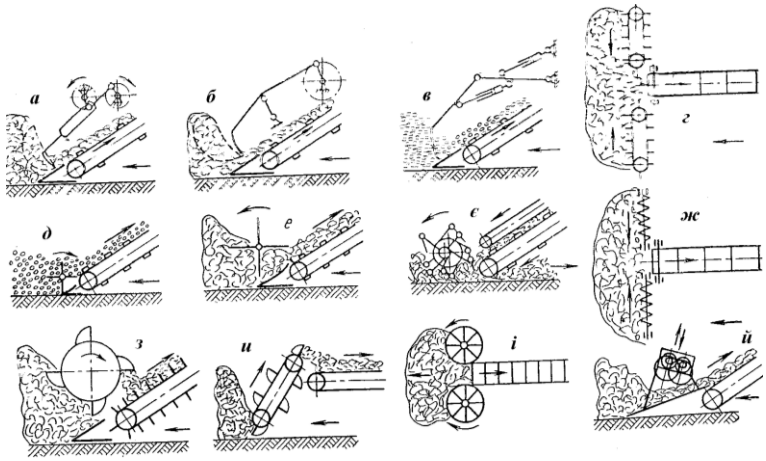


Рис. 4.3.2. Основні схеми живильників:а) грабельний шатунно-кривошипний з кулісою; б) грабельний шатунно-кривошипний; в) грабельний з гідравлічним керуванням; г) скребковий; д) кулачковий; е) лопатевий; є) ротаційний; ж) гвинтовий; з) ковшовий барабанний; и) елеваторний; і) дисковий; й) вібраційний

Підкопуючий кулачковий живильник (рис. 4.3.2,д) призначений для бульбокоренеплодів, які захищають від пошкодження погумуванням кулачків.

Підгрібаючи живильники (рис. 4.3.2,е,є,і) призначені: лопатевий – для пластичних вантажів; ротаційний – для сіна, з плоско паралельним рухом пальців; дисковий – для сипких вантажів (зерно, добрива тощо). Ковшові барабанний та елеваторний живильники (рис. 4.3.2,з,и) використовують для кускових сипких вантажів (качани, вугілля тощо).

Підгрібаючи живильники скребковий (рис. 4.3.2,г): гвинтовий (рис. 4.3.2,ж) використовують в зерно навантажувачах. Вібраційний живильник (рис. 4.3.2,й) дає змогу транспортувати вантаж по площині угору під кутом (10...12)°.

4.3.3 Основні схеми навантажувачів безперервної дії

Вказані машини класифікують на навантажувачі **загального** призначення (рис. 4.3.1 та ін.) та **спеціального**, які у свою чергу підрозділяють на: зернонавантажувачі (рис. 4.3.3), зернозаванажувачі (рис. 4.3.4) спеціальні (рис. 4.3.5, рис 4.3.6) та підбірники-навантажувачі (рис. 4.3.7).

Зернонавантажувачі повинні відповідати наступним вимогам: висока продуктивність, максимальна механізація забору і транспортування зерна, зручність і простота керування.

Зернозавантажувач ЗП-100 (рис. 4.3.3,а) на самохідному шасі наїжджує на бунт із зерном. Дискові живильники 1 подають зерно до скребків підйомного транспортеру 2. Далі зерно потрапляє на скидний стрічковий транспортер 3, з якого транспортні засоби. Скидний транспортер 3 може повертатись у горизонтальній площині на кут α в обидва боки.

У зернонавантажувача ЗПН-60 (рис. 4.3.3,б) живильником 1 є поперечні скребкові транспортери, які підгрібають зерно до основного підйомного скребкового транспортера 2, а у іншої машини (типу АПП-125) живильники 1 виконані у вигляді шнеків, які подають зерно до скребкового транспортера 2 (рис. 4.3.3,в).

Основним робочим органом зерно навантажувача конструкції Докучаєва [] (рис. 4.3.3,г) є скребковий транспортер 1, який може під час роботи автоматично повертати по радіусу на 270°, на колесах 4 відносно стаціонарної рами 2, в якій зерно передається на скидний стрічковий транспортер 3.

Базою повністю механізованої машини типу ТСУ (рис. 4.3.3,д) є самохідний візок 1 на якому змонтовані забірний скребковий 2 і скидний 3 транспортери. Забірний транспортер може повертатись у вертикальній (на 25...30°) і горизонтальній (на 300°) площинах і забезпечує максимальну механізацію навантаження з однієї установки, навантажуючи до 600 т зерна.

Самоподавач ЗГС (рис. 4.3.3,е) – складна самохідна машина на гусеничному ходу. Скребковий транспортер 1 уявляє собою дві нескінченні погумовані стрічки із скребками, змонтовані у вигляді Г – подібного контура з лівим і правим розташуванням. Частина транспортера 4 розташована упоперек руху машини і виконує роль живильника. Інша, похила-уздовж машини, яка підіймає зерно на скидний транспортер 2

Для формування високих бунтів, охолодження і сушки зерна використовується зернометальник ЗМ-30 за конструкцією схожий на навантажувачі ЗПС-3 та ЗПС-60. Різниця полягає у тому, що замість скидного транспортера на ньому встановлений стрічковий метальник за допомогою якого зерно відкидається на відстань до 11м. Продуктивність машини до 40 т/год., ширина захоплення – 4,3 м, швидкість руху: уперед – до 450 м/год., назад – до 250 м/год. Використання ЗМ-30 на токах зменшує витрати приблизно на 20% у порівнянні із ЗС-60.

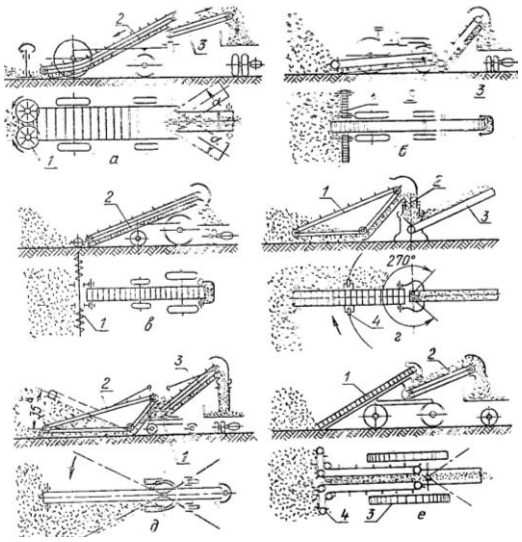


Рис. 4.3.3 Схеми зерно навантажувачів:
а) ЗП-100: 1 – дискові живильники; 2 – підйомний транспортер; 3 – скидний транспортер; б) ЗПН-60: 1 – живильник; 2 – підйомний; 3 – скидний транспортери;
в) АПП-125: 1 – живильники; 2 – скребковий транспортер; г) зерно подавач: 1 – скребковий транспортер; 2 – рама; 3 – стрічковий транспортер; 4 – колеса; д) ТСУ: 1 – самохідний візок; 2 – скребковий транспортер; 3 – скидний транспортер; е) 3ГС: 1 – скребковий транспортер; 2 – скидний транспортер; 3 – гусениці; 4 – транспортер

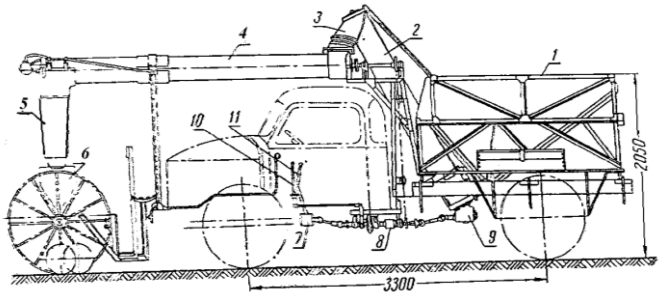


Рис. 4.3.4. Автонавантажувач сівалок:
1 – бункер; 2 – гвинтовий транспортер; 3 – патрубок; 4 – горизонтальний шнек; 5 – рукав; 6 – ящик сіялки; 7 – коробка забору потужності; 8 – передаточний механізм; 9 – редуктор; 10 і 11 – важелі керування.

Під час сівби на автомашинах монтують зернонавантажувач сівалок типу АС-2УМ та ін. (рис. 4.3.4). На шасі автомобіля встановлений зерновий бункер 1, гвинтовий транспортер (шнек) 2, який попадає зерно до горизонтального шнека 4. Усі механізми мають привод від двигуна автомобіля через коробку відбору потужності.

Зерно навантажувачі сівалок використовують також для вивозу зерна від комбайнів, його сушки та формування невеликих бунтів.

Спеціальні навантажувачі призначені тільки для визначених вантажів, що обумовлюється: великим об’ємом вантажоперевалки (силос, буряки тощо); специфічністю вантажу (капуста, тюки сіна тощо); своєрідністю умов роботи навантажувача (вивантаження добрив із залізничних вагонів тощо).

Навантажувач ПСН-1М (рис. 4.1.5,а) призначений для подрібнення та навантаження силосу з буртів та траншей і соломи із скирд у транспортні

засоби. Продуктивність ПСН-1М на силосі до 25 т/год., на соломі до 5 т/год.; швидкість ножів фрезерувального барабана 15,5 м/с; висота навантаження до 4,2 м.

Тюкопідбірник ПТА (рис. 4.3.5,б) слугує для підборки на ходу тюків сіна і завантаження їх до кузова машини. Агрегат шарнірно кріпиться до рами машини зліва по її ходу, що полегшує водію спостерігати за його роботою.

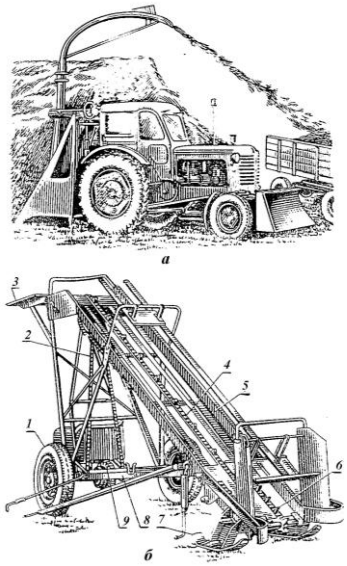


Рис. 4.3.5. Спеціальні навантажувачі:
а) ПСН-1М для силосу; б) для підбори тюків сіна: 1 – колесо; 2 – ланцюгова передача; 3 – верхня площадка; 4 – однорядний транспортер; 5 – направляюча рама; 6 – дворядний транспортер; 7 – башмак; 8 – основна рама; 9 – ведуча зірочка

Буряконавантажувач ГРС-50 (рис. 4.3.6,а) використовують для навантаження буряків із кагатів і куч у польових умовах. Леміш, установлений на початку рами 10 уводиться під кучу і подає буряки на підйомний транспортер 11. Водночас куча утримується від розсипання і підгрібається спеціальним грабельним пристроєм 9. Буряки з підйомного транспортера потрапляють на поперечний скидний 12 і далі – у транспортні засоби.

Для механізації навантажувально-розвантажувальних робіт із злежалими вантажами (сіль, добрива та ін.) на складах і в залізничних вагонах використовують машини типу МВС. Навантажувач МВС-3М (рис.4.18, б) має живильний пристрій з руйнувачем 4, який складається з семи вертикально розташованих шнеків Ø 200мм і горизонтального підгрібаю чого шнека 5, діаметром 485 мм. Обрушений вантаж зачерпується ковшами елеватора 3 і подається на відвантажувальній стрічковій транспортер 2. Машина і її робочі органи приводяться у рух чотирма електродвигунами. Продуктивність МВС-3М – 60 т/год.

На рис. 4.3.7 (а, б, в, г) наведені приклади технологічних схем процесів навантаження, які виконують як заключну операцію під час збирання врожаю розосередженому по полю.

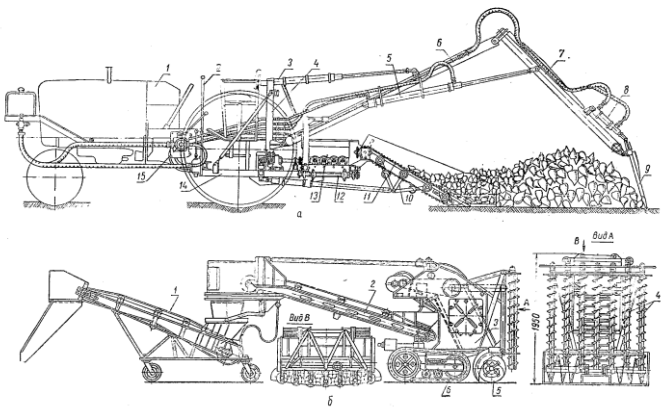


Рис. 4.3.6. Навантажувачі:
а) ГРС-50 – буряконавантажувач: 1 – трактор; 2 – ручка включення насосу; 3, 5, і 8 – гідроциліндри; 4 – рама; 6 – стріла; 7 – ручка; 9 – граблі; 10 – рама; 11 – підйомний прутковий транспортер; 12 – поперечний транспортер; 13 – очисний пристрій; 14 – рама; 15 – гідророзподільник; б) МВС-3М – навантажувач для мінеральних добрів: 1 – транспортер-подовжувач; 2 – відвантажувальний транспортер; 3 – ковшовий елеватор; 4 – шнековий розпушувач; 5 – шнековий живильник; 6 – гусениці

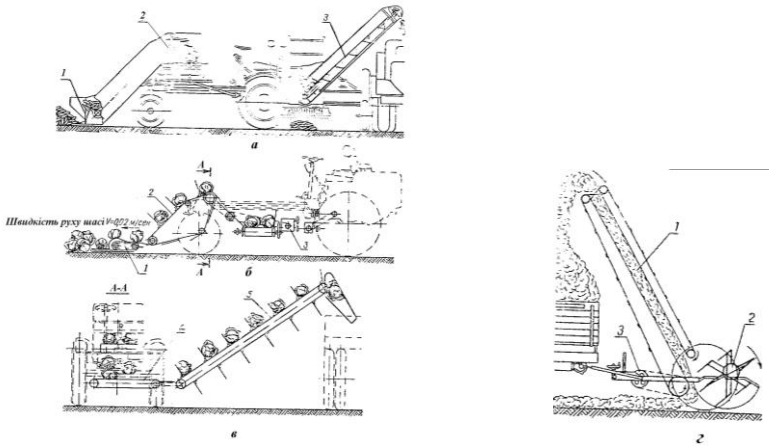


Рис. 4.3.7 – Схеми процесів навантаження:
а) кукурудзи (ППН-30): 1 – живильник; 2 – підйомний транспортер; 3 – відвантажувальний транспортер; б і в) капусти (ПК-10): 1 – підйомно-підбираючий механізм; 2 – підйомний транспортер; 3 – приводний механізм; 4 – поперечний; і 5 – похилий скидний транспортери; г) сіна з валків (ППГ-1,4): 1 – ланцюгово-планчатий підйомний транспортер з притискним пристроєм; 2 – підбирач; 3 – приводний механізм

4.3.4 Основи проектування та розрахунку

Відносно до розглянутих основ проектування навантажувачів періодичної дії (див. § 4.1.4 глава IV) які справедливі і для машин безперервної дії необхідно добавити наступне. Навантажувальна машина безперервної дії звичайно пов’язує технологічний ланцюг виробничого процесу і тому повинна бути надійною і безвідмовною, мати невеликі енергоємність, металоємність і експлуатаційні витрати.

Під час проектування машини необхідно забезпечити:

- максимально можливу відповідність живильника роду вантажу;
- самохідність і максимальну здатність до маневрування і роботи на ходу та позиційно;
- простоту завантаження транспортних засобів для чого скидний транспортер виконують поворотним на обидві сторони;
- простоту і зручність керуваннях, при цьому перевагу віддають гідравлічним або електрогідравлічним системам.

Визначення продуктивності. Робота живильника, підйомного і скидного транспортерів взаємозв'язана і повинно бути суворо узгодженою. Необхідно забезпечити послідовно наростаючу транспортувальну здатність, тобто

$$Q_{ж} \le Q_{п} \le Q_{с}, \qquad (4.3.1)$$

де $Q_{ж}, Q_{п}, Q_{с}$ – відповідно розрахункова продуктивність живильника, підйомного та скидного транспортерів.

Виконання (4.3.1) забезпечить чітку взаємодію усіх ланок машини, виключить завали, костріння тощо.

В дійсності під час роботи навантажувача співвідношення продуктивностей буде зворотнім ($Q_{ж} \ge Q_{п} \ge Q_{с}$) з причини втрати вантажу на шляху транспортування.

Продуктивність кожного з транспортерів машини визначається за методиками, викладеними у III главі.

Визначення потужності:

$$N_{\Sigma} = N_{ж} + N_{п} + N_{с} + N_{оп}, \qquad (4.3.2)$$

де $N_{ж}, N_{п}, N_{с}$ – відповідно потужності живильника, підйомного та скидного транспортерів; $N_{оп}$ – потужність на подолання опору вантажу.

Потужність кожного агрегата визначається за вище наведеними методиками для транспортерів (глава III).

Контрольні запитання

1. Призначення та класифікація навантажувальних машин.
2. Загальна характеристика і класифікація навантажувачів періодичної дії.
3. Тракторні навантажувачі. Типи і конструкції.
4. Охарактеризуйте колісні тракторні навантажувачі.
6. Охарактеризуйте гусеничні тракторні навантажувачі.
7. Назвіть основні вимоги до проектування і розрахунку навантажувачів періодичної дії.
8. Охарактеризуйте призначення і конструкції пересувних підіймачів; начіпних і навісних навантажувальних пристроїв.
9. Загальна характеристика і класифікація навантажувальних машин безперервної дії.
10. Дайте зображення і пояснення основних схем живильників.
11. Поясніть основні схеми навантажувачів безперервної дії.
12. Охарактеризуйте типи і конструкції спеціальних навантажувачів.
13. У чому полягає проектування і розрахунок машин безперервної дії?

РОЗДІЛ V. БЕЗРЕЙКОВИЙ ТРАНСПОРТ

Безрейковий транспорт простий за обладнанням, має високу маневреність і тому ефективно використовується у наступних випадках: під час тимчасового і разового перевезення, великій розгалуженості шляхів транспортування та обмеженості обсягу вантажоперевезень.

Обладнання безрейкового транспорта складається з рухомого складу і шляхів: до першого відносяться візки, причепи тощо, до другого – підлога приміщень, спеціальний настил, покриття траси з асфальту, бетону тощо.

5.1 Ручні візки

За будовою ходової частини візки розрізняють на одно-, дво-, три- та чотириколісні, які обладнані гумовим ободом або пневматичними шинами.

Допустимі зусилля робітника, який штовхає візок приймають: під час безперервної роботи – до 10 дН, при роботі з перервними (20...30) дН, при зрушенні з місця – до 50 дН. Швидкість пересування візка – до 1 м/с. Коефіцієнт опору перекочування: для дерев'яної підлоги – 0,18; для асфальту та бетону – (0,11...0,16).

Для полегшення роботи робітника вертикальне зусилля на рукоятках зменшують шляхом зміщення центра тяжіння візка на (200...250) мм від осі коліс у бік рукояток.

На рис. 5.1.1 зображені візки загального призначення. Візок ТТ-125 (рис. 5.1.1,а) призначений для транспортування тарно-штучних вантажів. Він спирається на чотири колеса, з яких два задніх само встановлюються із масивними гумовими шинами. Вантажопідйомність 150 та 250 кг. Візок ТД-250 (рис. 5.1.1,б) призначений для переміщення довгомірних вантажів. Для перевезення вантажів на стандартних піддонах використовується візок із підйомними вилами (рис. 5.1.1,в). Ручка-водило 1 водночас слугує важелем плунжерного насоса 6 для піднімання вильчастого захвату до 125 мм. Візок-стіл (рис. 5.1.1,г) з гідропідйомом призначений для транспортно-навантажувальних та ремонтних робіт.

Універсальні візки для різних вантажів (рис. 5.1.2) складаються з платформи на чотирьох погумованих колесах, які розташовані по схемі ромба. Причому переднє і заднє колесо у порівнянні із середніми підняти на 20 мм. Це дає змогу стояти візку на трьох колесах, перекочуватись на трьох або двох середніх і розвертатися на місці на двох колесах.

В комплект візка входить дерев'яний кузов (рис. 5.1.2,а) для сіна, соломи, коренеплодів та ін. і металевий напівовальний (рис. 5.1.2,б) для рідких, сипких та ін. вантажів. Вантажопідйомність – 300 кг, зусилля перекочування з вантажем у 250 кг по асфальтовій (бетонній) доріжці – 18 дН, емкість кузова – 0,35 $м^3$.

Візок для молочних бідонів (рис. 5.1.2,в) спирається на два колеса 5 і

важільний механізм із крюком 1, який підходить під ручку бідона. Інший візок (рис. 5.1.2,г) призначений для перевезення і завантаження бідонів у транспортні засоби.

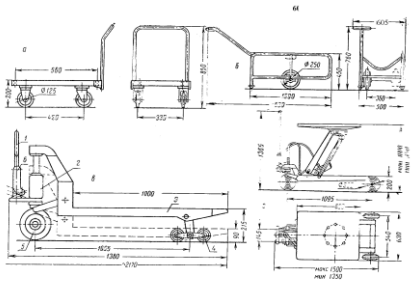


Рис. 5.1.1. Візки загального призначення:
а) ТТ-125; б) для довгомірних вантажів ТД-250; в) з підйомними вилами; 1 – рукоятка; 2 – гідроциліндр підйому; 3 – підйомні вили; 4 – заднє колесо; 5 – рульове колесо; 6 – плунжерний насос; г – візок-стіл

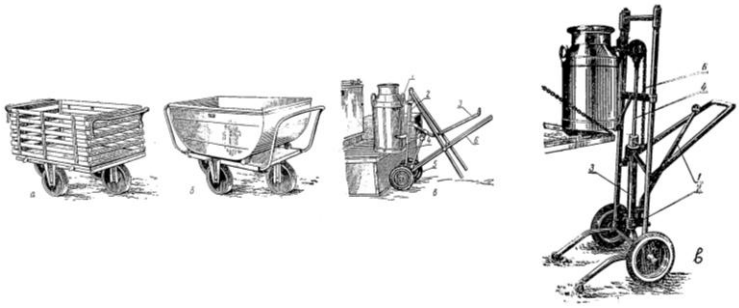


Рис. 5.1.2. Універсальні візки:
а) кузов УТР-2А; б) кузов УТР-2Б; в,г) візки для молочних бідонів; 1 – крюк; 2 – повзун; 3 – рукоятка; 4 – стояк; 5 – колесо; 6 – рукоятка для переміщення

Він оснащений спеціальним ручним гідропідйомником, за допомогою якого вантаж масою до 185 кг за 12 с підіймається до рівня підлоги автомобіля.

Для полегшення перевезень вантажів, зокрема бідонів, по сходах і через перешкоди випускають спеціальні візки з додатковими секторними опорами вантажністю до 270 кг (рис. 5.1.2,а) і з планетарними колесами вантажністю до 100 кг (рис. 5.1.2,б).

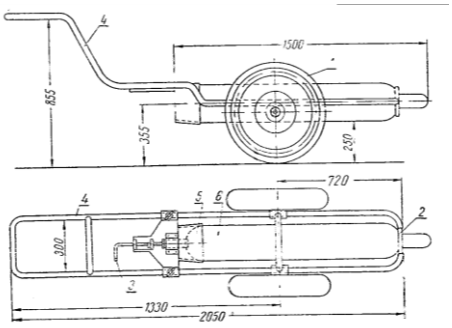


Рис. 5.1.3. Спеціальний візок для перевозки балонів:
1 – колесо; 2 – обойма; 3 – зажимний гвинт; 4 – рама; 5 – башмак; 6 – балон

На рис. 5.1.3 зображено спеціальний візок для перевезення газових

балонів. Під час завантаження візок підкочують до балона і на його ковпак надівають обойму 2. У горизонтальному положенні балон утримується за допомогою башмака 5.

5.2 Самохідні візки

Самохідні три-, а частіше чотириколісні візки приводяться в рух від електродвигуна або двигуна внутрішнього згоряння.

Розрізняють акумуляторні (рис. 5.2.1) і тролейні електровізки. Акумуляторні батареї постійного струму з напругою (40...80)В і масою до 500кг потребують зарядних станцій, коштовні в експлуатації через швидке спрацювання.

Автовізки (автокари) мають більш широкий радіус дії, але через вихлопні гази не рекомендуються для закритих приміщень.

Для транспортування декількох візків використовують спеціальні електротягачі. Маючи тягове зусилля до 125 дН вони можуть транспортувати на причепах до 4000 кг вантажу при швидкості руху до 10км/год. Потужність двигуна 1,5 кВт. Ємність акумуляторних батарей 300 А/год.

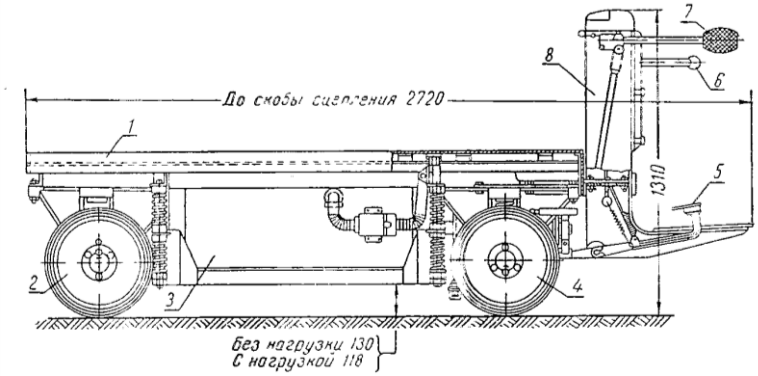


Рис. 5.2.1. Електровізок:
1 – платформа; 2 – ведуче колесо; 3 – акумулятори; 4 – кермове колесо; 5 – педаль; 6 і 7 – рукоятки керування; 8 – контролер і механізми керування

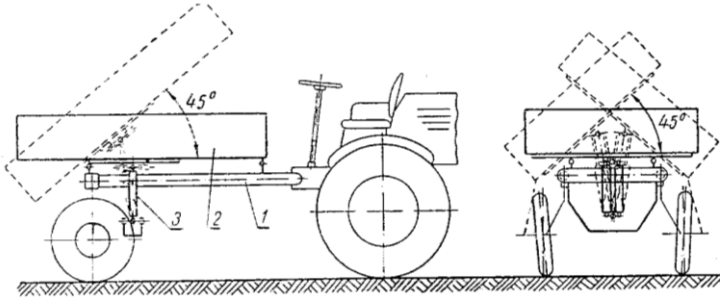


Рис. 5.2.2. Схема перекидання платформи, змонтованої на самохідному шасі:
1 – шасі; 2 – кузов; 3 – гідроциліндр

Тролейні візки легше, так як не мають акумуляторів, простіші у керуванні і дешевші в експлуатації. Але вони не можуть відходити від основної траси, обладнаної тролеями.

У сільському господарстві при транспортуванні вантажів на короткі

відстані використовують різні платформи і кузова на самохідних шасі обладнаних гідросистемою для перекидання платформи наліво, направо і уперед (рис. 5.2.2).

Значна швидкість, маневреність і бистрота розвантаження роблять ці засоби універсальними і зручними для транспортування зерна, мінеральних добрив, коренеплодів, тюків сіна та інших вантажів. Наявність спеціального вікна у дні платформи дозволяє використовувати її під час розподільчих операцій.

5.3 Автотракторні причіпи

Застосування причепів дозволяє більш ефективно використовувати автомобілі і трактора під час перевезення вантажів.

Продуктивність транспорта при цьому збільшується у (1,5...3,5) рази; витрата пального на тону-кілометр зменшується на (25...30)%, а загальна вартість експлуатації – на (30...50)% [ ].

Причіпи та напівпричіпи класифікують за наступними ознаками:

- за типом ходової частини – на колісні та гусеничні;
- за агрегатуванням – на навісні, напівнавісні (напівпричепи) і причіпні;
- за кількістю осей – на одноосьові, двоосьові, триосьові та багатовісьові;
- за призначенням – на вантажні, спеціальні, пасажирські;
- за типом кузова – з вантажною платформою і кузовом, самоскиди, фургони, цистерни тощо.

Одноосьові причіпи (рис. 5.3.1,а) використовують в якості шасі для різного обладнання (зварювальний агрегат, оббризкувач, обпилюватель тощо).

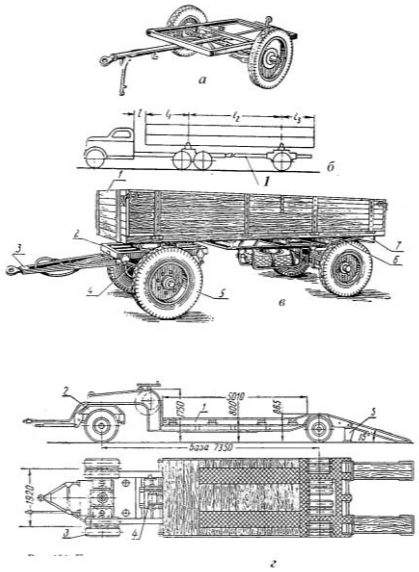


Рис. 5.3.1. Автомобільні причепи:
а) шасі одноосьового причіпа; б) схема перевезень довгомірних вантажів причепом-розпуском: 1 – телескопічне дишло; в) двоосьовий причіп: 1 – кузов; 2 – підрамник; 3 – дишло; 4 – ресора; 5 – переднє колесо; 6 – шпренгель; 7 – бруски; г) причіп-ваговоз(трейлер): 1 – рама; 2 – підрамник; 3 – колесо; 4 – лебідка; 5 – відкидний стояк

Двоосьові причіпи-розпуски (рис. 5.3.1,б) застосовують для перевезення довгомірних вантажів: труб, залізобетонних конструкцій, лісоматеріалів тощо. Назва „розпуск” походить із можливості установлювати колеса причепа за допомогою телескопічного дишла на відстань, сумірну із довжиною вантажу.

Розподіл ваги о осях причіпа-розпуска і його маневреність залежить від правильного розміщення вантажу на опорах (рис. 5.3.1,б).

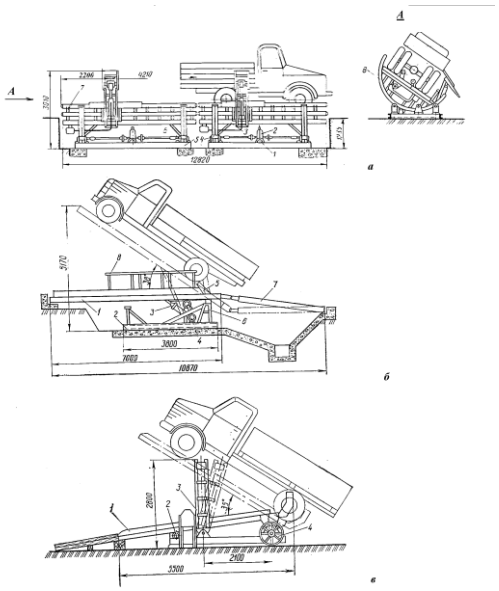


Рис. 5.3.2. Розвантажувачі:
а) стаціонарний проїзд ний автомобілерозвантажувач БПФШ-2: 1 – електродвигун; 2 – редуктор; 3 – платформа; 4 – ролик; 5 – рама; 6 – кронштейн; 7 – притискач; 8 – сектор; б) пересувний тупиковий автомобілерозвантажувач АП: 1 – платформа; 2 – лебідка; 3 – стояк; 4 – опора; в) автомобілерозвантажувач ГУАР-15; 1-платформа: 2 – рама; 3 – домкрат; 4 – гідравлічний привод; 5 – упор; 6 – опора; 7 – решітка; 8 – площадка

Розмір l вибирається таким чином, щоб тягач мав змогу повернутися по відношенню до причепа на 90º. Відстань l_2 між опорами характеризує автопоїзд: чим більше l_2, тим гірше маневреність і ширше загальна колія повороту. Розміри звішування l_1 і l_3 визначають розподіл навантаження на колеса причепа і тягача.

Для перевезення важких великогабаритних вантажів (трактора, будівельні і шляхові машини тощо) використовують низько рамні причепи-ваговози (трейлери) вантажопідйомністю 20 т (рис. 5.3.1,г). завантаження несамохідних вантажів виконується за допомогою лебідки 4. Найбільше навантаження приходиться на задню ось, яка оснащена вісьма колесами. Для запобігання задніх коліс від перевантаження, під час завантаження трейлера ставлять спеціальні відкидні стояки 5.

Розглянуті вище причепи – **несамосвального** типу, а це призводить до непродуктивних пристроїв.

Пристрої для розвантаження автомобілів і причепів дозволяють

скоротити вказані простої транспортних засобів. Таке приладдя встановлюється на пунктах розвантаження і бувають у вигляді перекидачів (рис. 5.3.2),сходинок висотою (400...500) мм під колеса з одного боку (рис. 5.3.4,е) тощо. Для цього ж слугує приладдя, яке монтується на автомобілях і причепах, наприклад, рухоме транспортне дно (рис. 5.3.4,д), вібратори (рис. 5.3.4,е), розвантажувальний ковш, похила площина встановлена у кузові тощо.

Для покращення конструкцій причепів слід дотримуватись наступних умов:

- зменшувати масу, використовуючи для виготовлення рам легковагові метали підвищеної міцності та складних профілів;
- саморозвантаження на три сторони з приводом від гідросистеми тягача;
- використання пневмошин з тиском не вище 0,3 МПа;
- наявність надійної тормозної системи;
- вантажопідйомність: для напівпричепів (1...8)т, для причепів – (4...10)т

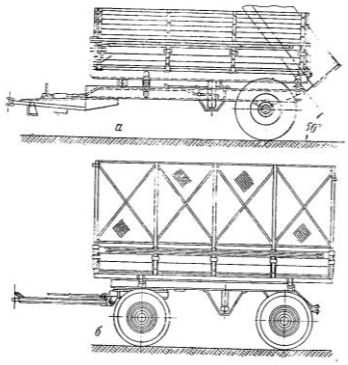


Рис. 5.3.3. Тракторні причіпи:
а) одноосьовий напівпричіп; б) двоосьовий причіп

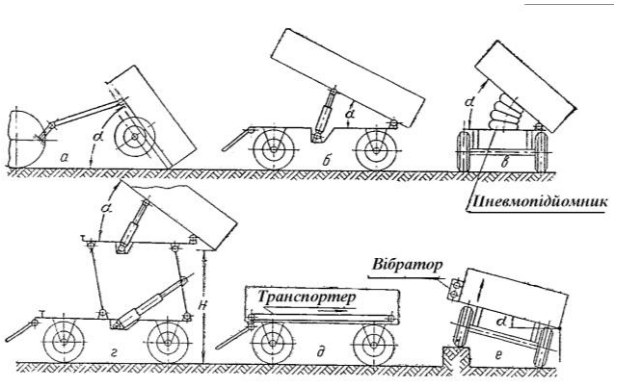


Рис. 5.3.4. Схема механізмів самоскиду вантажу з кузова причепа:
а) з рамою, що «ламається»; б) гідравлічний; в) пневматичний; г) гідравлічний з попереднім підйомом; д) з рухомим дном; е) вібраційний

На рис. 5.3.3 зображені напівпричіп і причіп, які агрегатуються із трактором „Беларусь” і мають кузов, який перекидається на три сторони за допомогою телескопічного гідроциліндра. Обидва причепи мають надставні борти для пухких вантажів.

Самоскидні пристрої бувають гравітаційні, які працюють під дією тяжіння вантажу (рис. 5.3.4,а,б,в,г,е) і конвеєрні (рис. 5.3.4,д). Для зменшення довжини гідро циліндра шток виготовляють телескопічним. Кузов опускається

під дією сили ваги після відкриття перепускного клапана.

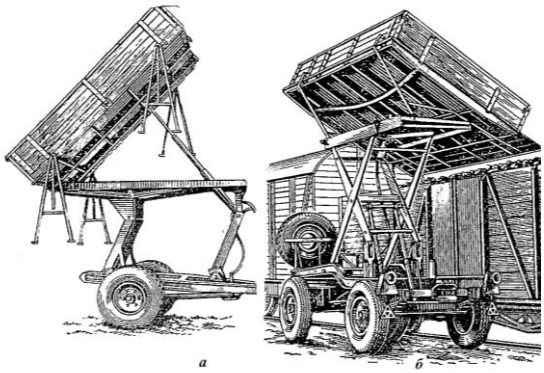


Рис. 5.3.5. Конструкції причепів-перевантажувачів: а) на одноосьовому причепі «He lift” (Англія); б) автомобільний ТНК-3 (Німеччина)

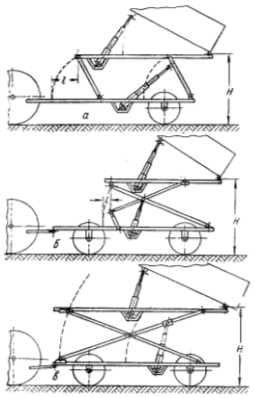


Рис. 5.3.6. Схеми механізмів попереднього підйому кузова: а) чотириланковий із зміщенням кузова на розмір *l*; б) з ланкою, що «ламається»; в) з шарнірами-повзунами без зміщення

Тракторні причепи – перевантажувачі (рис. 5.3.5) призначені для завантаження бункерів, залізничних вагонів з висотою розвантаження до 3 м, роботи в садах і на будівництві тощо.

Кінематичні схеми попереднього підйому кузова зображені на рис. 5.3.6

У сільському господарстві США, Англії, Франції розповсюджені одноосьові напівпричепи вантажністю (0,35...5) т (рис.5.3.7).

Причепи виготовляють з алюмінієвих сплавів. Для зменшення шляхового просвіту використовується перекинуте положення гідроциліндра (рис. 5.3.7,б). Причіпне дишло (рис. 5.3.7,а,в,г) шарнірно закріплене під рамою. Зміна у відносному положенні рами і дишла відбувається за рахунок зміни довжини ланки гідроциліндра.

Причіп „Віва” (Франція) вантажністю 3 т має платформу, яка опускається до полу під дією гідромеханізму (рис. 5.3.7,д,е).

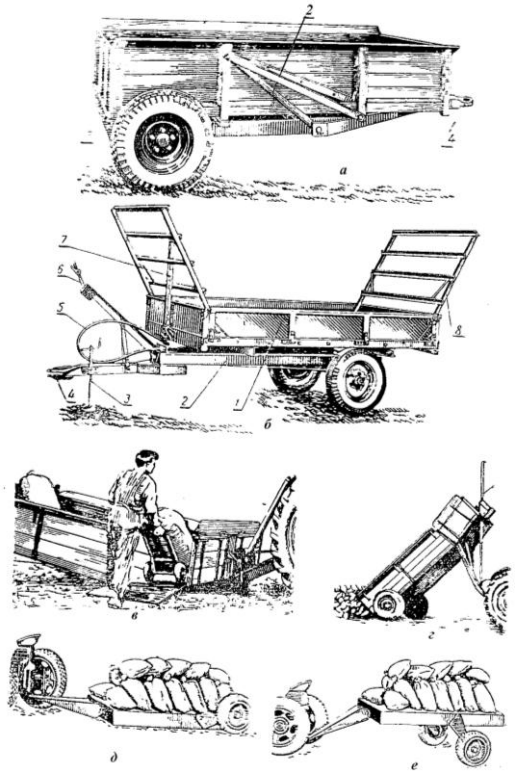


Рис. 5.3.7. Конструкції зарубіжних причепів:
а) з дерев'яним кузовом (Англія): 1 – Кузов; 2 – гідроциліндр;3 – відкидний борт; 4 – дишло; б) з металевим кузовом(США): 1 – кузов; 2 – рама; 3 – опорний домкрат; 4 – дишло; 5 – гнучкий шланг;6 – важіль; 7 – гідроциліндр; 8 – решітка; в) завантаження і г) розвантаження причепа; д і е) причеп «Biba» (Франція)

5.4 Стіжковози

Ці транспортні засоби призначені для навантаження, перевезення і розвантаження довгостеблових пухких вантажів – сіна та соломи.

Стіжковоз (рис. 5.4.1,а) складається з шасі 4, яке спирається на чотири колеса, підйомно-поворотної платформи 2 і лебідочно-поліспастного пристрою 1. Привод лебідок здійснюється за рахунок просування трактора при нерухомому стіжковозі. Після підходу трактора і перечіплювання каната зіштовхування починається розвантаження, тобто викачування причепа і зіштовхувала стогу.

Більш досконала конструкція універсального стоговоза (рис. 5.4.1,б) уявляє одноосьовий причеп самоскидного типу з поворотом платформи 2 на 100º. Пальцеві бруски 1 при перекинутому положенні платформи наїздом трактора заглиблюються під стіг, який притискується і фіксується притискною рамою 3. Далі гідромеханізм повертає платформу і горизонтальне положення і стоговоз готовий до транспортування. Розвантаження здійснюється у зворотній послідовності операцій.

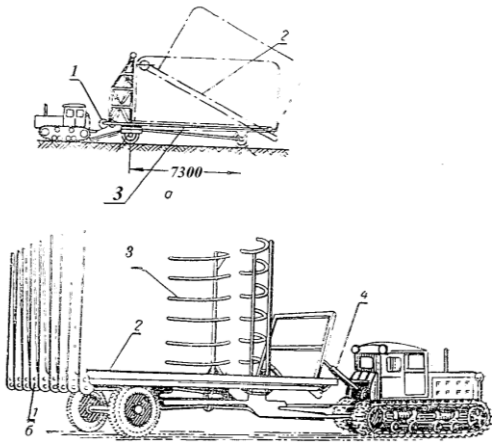


Рис. 5.4.1. Стіжковози:
а) дослідницький зразок:1 – лебідочно-поліспастний пристрій; 2 – платформа; 3 – шасі; б) універсальний(ТПС-6): 1 – пальцеві бруски; 2 – платформа; 3 – притискна рама; 4 – гідроциліндр

5.5 Основи розрахунку безрейкового транспорту

Кінематика руху автотракторних поїздів. В залежності від кінематики і схеми зчеплення поїзда рух причепа супроводжується наступними коливаннями: боковим розгойдуванням через еластичність ресор і шин; гойданням по ходу руху, яке виникає внаслідок високого або близького розташування центра тяжіння до точки опори; коливання через нерівномірне розташування вантажу при недостатньо пружних шинах.

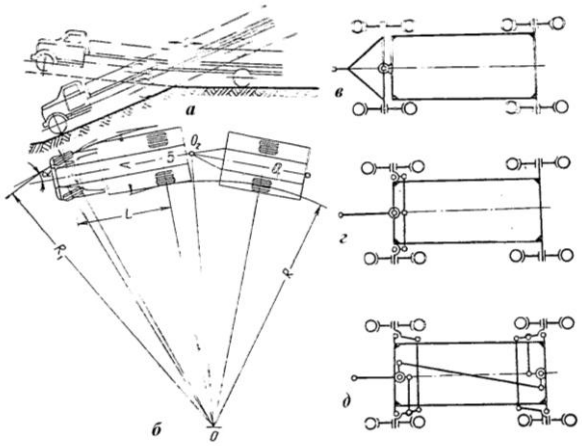


Рис. 5.5.1. Кінематика повороту причепа(а,б) і схеми механізмів керування (в, г, д) колесами автотракторних потягів

Усі види коливань небезпечні і виникають при значних швидкостях руху. Тягач і причепи під час руху по нерівним шляхам і при поворотах змінюють відносне положення у трьох площинах:

– у вертикальній площині по ходу руху під час переїзду западин і горбів (рис. 5.5.1,а);

– у горизонтальній площині під час поворотів (рис. 5.5.1,б);

– у вертикальній площині, яка перпендикулярна до напрямку руху під час подолання нерівностей з одного боку.

Кочення усіх коліс без ковзання під час повороту можливо, якщо є загальний центр повороту у точці О (рис. 5.5.1,б). При цьому основними параметрами повороту поїзда є зовнішній і внутрішній радіуси повороту.

Зовнішній радіус в залежності від бази тягача L і максимального кута повороту α складає:

$$R_1 = L / \sin\alpha. \qquad (5.5.1)$$

Внутрішній радіус повороту R визначається по задньому внутрішньому колесу останнього причепа (якщо їх декілька). Загальна колія повороту поїзда A= R_1 – R завжди більше ніж колія тягача. При двох причепах зсув осі задніх коліс може досягати (1...1,5)м.

Найбільше значення колії повороту А у двохосного причепа з поворотною передньою віссю коліс (рис. 5.5.1,в).

Менше значення для причепа з поворотними передніми колесами (рис. 5.5.1,г). Найкраща маневреність і найменша загальна колія у двоосьового причепа з чотирма керованими колесами (рис. 5.5.1, д).

Для вантажних автомобілів з причепами допустима швидкість руху – (40...60) км/год., для легкових – 75 м/год., для тракторних причепів – (15...25)км/год. Причепи, які працюють на більших швидкостях оснащують гальмівними пристроями.

Конструкції і розрахунки ходових коліс, викладені у главі відносяться також і до питання, яке розглядається.

Зусилля на штоку гідроциліндра підйому платформи чи кузова залежить від кінематики і навантаження механізму. Найбільш розповсюджена схема підйому кузова (рис. 5.5.2,а) уявляє собою чотириланковий механізм О, m,O_1 з розсувною ланкою у вигляді триступінчастого гідроциліндра. Найбільш компактна конструкція (рис. 5.5.2,б) складається з двох чотирихланкових механізмів О, m, n, O_1 та О, n, e і одноступінчастого гідроциліндра. Зусилля на штоку Р (рис. 5.5.2,а) визначається з рівняння моментів відносно точки О:

$$P \times B - \left(Q + G_к\right) x = 0. \qquad (5.5.2)$$

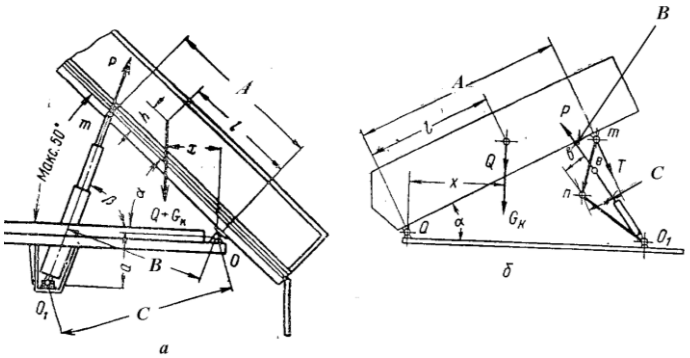


Рис. 5.5.2. До розрахунку зусилля на штоку гідроциліндра підйому кузова(платформи)

Після математичних перетворень одержимо:

$$P = (Q + G_k)\frac{lcos\alpha - hsin\alpha}{Asin\beta - acos\beta}, \quad (5.5.3)$$

де Q і G_k – відповідно сила ваги вантажу і кузова.

Як видно, найбільше зусилля буде при α=0 і β=90^0, тобто в началі підйому.

$$P_{max} = (Q + G_k)\frac{l}{A}. \quad (5.5.4)$$

З рівнянь (5.5.3) і (5.5.4) виходить, що зусилля *P* збільшується при великих значеннях l та *a* і, навпаки, зменшується при збільшенні *h* і *A*. Збільшення *h* можливо під час перевезення пухких вантажів, а *A* - при нераціональному розміщенні вантажу. Зусилля на штоку для схеми (рис. 5.5.2,б) визначається за формулою:

$$P = (Q + G_k)\frac{X}{A} \cdot \frac{C}{B}. \quad (5.5.5)$$

Максимальне значення *P* буде коли $\alpha = 0$ при $x = l$. Виконавши кінематичні побудови в декількох положеннях для кута перекидання від $\alpha=0$ до $\propto_{max}$ і визначивши значення *l, A, x, C* і *B* будують графіки сили *P* і моментів(від сил ваги вантажу і кузова – M_{Q+G_k} і сили на штоку – M_p), за якими оцінюють раціональність прийнятої схеми підйому.

Тяговий опір усіх видів візків і причепів [ ] з урахуванням коефіцієнта опору руху $\mu_п$,підйому шляху $i = tg\,\beta$ і опору повітря визначається за формулою

$$P_T = (Q + G_n)(\mu_n + i) + 0{,}0052F_T(V + V_n)^2, \quad (5.5.6)$$

де $G_п$ – маса причепа(візка);

F_T – лобова поверхня завантаження візка(причепа),м^2;

V та $V_п$ – відповідна швидкість руху візка(причепа) і повітря(приймається ~10 км/год).

Опір перекочуванню візка по сходах по спрощеній методиці [ ] визначається формулою:

$$P_T = (Q + G_п)\frac{sin\alpha + \mu_п cos\alpha}{\cos\alpha_0}, \quad (5.5.7)$$

де α_0 – кут напряму тяги;

α – кут підйому сходів.

Розрахунки показують, що сила тяги в залежності від кута α і коефіцієнта $\mu_п$ складає (50…70%) сили ваги маси вантажу, що перевозиться.

Потужність на валу двигуна (кВт) самохідних візків і начіпних причепів визначається за формулою:

$$N = \frac{P_T R_k n}{975\, i\, \eta}, \quad (5.5.8)$$

де R_k – радіус колеса;

n – частота обертання вала двигуна.

Підйом шляху, який може подолати самохідний візок визначається із співвідношення: $P_T \leq P_З$. Підставивши P_T за формулою (5.5.6):силу зчеплення ведучих коліс $P_З = k(Q + G_T)\mu_з$, де k – коефіцієнт розподілу маси по ведучим колесам і $\mu_з$– коефіцієнт зчеплення колеса зі шляхом [ ] після певних математичних перетворень, одержимо

$$i_{max} = k\mu_з - \mu_з\mu_п \tag{5.5.9}$$

або кут підйому шляху

$$\beta = arctg(k\mu_з - \mu_п) \tag{5.5.10}$$

Для тракторного поїзда кут підйому шляху визначається за формулою [ ]:

$$\beta = arcsin\frac{\mu_c(Q_T\frac{a}{L}+N\frac{L+d}{L})}{(Q_T+Q+G_п)\sqrt{1+\mu_п^2}} - arctg\mu_п, \tag{5.5.11}$$

де Q_T – маса трактора;

N– вертикальне навантаження на крюк трактора від одноосьового причепа(при двоосьовому причепі $N = 0$);

L – база трактора;

d і a – відповідно відстань від осі передніх коліс трактора до крюка і центра ваги.

Вантажопідйомність причепів обумовлюється силою тяги трактора, яка розвивається в залежності від умов зчеплення ведучих коліс із шляхом. Так на зораному полі, грязькому або засніженому шляху вантажність знижується відповідно у (7...5) разів.

Вантажопідйомність тракторного причепа з двома ведучими колесами визначається за формулою [ ]:

$$B = \frac{Q_m\left(\mu_c\frac{a}{L} - \mu_n\right) + \mu_c N\frac{(L+a)}{L}}{\psi\mu_n(1+k)}, \tag{5.5.12}$$

де $k = G_п/Q$ – коефіцієнт питомої маси причепа;

$\psi = 2$ – коефіцієнт опору при зрушенні з місця.

Потрібна кількість причепів (візків) визначається вантажопотоком **(продуктивністю) $П_0$** т/год. на даній ділянці і продуктивністю одного причепа **$П_п$,** т/год:

$$Z = П_0/П_п \tag{5.5.13}$$

Продуктивність одного причепа визначається за формулою:

$$П_n = \frac{60Bk_1k_2}{1000T}, \tag{5.5.14}$$

де k_1= (0,4...1,0) – коефіцієнт використання вантажопідйомності;

$k_2 = 0,9$ – коефіцієнт використання часу;

T – тривалість рейсу, хв.

В формулі (5.5.14)– вантаж в тонах, який перевозить причеп за один рейс, а $60k_1/1000$ – кількість рейсів причепа за годину.

Тривалість рейса **Т** складається з часу пробігу транспорту з вантажем на шляху **L** із швидкістю $V_в$, відповідно холостого пробігу із швидкістю $V_х$ і часу простоїв під навантаженням $Т_н$ та розвантаженням $Т_р$, хв., тобто

$$T = \frac{L}{V_в} + \frac{L}{V_х} + T_н + T_р. \qquad (5.5.15)$$

Для спрощення час пробігу визначають за середньою швидкістю $V_с$, яку приймають рівною (60...70)% від найбільшої. Якщо прийняти $Т_н = Т_р$, то рівняння (5.5.15) запишеться так:

$$T = \frac{2L}{V_с} + 2T_н. \qquad (5.5.16)$$

Час для навантаження і розвантаження причепів з непідйомною платформою складає

$$T_н = T_р = \frac{60Bk_1}{1000П_р}, \qquad (5.5.17)$$

де $П_р = (р/n)\cdot х$ – продуктивність робітників під час навантаження (розвантаження), т/год.; тут р – продуктивність одного робітника за зміну, т/год.;

n – кількість годин роботи у зміні; х – кількість робітників.

Контрольні запитання

1. Призначення, переваги і склад безрейкового транспорту.
2. Охарактеризуйте призначення, конструкції та технічні характеристики ручних візків, візків загального призначення та універсальних.
3. Конструкції та технічні характеристики самохідних візків.
4. Автотракторні причепи. Класифікація та конструкції.
5. Пристрої для розвантаження автомобілів.
6. Яких умов слід дотримуватись при проектуванні причепів для покращення їх конструкції?
7. Охарактеризуйте конструкції причепів перевантажувачів. Схеми механізмів попереднього підйому кузова.
8. Охарактеризуйте конструкції зарубіжних причепів.
9. Розкажіть про конструкцію та роботу стіжковозів.
10. Назвіть основні розрахункові параметри безрейкового транспорту.

РОЗДІЛ VI. РЕЙКОВИЙ ТРАНСПОРТ

Рейковий транспорт у вигляді наземних вузькоколійних, підвісних рейкових доріг і конвеєрів широкого використання для механізації виробничих і транспортних робіт на тваринницьких фермах і в ремонтних майстернях агропромислового комплексу.

Наземний і підвісний транспорт складається з рейкової колії, рухомого складу (вагонеток, візків, коробів, платформ тощо) і допоміжних пристроїв для укладання чи підвішування рейок (земляного полотна, підлоги приміщень, несучих опор тощо).

При транспортуванні використовують ручну і моторизовану відкатку за допомогою електровоза, мотовоза і приводних станцій.

6.1 Наземні вузькоколійні дороги

Вузькоколійні дороги бувають з шириною колії (600...800) мм, в залежності від типу вагонеток і величини навантаження. Рейки висотою 60, 65, і 80,5 мм до дерев'яних шпал кріплять костилями, а до металевих – болтами. Розмір шпал (1100...1200) х (120 х 140) х (80 х 100) мм. Відстань між шпалами (670...770) мм. Рекомендований радіус закруглення близько 30 м, однак на практиці для економії місця він складає (6...8) м.

Для відгалуження колії влаштовують перевідні стрілки (рис. 6.1.1,а) і поворотні круги (рис. 6.1.1,б), які дають можливість змінювати напрям руху на 90º і пересікати колію.

Рухомий склад дороги уявляє собою двоосьові візки (вагонетки), споряджені різними кузовами (рис. 6.1.1,в,г), які розвантажуються перекиданням.

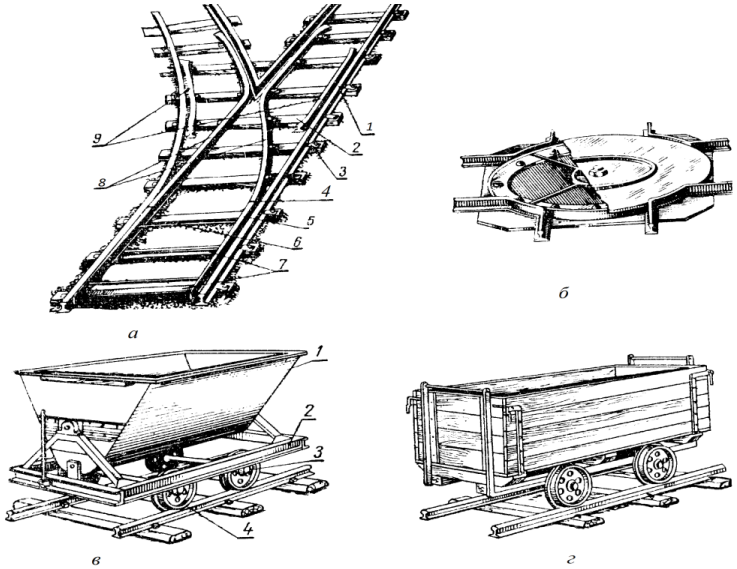


Рис.6.1.1. Основні елементи наземного рейкового транспорту:
а) стрілка: 1 – рейка; 2 – шпала; 3 – підкладки; 4 – стик; 5 – перо; 6 – зв'язок; 7 – напрямні; 8 і 9 – внутрішні рейки; б) поворотний круг; в) вагонетка з металевим

кузовом: 1 – кузов; 2 – рама; 3 – підшипник; 4 – колесо; г) вагонетка з дерев'яним кузовом

6.2 Підвісні рейкові дороги і конвеєри

Монорейкові підвісні дороги (рис. 6.2.1) використовуються на тваринницьких фермах для транспортування невеликих вантажів до 500 кг на відстань (200...1200) м.

Підвісна дорога (рис. 6.2.1,а) має колійний пристрій і рухомий склад. Колійний пристрій складається з рейок 1, стояків і підвісок 2, стикових з'єднань і стрілок для переводу з однієї колії на другу.

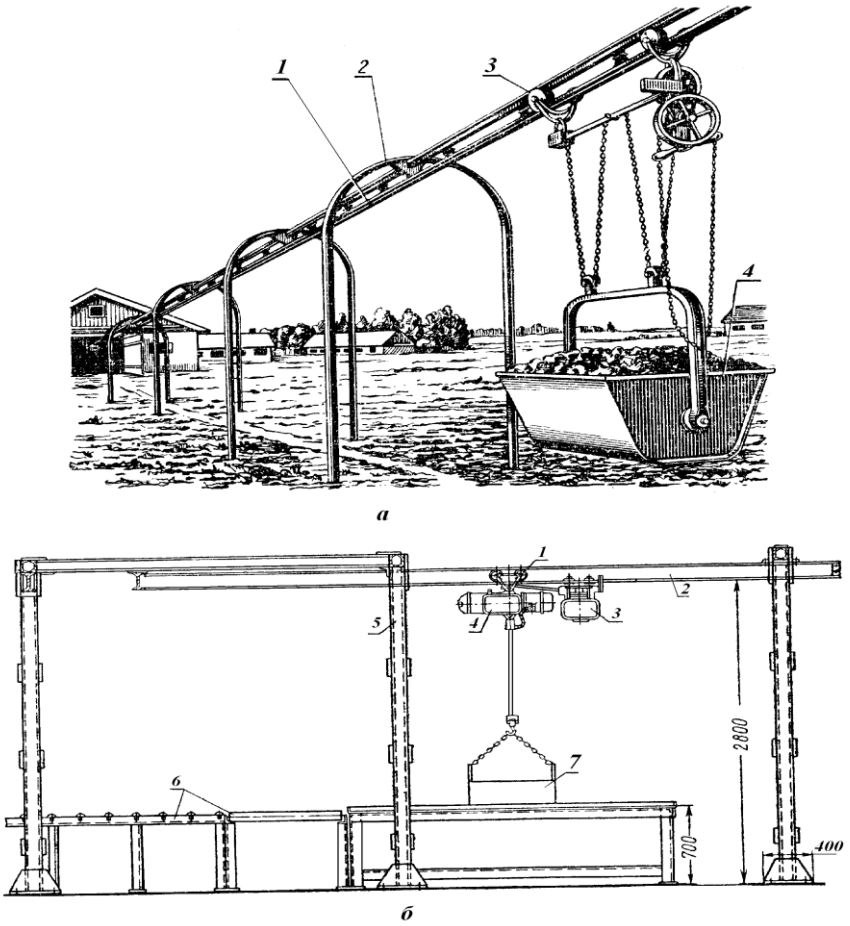


Рис. 6.2.1. Підвісні рейкові дороги:
а) на тваринницькій фермі: 1 – рейка; 2 – підвіска; 3 – ходовий візок; 4 – вантажонесучий пристрій; б) в ремонтній майстерні: 1 – ходовий візок; 2 – рейка; 3 – тягач; 4 – електроталь; 5 – стояк; 6 – рольганг; 7 – контейнер

Рухомим складом слугують ходові візки 3 з підвішеними до них вантажонесучими пристроями 4 різних конструкцій.

Колія монорейкових доріг в майстернях (рис. 6.2.1,б) уявляє собою звичайні двотаврові балки, що забезпечує жорсткість і зручність кріплення. За приміщенням рейки підвішують до спеціальних опор Г – і П – подібної форми (рис. 6.1.1, а).

Особливістю ходових візків є кріплення коліс на консольних осях. Розташування коліс з обох сторін рейки (рис. 6.2.2) забезпечує надійну і безпечну роботу.

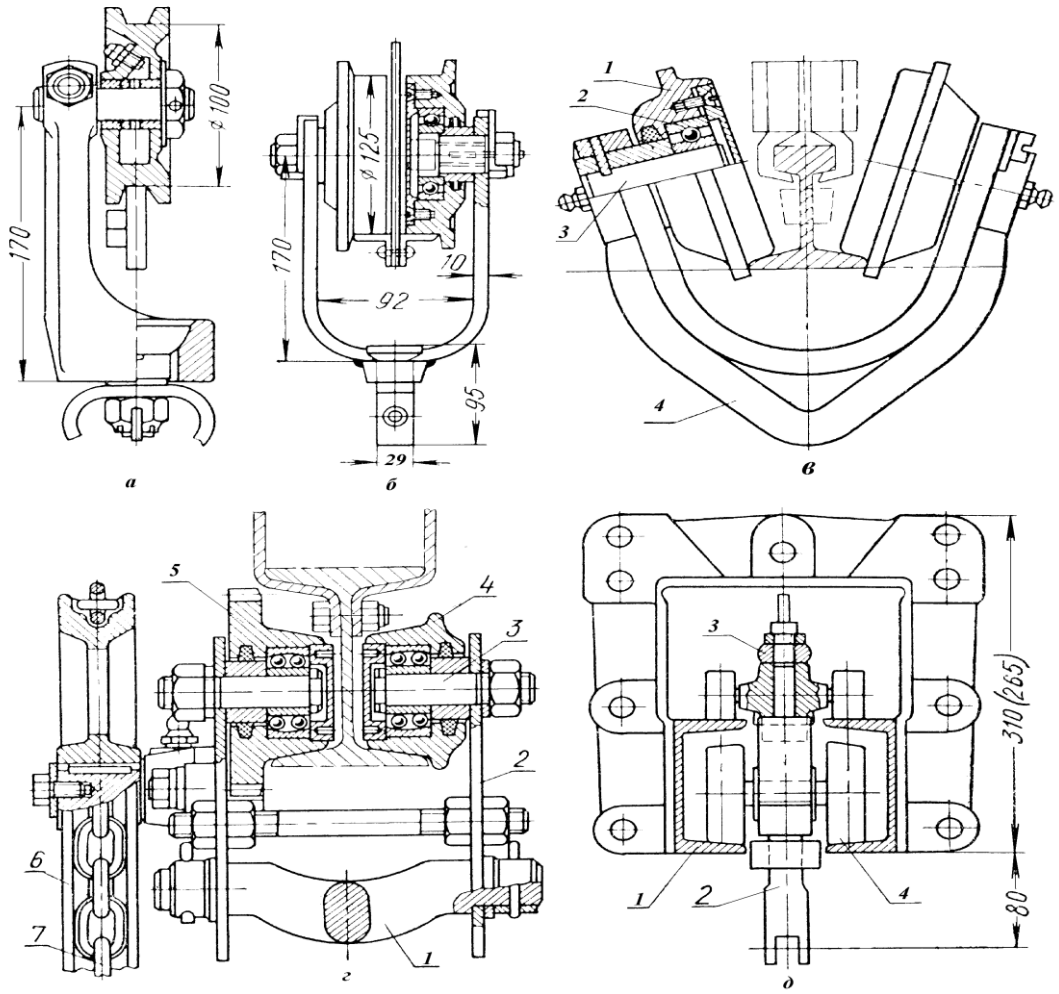


Рис. 6.2.2. Конструкції ходових візків підвісної дороги:
а) одноколісний; б) двоколісний; в) двоколісний візок вагонетки: 1 – колесо; 2 – підшипник; 3 – вісь; 4 – вилка; г) чотириколісний ручної талі: 1 – траверса; 2 – боковина; 3 – вісь; 4 – колесо холосте; 5 – колесо ведуче; 6 – ланцюговий блок; 7 – тяговий ланцюг; д) двоколісний підвісного конвеєра: 1 – колія; 2 – візок; 3 – тяговий орган; 4 – колесо.

Двоколісний ходовий візок вагонетки (рис. 6.2.2,в) складається з коліс 1, закріплених за допомогою осей у вилці 4. Вагонетка підвішується на двох таких візках.

У підвісних конвеєрах вантажонесучий ходовий візок 2 (рис. 6.2.2,д) спирається двома колесами 4 на колію 1, яка складається з двох швелерів. тяговий орган 3 спирається на власні ролики, які котяться по верхній полиці швелера.

При транспортуванні важких вантажів з підвищеними швидкостями використовують моторні приводи, наприклад **електротельфери** (рис. 6.2.3), які складаються з ходового візка 1, вантажопідйомного механізму 2 та крюкової підвіски 5. Механізм підйому складається з мотор-барабана, редуктора з

вантажоупорним і колодковим гальмами.

Електротягачі (рис. 6.2.4) застосовують для пересування візків, які не мають механічного привода. Їх використовують для розвезення адресних вантажів, обслуговування технологічних ліній ремонту двигунів тощо. На рис. 6.2.4,а наведено електротягач підвісної дороги із звичайним чотириколісним ходовим візком 1. До рами тягача шарнірно прикріплена планка 2, до якої чіпляється візок або поїзд з них. Швидкість пересування – 30 м/хв.

Ведучий тяговий орган тягача може бути інших конструкцій: з боковими жолобчастими роликами 2, які притиснуті до стояка двотавра (рис. 6.2.4,б); з ведучим пневматичним колесом 1 (рис. 6.2.4,в), яке притиснуте до зовнішньої поверхні нижньої полиці рейкової колії.

Електротягачі мають компактну конструкцію, зручні в керуванні та експлуатації.

Підвісна монорейкова дорога (рис. 6.21,а) комплектується рейками і вагонетками вантажопідйомністю (250...300) кг. Вагонетки складаються з ходової частини, вантажонесучого органу (кузова) та підйомного механізму, який містить ланцюговий блок, черв'ячну передачу і упорне фрикційне гальмо для попередження довільного спускання кузова.

Крім звичайних кузовів для кормів і гною (рис. 6.2.1,а) до ходових візків можна підвищувати металеві або дерев'яні платформи для транспортування молока, баки-контейнери для рідких кормів тощо.

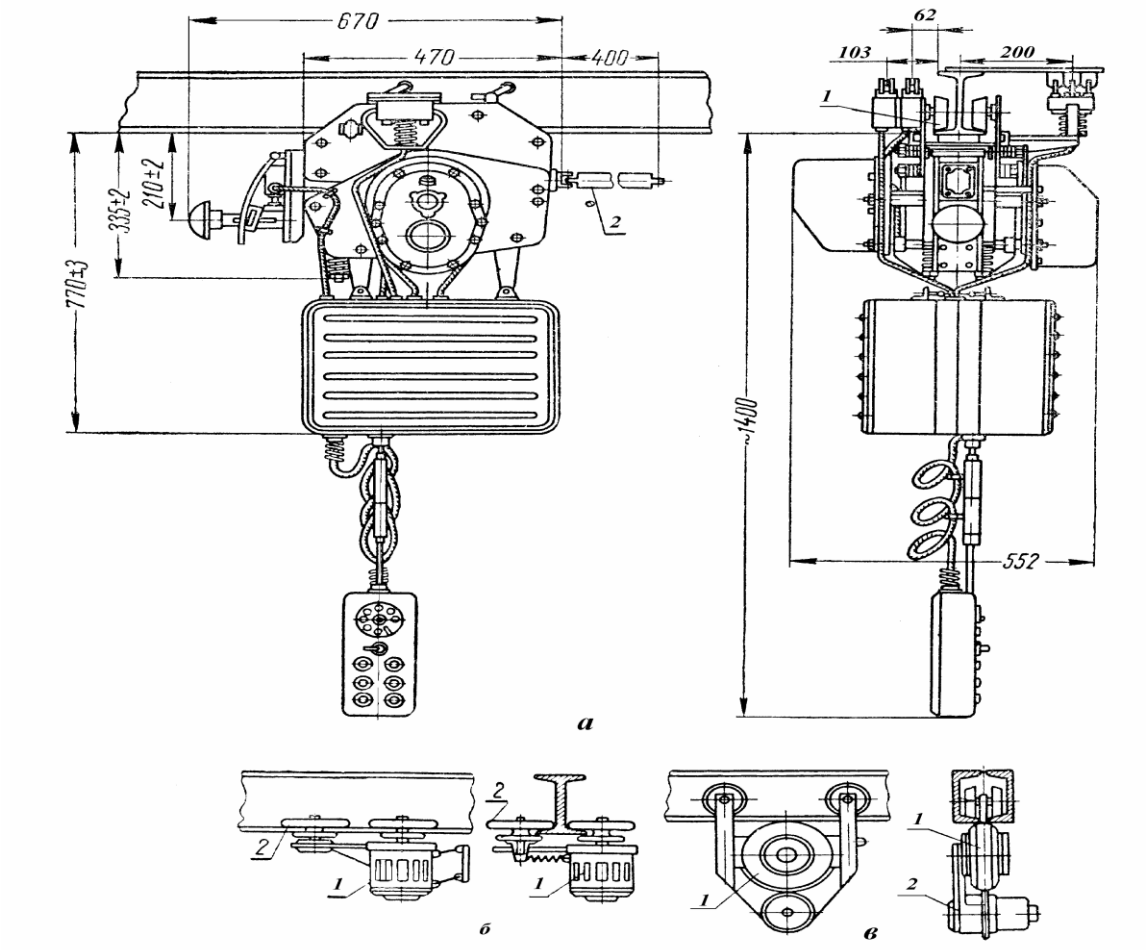


Рис. 6.2.3. Електротельфер:
1 – ходовий візок; 2 – вантажопідйомний механізм; 3 – кінцевий вимикач;

4 – електродвигун пересування; 5 – підвіска

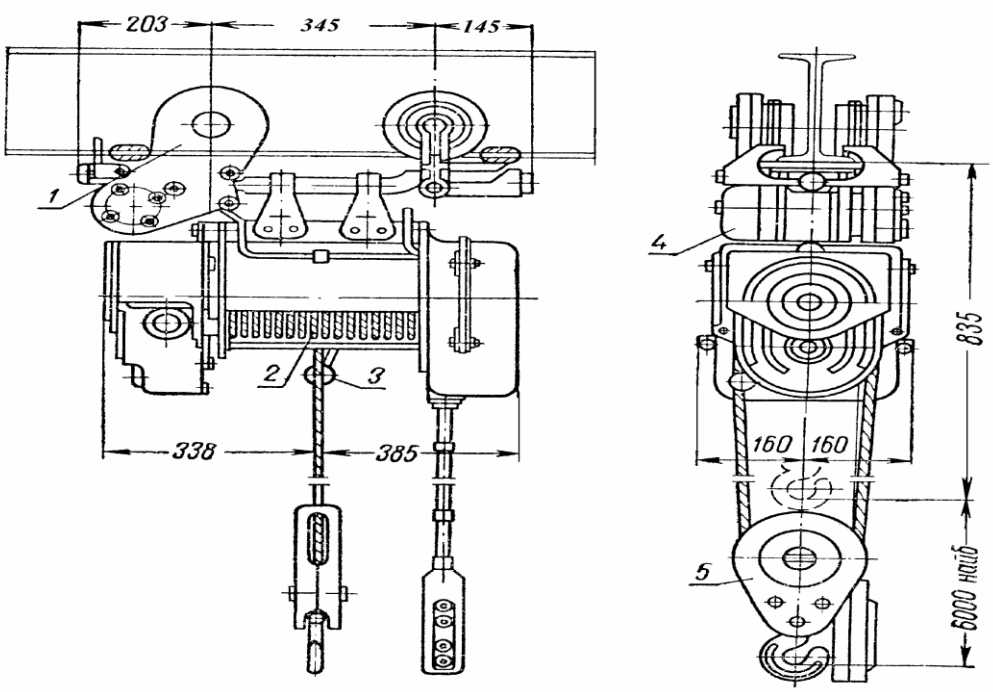


Рис. 6.2.4. Електротягачі:
а) підвісної дороги: 1 – ходовий візок; 2 – тягова планка;
б) з жолобчастими роликами: 1 – електродвигун; 2 – ролики;
в) з пневматичним колесом: 1 – пневматичне колесо; 2 – електродвигун.

Опір пересуванню вагонеток визначається за формулою:

$$W_z = W_к + W_{п.к.} + W_р + W_{кон}, \qquad (6.2.1)$$

де $W_к = (Q + G_в)\dfrac{fd + 2\mu_3}{D}$ – опір коліс;

$W_{п.к.} = (Q + G_в) f_1 \dfrac{\delta}{D}$ – опір від поперечного ковзання колеса, для шарнірно закріплених візків.

де d – діаметр осі;

f – коефіцієнт тертя ковзання [ ];

δ – зазор між ребордою і рейкою;

f_1 = (0,15...0,2) – коефіцієнт тертя поперечного ковзання [ ];

D – діаметр колеса.

$W_{п.к.} = (Q + G_в) f_1 \dfrac{l}{2R_3}$ – теж саме, для візків із жорсткою базою;

де l – база візка;

R_3 – радіус заокруглення колії.

$W_р = (Q + G_в) f_1 \dfrac{2h}{R_3}$ – опір від тертя реборд по рейці,

де h – плече між ребордою і рейкою.

Відношення h/R_3 рекомендують приймати у межах (0,4...0,7) [ ].

$W_{кон} = (Q + G_в)\dfrac{0,5}{D}$ – опір від конусності коліс.

Підставивши у формулу (6.2.1) значення усіх опорів одержимо

$$W_\Sigma = \frac{Q + G_в}{D}\left(fd + 2\mu_3 + f_1\delta + 2hf_1^2 + 0,5\right). \qquad (6.2.2)$$

Для опуклих або похилих коліс

$$W_\Sigma = \frac{Q + G_в}{D}\left(fd + 2\mu_3 + f_1\delta + 2hf_1^2\right). \qquad (6.2.3)$$

Підвісні конвеєри (рис. 6.2.5) призначені для безперервного або періодичного транспортування штучних вантажів (деталі, вузли, грейфери, руни вовни тощо).

За характером переміщення вантажу і способом з'єднання тягового органа з робочим (підвіскою) підвісні конвеєри поділяють на:

- підвісні тягнучи (рис.6.2.5, а);
- підвісні штовхаючи (рис.6.2.5, б);
- підвісні несучі (транспортувальни) – рис. 6.2.5, в;
- наземні тягнучі (рис.6.2.5, г).

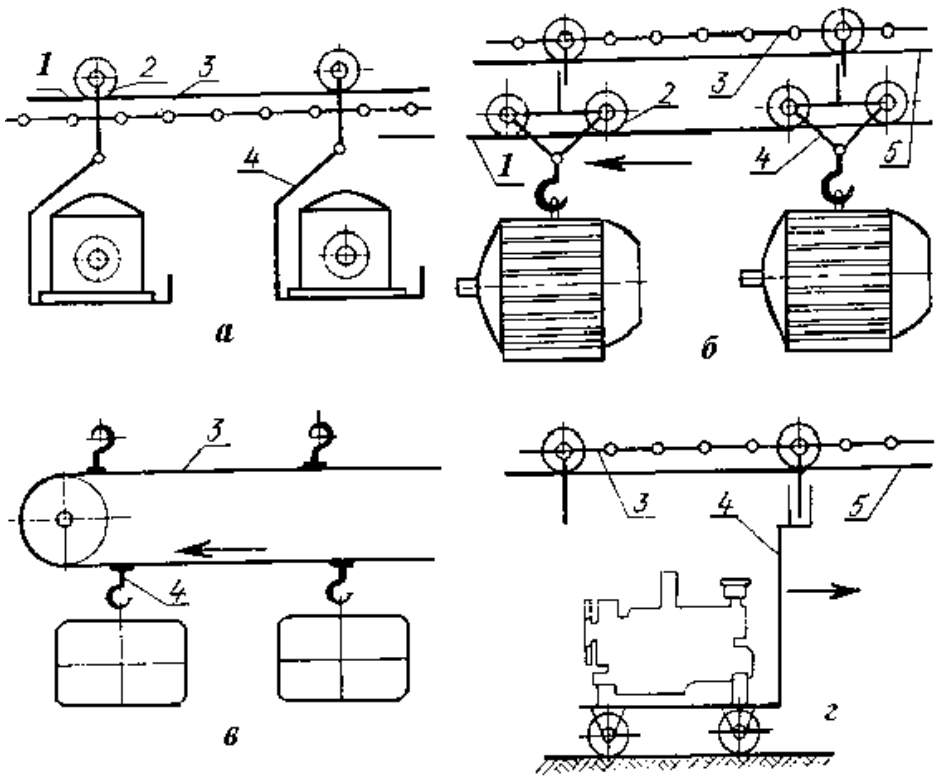


Рис. 6.2.5. Схеми підвісних конвеєрів:
а) підвісний тягнучий; б) підвісний штовхаючий; в) підвісний несучий; г) наземний тягнучий; 1 – колія вантажних роликів; 2 – ролики; 3 – тяговий орган; – вантажонесучий орган; 5 – колія роликів тягового органу.

Траса підвісних конвеєрів звичайно замкнута, із зміною (при необхідності) напрямку у горизонтальній і вертикальній площинах (рис. 6.2.6.

Підвісний конвеєр (рис. 6.2.6) складається із колії 1 вантажонесучого органу 2 (рис. 6.2.2), тягового органу 3 (ланцюги різних конструкцій, рис. , трос або гнучка стрічка), натяжного пристрою 5, приводної станції 8 та ін.

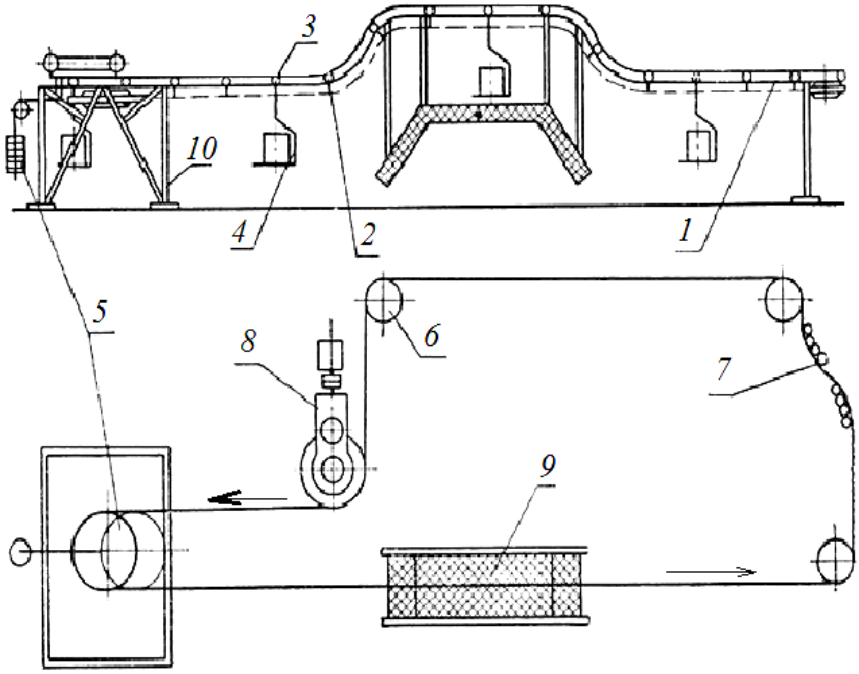


Рис. 6.2.6. Конструкція підвісного конвеєра:
1 – колія; 2 – вантажні ролики; 3 – тяговий орган; 4 – вантажонесуча люлька; 5 – натяжний пристрій; 6 – поворотний блок; 7 – криволінійна ділянка колії; 8 – приводна станція; 9 – огорожа над проходом; 10 – стояк.

Приводна станція включає в себе електродвигун і багатоступеневий циліндрично-конічний редуктор.

Тяговими органами слугують ланцюги особливої конструкції, які мають шарніри у двох перпендикулярних площинах.

В залежності від кроку ланцюга **t** радіус повороту конвеєра складає

$$R = (1,5...2,5)R_{\min} = (1,5...2,5)\frac{t}{2\sin(3/2)\varphi}, \qquad (6.2.4)$$

де φ – кут відхилення ланки від осі ланцюга.

Шаг підвіски вантажів визначається ритмом виробництва, а мінімальна відстань між вантажами (рис. 6.2.5,в) – із співвідношення

$$a\cos\beta \geq b + a, \qquad (6.2.5)$$

де a, b, Δ – відповідно крок, розмір вантажу і зазор між ними;
β – акут підйому конвеєра.

6.3 Підвісні канатні дороги

Підвісна канатна дорога може використатись під час скиртування соломи тросовими волокушами в польових умовах, при роботі в садах і виноградниках, розташованих на крутих схилах та терасах тощо.

Нахил ведучого канату може сягати 45º; при необхідності, відстань між опорами до 1000 м. На рівних ділянках опори установлюють через (60...100)м. Несучі канати звичайно вибирають закритої конструкції діаметром (15...45) мм.

Підвісні канатні дороги класифікують за наступними ознаками:

- за будовою: **двоканатні –** з одним несучим канатом, по якому котяться ходові колеса вагонеток і тяговим канатом, за допомогою якого вагонетки переміщуються; **одноканатні** – з одним канатом який одночасно виконує несучу і тягову функції;
- за принципом дії: з **кільцевим рухом,** коли завантажені вагонетки рухаються по одній вітці, а порожні – по іншій, розташованій паралельно (рис. 6.3.1,а); з **маятниковим рухом** (рис. 6.3.1,б, в) при якому вагонетки здійснюють поступово-зворотний рух між кінцевими станціями дороги;
- за улаштуванням: **стаціонарні і переносні.**

Переваги:

- незалежність від рельєфу місцевості і погодно-кліматичних умов;
- можливість транспортування найкоротшим шляхом;
- мала кількість обслуговуючого персоналу;
- можливість автоматизації процесів роботи дороги.

Розглянемо конструкцію двоканатної підвісної дороги представлену на рис. 6.3.1,а. Два несучих каната 1 для завантажених і порожніх вагонеток 3 постійно натягнуті за рахунок підвісних вантажів на другі станції. Натяг необхідний для забезпечення визначеної (допустимої) стріли провисання канату між опорами 4. Для натягу тягового канату слугує натяжна станція с блоком 7.

На кінцевих станціях несучи канати відхиляються усередину і далі колія для вагонеток продовжується жорсткими рейками 6 і 9, які направляють вагонетки на завантаження і розвантаження. Включення і виключення механізмів зчеплення вагонетки з тяговим канатом 2 виконується автоматично. Приводна станція 8 складається з двигуна, передавального механізму і ведучого блока.

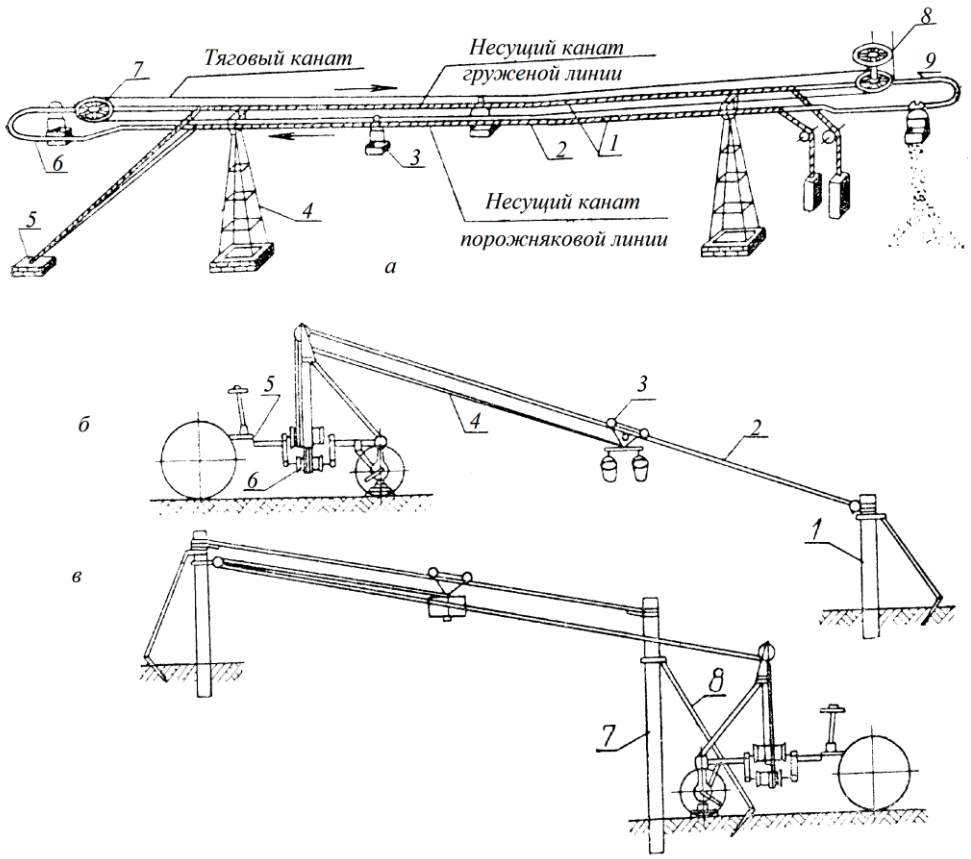


Рис. 6.3.1. Схема канатної дороги:
а) з кільцевим рухом: 1 – несучий канат; 2 – тяговий канат; 3 – вагонетка; 4 – опора; 5 – фундамент; 8 і 9 – рейки; 7 – блок; 8 – приводна станція;
б) з маятниковим рухом і верхнім розташуванням тягової станції: 1 – якір спайний; 2 – несучий канат; 3 – несучий візок; 4 – тяговий канат; 5 – самохідне шасі; 6 – тягова лебідка;
в) з маятниковим рухом і нижнім розташуванням тягової станції: 7 стовп; 8 – решітка

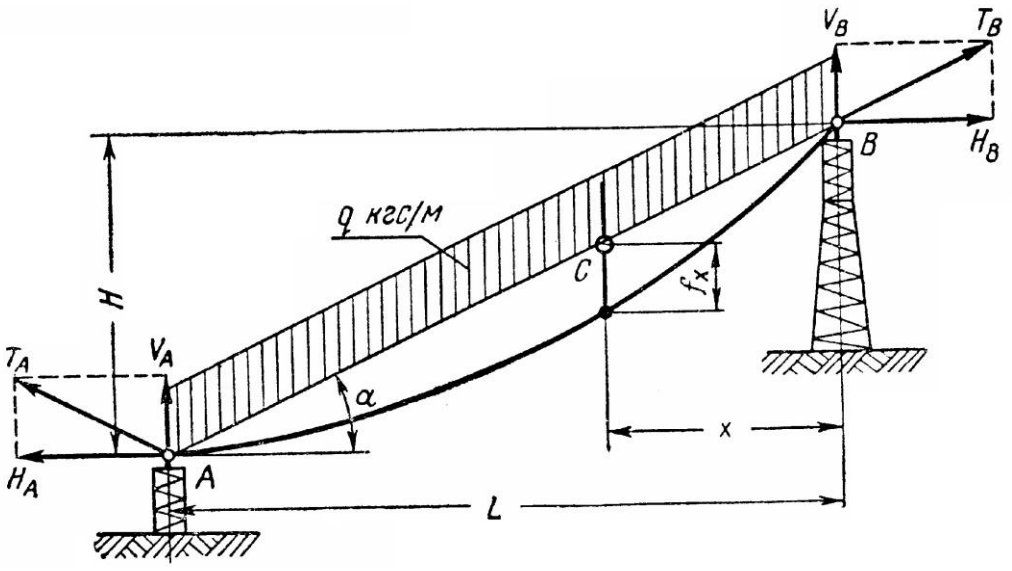


Рис. 6.3.2. Розрахункова схема провисання несучого канату

Основи розрахунку канатних доріг

1. Інтервал часу t між вагонетками визначається за заданою продуктивністю П, т/год. При цьому вантажопідйомність вагонеток G, кг, приймають по табл. 6.3.1.

Таблиця 6.3.1

Деякі техніко-економічні показники канатних доріг

Показник	Продуктивність, т/год				
	До 20	40	70	110	140
Вантажопідйомність Q вагонетки, кг	250	400	600	800	1000
Маса $G_в$ вагонетки, кг	250	300	270	450	450
Число ходових коліс вагонетки	2	2	2	4	4
Діаметр несучого канату вантажної вітки $d_к$, мм при запасі міцності – (3...3,5)	28	32	36	36	38
Потужність на 1 км шляху, кВт	(2,2...3)	(3,7...4,4)	(7,3...8,1)	10	12,5

2. Потрібна потужність привода, кВт, складає:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4, \qquad (6.3.1)$$

де N_1 – потужність на пересування вагонеток по горизонтальному шляху (табл. 6.3.1);

N_2 – потужність на підйом вантажу;

N_3 – потужність на подолання опору на станціях;

N_4 – потужність на подолання опору на проміжних кутових станціях.

3. Діаметр несучого канату попередньо визначається за емпіричною формулою:

$$d_к = k\alpha\sqrt{Q + G_в + ql}, \qquad (6.3.2)$$

де Q і $G_в$ – маса вантажу і вагонетки, кг;

q – маса 1 м тягового канату;

l – відстань між вагонетками, м; таким чином

q*l* – маса тягового канату в інтервалі між вагонетками;

k і α – коефіцієнти; k = (0,8...1) при чотири і двоходових колесах;

α = (1,10...1,35) для закритих канатів і α = (1,05...1,27) для відкритих.

4. Величина провисання несучого канату (рис. 6.3.2)

Канат несе рівномірно розподілене навантаження q від сили ваги власної маси і зосереджене навантаження (Q + B) від сили ваги завантаженої вагонетки. Криву провисання можна прийняти за параболу, а відстань між опорами A і B – за пряму, довжина якої дорівнює S ≈ L/cosα. Тоді сила ваги

канату $G_к = qL / \cos\alpha$. Запишемо значення вертикальних реакцій на опорах

$$V_A = \frac{qL}{2\cos\alpha} + (Q + G_в + qL)\frac{x}{L} - H_A tg\alpha,$$

$$V_B = \frac{qL}{2\cos\alpha} + (Q + G_в + qL)\frac{x}{L} - H_B tg\alpha$$

Максимальне провисання, м

$$f_{\max} = \frac{L^2}{8H_{\max}}\left[\frac{q}{\cos\alpha} + \frac{2(Q + G_B + qL)}{L}\right]. \quad (6.3.3)$$

Прийнявши допустиме значення провисання $[f] = \varepsilon L[\ ]$, де ε = (0,035...0,05) при α = 0 одержимо величину максимального горизонтального натягу канату

$$H_{\max} = \frac{L}{8\varepsilon}\left[q\frac{(Q + G_B + qL)}{L}\right]. \quad (6.3.4)$$

Повний натяг канату

$$T_{\max} = \sqrt{V_{\max}^2 + H_{\max}^2}. \quad (6.3.5)$$

Розривне зусилля для канату при запасі міцності [n] = (3...4) дорівнює:

$$T_p = [n]T_{\max}. \quad (6.3.6)$$

За знайденим розривним зусиллям вибирають необхідний канат.

Контрольні запитання

1. Призначення і склад рейкового транспорту.
2. Будова і склад наземних вузькоколійних доріг.
3. Підвісні рейкові дороги.
4. Конструкції ходових візків підвісної дороги.
5. Як визначається опір пересуванню вагонеток?
6. Основні схеми і конструкції підвісних конвеєрів.
7. Підвісні канатні дороги. Класифікація. Будова.
8. Розрахунок канатних доріг.

РОЗДІЛ VII. МАШИНИ І ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ МЕХАНІЗАЦІЇ ТА АВТОМАТИЗАЦІЇ РОБІТ НА СКЛАДАХ І СХОВИЩАХ

7.1 Загальні вимоги, основні схеми та обладнання механізації робіт у сховищах

Машини та обладнання на складах і сховищах виконують навантажувально-розвантажувальні і транспортні роботи під час завантаження, вивантаження, перебирання, сортування продукції тощо.

Застосовують три способи завантаження сховищ – ручний , транспортерний і машинний та чотири вивантаження – ручний , транспортний, машинний і гідравлічний, що обумовлено способом зберігання продукції і типом сховищ. (табл. 7.1.1).

Таблиця 7.1.1

Застосування різних способів завантаження і вивантаження складів і сховищ

Тип сховища	Завантаження			Вивантаження			
	Ручне	Трансп ортерне	машин не	Ручне	Трансп ортерн е	маши нне	гідрав лічне
1. Навалювальне (секційне)	-	-	+	-	-	+	+
2. Контейнерне	-	-	+	-	-	+	-
3. Бункерне	-	+	-	-	+	-	-
4. Засікове	+	+	+	+	+	+	+
5. Буртове	+	+	+	+	+	+	+

У теперішній час ручний спосіб, як вкрай непродуктивний, застосовується лише на невеликих залікових сховищах та малих тимчасових буртах.

При **транспортерному способі завантаження** використовують транспортери різних типів (стрічкові, ланцюгові, норії тощо) і конструкцій - стаціонарні, пересувні, поворотні, переносні, пневматичний транспорт тощо.

Стаціонарні транспортери та системи використовують у сховищах великої місткості. Окремі частини транспортерів та систем (ведучі і ведені вали, приводи, натяжні станції тощо) монтують на елементах конструкцій будівель і споруд. На складах і сховищах меншої місткості використовують пересувні транспортери з яких складають різні системи.

Наприклад, на рис. 7.1.1 зображена технологічна схема навантажувально-розвантажувальних і транспортних операцій у сховищах секційного типу, зблокованими із сортувальними пунктами. Згідно цієї схеми бульби (коренеплоди) із сортувального пункту надходять на магістральний транспортер 1, вставлений у транспортному коридорі (проїзді) сховища. Лінія магістрального транспортеру 1 складається 7.3 з системи горизонтальних транспортерів, наприклад ТС-70, ТХБ-20 та ін. Транспортерами 2 продукція

подається на транспортер-завантажувач 3, наприклад ТЗК-60/30, ТЗК-50 та ін., який формує насип у секції. Вивантаження здійснюється у зворотній послідовності. При цьому, замість транспортера-завантажувача, використовують транспортер-підбірник 4, наприклад ТПК-30, СПК-25 та ін. Магістральний 1 і транспортери 2 у цьому випадку повинні бути реверсивними.

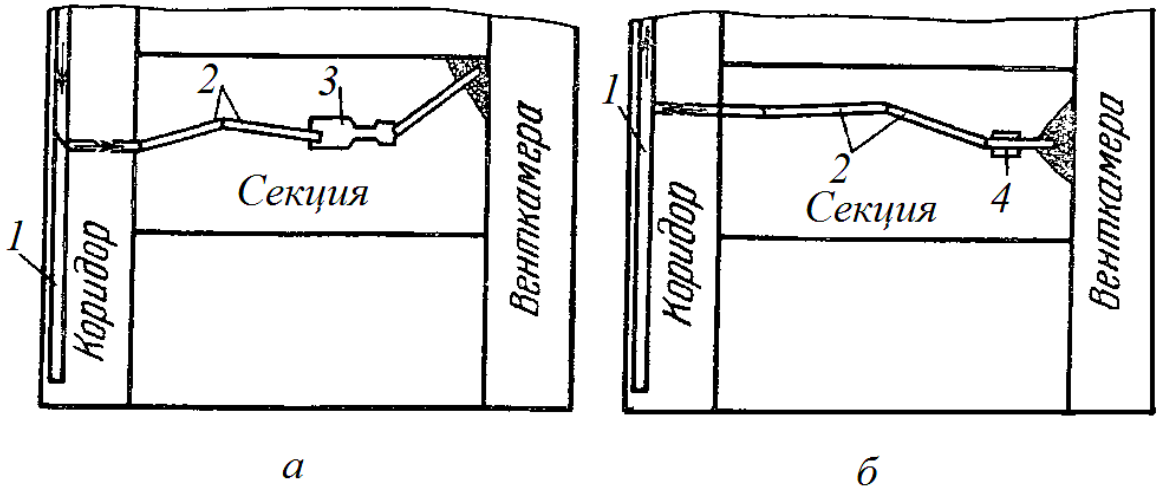


Рис. 7.1.1. Технологічна схема навантажувально-розвантажувальних і транспортних операцій у сховищі (а) завантаження, б) вивантаження): 1 – магістральний транспортер; 2 – транспортери гнучкої ланки; 3 – транспортер-завантажувач; 4 – транспортер-підбірник

Сучасним і перспективним обладнанням для сіносховищ є пневматичні транспортери (рис. 7.1.2). При довжині пневмопроводу 15 м і сумарній потужності електродвигунів (50...55) кВт максимальна продуктивність складає 25 т/год.

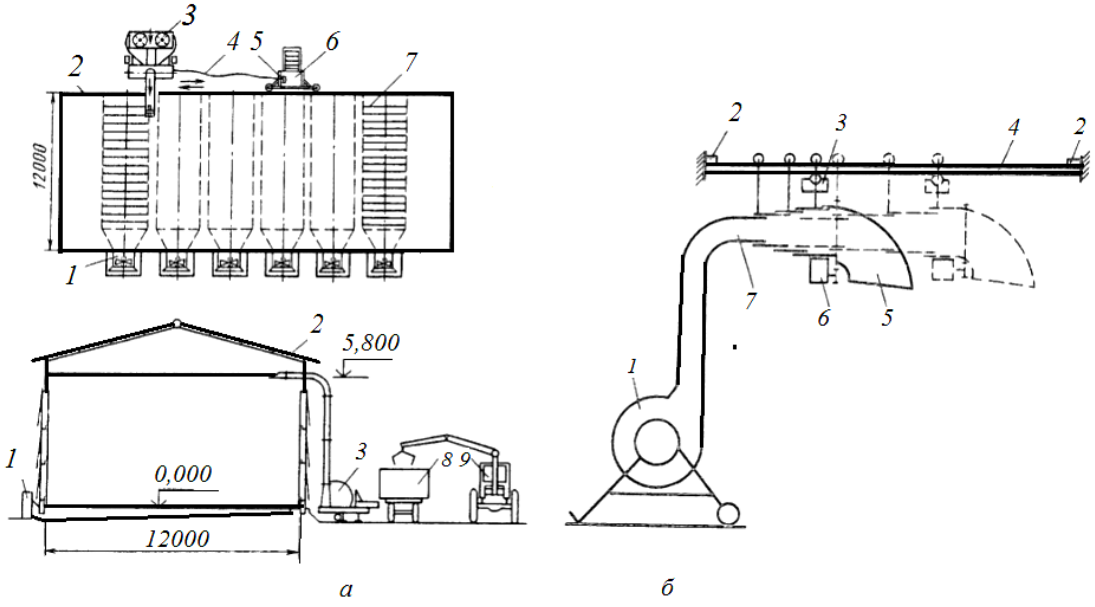


Рис. 7.1.2. Схема сіносховища із пневмозавантаженням:
а) комплект обладнання: 1 – вентилятор; 2 – каркас; 3 – завантажувач з розподільником; 4 – кабель; 5 – пульт керування; 6 – площадка; 7 – решітчастий канал; 8 – живильник-дозатор; 9 – навантажувач; б) схема пневмотранспортера:

1 – вентилятор із завантажувальною горловиною; 2 – перемикач; 3 – привод телескопічного трубопровода; 4 – напрямна; 5 – насадка розподільника; 6 – привод насадки розподільника; 7 – телескопічний трубопровід

Транспортери повинні мати пристрої для їх використання в специфічних умовах складів і сховищ (знімні станції, лотки для скачування, механізовані бункери, пристрої для передачі бульби і коренеплодів з одного транспортера на інший тощо). З метою зниження пошкодження бульб картоплі і коренеплодів використовують систему автоматики яка запобігає перевантаженню підйомного транспортера і підтримує постійну оптимальну висоту падіння продукції в насип. (наприклад, транспортер-завантажувач картоплі ТЗК60/30 та ін.).

Машинний спосіб завантаження (розвантаження) базується на використанні навантажувальних машин-тракторні, авто (електро) навантажувачі, підбірники тощо (гл. IV). Наприклад, в контейнерних сховищах використовують електронавантажувачі, які встановлюють контейнери в декілька рядів по висоті.

Гідравлічний спосіб вивантаження полягає в тім, що бульби (коренеплоди) із сховища виносяться потоком води, який рухається із швидкістю (5...15) м/с по спеціальним або вентиляційним каналам, мережа яких улаштована у підлозі. Використовується переважно на підприємствах з технічної переробки картоплі і коренеплодів.

На рис. 7.1.3 наведена **класифікація** машин обладнання для механізації робіт у сховищах та їх застосування для різних способів зберігання продукції.

До машин **загального призначення** відносять різні навантажувачі, крани різних типів і тельфери, транспортні засоби, а також тракторні навантажувачі з ковшем тощо.

У доповнення до глави II слід розглянути наступне.

Для переміщення вантажів на складах і сховищах використовують крани мостового типу, які поділяються на два види: кран – балки та мостові крани.

Кран – балки значно легше і дешевше мостових кранів (рис. 7.1.4) і при невеликих вантажах, вагою (3…5)т використовуються з електротельфером або ручними талями. Кран – балки з кігтевим грейфером використовують для механізації навантажувальних і розвантажувальних робіт в силосо- і гноєсховищах.

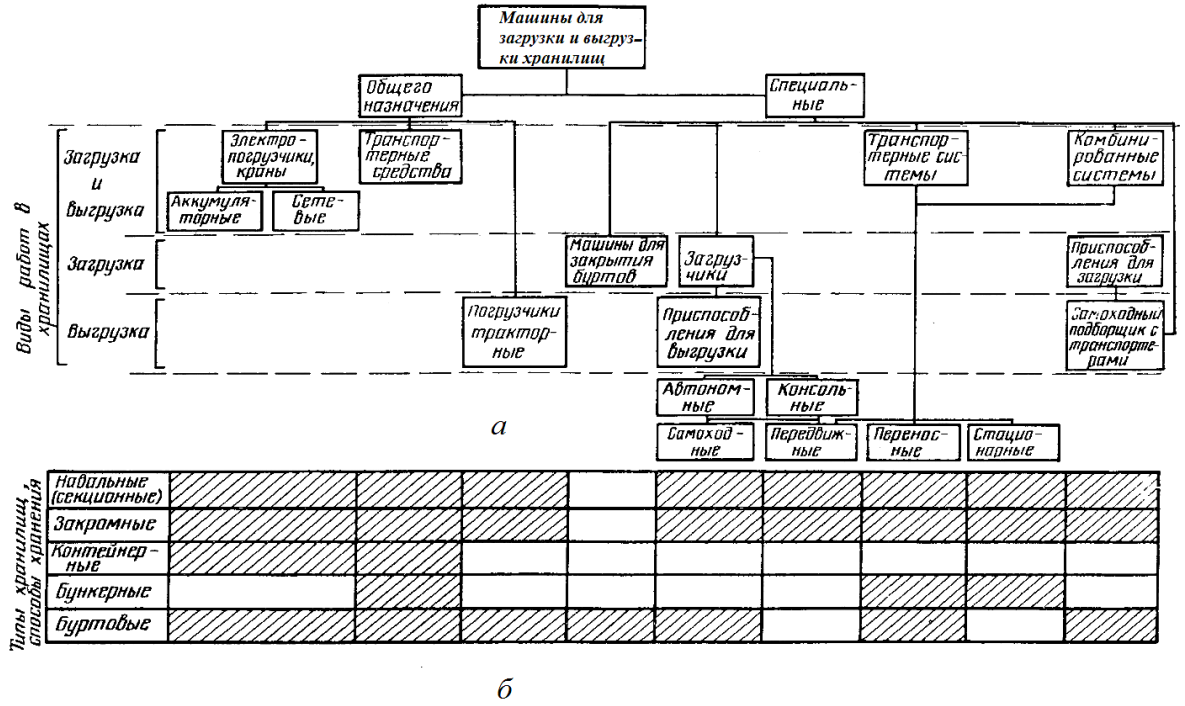


Рис.7.1.3. Класифікація машин і обладнання для механізації робіт у сховищах (а) та їх застосування (б) для різних способів зберігання продукції

За способом кріплення підкранових колій кран – балки поділяються на опорні (рис. 7.1.4,а) і підвісні (рис. 7.1.4,б). Перші – найбільш розповсюджені, хоча підвісні мають таку перевагу, що електротельфер або таке може підходить ближче до стін, скорочуючи мертві зони на (30…50)%.

Підкранові колії підвісної кран–балки можуть до любих точок перекриття сховища. Таким чином, довжина кран–балки не обов'язково дорівнює прольоту складу. Стандартні кран–балки виготовляють з прольотами 5,8,11 та 14м.

Підвіски кран – балки можна використовувати з висувного консоллю 1 (рис. 7.1.4,б), що дозволяє перевантажувати вантаж у транспорті засобу іншого приміщення або, не знімаючи його з гака, разом з таллю чи тельфером передати на кран – балку у сусіднє приміщення, на консольний кран або на монорейковий путь.

Крани – штабелери підвісного типу (рис. 7.1.5) призначені для механізації навантажувально–розвантажувальних і транспортних робіт на складах і сховищах у середині і поза приміщення і використовуються для перевантаження штучних вантажів, контейнерів, вантажів на піддонах, обслуговування стелажів з вузлами і деталями тощо.

До **спеціальних** машин і обладнання відносять машини для закривання буртів

землею, транспортні системи різних типів, спеціальні мобільні завантажувальні машини тощо.

При виборі і комплектуванні засобів механізації складів і сховищ слід дотримуватись наступних рекомендацій.

Під час закладення у сховище великої кількості продукції на тривалий час зберігання доцільно використовувати пересувне технологічне обладнання(мобільні завантажувальні машини). Вони більш універсальні, високопродуктивні і менше пов’язані із конструкцією сховища.

Під час короткочасного зберігання невеликих партій продукції з їх частою зміною (3...4 рази за сезон) доцільно використовувати транспортні системи, у тому числі і стаціонарні.

В окремих умовах, наприклад у секційних можливі різні комбінації транспортерів із завантажувальними машинами (рис.7.1.1, 7.1.6 та ін.).

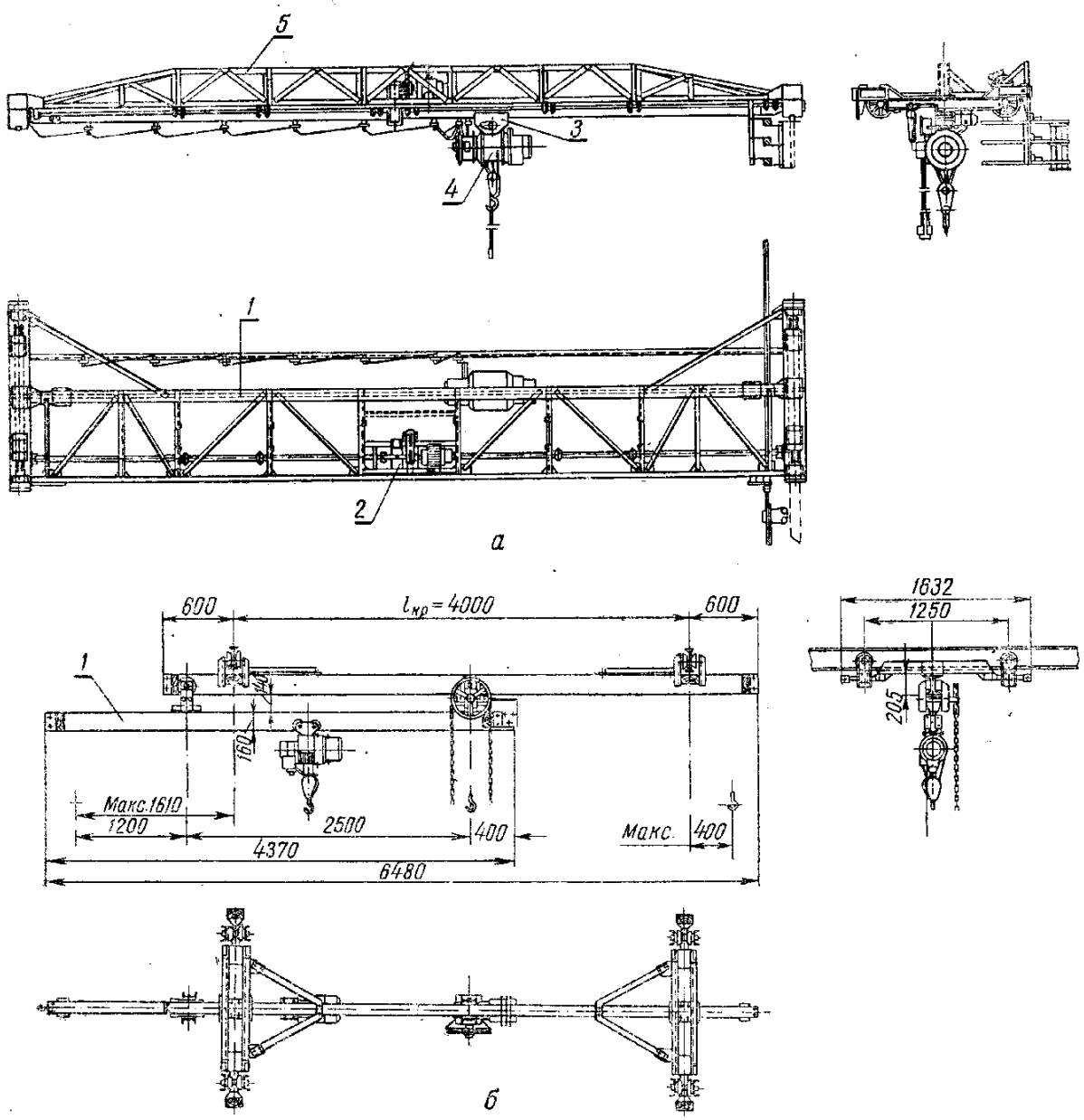


Рис. 7.1.4. Конструктивні схеми кран – балок: а – опорного типу: 1 – балка;

2 – механізм пересування крана; 3 – механізм пересування тельфера; 4 – механізм піднімання вантажу; 5 – ферма крана; б – підвісного типу з висувною консоллю 1

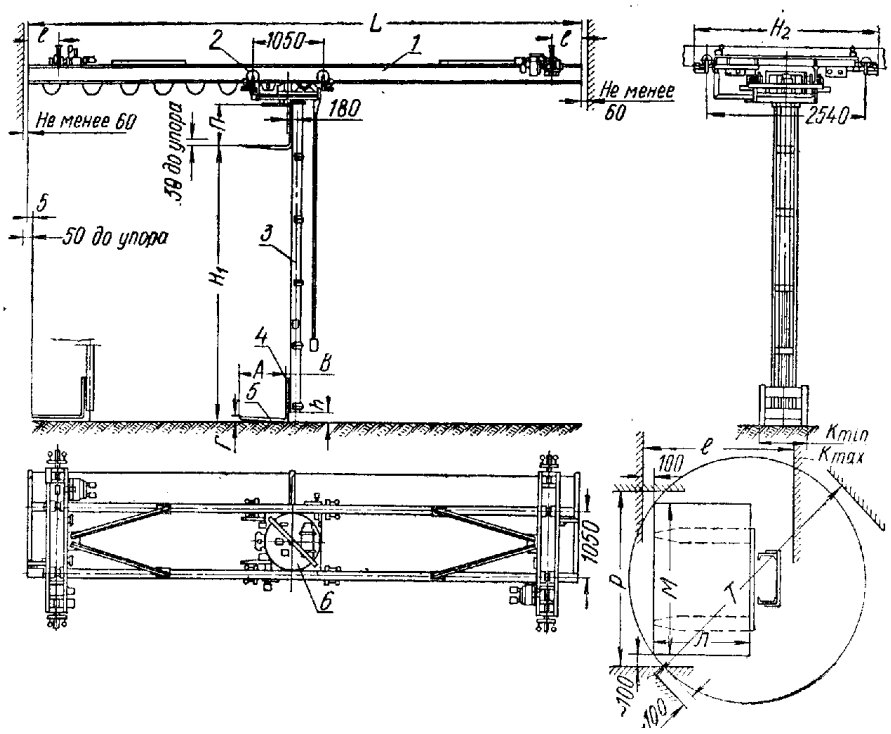


Рис. 7.1.5. Конструктивна схема крана – штабелера: 1 – міст; 2 – візок; 3 – колона;

4 – візок підйому вантажу; 5 – вантажозахватні вила; 6 – механізм повороту

Секційні сховища мають найбільші можливості для ефективного застосування техніки за умови її раціонального підбору і використання. Останнє, зокрема, полягає у тому, що наявності (10...12) і більше секцій доцільно мати до трьох комплектів механізмів. З них у роботі знаходиться один або два, той що залишився переміщують у цей час із завантаженої секції у вільну.

Слід мати на увазі, що одними із основних засобів машинного способу завантаження схову є автономні мобільні завантажувачі, так як вони мають високу продуктивність і достатню маневреність.

Технічна характеристика деяких мобільних завантажувачів, які працюють у комплекті із великовантажними транспортними засобами, наведена у таблиці 7.1.2.

Транспортер-завантажувач картоплі і коренеплодів ТЗК-60/30 має приймальний бункер з рухомим дном, підйомний лопатний транспортер і телескопічний завантажувальний транспортер, раму, передній міст, ведучі колеса,

гідросистему і дистанційний пульт керування. Система автоматики утримує постійну висоту стріли транспортера над рівнем насипу, що зменшує пошкодження продукції.

Завантажувач ДА-60Н теж має телескопічний транспортер; ходові колеса оснащені гідроприводом; керування автоматичне.

Завантажувач „Стор Мастер" призначений для приймання картоплі (коренеплодів) із незначними ґрунтовими домішками, які відділяються спеціальним пристроєм.

Завантажувач „Барнстормер" призначений для завантаження навальних сховищ і може використовуватись для коренеплодів і зерна. Передбачена електрогідравлічна трансляція для без ступеневої зміни швидкості транспортерів.

Таблиця 7.1.2

Технічна характеристика деяких мобільних завантажувачів сховищ

Технічні показники	ТЗК-60/30 (Росія)	ДА-60Н (Нідерланди)	„Стор мастер" П09139-04203 (США)	„Барнстормер" (Англія)
Продуктивність, т/год	80	45	120	70
Висота подачі продукції, м	0,3-5,0	2,7-5,8	До 10	До 4,3
Ємність приймального бункера, т	4	0,1	0,2	0,6
Завантажувальний телескопічний транспортер: довжина, м	5-8	5,5-9,9	8,1-12,8	7,3
ширина, м	0,65	0,60	0,65	0,65
кут повороту, град	170	-	120	120
кут нахилу, град	30	35	-	30

Потужність, кВт	11,8	1,5	8,0	5,0
Обслуговуючий персонал, люд.	1	1	1-2	1

Поряд із мобільними завантажувачами із сховищах використовують транспортерні системи або комплекси пересувних машин (рис.7.1.6; 7.1.7).

Система машини (рис.7.1.6) фірми „Бейлсма-Геркулес” (Нідерланди) призначена для сховищ засікового і навального типів, і виконує ті ж операції, що і завантажувач ТЗК-60/30. Приймальний бункер має торцеву зону прийому вантажу. Рухоме дно бункера із швидкістю, що регулюється складається із ланцюгового транспортера з планками, які закриті пластмасовою стрічкою. Бункер переміщується на колесах з гумовими шинами.

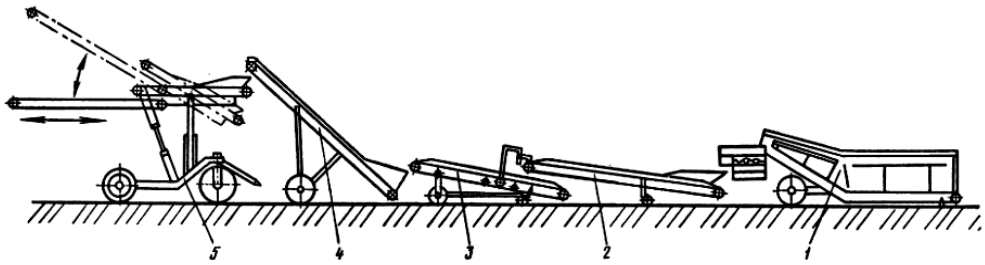


Рис. 7.1.6. Транспортна система фірми „Бейлсма-Геркулес” (Нідерланди):

1 – приймальний бункер з відділите лем ґрунтових домі шків; 2,3 – стрічкові транспортери, з’єднані рухомою поворотною кареткою; 4 – стрічковий транспортер; 5 – консольний завантажувач

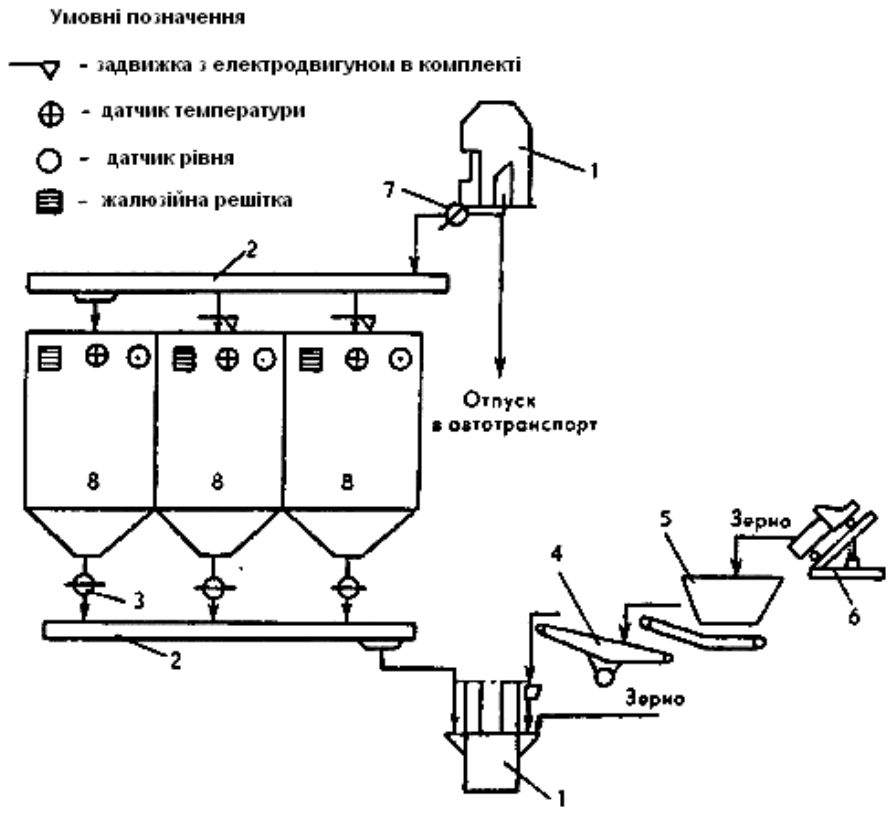


Рис. 7.17. Технологічна схема механізованого зерносховища модульного типу місткістю 500т:

1 – Норія П-50; 2 – конвеєр скребковий КЧ-УТФ-200; 3 – засувка рейкова ручка ТЗП-200; 4 – конвеєр стрічковий пересувний ЛТ-6; 5 – бункер механізований БМ-62; 6 – автомобілерозвантажувач ГУАР-15Н(П); 7 – клапан перекидний з електродвигуном КО-5; 8 – силос

Механізоване зерносховище модульного типу місткістю 500 тон призначено для зберігання попередньо очищеного зерна злаків, кукурудзи, гороху та інших бобових культури з вологістю не більше 14%.

Зерно для завантаження сховища надходить до норії 1 з автотранспорту за допомогою розвантажувача ГУАР-15Н(6), механізованого бункера БМ-62(5) і стрічкового конвеєра ЛТ-6(4). Норією продукція подається через перекидний клапан КО-6(7) на скребковий конвеєр(2), який завантажує її у силоси. Рівень їх завантаження контролюється датчиками.

Вивантаження виконується за допомогою засувок 3 та скребковий конвеєр 2, який подає продукцію до норії. З норії зерно через перекидний клапан 7 самопливом потрапляє до автотранспорту.

Тривалість завантаження і вивантаження сховища – по 10 годин.

Системи машин і механізмів у сховищах за пропускною здібністю пов'язують з комплексами збиральних машин через те, що сезон завантаження сховищ менш тривалий ніж вивантаження. Тому продуктивність механізмів на завантажені повинна бути більшою ніж на вивантаженні.

Крім того, механізми і обладнання повинні забезпечувати зручність обслуговування і відповідати умовам техніки безпеки і промсанітарії.

7.2 Техніко-економічна оцінка системи механізації сховищ

Характерною рисою сучасного розвитку механізації праці є комплектність, яка передбачає однаковий рівень механізації основних і допоміжних процесів виробництва. Тому **рівень механізації** оцінюють узагальненим показником.

$$\sigma = \sum Q_м / Q, \qquad (7.2.1)$$

де $\sum Q_м$ – механізований об'єм робіт;

Q – загальний об'єм робіт.

Недоліком цього узагальненого показника є те, що він надто відносно характеризує технічну досконаліть прийнятого рішення. Це випливає з того, що чисельник рівняння (7.2.1) містить об'єми механізованих робіт різних рівнів технічного удосконалення.

Більш повно характеризує рівень механізації на окремих операціях **коефіцієнт механізації**

$$\mu = \frac{P_0 - P_м}{P_0}, \qquad (7.2.2)$$

де P_0 – трудові витрати у люд.-год. на даній операції при відсутності механізації;

$P_м$ – трудові витрати на цій же операції у люд.-год. при впровадженні системи механізації.

Взагалі, визначення технічного рівня механізації виробничих процесів може бути здійснено тільки при сумісному вирішенні технічної і економічної доцільності системи механізації, що пропонується.

Контрольні запитання

1. Назвіть способи завантаження і вивантаження складів і сховищ. Чим обумовлена їх застосування?
2. Охарактеризуйте транспортерний спосіб завантаження. Наведіть приклади.
3. Охарактеризуйте машинний спосіб завантаження сховищ.

4. Поясніть сутність гідравлічного способу вивантаження сховищ.
5. дайте класифікацію машин та обладнання для механізації робіт у сховищах.
6. Які засоби відносять до машин загального призначення?
7. Які засоби відносять до спеціальних машин.
8. Яких рекомендацій слід дотримуватись при виборі засобів механізації складів і сховищ?
9. Наведіть приклади транспортних систем та комплексів пересувних машин.
10. Назвіть техніко-економічні показники які оцінюють рівень механізації сховищ.

VIII ВІБРОІЗОЛЯЦІЯ МАШИН

8.1 Проблеми віброізоляції машин

Економічні і соціальні проблеми сучасності поставили перед машинобудуванням ряд вимог, серед яких найбільш важливими є: сучасні машини наряду з виконанням технологічних процесів повинні мати малу вагу, високу надійність і довговічність; повинні дозволяти проведення автоматизації і потребувати постійної присутності операторів; не передавати вібрацій і звукового тиску; не створювати умов для травматизму оператора; не забруднювати навколишнє середовище і т.п. Такі вимоги заставили конструкторів звернути серйозну увагу на принципи конструювання і розрахунку і, перш за все, на тривалу міцність і надійність машин, і здійснювати їх проектування з врахуванням динамічних і втомних характеристик.

Пружні ланки в машинах, особливо при постійних знакозмінних навантаженнях, відіграють важливу роль, що зводиться до наступного:

виконують функціональні властивості: у вібромашинах, наприклад визначають режим роботи;

зменшують шкідливі коливання і звуковий тиск;

захищають людину-оператора, електрообладнання, прилади керування і прилеглі машини, елементи будівель і т.п. від динамічних навантажень і звукового тиску;

зменшують спрацювання і ударні навантаження робочих органів машин;

зменшують перекоси конструкцій, неточності монтажу, служать компенсаторами недоліків складання, виключають зазори і т.п.

8.1.1 Загальні відомості про гуму

При виборі раціональних параметрів гумових деталей машин велике значення має вірна оцінка властивостей технічної гуми, що використовується в сучасному машинобудуванні. Асортимент такої гуми, що випускається в нашій країні і за кордоном, а також деякі її властивості і нормовані показники приведені в роботі [8]. З приведених даних і досвіду застосування гуми в гірничих машинах [1,9], специфічною особливістю яких є екстремальні умови навантаження, випливає, що найбільш доречними в даній ситуації є гуми на основі натурального НК і синтетичних СКИ-3, СКД, СКИ-3+СКД каучуків. Вони достатньо міцні, еластичні, мають високий опір стиранню, морозостійкі, добре кріпляться до металу і тому широко використовуються для виготовлення вітчизняних гумометалевих деталей.

До основних вимог механічного поводження гуми при деформуванні відносяться: здатність до великих зворотних, так званих високоеластичних деформацій в широкому інтервалі температур; відносно невеликі значення модулів при деформаціях розтягу стиску, зсуву, практично постійний об’єм; наявність комплексу релаксаційних властивостей; здатність суттєво змінювати механічні властивості в часі і під дією зовнішнього агресивного середовища;

значна дисипація енергії при циклічних деформаціях і т.д.

Однорідність. Цей вираз справедливий при дослідженні гумових масивів, об'єм яких значно більше розмірів неоднорідних часток (наповнювачів і т.п.), що його складають. Так як найменший досліджуваний об'єм містить дуже велику кількість неоднорідних часток, можливо на основі закону великих чисел прийняти, що усередненні показники для об'єму є постійними. Цими постійними звичайно користуються при розрахунках силових ГТВ в рамках методів теорії пружності і термов'язкопружності.

Ізотропність. Гума є ізотропним матеріалом, тобто властивості її у всіх напрямках однакові. Незначні відмінності, що виникають із-за технологічних особливостей виготовлення ГТВ, звичайно менше ніж точність розрахунків.

Стисливість. Технічні гуми практично не стискаються. Коефіцієнт Пуассона ν для них мало відрізняється від 0,5, а модуль пружності E, що знаходиться в основі статичних і динамічних розрахунків гумових елементів, і модуль зсуву G зв'язані співвідношенням $E=2(1+\nu)=3G$. За рахунок нестискаємості в області малих деформацій (до 10-15%) пружні властивості гуми повністю характеризуються однією постійною – модулем зсуву G. При цьому залежність сила – осадка (деформація) лінійна і для необхідних розрахунків використовується закон Гука.

Для тонкошарових елементів при малих деформаціях необхідно враховувати другу постійну матеріалу – об'ємний модуль стискання K. Для більшості гум G =(0,6-2) МПа, K=(2-3)10^3 МПа.

При зростанні деформації залежність між напруженнями і деформаціями стає нелінійною. Для значень деформацій, менших 50%, достатню точність при розрахунках силових ГТВ забезпечують припущення, що питома потенційна енергія пропорційна першому інваріанту деформацій:

$$W = G\left(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 - 3\right). \qquad (8.1.1)$$

Ця залежність в якості єдиної постійної містить модуль зсуву G.

Проектування конструкцій, що працюють при $\varepsilon > 0{,}5$ не рекомендується, так як в цьому випадку не вдається забезпечити достатню довговічність гумових елементів.

Дисипативний розігрів. В'язкопружні властивості гуми, що обумовлюють суттєві втрати механічної енергії, особливо при циклічному деформуванні, а також низька теплопровідність гуми, що перешкоджає відведенню тепла, призводить до суттєвого дисипативного розігріву. Рівень теплоутворення в ГТВ залежить від фізико-механічних властивостей гуми, режиму навантаження, умов теплообміну із зовнішнім середовищем і т.п. У деяких випадках дисипативний розігрів є причиною руйнування ГТВ, і при цьому важливими є прикладні методи розрахунку, що дозволяють проектувальнику передбачити розвиток процесів теплообміну в ГТВ. При цьому слід враховувати, що для гум, які досліджуються критичне значення температури $T_{кр} \approx 413$ К, перевищення якої обумовлює процеси термодиструкції, термічний розклад гуми та інші негативні явища, які шкідливо впливають на властивості ГТВ.

Аналіз теплофізичних властивостей гуми дозволяє зробити наступні висновки: коефіцієнт теплопровідності гуми з ростом температури зменшується, об'ємна теплоємність зростає, а коефіцієнт теплопровідності в межах похибки експерименту можна прийняти постійним.

Коефіцієнт теплопровідності, що використовується при описі стандартних теплових процесів, може бути розрахований (при зміні об'ємного вмісту технічного вуглецю ω' в межах 0,05-0,50) за аналітичною формулою [24]

$$\lambda_p = \lambda_0 + \gamma\omega', \qquad (8.1.2)$$

де λ_0 – теплопровідність ненаповненого вулканізанта;

γ – коефіцієнт, що залежить від типу технічного вуглецю.

Старіння. Незворотні зміни фізико-механічних властивостей і гумометалевих елементів, що відбуваються під дією як тривало діючих циклічних навантажень, так і дії різних немеханічних факторів, таких як світло, тепло, іонізуюче випромінювання та інші агресивні середовища, прийнято характеризувати терміном старіння.

Довговічність. Оцінка довговічності силових гумових елементів в екстремальних умовах навантаження відбувається у відповідності з енергетичним критерієм руйнування, критерієм руйнування по величині пошкодженості, що розвивається, а також по критеріям максимально допустимих температур і напружень.

В першому випадку критеріальними величинами, що характеризують руйнування гуми, є критичні значення енергії руйнування ΔU_p^* і коефіцієнт теплових втрат γ, що показує, яка частина механічної енергії переходить в тепло.

Інженерні методи розрахунку силових ГТВ при екстремальних умовах навантаження базуються на виконанні допустимих значень окремих характеристик параметрів ГТВ у відповідності з вимогами $T \le T_{доп}$, де $T_{доп}$ практично для всіх технічних гум знаходиться в межах (323-343) К.

Всі перераховані властивості гуми враховуються при створенні прикладних методів розрахунку ГТВ. Конкретні значення параметрів, що характеризують механічні, теплофізичні та інші властивості гуми приведені вище, отримані на основі експериментальних даних і загальноприйнятих уявлень про гуму як конструкційний матеріал.

8.1.2 Методи розрахунку гумових і гумометалевих елементів

Екстремальні умови навантаження і особливості технології виготовлення силових ГТВ обумовлюють простоту їх форм. Вони представляють собою в основному різні конструктивні варіанти призматичних і циліндричних елементів (рис. 8.1.1). Нижче приводиться загальний алгоритм розрахунку таких елементів.

Блоки гумометалеві. Застосовуються в якості пружних елементів у вібраційних машинах, конвеєрах, живильниках, технологічних апаратах, там де є необхідність застосування елементів, що працюють в умовах знакозмінних навантажень.

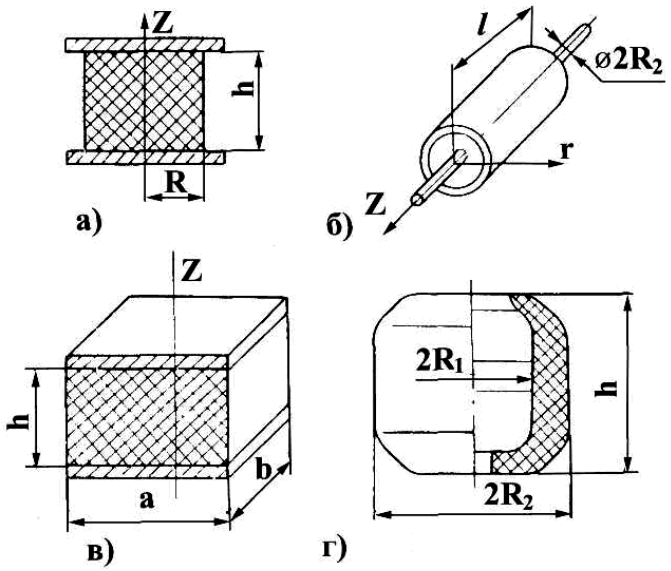


Рис. 8.1.1. Схеми силових гумових деталей
а) суцільний гумово-металевий циліндр; б) гумово-металевий шарнір;
в) призматичний гумометалевий елемент;
г) елемент із складною формою вільної поверхні

Гумометалеві блоки в залежності від компоновки їх у вузлах вібромашин можуть сприймати деформацію зсуву, стиску чи зсуву із стиском. Відповідно до цих видів навантаження і проводиться їх силовий розрахунок.

Статичний розрахунок. Розрахунок деталей при статичному навантаженні звичайно зводиться до визначення параметрів жорсткості при заданих геометричних розмірах гумового елемента і відомій величині умовно-рівноважного модуля зсуву. Для цього використовуються аналітичні залежності, що характеризують зв’язок між силою і переміщенням і враховують в більшості випадків в'язкопружні властивості матеріалу за рахунок введення модуля зсуву, величина якого визначається експериментально.

Нижче приводяться формули для розрахунку гумометалевих пружних елементів при різних видах деформацій.

Стиск. У випадку плоскої задачі про стиск призматичних елементів можуть бути застосовані точні рішення відповідних граничних задач, приведені в [3]. Ці данні можуть бути використані як безпосередньо в інженерній практиці, так і для оцінки якості приблизних методів розрахунку елементів даного типу.

Для плоских елементів використовуються апроксимуючі формули [26].

$$\beta_n = \frac{\pi^2}{6}\left(1+\frac{\pi^2}{48}\alpha_1^2\right)\left(0{,}992-0{,}304\alpha_1^{-1}+0{,}200\alpha_1^{-2}\right), \qquad (8.1.3)$$

в залежності від коефіцієнта Пуассона [3]

$$\beta_n \approx \frac{1-\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)+5{,}882\nu(1-\nu)y_0^2}, \tag{8.1.4}$$

де $\alpha_1 = a/h;\quad y_0 = h/a.$

Формула (8.1.3) застосовується при $h \le a \le 20h$, її точність становить 1%.

Точність формули (8.1.4) не нижче 12% відповідно при $0 \le y_0 \le 1$ і $1/3 \le \nu \le 1{,}3$.

При попередньому стиску на величину Δ_z

$$C_n = \frac{Gab}{h}\frac{\xi}{\operatorname{tg}\xi},$$

ξ знаходимо з рівняння

$$1 - \frac{\Delta_z}{h} = \frac{\sin 2\xi}{2\xi}. \tag{8.1.5}$$

Зсув. При деформаціях зсуву паралелепіпеда коефіцієнти жорсткості визначаються виразами [3, 26].

$$C_\tau = \beta_\tau \frac{Gab}{h}, \tag{8.1.6}$$

де $\beta_\tau = 1 - 0{,}234 \cdot \frac{h}{a}$.

Формула (8.1.6) при $h \le a$ з точністю не нижче 3% може бути використана для розрахунку жорсткості на зсув у випадку трьохмірної і плоскої задач, так як при зсуві паралелепіпед деформується практично плоско [3, 26].

Якщо елемент працює на зсув із стиском, а стискаюча сила P направлена під кутом α, то переміщення Δ і жорсткість C можуть бути визначені за формулами [19].

$$\Delta = \frac{Ph}{2F\left(E\sin^2\alpha + G\cos^2\alpha\right)};\quad C = \frac{2F}{h}\left(E\sin^2\alpha + G\cos^2\alpha\right),$$

де $F = ab$ – площа поперечного перетину плоскости сдвига.

При згині відповідно моменту M_y відносно вісі θ_y при $\theta_y \le 0{,}2$ кутова жорсткість визначиться [24]

$$C_y^y = \frac{M_y}{\theta_y} = 0{,}411G\alpha_1^3\beta_1\left\{1 + \frac{6{,}08+\alpha_1^2}{18{,}2+5\beta_1^2\alpha_1^{-2}\left(1{,}22+\alpha_1^2\right)} + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{9}\left[1 + \frac{0{,}676+\alpha_1^2}{2{,}02+5\beta_1\alpha_1^{-2}\left(0{,}135+\alpha_1^2\right)}\right]\right\}^{-1}.$$

При крученні відповідно до моменту M_z відносно вісі θ_z при $\beta_1 \cdot \theta_z \le 0{,}2$ кутова жорсткість буде [10]

$$C_z^y = \frac{M_z}{\theta_z} = \frac{Gab}{12h}\left(a^2+b^2\right).$$

Динамічна жорсткість при циклічному навантаженні визначається на

основі приведених вище формул, в яких замість значень статичного модуля G використовується динамічний модуль $G_g(\omega)$.

Для гумових блоків при відсутності мащення, що відповідає реальним умовам експлуатації справедливі всі приведені вище формули для жорсткості з достатньою для практики точністю [27,28]

Теплоутворення. Визначення повних полів температури для призматичних гумометалевих елементів зводиться до вирішення рівняння теплопровідності з відповідними граничними умовами.

В загальному вигляді вирішення температурної задачі має вигляд [16, 17, 19]

$$T(x,y,z)=\sum_{i,j,k=1}^{\infty}\frac{A_{ijk}\cos\frac{\alpha_i x}{a}\cos\frac{\beta_j y}{b}\cos\frac{\gamma_k z}{h}}{\lambda_p\left(\frac{\alpha_i^2}{a^2}+\frac{\beta_j^2}{b^2}+\frac{\gamma_k^2}{h^2}\right)}, \qquad (8.1.7)$$

де $\alpha_i,\beta_j,\gamma_k$ – корені рівнянь: $\alpha\,\mathrm{tg}\,\alpha=aH_1;\ \beta\,\mathrm{tg}\,\beta=bH_1;\ \gamma\,\mathrm{tg}\,\gamma=hH_2;$

$$A_{i,j,k}=\frac{64\alpha_i\beta_j\gamma_k\omega\cdot\psi(\omega)\int_V W(x,y,z)\cos\frac{\alpha_i x}{a}\cos\frac{\beta_j y}{b}\cos\frac{\gamma_k z}{h}dV}{V\left(2\alpha_i+\sin 2\alpha_i\right)\left(2\beta_j+\sin 2\beta_j\right)\left(2\gamma_k+\sin 2\gamma_k\right)},$$

де V – об’єм паралелепіпеда;

W – поле питомої потенційної енергії, яке визначається із вирішення задачі теорії пружності.

Достовірність розв'язку підтверджується експериментальними даними та іншими чисельними і аналітичними методами.

Довговічність. Найбільш перспективними в теперішній час є критерій, що поєднує теоретичні можливості термодинаміки процесів руйнування і механіки суцільного середовища – енергетичний критерій дисипативного типу, що твердить наступне: руйнування системи відбувається в той момент, коли щільність енергії руйнування досягає деякої критичної величини, що є постійною характеристикою матеріалу. З використанням відомих розв’язків рівнянь теорії пружності і в’язкопружності для визначення полів напружень і деформацій, а також рівнянь теплопровідності з внутрішніми джерелами тепла для елементів зсуву було отримане критеріальне рівняння [20]

$$\Delta U_p^*=N^*\left[\frac{G_0\gamma_0^2\psi(2h)^2}{4a^2}f_1(x,y,z)-\frac{2\pi}{\omega}\dot{q}\right];$$

$$\dot{q}=\frac{2\lambda_p\theta(x,y,z)\left[\frac{H_1bh}{2+H_1a}+\frac{H_1ah}{2+H_1b}+\frac{H_2ab}{2+H_2h}\right]}{abh\left[1-\frac{H_1x^2}{a(2+H_1a)}+\frac{H_1y^2}{b(2+H_1b)}+\frac{H_2z^2}{h(2+H_2h)}\right]}, \qquad (8.1.8)$$

де ΔU_p^* – критичне значення щільності енергії руйнування;

γ_0 – відносна деформація зсуву;

H_1, H_2 – коефіцієнти теплообміну гума-повітря і гума-метал відповідно;

x, y, z – просторові координати;

$\theta(x, y, z)$ – приріст поля температур в масиві деталі;

N^* – число циклів до руйнування, $N^* = \dfrac{2\pi}{\omega} t^*$;

t^* – час локального руйнування;

$$f_1(x,y) = \frac{1}{4a_0^2 G_0^2}\left(\sigma_x^{02} + \sigma_y^{02} + \sigma_z^{02} + 2\sigma_{xy}^{02} - \frac{\upsilon}{1+\upsilon}\sigma^{02}\right);$$

$G^* = G' + iG''; \sigma^0 = \sigma_x^0 + \sigma_y^0 + \sigma_z^0$ – напруження, що дорівнюють пружним при $G^* = G_0$.

По залежності (8.1.8) можливо спрогнозувати довговічність у певному діапазоні умов навантаження, межі застосування критерію зв'язані з інваріантністю ΔU_p^*, відносно параметрів навантаження.

Суцільний гумометалевий циліндр. **Стиск.** У випадку незначних деформацій ($\varepsilon \le 20\%$) жорсткість при стиску суцільного циліндра радіусом R і висотою h із закріпленими торцями визначається залежністю, що має наступний вид

$$C_n = \beta_n \frac{\pi R^2 E}{h},$$

відповідно апроксимуюча формула при деформації стиску для $z_0 = h/R < 0{,}1$ має вид

$$\beta_n = \frac{1-\nu}{(1+\nu)(1-2\nu) + 15{,}42\nu(1-\nu)z_0^2}, \qquad (8.1.9)$$

або при $\nu = 0{,}5$

$$\beta_n = 1{,}05 + \frac{1}{8}\frac{D^2}{h^2}, \qquad (8.1.10)$$

де D – диаметр цилиндра.

Співвідношення (8.1.9) дає похибку не більше 15 % при $z_0 < 0{,}1$ і $0 \le \nu \le 0{,}5$.

Розтяг. Слід користуватись формулами для стиску, підставляючи $\lambda_z = 1 - \dfrac{\Delta_z}{h}$ і модуль об'ємного розтягу K.

Зсув. Коефіцієнти жорсткості при зсуві суцільного гумометалевого циліндра визначаються із співвідношення

$$C_\tau = \beta_\tau \frac{\pi R^2 G}{h}$$

а коефіцієнти β_τ визначаються за апроксимуючою формулою [36]

Цей вираз справедливий з точністю не вище 15% при $D \ge h$.

В залежності від фактора форми Ф = $D/4h$ формула для β_τ має вид [37]

$$\beta_\tau = \left(1 + \frac{1}{36\Phi^2}\right)^{-1}.$$

Зсув із стиском. Якщо стискаюча сила P направлена під кутом α до елементу і останній сприймає одночасно деформацію стиску і зсуву, то переміщення і жорсткість можна знайти за наступними формулами [5, 19]

$$\Delta = \frac{Ph\left(E\sin^2\alpha + G\cos^2\alpha\right)}{FGE}; \quad C = \frac{GEF}{h\left(E\sin^2\alpha + G\cos^2\alpha\right)},$$

де P – навантаження, що прикладається;

$F = \pi R^2$.

Зсув попередньо стиснутого на Δ_z віброізолятора [18, 25]

$$C_r = \pi G' R\rho\frac{\xi}{\operatorname{tg}\xi}; \quad G' = G\left(1 + 0{,}15\frac{\Delta_z}{h}K\right),$$

Кручення. Діє момент M_z. Для всіх ρ [18, 25]

$$C_z = \frac{\pi GR^3}{2}\rho.$$

При $\Delta_z = 0$ з'являється стискаюча сила

$$P_z = \frac{M_z\theta_z}{2h}.$$

При крученні попередньо стисненого циліндра

$$C_z^y = \frac{M_z}{\theta_z} = \frac{\pi}{2}\cdot G\cdot R^3\cdot\lambda_z^{-3/2}\cdot\rho.$$

Кручення і стиск. Стискаючу силу P_z, крутний момент M_z, λ_z і θ_z зв'язані виразами [18, 25]

$$P_z = \pi GR^2\left[\left(\lambda_z - \lambda_z^2\right) + \frac{\theta_z^2\rho}{4\lambda_z^3}\left(1 - 2\lambda_z\right)\right]; \quad M_z = \frac{\pi}{2}GR^3\rho\theta_z\lambda_z^{-3/2}.$$

Згин. Діючий момент M_r. При $\rho \le 5$; $\theta_r{*}\rho \le 0{,}1$ [18, 25]

$$C_r^y = \frac{M_r}{\theta_r} = \frac{7GR^3}{3\rho^{-1} - th\left(3\rho^{-1}\right)}.$$

Теплоутворення. В інженерній практиці для оцінки працездатності можливо обмежитись максимальною температурою нагріву, що визначається, як правило спрощеними методами розрахунку [18, 25].

Значно спрощується визначення максимальної температури в суцільному циліндрі при використанні номограми [16, 19], що складена у відповідності з рівняннями [17, 29].

$$\theta = \frac{2G_0\varepsilon^2R^2\omega\psi}{\pi J\lambda_p}\Phi\left(Bi_1, Bi_2, \gamma_1\right);$$

$$\Phi = 1{,}125\sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{p_m Q_n}{\left(\frac{\nu_m^2}{\mu_n^2}+\gamma_1^2\right)}\times$$
$$\times\left[\gamma_1\left(1-\frac{4}{\nu_m^2}+\frac{2}{Bi_2}\right)\left(1-\frac{2}{\mu_n^2}+\frac{2}{Bi_1}\right)-\frac{24}{\mu_n^2}\left(1-\frac{3}{\mu_n^2}+\frac{3}{Bi_1}\right)\right], \quad (8.1.11)$$

де ε – відносна деформація;

$\gamma_1 = 2R/h$, R і h – радіус і висота циліндра;

Bi_1, Bi_2 – критерії Біо, що визначаються як $Bi_1 = H_1h/2$, $Bi_2 = H_2h/2$;

J – механічний еквівалент теплоти;

$$p_m = \frac{Bi_2}{\nu_m^2\left(1+\frac{Bi_2^2}{\nu_m^2}I_0(\nu_m)\right)}; \quad Q_n = \frac{\sin\mu_n}{\mu_n^3\left(1+\frac{\sin 2\mu_n}{2\mu_n}\right)};$$

I_0, I_1 – функції Бесселя нульового і першого роду дійсного аргументу;

ν_m і μ_n – корені рівнянь

$$\nu I_1(\nu) - Bi_2 I_0(\nu) = 0; \quad \mu\,\mathrm{tg}\,\mu - H_1h/2 = 0.$$

Довговічність. Визначення довговічності циліндричних елементів може бути здійснене по викладеному вище алгоритму руйнування з використанням енергетичного критерію руйнування.

Гумові елементи із складною формою вільної поверхні. Елементи зі складною формою вільної поверхні є конструктивним розвитком пустотілих циліндрів.

Для визначення параметрів жорсткості елементів зі складною формою вільної поверхні точні аналітичні методи не можливо застосувати із-за складнощів у вирішенні нелінійних систем диференційних рівнянь при вирішенні задач термов'язкопружності. Результати розрахунку НДС дозволяють визначити жорсткість на стиск елементів у відповідності до формули

$$C = \beta_n \frac{E\pi(R_0^2 - r_0^2)}{h}, \quad (8.1.12)$$

де $\beta_n = 2\int_{r_0}^{R_0} r\sigma_z(r,h)dr \Big/ \left[\left(R_0^2 - r_0^2\right)(\alpha_0/h)E\right]$;

R_0 і r_0 – зовнішній і внутрішній радіуси віброізолятора, прийнятого за відрахункове (площу прикладання навантаження, середній переріз або довільне інше);

α_0 – задане зміщення торця віброізолятора;

h – висота віброізолятора;

r, z – радіальна і осьова координати;

σ_z – нормальне напруження.

Теплоутворення. Визначення температур дисипативного розігріву в

гумових елементах виконується у відповідності з методикою приведеною вище.

Дослідження розподілення полів температур дисипативного розігріву у віброізоляторах показує, що максимальне їх значення встановлюється в центральних областях і можуть бути апроксимовані наступною формулою

$$T^*_{\max} = T_0 + k'' G \psi a_0^2 \qquad (8.1.13)$$

де T_0 – температура навколишнього середовища;

k'' – коефіцієнт, що залежить від типу гуми і умов теплообміну з навколишнім середовищем;

ψ – коефіцієнт дисипації енергії;

ω – частота циклічного навантаження;

a – амплітуда коливань ($a(t) = a_0 \sin \omega t$).

Аналіз температури, що встановилась у розглянутих типах віброізоляторів показує, що для них виконується умова

$$T^*_{\max} < T_{доп},$$

де $T_{доп}$ – допустиме значення робочих температур, яке у відповідності з [20, 22] складає $T_{доп} \approx$ 60-70 °С.

Ця умова виключає можливість термомеханічних руйнувань віброізоляторів і забезпечує їх тривалу роботу при умові, що попередній стиск не перевищує (10-15)%.

Довговічність. Оцінка локальної довговічності гумових віброізоляторів виконується у відповідності із загальним алгоритмом розрахунку, при цьому використовується енергетичний ψ-критерій дисипативного типу.

Довговічність гумових елементів типу ВР можна визначити в точках з максимальною температурою дисипативного розігріву, попередньо підрахувавши в цих же точках значення дисипативної функції. В табл. 8.1.1 приведені значення довговічності віброізоляторів типу ВР з врахуванням значень максимальних температур, що встановились $T^*_{\max}$ при режимі навантаження: a_0 = 0,003 м; ω = 94 с$^{-1}$ [46].

Таблиця 8.1.1.

Значення t^* віброізоляторів типу ВР з врахуванням температур

Тип ВР	D, Дж/м^3	$T^*_{\max}$, °С	t^*, ч
ВР-201	13859	29,035	19722
ВР-204	4120	34,023	59872
ВР-205	6281	32,603	40415

Гумометалеві шарніри. Конструкції шарнірів різноманітні, але в більшості випадків розрізняють конструкції основних двох типів – зварні і збірні. У зварних шарнірах гумовий елемент приєднується до металевої арматури клеями і привулканізовується. Збірні гумометалеві шарніри виготовляються запре совкою гумового елементу в металеву втулку з натягом. Конструктивно ж шарнір являє собою гумовий пустотілий циліндр, розміщений

між внутрішньою і зовнішньою обоймами.

При експлуатації гумові елементи шарнірів сприймають деформації коаксіального кручення, осьового зсуву і радіального стиску. Послідовність розрахунку шарнірів адекватна викладеному вище. Для розрахунку шарніра (розрахункова схема рис. 8.1.2) необхідно знати величину прикладеного зовнішнього крутного моменту M, величини осьового P_z і радіального P_r навантаження.

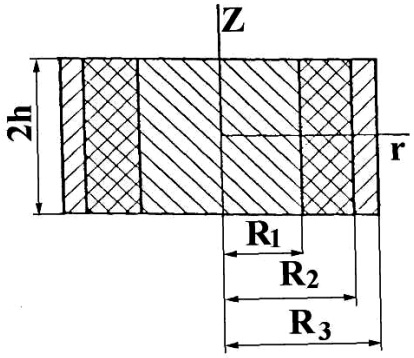


Рис. 8.1.2. Схема розрахунку шарніра

Статичний розрахунок. При незначних деформаціях формули для визначення переміщення і жорсткості будуть мати наступний вид [18, 28]. При осьовому зсуві

$$\frac{\Delta_z}{R_1\left(1-\alpha_1\right)} \le 0{,}5 \quad C_z = -\frac{2\pi Gl}{\ln\alpha_1}; \quad \Delta_z = \frac{p_z}{2\pi Gl}\ln\alpha_1,$$

де $\alpha = R_2/R_1$;

R_1, R_2 – відповідно внутрішній і зовнішній радіуси гумового елементу шарніра;

l – довжина шарніра.

При коаксиальному крученні відповідно моменту M_z при $\theta_z \le 0{,}3(1\text{-}\alpha_1)$ кутова жорсткість

$$C_z^y = \frac{M_z}{\theta_z} = \frac{4\pi GlR_2^2}{1-\alpha_1^2},\ l = 2h;$$

при $\theta_z \le 1\text{-}\alpha_1$; $\theta_z = \arccos\left(\frac{M_z}{4\pi GlR_1^2}\right) - \arccos\left(\frac{M_z}{4\pi GlR_2^2}\right)$.

Дотичні напруження визначаються за формулою

$$\tau = \frac{M_z}{2\pi r^2 l}$$

і досягають максимального значення на поверхні при $r = R_1$

$$\tau_{\max} = \frac{M_z}{2\pi R_1^2 l}.$$

Кут закручування шарніра визначається з виразу

$$\gamma = \frac{M_z}{4\pi Gl}\frac{\left(\alpha_1^2 - 1\right)}{R_2^2}.$$

При радіальному стиску, коли довжина шарніру велика в порівнянні з діаметром $2R_2$, радіальне зміщення визначиться за виразом

$$\Delta_r = \frac{P_r}{4\pi Gl}\beta_2,$$

де β_2 – коефіцієнт, що залежить від R_2/R_1.

В загальному випадку

$$\beta_2 = \ln\frac{R_2}{R_1} - \frac{R_2^2 - R_1^2}{R_2^2 + R_1^2}.$$

При $\frac{R_2}{R_1} \le 2$

$$\beta_2 \approx \frac{8}{3}\left(\frac{R_2 - R_1}{R_2 + R_1}\right)^3.$$

Радіальна жорсткість

$$C_r = \frac{3\pi Gl}{\left(\frac{R_2 - R_1}{R_2 + R_1}\right)^3}.$$

Радіальне навантаження P_r викликає розтяг і стиск шару гуми між внутрішньою і зовнішньою обоймами. При цьому найбільш часто зустрічається співвідношення геометричних розмірів, коли величини l і $2R_2$ однакові, а $R_2/R_1 > 2$, радіальне переміщення вісі шарніра Δ_r і радіальна жорсткість C_τ [28] визначаються співвідношеннями

$$\Delta_r = \frac{2P_r\left[l^2 + 3\left(R_1 + R_2\right)^2\right]}{3\pi Gl\left[l^2 + 6\left(R_2 - R_1\right)^2\right]}\left(\frac{R_2 - R_1}{R_1 + R_2}\right)^3;$$

$$C_r = \frac{3\pi Gl}{2}\cdot\left(\frac{l^2 + 6(R_2 - R_1)^2}{l^2 + 3(R_1 + R_2)^2}\right)\cdot\left(\frac{R_2 + R_1}{R_2 - R_1}\right)^3.$$

Ці формули справедливі при $l/(R_1+R_2) > 6$.

При $\frac{\Delta_r}{R_1\left(1-\alpha_1\right)} < 0{,}2$ радіальна жорсткість шарніра може бути визначена

$$C_r = Gl\left\{1{,}94\left(\frac{1+\alpha_1}{1-\alpha_1}\right)\left[3 + n - \frac{(1+n)^2}{4 + n + 0{,}821\rho}\right]\right\},$$

де $\rho = \frac{l}{R_1 - R_2}$; $n = 1{,}57\left[3 + \pi\frac{1+\alpha_1^2}{\left(1-\alpha_1\right)^2}\right]$.

Ця формула справедлива при $\alpha_1 > 0{,}5$.

Збірний гумометалевий шарнір відрізняється від зварного тим, що гума

пресується з попереднім натягом Δ_1 і Δ_2 по радіусам R_1 і R_2 відповідно.

При кручені відповідно до моменту M_z відносно вісі θ_z

$$C_z^y = \frac{M_z}{\theta_z} = \frac{4\pi G l R_2 r_1 r_2 R_1}{r_1 R_1 - r_2 R_2},$$

r_1 і r_2 – радіуси до монтажу, тобто $R = r + \Delta_r$.

При аксіальному зсуві

$$C_z = Gl \frac{2\pi(1+6A)}{\ln \alpha_2^{-1} - 0{,}5 \ln\left[\frac{1+6A-2B\left(\alpha_1 \cdot \lambda_2\right)^{-2}}{1+6A-2B\lambda_1^{-2}}\right]},$$

де

$$\alpha_2 = \alpha_0 \frac{\lambda_2}{\lambda_1}; \quad \lambda_1 = \frac{R_1}{r_1}; \quad \lambda_2 = \frac{R_2}{r_2}; \quad \alpha_0 = \frac{r_2}{r_1}; \quad A = \frac{\Delta_1}{r_1} - B; \quad B = \frac{\alpha_0^2}{1-\alpha_0^2}\left(\lambda_2 - \lambda_1\right).$$

Теплоутворення в шарнірах. При процесі теплоутворення, що встановився, рівняння теплопровідності для шарніра можна представити у вигляді

$$\nabla^2 \theta_1 = 0; \quad r \le R_1; \tag{8.1.14}$$

$$\nabla^2 \theta_2 + \frac{W'}{\lambda_p} = 0; \quad R_1 \le r \le R_2; \tag{8.1.15}$$

$$\nabla^2 \theta_3 = 0; \quad R_2 \le r \le R_3, \tag{8.1.16}$$

де $W = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \dot{\gamma}\tau d\tau = \frac{W_1}{r^4}$ – усереднене за період деформації значення джерела теплоутворення

$$W_1 = \frac{4\gamma_0 G_0 \omega \psi R_1^4}{\lambda_p \left(1-\alpha^2\right)^2}; \quad \alpha = R_1/R_2;$$

γ_0 – амплітудне значення кута закручування;

θ_1, θ_2, θ_3 – приріст температури у внутрішній металевій обоймі, гумовому елементі шарніра і зовнішній металевій обоймі відповідно.

Температура нагріву гумових елементів шарнірів має нелінійну залежність від частоти і амплітуди навантаження, максимальна температура встановлюється на межі кріплення гуми до внутрішнього металевого циліндру, при цьому для значної товщини гумового елементу спостерігається значна різниця до (20-22%) між температурами нагріву внутрішніх і зовнішніх шарів гуми.

Довговічність. При циклічному навантаженні шарнірів найбільша деформація шарніра спостерігається при коаксіальному скручуванні, і цей вид деформації найбільш часто зустрічається в практиці експлуатації вібромашин, тому доцільно визначити і довговічність шарнірів при цьому ж виді навантаження. При цьому в якості критерію виходу з ладу шарнірів вважається час появи на поверхні гуми видимих втомних тріщин. Експериментально

встановлено, що для частот і амплітуд, при яких працює більшість вібраційних машин, теплоутворення в гумових шарнірах не перевищує допустимих норм. Приріст температури в центральній точці гумового масиву дорівнює приблизно (303-313)К, що значно менше допустимого значення (350-360)К.

8.2 Віброізоляція машин

Вібрація, подібно тертю, може бути небажаною і шкідливою, а для деяких технічних пристроїв необхідна. Вона часто являється причиною несправності машин і приладів, призводить до аварії. Крім того, вібрація на транспорті, при обслуговуванні технологічного устаткування, роботі з механізованим інструментом, робить шкідливий вплив на здоров'я людини, є причиною шуму. Проте є достатньо широкий клас машин, в яких коливання і вібрація служать основою робочого процесу, наприклад, у віброконвеєрах, при створенні віброкиплячого шару, руйнуванні матеріалів, вібросепарації та ін. У всіх приведених випадках необхідно або зовсім позбавлятися від вібрації, або локалізувати її.

Віброізоляції машин і устаткування присвячена численна література. На деякі системи і засоби віброізоляції є державні стандарти. Разом з тим проблема захисту операторів, машин, приладів апаратури, будівель і споруд від дії вібрацій і звукового тиску залишається актуальною. При цьому вібронавантаженість устаткування досить значна, а спектр частот включає весь діапазон від низьких до високих. Коливання носять частіше за все випадковий характер типу «білого» шуму і в першому наближенні їх можна розглядати як квазігармонійні.

Згідно ГОСТ 24346-80 вібраційний захист є сукупність засобів і методів зменшення вібрації, що сприймаються об'єктами. Під зменшенням вібрації розуміють зменшення значень певних величин, що характеризують вібрацію.

Віброзахист може бути реалізований наступними методами:

• Зниження віброактивності джерела вібрації;

• Використанням вібропоглинаючих покриттів;

• Віброізоляцією;

• Динамічним гасінням вібрацій, коли до об’єкту, що захищається, приєднується додаткова механічна система, що змінює характер коливань;

• Активним гасінням вібрацій за допомогою додаткового пристрою, що генерує вібрацію протилежну по фазі.

При безперечній важливості комплексного підходу, далі розглядатимемо в основному метод віброізоляції.

Цей метод найбільш поширений і полягає в ослабленні зв'язку між джерелом вібрації і об'єктом віброзахисту шляхом розміщення між ними віброізолюючого пристрою (віброізолятора). Це може бути пружини, ресори, гумові, гумометалеві або пневматичні елементи. Віброізолятори при деформуванні поглинають частину роботи інерційного навантаження, завдяки чому на опори передаються інерційні навантаження меншої величини.

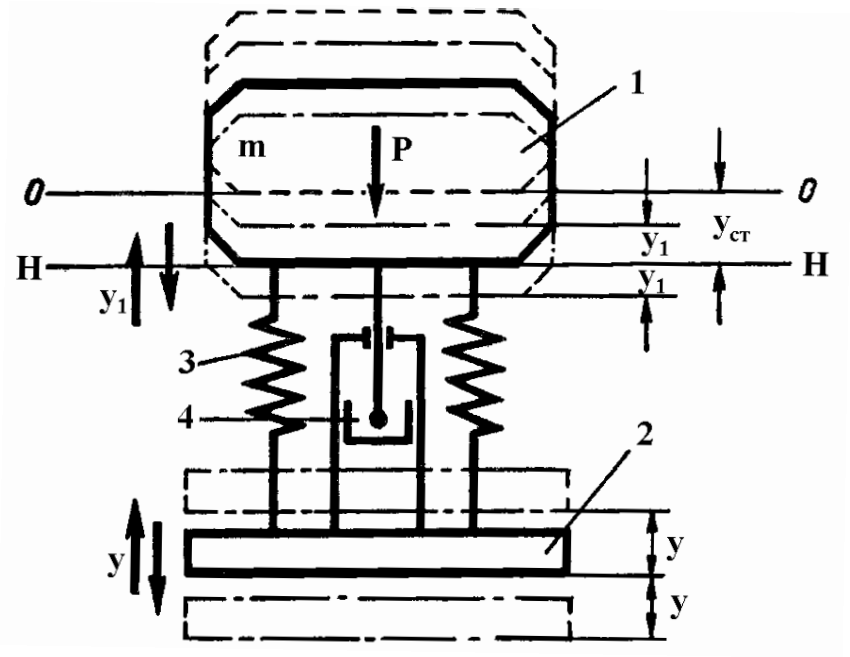


Рис. 8.2.1. Схема віброізолятора

Для пояснення методів зниження вібрації на шляхах її розповсюдження від збуджуючої сили до опори розглянемо основні характеристики коливальної системи. на прикладі найпростішої коливальної системи з одним ступенем свободи. Таку систему можна зобразити у вигляді елемента 1(рис. 8.2.1) маси m (кг), закріплену на опорі 2 за допомогою елементів пружності 3 q (Н/м) у вигляді пружини і демпфування-тертя S (Н·с/м) у вигляді поршня 4 в циліндрі. Припустимо, що агрегат 1(рис. 8.2.1), під дією вібронавантаження коливається з амплітудою y_1, що змінюються за законом

$$y_1=y_0 \sin\omega t,$$

й періодом коливань, рівним

$$T=\frac{2\pi}{\omega},$$

де: y_0 – максимальна амплітуда коливань; ω – колова частота коливань.

Під дією ваги агрегату віброізолятори змінять свою висоту на величину $y_{ст}$. Це положення будемо рахувати початковим (лінія НН). Так як агрегат з масою 1 здійснює коливання з амплітудою y_1, то вони через пружину 3 й заспокоювач 4 будуть створювати коливання опори 2.

В інженерній практиці при дослідженні динаміки стаціонарних технологічних машин складнощів прагнуть уникати, використовуючи певні допущення: випадкові коливання вважають квазігармонійними, пружну систему виконують так, щоб в рамках робочих амплітуд і частот її пружна характеристика була практично лінійна, а кутові коливання настільки малими, щоб ними можна було знехтувати.

В цьому випадку систему віброізоляції розглядають як систему з одним ступенем свободи, і рівняння коливань записують у відомому вигляді

$$m\ddot{y}+k\dot{y}+c(y)y=F(t), \qquad (8.2.1)$$

де: c(y) – коефіцієнт нелінійної статичної жорсткості пружної підвіски;
m – інерційний коефіцієнт (узагальнена маса);
y = y(t) – узагальнена координата поступального руху;
k – сила в'язкого опору, пропорційна швидкості;
F(t) – складові збурюючої сили, що випадково змінюються в часі;

Приймемо наступні означення

$$2n = \frac{k(y)g}{W} = \frac{k(y)}{m}, \tag{8.2.2}$$

де: n – коефіцієнт демпфування

Після обробки рівняння прийме вигляд

$$\ddot{y} + 2n\dot{y} + \omega_0^2 y = P\sin\omega t, \tag{8.2.3}$$

де ω_0 – власна частота коливання системи;
P – збуджувальна сила;
ω – частота вимушених коливань системи;
t – час коливання .

Оцінка ефективності системи віброізоляції

Якщо для системи (рис 8.2.1) реакція R_0 на силове гармонійне збудження

$$F(t)=F_0 \sin\omega t$$

представляється рівнянням (8.2.1), то мета віброзахисту може полягати або в зменшенні амплітуди сили на опорну конструкцію (раму, перекриття, фундамент), тобто

$$R_0 = \frac{F_0\sqrt{\omega_0^2 + 4n^2\omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}, \tag{8.2.4}$$

або в зменшенні амплітуди A_0 стаціонарних коливань корпуса машини

$$A_0 = \frac{F_0}{m\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}. \tag{8.2.5}$$

В цьому випадку для характеристики ступеня реалізації мети віброзахисту вводять безрозмірні коефіцієнти ефективності.

$$\eta = \frac{R_0}{F_0}; K_a = \frac{cA_0}{F_0}. \tag{8.2.6}$$

Величину η звичайно називають коефіцієнтом віброізоляції, а величину K_a – коефіцієнтом динамічності, в деяких літературних джерелах коефіцієнтом амортизації. Тоді:

$$\eta = \sqrt{\frac{1+4\nu^2Z^2}{(1-Z^2)^2 + 4\nu^2Z^2}}, \tag{8.2.7}$$

$$K_a = \frac{1}{\sqrt{(1-Z^2)^2 + 4\nu^2Z^2}}. \tag{8.2.8}$$

В формулах прийняті наступні позначення

$$Z = \frac{\omega}{\omega_0}, \tag{8.2.9}$$

де: Z – параметр розстроювання частот

$$\nu = \frac{n}{\omega_0} = \frac{b}{2\sqrt{cm}}, \tag{8.2.10}$$

$$n = \frac{b}{2m}, \tag{8.2.11}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}, \tag{8.2.12}$$

де : b – коефіцієнт демпфування пружної системи;

ν – відносне демпфування пружної системи (при ν = 1 в системі реалізується критичне демпфування);

m – маса системи;

c – коефіцієнт жорсткості віброізолятора.

Так як найбільшого розповсюдження набули гумові віброізолятори, то вирази (8.2.7) и (8.2.8) приведені до більш зручного для практики виду, з врахуванням властивостей гуми. Надалі при розрахунку конкретних систем віброізоляції будуть використані саме ці формули.

Коефіцієнт віброізоляції представляється у вигляді

$$\eta = \frac{\sqrt{(1+Z^2)^2 \dfrac{4\psi^2}{16\pi^2+\psi^2}}}{\sqrt{(1-Z^2)^2 + Z^2 \dfrac{4\psi^2}{16\pi^2+\psi^2}}}, \tag{8.2.13}$$

де: ψ – коефіцієнт дисипації гуми віброізолятора.

В цій формулі коефіцієнт дисипації ψ або визначається експериментально для кожної марки гуми, або береться з довідкової літератури.

Ефективність віброізоляції при цьому рівна

$$E = (1-\eta)\cdot 100\%. \tag{8.2.14}$$

Коефіцієнт амортизації (або коефіцієнт динамічності)

$$K_a = \sqrt{(1-Z^2)^2 + \psi^2 Z^2}. \tag{8.2.15}$$

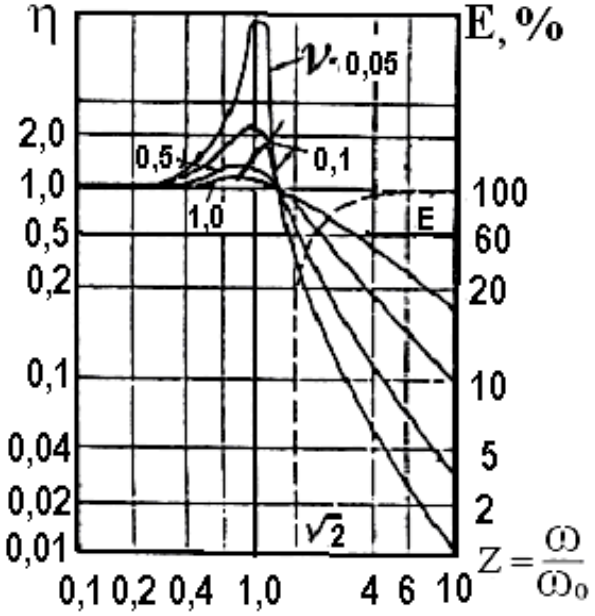


Рис. 8.2.2. Залежність коефіцієнта віброізоляції від відношення частот вимушених та власних коливань та ступені заспокоєння ν

На рис. 8.2.2 дана залежність коефіцієнту віброізоляції (амортизації) від відношення частот ω/ω_0 для різних значень степеня заспокоєння ν. На цьому ж

малюнку штриховою лінією показана крива ефективності віброізоляції, що визначається по формулі (8.2.14) при $\nu = 0$.

З цих графіків виходять важливі висновки:

• при $Z<1$ коефіцієнт віброізоляції близький до одиниці і система віброізоляції практично не робить ніякого впливу на коливальний процес машини;

• при $Z=1$ система працює в резонансній області;

• при $Z>\sqrt{2}$ система віброізоляції стає ефективною; при цьому коефіцієнт віброізоляції зменшується із зменшенням демпфування системи; тому величину відносного демпфування звичайно вибирають такою, щоб з однієї сторони отримати низьке посилення передачі сили пружної системи особливо в області резонансу, з іншої - при більш високих частотах також повинна бути задовільна віброізоляція;

• з рис. 8.2.2 виходить також, що при $Z \geq 5$ ефективність віброізоляції $\eta = 1$; це свідчить про те, що можливості пружної системи практично вичерпані і виконувати її більш м'якою немає ніякого значення; тому на практиці звичайно застосовують $Z = 2{,}5 \div 5$;

• у ряді технологічних машин, виникають нерегулярні удари, які можуть збільшувати амплітуду коливань і бути джерелом додаткових динамічних зусиль. Звичайно в таких випадках у віброізоляторах застосовують високодемпфуючі матеріали типу наповнених гум, що, безумовно, збільшує дисипацію енергії, але і збільшує жорсткість пружної підвіски і, отже, зменшує коефіцієнт віброізоляції в області високих частот. Відомо, що за допомогою системи віброізоляції високі частоти краще пригнічуються, ніж низькі. Саме для зменшення вібрацій низької частоти, як вже наголошувалося вище, необхідні віброізолятори з малою жорсткістю та високою несучою здатністю.

Найбільш ефективні віброізолятори з невеликою жорсткістю у напрямі основних коливань; проте в цьому випадку виникає ефект розгойдування системи в горизонтальному напрямі. Для усунення цього небажаного ефекту звичайно використовують додаткові віброізолятори-обмежувачі, або так звані упорні віброізолятори.

При цьому:

• слід врахувати, що при запуску і зупинці машина проходить резонансну область, і амплітуда коливань зростає; звичайно вживання гумових віброізоляторів істотно зменшує вібрації при резонансі;

• передбачається, що система віброізоляції встановлюється на абсолютно жорсткій підставці (перекритті, фундаменті) з масою m_1, яка в процесі експлуатації машини не має віброзміщення.

Як видно, задача правильного вибору параметрів системи віброізоляції зводиться до задачі оптимального підбору жорсткісних і демпфуючих властивостей віброізоляторів і дотримання відношення частот в діапазоні $Z = 2{,}5 \div 5$; при цьому ефективність віброізоляції завжди $E \cong 80$ %.

Високі частоти звичайно пригнічуються за допомогою демпфуючих

прокладок: чим вище частота вібрацій, тим легше її подавити.

Для усунення низьких частот необхідно використовувати спеціальні системи віброізоляції. Звичайно для цього використовуються віброізолятори, демпфери, динамічні гасителі і т.д., які розміщуються між машиною та рамою (фундаментом, опорною конструкцією). Тривала практика експлуатації машин показує, що найефективнішими системами віброізоляції є ті з них, які використовують гумові віброізолятори. При правильному виборі параметрів і конструкції гумових елементів такі системи забезпечують ефективний захист від вібрацій і звукового тиску, сприяють інтенсифікації технологічного процесу і підвищенню продуктивності.

Для створення ефективної особливо низькочастотної системи віброізоляції, необхідно виконати досить суперечливі вимоги:

– для важких машин необхідні віброізолятори з високою несучою здатністю і малою жорсткістю. Використовування жорстких пружних підвісок дозволяє досить ефективно поглинати високі частоти, низькі ж частоти, найбільш небезпечні, усуваються погано; до того ж завжди можливий режим коливань, коли частота збудження близька або співпадає (явище резонансу) з частотою власних коливань системи, а це недопустимо, оскільки при випадкових збудженнях, а вони завжди можуть бути присутні в технологічній машині, вібрація машини може зростати і система віброізоляції виявиться не ефективною. М'яка система віброізоляції найбільш переважна, проте вона вимагає спеціальної конструкції віброізоляторів і підбору матеріалів з відповідними жорсткісними і дисипативними властивостями. М'яка система дозволяє пригнічувати весь частотний спектр, і високі частоти і низькі. До недоліків слід віднести можливе розгойдування машин в горизонтальному положенні.

На сьогоднішній день використовують віброізолятори наступних типів:

– пружинні;

– гумові;

– гумометалеві;

– пружинно-гумові.

Пружинні віброізолятори знаходять обмежене використання, так як заспокоєння в них, отримане в результаті внутрішнього тертя матеріалу пружини, невелике, тому власні коливання затухають повільно, а при резонансі амплітуди фундаментів можуть досягати великих величин.

Гумові віброізолятори знайшли найбільш широке використання. В них гума являється одночасно пружиною та добрим заспокоювачем власних коливань в результаті великого внутрішнього тертя гуми. Також до позитивних якостей гуми відноситься : велика енергоємність, великі оборотні деформації , до 1000% та більше; здатність до переробки та легкість виготовлення деталей при серійному виробництві; велика гнучкість – змінюючи структуру гуми, можна змінити її властивості від рідкого стану до ебонітоподібного; висока надійність деталей виготовлених з гуми; високу довговічність . По цим властивостям гума практично не має конкурентоспроможних матеріалів; достатньо повідомити , що при динамічних деформаціях зсуву до 35%

наробіток до відказу гумових елементів перевищує $1{,}5 \cdot 10^9$ циклів; високі демпферні й звукопоглинальні властивості; задовільну хімічну стійкість при роботі в агресивному середовищі.

До недоліків гуми, як конструкційного матеріалу відноситься: висока повзучість й релаксація; зміна механічних властивостей при тривалій експлуатації(старіння), при дії агресивних факторів; порівняно вузький температурний діапазон експлуатації гумових елементів (від 220 К до 360К).

Для поєднання властивостей гуми й металу, з метою покращення якостей віброізоляторів, використовують пружинно-гумові елементи віброгасіння. В яких гума слугує тільки для заспокоєння коливань, а навантаження сприймаються металевою пружиною .

З зміною навантаження, яке прикладається до елементу підвіски, змінюється його статичний прогин і, як наслідок, період власних коливань системи віброізолятор-станина та, власне, коефіцієнт амортизації. Для кожного навантаження необхідно точно підібрати віброізолятор. Тому на них маються нормалі, в таблицях до яких приводяться розміри й характеристика виробу.

Для зменшення номенклатури віброізоляторів використовуються так звані рівночастотні віброізолятори з конічними пружинами . В цих конструкціях по мірі збільшення навантаження нижні витки, що мають більший діаметр, і як наслідок, меншу жорсткість, осідаючи, поступово лягають на площину, тим самим збільшуючи жорсткість системи. Можливо так розрахувати пружину, що з зміною навантаження період власних коливань системи віброізолятор- станина залишатиметься постійним, цим самим при зміні навантаження характеристики віброізолятора залишаються сталими. Це дає можливість суттєво зменшити типорозміри гумових віброізоляторів й замінити їх декількома рівночастотними віброізоляторами.

Різноманітність форм гумових елементів дозволяє проектувати безліч пружних підвісок машин. На рис. 8.2.3 зображені найбільш розповсюджені системи пружних підвісок, приводів та віброізоляторів. В двомасовій зрівноваженій системі (за такою схемою виготовляються вібраційні конвеєри типу КВ2Т, конвеєри-грохоти та інші вібромашини), в якості підтримуючих пружних ланок використовуються гумометалеві циліндри, що працюють на коаксіальне кручення й радіальний стиск, і в якості основних пружних ланок використовуються призматичні елементи, що сприймають деформацію зсуву. В одномасній схемі, що покладена в основу багатьох вібромашин (конвеєрів КВ1Т), в якості елементів пружної підвіски використовуються гумові деталі складної форми вільної поверхні типу ВР. Гумові елементи зсуву в одній вібромашині можуть використовуватись як в якості основних ланок, так і в виді віброізоляторів.

Елементи віброзахисту встановлюються за різними схемами, залежно від конструкції й характеристики транспортувальних машин. Варіанти монтування віброізоляторів зображені на рис. 8.2.4.

Таким чином, захист від шкідливого впливу вібрації, являється актуальною задачею як в загальному машинобудуванні, так і в сільському господарстві зокрема. Гумові віброізолятори займають одну з найбільших

ланок й перспективність їх використання в подальшому не потребує доказів й основана, перш за все, на вище зазначених якостях гуми як конструкційного матеріалу.

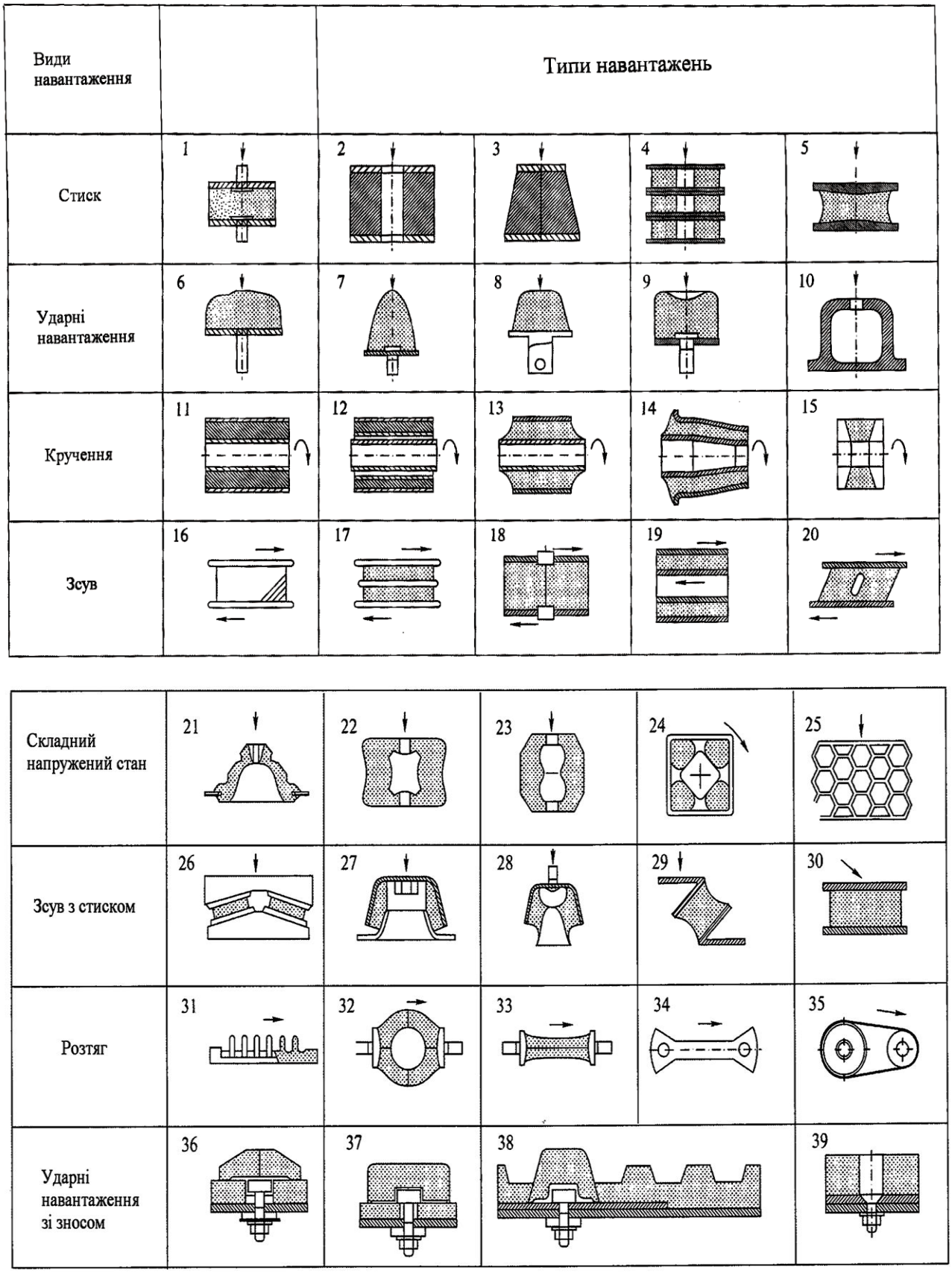


Рис. 8.2.3. Приклади використання гумових елементів

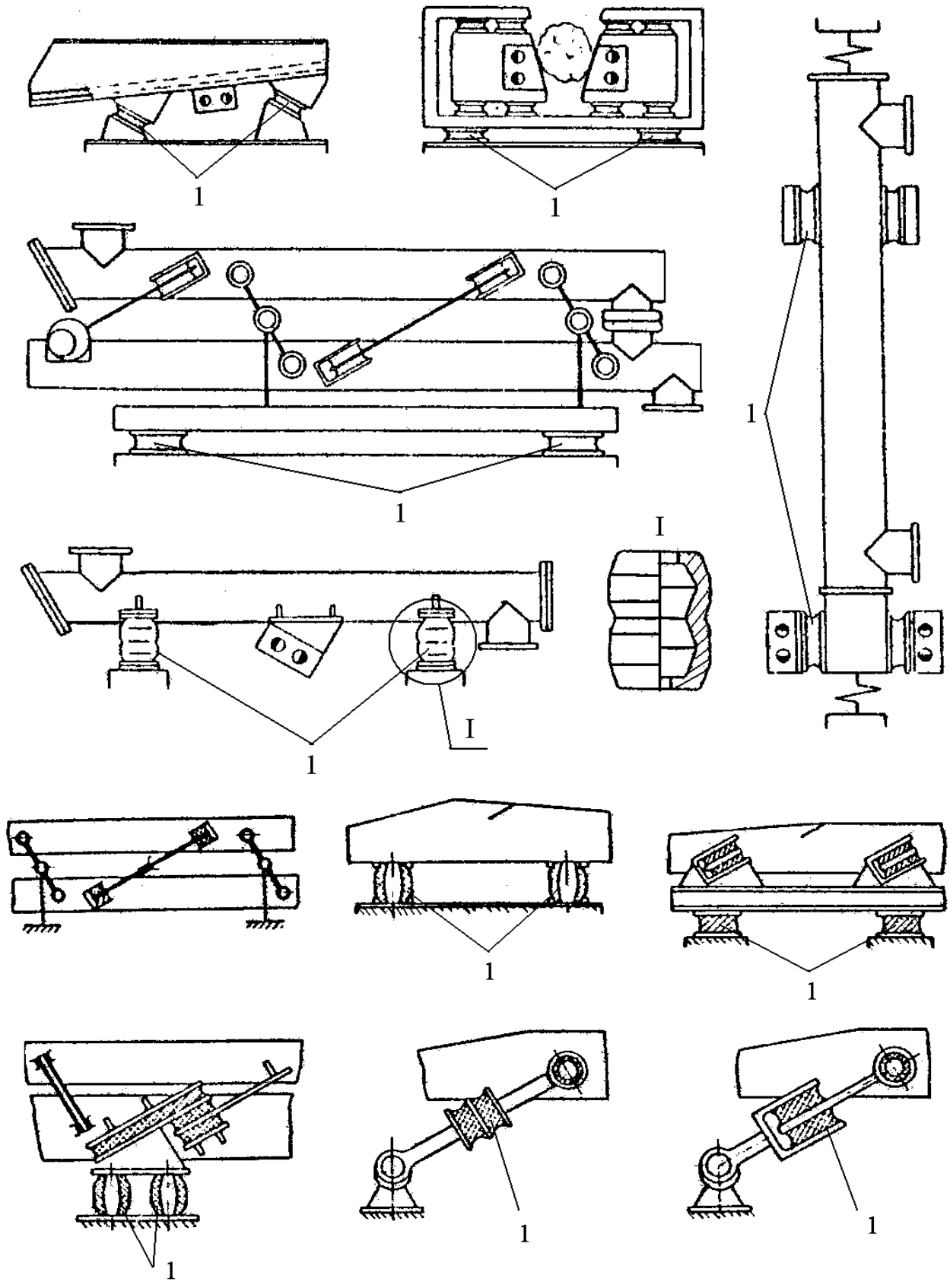


Рис. 8.2.4. Схеми установки віброізоляторів на транспортувальних машинах: 1 – віброізолятор.

Приклад розрахунку системи віброізоляції.

Дані для розрахунку.

1. Маса віброізолюючої системи m = 35000 кг.

2. Частота вимушених коливань ω = 14 Гц.

3. Максимальна амплітуда коливань корпуса (експериментальні дані) A = 0,22 мм.

4. Швидкість обертання ротора n_1 = 75 об/мин.

Послідовність розрахунку системи віброізоляції наступна:

1. Визначаємо вертикальне навантаження на фундамент:

$P = mg$ = 343,3 кН.

2. Згідно рекомендацій приймаємо коефіцієнт динамічності Ka = 5.

3. Визначаємо власну частоту коливань:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

p = 37,5 1/с.

4. Обираємо для елементів системи віброізоляції гуму марки 2959 з наступними параметрами: умовно-рівновісний модуль Юнга E_∞= 3,7 МПа, динамічний модуль $Eд$ = 4,8 МПа, коефіцієнт дисипації енергії ψ = 0,31, коефіцієнт динамічності $Kд$ = 1,3.

5. Визначаємо динамічну жорсткість системи

$$C_l = p^2 m = 49 \frac{МН}{м}$$

6. Визначаємо статичну жосткість системи

$$C_{cm} = \frac{C_д}{1{,}3} = 38 \frac{МН}{м}$$

7. З конструктивних особливостей обираємо число опорних віброізоляторів i = 26 шт. та упорних (для виключення розкачування в горизонтальному напрямку k = 8 шт.). Статична жорсткість одного віброізолятора

$$C_{cm}^1 = \frac{C_{cm}}{26} = 1{,}46 \frac{МН}{м}$$

8. Приймаємо віброізолятори типу ВРМ-903М [2], що представляють собою суцільний циліндр з привулканізованими по торцях металевими пластинами; наружний діаметр D = 180 мм, висота h = 100 мм.

9. Визначаємо відносну деформацію гумового елемента при статичному стиску

$$\varepsilon_{cm} = 0{,}09$$

10. За формулою (8.2.13) визначаємо коефіцієнт віброізоляції системи η= 0,21.

11. Уточнюємо значення коефіцієнта динамічності за формулою (8.2.15) Ka = 4,54.

12. Визначаємо коефіцієнт эффективности віброізоляції за формулою (8.2.14) E= 0,79.

Контрольні запитання

1 . Які є методи віброзахисту ?
2. Які параметри вказують на якість віброізоляції ?
3. Як визначити коефіцієнт віброізоляції гумового віброізолятора?
4. Які переваги та недоліки гумових віброізоляторів?
5. Які існують конструкції гумових віброізоляторів?
6. В яких конвеєрах використовуються гумові віброізолятори?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины: учебник/ М.П.Александров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана: Высш. шк., 2000. – 522с.

2. Александров М.П. Подъемно-траспортные машины. М., Высшая школа, 1985, 520 с.

3. Вайнсон А.А. Подъемно-траспортные машины. М., Машиностроение, 1989, 536 с.

4. ГОСТ 1451-77. Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и метод определения.

5. ГОСТ 25835-83. Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы.

6. ГОСТ 25546-82. Краны грузоподъемные. Режимы работы.

7. Дьячков В.К. Подвесные конвейеры / В.К. Дьячков. – М.: Машиностроение, 1976. – 320с.

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

9. Ивановский К.Е. Роликовые и дисковые конвейеры и устройства /К.Е.Ивановский, А.Н. Раковщик, А.Н. Цоглин. – М.: Машиностроение, 1973, – 216с.

10. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини. К., Вища школа, 1993, 413 с.

11. Канаты стальные. Сортамент. - М.- 1983.

12. Конвейеры: справочник / [Р.Л. Зенков и др.]. – Л.: Машиностроение, 1984. – 367с.

13. Красников В. В. Подъемно-транспортные машины. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1981. – 263 с., ил. – (Учебники и учеб. пособия для высш. с.-х. учеб. заведений).

14. Кузьмин А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А.В.Кузьмин, Ф.Л.Марон. – Минск: Вышэйш. шк., 1983. – 350с.,

15. Ленточные конвейеры в горно-рудной промышленности / под ред. А.О. Спиваковского. – М.: Недра, 1982. – 349с.

16. Мачульский И.И. Погрузочно-разгрузочные машины: учебник /И.И. Мачульский. – М.: Желдориздат, 2000. – 476с.

17. Машины непрерывного транспорта : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Н.Е.Ромакин. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 432 с.

18. Михайлов Ю.И. Конвейеры с погруженным рабочим органом / Ю.И. Михайлов, Л.Д. Тищенко, В.И. Святошник. – М.: Машиностроение, 1984. – 176с.

19. Пертен Ю.А. Крутонаклонные конвейеры / Ю.А. Пертен. – Л.: Машиностроение, 1977. – 216с.

20. Подвесные канатные дороги /[М.Б. Беркман, Г.Н. Бовский, Ю.С. Куйбида, Ю.С. Леонтьев]. – М.: машиностроение, 1984. - 264с.

21. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів: НПАОП 0.00-1.01-07.- К.: Основа, 2007.- 312 с.

22. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. Иванченко Ф. К. и др. Издательское объединение «Вища школа», 1975, 520 с.

23. Расчеты крановых механизмов и их деталей. ВНИИПТМАШ.- М.: Машиностроение, 1971.- 496 с.

24. Рачков Е.В. Конспект лекций по курсу «Машины непрерывного транспорта» /Е.В. Рачков. – М.: Изд-во МГАВТ, 2002.

25. Смолдырев А.Е. Гидро- и пневмотранспорт в металлургии /А.Е. Смолдырев. – М.: Металлургия, 1985. – 280с.

26. Спиваковский А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков – М.: машиностроение, 1983. – 487с.

27. Спиваковский А.О. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства /А.О. Спиваковский, И.Ф. Гончаревич. – М.: Машиностроение, 1972. – 328с.

28. Справочник по кранам: В 2 т. Т.І. Характеристика материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В.И. Брауде, М.М. Гохберг, И.Е. Звягин и др.; Под общ. ред. М.М. Гохберга.- М.: Машиностроение, 1988.- 536 с.

29. Справочник по кранам: В 2 т. Т.2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов /М.П. Александров, М.М. Гохберг, А.А. Ковин и др.; Под общ. ред. М.М. Гохберга.- М.: Машиностроение, 1988.- 559 с.

30. Хмара Л.А., Колісник М.П., Голубченко О.І. Будівельні крани. Конструкція та експлуатація.- К.: Техніка, 2001.- 294 с.

31. Чернега В. И., Мазуренко И. Я. Краткий справочник по грузоподъемным машинам. – К.: Техніка, 1981. – 360 с., ил. – Библиогр.: с. 359.

32. Бондарев В.С., Дубинець О.І., Колісник М.П. та ін. Підручник: – К.: Вища шк., 2009. – 734с.

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА 3

РОЗДІЛ І. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ТА ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН 4

1.1 Значення підйомно-транспортних машин і основні напрями їх розвитку 4
1.2 Стислий огляд розвитку ПТМ 5
1.3 Класифікація сільськогосподарських вантажів 5
1.4 Основи вибору засобів та способів для переміщення вантажів 7
1.5 Вантажопотоки у сільському господарстві 8

РОЗДІЛ ІІ. ВАНТАЖОПІДЙОМНІ МАШИНИ 12

2.1 Загальні положення 12
2.2 Механізми підйому вантажу 33
2.3 Механізми пересування 53
2.4 Механізми повороту 62
2.5 Механізми зміни вильоту 68
2.6 Металеві конструкції вантажопідйомних кранів 72
2.7 Прилади та пристрої безпечної експлуатації 76

РОЗДІЛ ІІІ. ТРАНСПОРТУВАЛЬНІ МАШИНИ 85

3.1 Призначення, класифікація і показники транспортувальних машин 85
3.2 Стрічкові конвеєри 86
3.3 Скребкові конвеєри 99
3.4 Ковшові елеватори 110
3.5 Гвинтові конвеєри 119
3.6 Інерційні конвеєри 128
3.8 Пневмотранспортери 153
3.9 Грохоти 160
3.10 Бункери і самопливний транспорт 169
3.11 Гідротранспорт 176
3.12 Роликові конвеєри (рольганги) 178

РОЗДІЛ ІV. НАВАНТАЖУВАЛЬНІ МАШИНИ 193

4.1 Навантажувачі періодичної дії 193
4.2 Пересувні підіймачі. Начіпні і навісні навантажувальні пристосування 204
4.3 Навантажувальні машини безперервної дії 207

РОЗДІЛ V. БЕЗРЕЙКОВИЙ ТРАНСПОРТ 214

5.1 Ручні візки 214
5.2 Самохідні візки 216
5.3 Автотракторні причіпи 217
5.4 Стіжковози 221
5.5 Основи розрахунку безрейкового транспорту 222

РОЗДІЛ VI. РЕЙКОВИЙ ТРАНСПОРТ 227

6.1 Наземні вузькоколійні дороги 227
6.2 Підвісні рейкові дороги і конвеєри 228
6.3 Підвісні канатні дороги 234

РОЗДІЛ VII. МАШИНИ І ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ МЕХАНІЗАЦІЇ ТА АВТОМАТИЗАЦІЇ РОБІТ НА СКЛАДАХ І СХОВИЩАХ 238
7.1 Загальні вимоги, основні схеми та обладнання механізації робіт у сховищах . 238
7.2 Техніко-економічна оцінка системи механізації сховищ 248
VIII ВІБРОІЗОЛЯЦІЯ МАШИН 250
8.1 Проблеми віброізоляції машин 250
8.1.1 Загальні відомості про гуму 250
8.2 Віброізоляція машин 263
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ 274