

*Міністерство аграрної політики і продовольства
України*

*Миколаївський національний аграрний університет
Інженерно-енергетичний факультет*

“ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ”
Курс лекцій

за напрямом підготовки

6.100102 „Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва”
Освітньо–кваліфікаційний рівень «Бакалавр»
(денна форма навчання)

Миколаїв 2014

Лекція 1. Класифікація і основні параметри

План: 1. Класифікація підйомних машин.

2. Техніко-економічні показники

1. **Класифікація підйомних машин.** Існує багато типів підйомних машин, конструкція яких залежить від виду вантажу, місця та умов установлення, ступеня складності. У підйомних машинах бувають такі робочі механізми: піднімання вантажу, переміщення та повороту крана, зміни вильоту стріли. Ці механізми можуть застосовуватися в різних комбінаціях, але в усіх машинах цього класу завжди є механізм підйому. Головною класифікаційною ознакою машин слід вважати загальність конструкцій та методів їх розрахунку.

До основних типів підйомних машин, залежно від призначення, галузі використання та здійснюваних функцій, належать (рис. 1):

- 1) підйомні механізми;
- 2) крани;
- 3) підйомники;
- 4) маніпулятори і роботи.

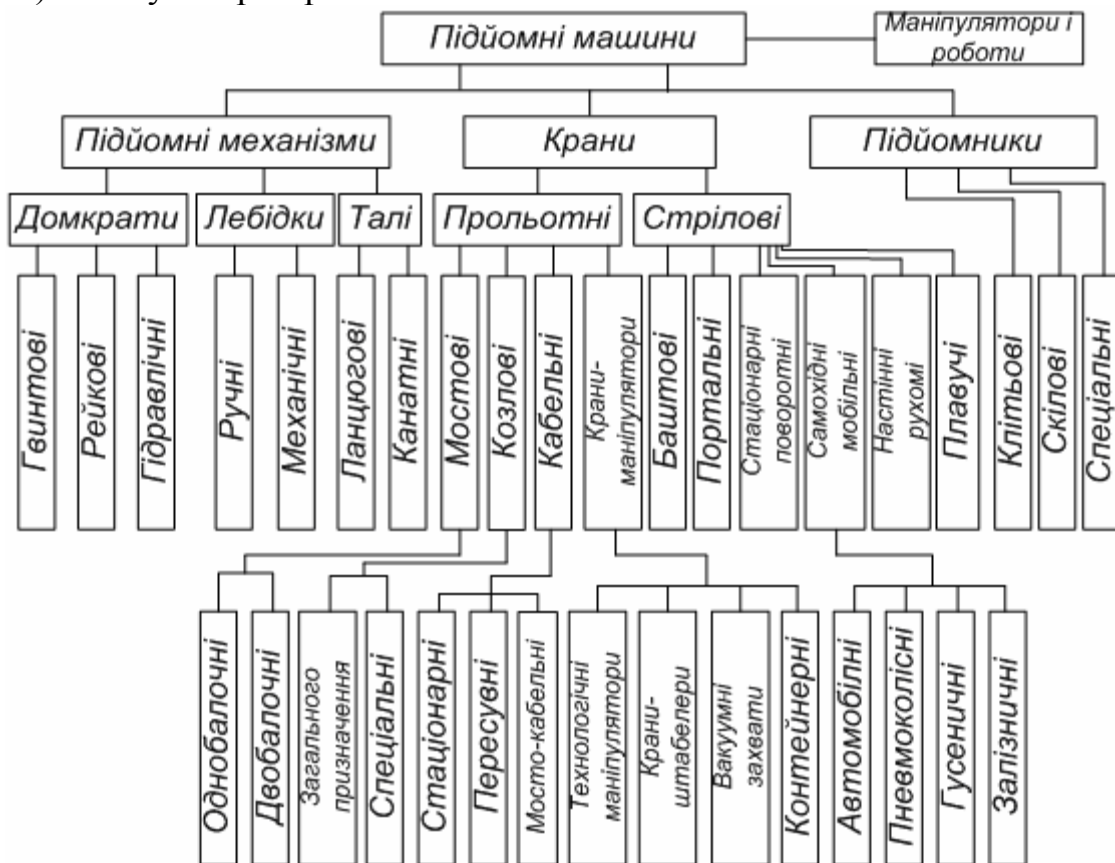


Рис. 1. Класифікація підйомних машин

Відповідно до класифікації на конкретних прикладах буде розглянуто підйомну техніку, яка обслуговує різні галузі виробництва. Крім типових підйомних машин загального призначення будуть наведені також унікальні машини з високими параметрами.

До підйомних механізмів належать механізми, які виконують один рух – піднімання: домкрати, талі та лебідки. Домкрати призначаються для піднімання вантажу на малу висоту в основному при монтажних та ремонтних

роботах. За конструкцією їх поділяють на рейкові, гвинтові, гідравлічні та пневматичні. Талі бувають з ручним та машинним приводами. Лебідки (з ручним та електроприводом) використовують для піднімання вантажу або переміщення його в горизонтальному напрямі.

Крани піднімають та переміщують вантаж у просторі. Їх можна поділити на два основних класи: *з вільним підвісом вантажу* та *з жорстким підвісом і керованим захватом вантажу*. Залежно від зони обслуговування та конструкції крани поділяють на дві групи: *прольотні* та *стрілові*. Крани першої групи перебивають проліт цеху чи естакади і обслуговують зону уздовж прольоту; крани другої групи мають стрілу і виконуються в основному рухомими (на обмежену або велику відстань) та стаціонарними (значно рідше).

2. Техніко-економічні показники. Експлуатаційні якості підймальних машин оцінюються за багатьма техніко-економічними показниками. Один з основних показників – *продуктивність крана*.

Годинна продуктивність крана, т/год.,

$$P_e = Qz k_v k_c, \quad (1)$$

де Q – номінальна вантажопідйомність, т;

z – число циклів роботи крана;

k_v – середній коефіцієнт використання машини за вантажопідйомністю;

k_c – середній коефіцієнт використання крана за часом.

Річна продуктивність крана, т/рік.

$$P_p = P_e \tau D. \quad (2)$$

Тут τ – число робочих годин за добу;

D – число робочих днів за рік.

Число циклів за годину

$$z = 3600 / T_u, \quad (3)$$

де T_u – тривалість одного циклу, с.

Тривалість циклу складається з сумарного часу виконання окремих операцій з урахуванням їх суміщення:

$$T_{\sigma} = \varepsilon \sum_1^i t_i, \quad (4)$$

Тут ε – коефіцієнт суміщення кількох операцій (для стрілових монтажних кранів $\varepsilon = 1$; для баштових будівельних та козлових перевантажувальних кранів $\varepsilon = 0,8$).

Середній коефіцієнт використання крана за вантажопідйомністю $k_v = 0,5 \dots 1$ (найменше значення – для будівельно-монтажних робіт, найбільше – при перевантажуванні сипких матеріалів грейфером). Коефіцієнт використання крана k_c залежить від організації робіт: при хорошій організації і раціональному використанні крана $k_c = 1$.

При роботі крана з насипними вантажами

$$P = zV\rho\psi, \quad (5)$$

де V – місткість грейфера, бадді та інших посудин, м³;

ρ – насипна щільність матеріалу (об'ємна маса), т/м³;

ψ – коефіцієнт заповнення посудини (для грейферів $\psi = 0,6\dots 1$ залежно від характеру матеріалу, для бадді та ковша $\psi = 1$).

За середньою продуктивністю крана за рік визначають необхідну кількість кранів у цеху, на складі та в інших місцях.

Для порівняння техніко-економічних характеристик однотипних машин треба знати питомі показники металомісткості, енергоємності та вартості.

Питома металомісткість – це відношення ваги крана G_K до вантажопідйомного моменту M_B :

$$k_m = G_K/M_B;$$

для мостових кранів $M_B = GL_K/4$; для стрілових – $M_B = GL$.

Питома енергоємність

$$k_e = \Sigma P/M_B,$$

де ΣP – загальна потужність всіх установлених на крані електродвигунів.

Питома вартість – відношення вартості C крана до його маси m_K :

$$k_c = C/m_K.$$

Чим менші ці коефіцієнти, тим раціональніша конструкція машини. Конструктор може зменшити ці показники при проектуванні машини за рахунок уніфікації, блочності та взаємозамінності вузлів, впровадження нових матеріалів і прогресивних методів обробки, вибору раціональних кінематичних схем механізмів, застосування нових методів розрахунку на міцність та довговічність.

Стандартизація охоплює всі основні види ПТМ. Стандарти визначають головні показники машини – вантажопідйомність, проліт, довжину стріли, швидкість руху, технічні вимоги до якості – без урахування їх конструктивного виконання. Споживач ще до замовлення машин знає їхні технічні характеристики, що важливо для проектування цехів та підприємств.

Уніфікація – це зведення до конструктивної одноманітності машин, що мало відрізняються одна від одної. Вона передбачає компонування типових машин з нормалізованих вузлів і деталей обмеженої номенклатури, що сприяє скороченню кількості типорозмірів машин, зменшує парк обладнання, необхідного для їх виробництва, знижує собівартість виробництва, експлуатації та ремонту, дає змогу впроваджувати нові технологічні процеси, поліпшує якість машин.

Блочність конструкції передбачає компонування механізмів із самостійних вузлів-блоків, з'єднаних між собою легко рознімними елементами (редуктори, гальма, вузли ходових коліс, барабани, гакові підвіски, а також блоки металоконструкцій). Це дозволяє організувати потокові лінії для серійного виробництва зазначених блоків з дотриманням принципу взаємозамінності, прискорити ремонти, а отже, зменшити простої обладнання. Принцип блочності дає змогу максимально уніфікувати вузли і деталі за всією номенклатурою підйомно-транспортних машин. Блочність і уніфікація – основа серійного виробництва машин.

Контрольні питання

1. За якими ознаками класифікують підйомні машини?

2. Який умовний поділ на класи застосовують до кранів?
3. Які техніко-економічні показники та основні параметри підйомних машин?
4. Що таке стандартизація, уніфікація та блочність конструкції?
5. Що є основою серійного виробництва машин?

Лекція 2. Характеристика властивості вантажів, що транспортуються.

1. Насипні вантажі.

2. Рухливість частинок, кут природного укосу і коефіцієнти тертя.

3. Штучні вантажі.

Для вибору типу і розрахунку транспортуючих машин дуже важливо знати характеристику підлягаючих транспортуванню вантажів, Ряд вантажів і їх фізико-механічні властивості є одним із головних чинників, що визначають тип і конструкцію машини і її елементів.

Вантажі за основною ознакою, що транспортуються, розподіляють на насипні й штучні.

1. Насипні вантажі

Насипними вантажами вважають різні масово навалювальні кускові, зернисті, порошкоподібні і пилоподібні матеріали. Як правило вони зберігаються і переміщуються навалом. До них відносяться руда, вугілля, торф, щебінь, гравій та ін. Насипні вантажі характеризуються розміром і формою частинок, гранулометричним складом або грудкуватістю, насипною масою, густиною, вогкістю, кутом природного укосу, абразивністю, корозійністю, клейкістю, отруйністю, вибухонебезпечністю, здатністю до самозагорання, злежування, змерзання. Кожну з цих властивостей слід враховувати за вибору типу і параметрів машини.

Грудкуватістю або гранулометричним складом насипного вантажу називається кількісний розподіл частинок вантажу за їх крупністю. Грудкуватість характеризує найбільші лінійні розміри однорідних частинок (кусков) насипного вантажу (рис. 2.1) в заданому об'ємі (пробі). Грудкуватість вантажів з частинками розміром більше 0,05 мм визначають ситовим аналізом (грохоченням). При ситовому аналізі певний регламентований об'єм вантажу (пробу) просівають послідовно через набір сит, що мають отвори різної величини, з метою розподілу частинок проби на окремі фракції за розмірами. На ситі з кожним розміром отворів залишається непросіяним вантаж з частинками більшими, ніж отвори в даному ситі. Зважування цих залишків і визначення співвідношення їх ваги до ваги всієї проби (у відсотках) дає характеристику грудкуватості вантажу.

Грудкуватість або гранулометричний склад руди можна визначити, наприклад, за такими параметрами: куски розміром від 80 до 51 мм - 9%, від 50

до 30 мм - 65%, від 29 до 10 мм - 20%, від 9 до 2 мм - 4% і менше 2 мм - 2%; характерний розмір куска в цьому разі 50 мм.

Гранулометричний склад вантажів розміром менше 0,05 мм визначають гідравлічним аналізом, при якому критерієм поділу частинок є відмінність швидкості їх осідання у воді.

Характер однорідності розмірів частинок насипного вантажу визначається коефіцієнтом K_0 співвідношення найбільшого a'_{max} і найменшого a'_{min} розмірів частинок (кусків) вантажу: $K_0 = a'_{max} / a'_{min}$. За $K_0 > 2,5$ вантаж вважається рядовим, за $K_0 \leq 2,5$ – сортованим, тобто більш менш однорідним.

Грудкуватість насипного вантажу визначають розміром найхарактернішого типового шматка a' . Рядові вантажі характеризуються шматками найбільших розмірів $a' = a'_{max}$, проте якщо таких великих шматків менше 10% від загальної кількості вантажу в пробі (тобто вони є випадковими і нехарактерними), то за типовий розмір a' приймають розміри найближчих великих шматків (наприклад, $0,8 \cdot a'_{max}$), кількість яких більша 10%. Сортовані вантажі характеризуються середнім розміром шматків:

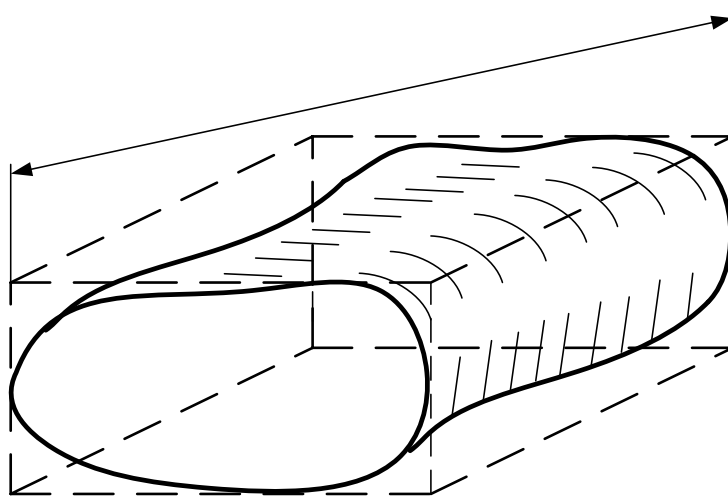


Рис. 2.1. Розрахунковий розмір частинки насипного вантажу

$$a' = \frac{a'_{max} + a'_{min}}{2} \quad (2.1)$$

За розмірами a' частинок насипні вантажі розподіляють на такі групи (з прикладами характерних вантажів), мм:

- | | |
|---|------------|
| • особливо великошматкові (каміня при добуванні вибухом, валуни та ін.) | більше 320 |
| • великокускові (руда і т. п.) | 161–320; |
| • середньокускові (вугілля і т. п.) | 61–160; |
| • дрібнокускові (щебінь і т. п.) | 10–60; |
| • зернисті (гравій дрібний і т. п.) | 0,5–9; |
| • порошкоподібні (пісок дрібний і т. п.) | 0,05–0,49; |
| • пилоподібні (цемент і т. п.) | до 0,05. |

Грудкуватість насипних вантажів слід брати до уваги при визначенні геометричних розмірів контейнерів, несучих елементів конвеєрів і елеваторів (ширини стрічки, ковшів і т. п.), а також отворів бункерів, воронки і лотків. За транспортування пилоподібних вантажів (або кускових вантажів з великою кількістю пилоподібних частинок) треба застосовувати герметичні конвеєри і вживати заходів проти пилостворення, особливо на ділянках завантаження і розвантаження.

Насипною вагою γ вантажу називається вага одиниці займаного ним об'єму. Вимірюється він в т/м^3 або, іноді, в кг/л . Насипну вагу вантажу легко визначити за допомогою простого пристосування (рис. 2.2), що складається з судини 1 певного об'єму (звичайно 1 л для зернистих і пилоподібних вантажів і 5 л – для кускових), стрижня 2, прикріпленого до судини, і поворотної рамки 3, що обертається біля стрижня. Для визначення насипної ваги матеріал вільно насипають в судину через рамку 3 до її верху, потім рамку повертають, зрізаючи надлишок матеріалу над судиною. Після цього судину з вантажем зважують і з отриманої загальної ваги віднімають вагу судини. Насипна вага визначається як відношення ваги вантажу в судині до його об'єму.

Розрізняють насипну вагу вільно насипаного (розпушеного) вантажу і ущільненого вантажу. Ущільнення може бути досягнутт рівномірним стисненням матеріалу або його утрусенням. У сухих, легких, сипких матеріалів (сухий пісок, пшениця) ущільнення мало підвищує насипну вагу (на 5–10%), а у зв'язких і вологих вантажів (формувальна земля, деревна тирса) за ущільнення насипна вага підвищується на 30–50%.

Насипна вага вантажу залежить від величини його частинок; для кускових і зернистих вантажів при зменшенні розмірів частинок насипна вага зменшується, оскільки збільшується об'єм повітряних проміжків між частинками вантажу. Певний вплив має на величину насипної ваги вологість вантажу, що залежить від характеру вантажу і ступеня насичення його вологою.

За величиною насипної ваги (т/м^3) вантажі розподіляють на наступні групи:

- | | |
|--|-------------|
| • легкі (наприклад, деревна тирса, торф, кокс і т. п.) | до 0,6; |
| • середні (зерно, кам'яне вугілля, шлак і т. п.) | 0,6–1,1; |
| • важкі (пісок, гравій, порода і т. п.)..... | 1,1–2,0; |
| • дуже важкі (руда, булижник, камінь і т. п.) | більше 2,0. |

Насипну вагу найпоширеніших вантажів наведено в табл. 2.1. Величина насипної ваги вантажу необхідна для визначення продуктивності транспортуючих машин, вибору їх типу, визначення розрахункових навантажень і тиску на стінки і випускні отвори бункерів.

Густиною зразка насипного вантажу називається відношення маси твердих частинок, висушених за температури (+105 °С) до його об'єму. Знання густини

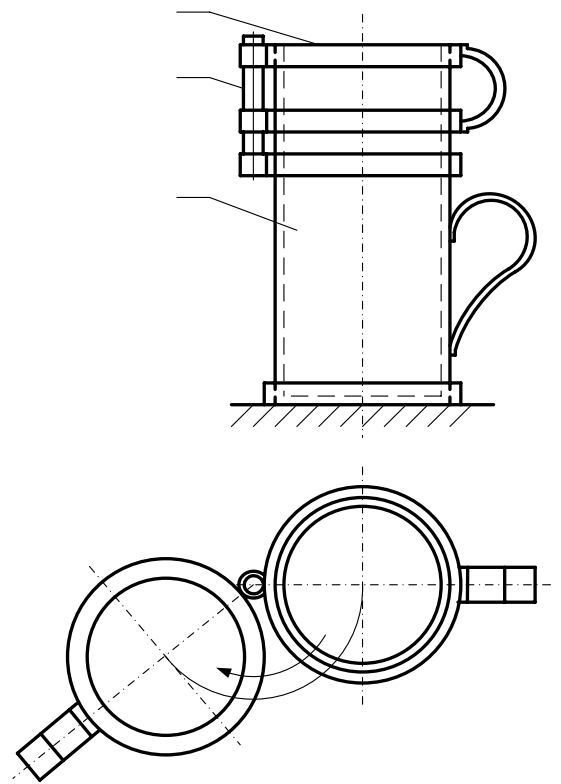


Рис. 2.2. Мірна судина для визначення насипної ваги вантажу

вантажу необхідне для розрахунку пневматичних і гідравлічних транспортних пристроїв.

Вологими називаються насипні вантажі, що містять зовнішню, хімічно не пов'язану з частинками вологу, водяну плівку на поверхні частинок, що заповнює вільні проміжки між частинками вантажу.

Вогкістю W насипного вантажу вважається відношення ваги води, що міститься у вантажі і видаляється висушуванням проби вантажу за температури (+105 °С) до ваги висушеного вантажу:

Таблиця 2.1.

Характеристика найпоширеніших насипних вантажів

Вантажі	Група абразивності	Насипна вага, т/м ³	Кут природного укусу, град.	Коефіцієнт тертя спокою	
				по сталі	по гумі
Антрацит дрібний кусковий сухий	C	0,8 – 0,95	45	0,84	-
Агломерат залізняка	D	1,7 – 2,0	45	0,2–1,0	-
Апатитовий концентрат сухий	D	1,3 – 1,7	30 – 40	0,58	0,63
Гіпс дрібнокусковий	B	1,2 – 1,4	40	0,78	0,82
Глина суха, дрібнокусковий	B	1,0 – 1,5	50	0,75	-
Гравій рядовий округлий	B	1,6 – 1,9	30 – 45	0,8	-
Земля ґрунтова суха	C	1,2	30 – 45	0,8	-
Земля формувальна вибита	C	1,25 – 1,30	30 – 45	0,71	0,61
Зола суха	D	0,4 – 0,6	40 – 50	0,84	-
Вапняк дрібнокусковий	B	1,2 – 1,5	35 – 50	0,56	-
Кокс середньокусковий	D	0,48 – 0,53	35 – 50	1,0	-
Мив порошкоподібний сухої	A	0,95 – 1,2	40	0,6 – 0,8	-
Мука пшенична	A	0,45 – 0,66	50 – 55	0,65	0,85
Овес	A	0,4 – 0,5	28 – 35	0,58	0,50
Тирса деревна	A	0,16 – 0,32	39	0,8	0,65
Пісок сухий	C	1,4 – 1,65	30 – 35	0,8	0,56
Пшениця	A	0,65 – 0,83	25 – 35	0,6	0,50
Руда залізна, дрібнокус-кова	D	2,1 – 3,5	30 - 50	1,2	-
Сода кальцинована	A	0,4 – 1,25	40 – 45	0,3–0,4	0,45-0,68
Торф кусковий сухий	A	0,33 – 0,50	35 – 45	0,6	-
Вугілля кам'яне кускове (рядовий)	B	0,65 – 0,80	30 – 45	0,45–0,80	0,6
Цемент сухий	C	1,0 – 1,3	40	0,65	0,64
Шлак	C	0,6 – 0,9	35 – 50	1,0	0,66

кам'яновугільний сухий					
Щебінь сухий	D	1,8	35 – 45	0,74	0,60

$$W = \frac{G_b - G_c}{G_c} \cdot 100\% \quad (2.2)$$

де G_b – вага порції вологого вантажу до просушування; G_c – вага порції просушеного вантажу.

2. Рухливість частинок, кут природного укосу і коефіцієнти тертя

Якщо насипний вантаж вільно насипати в купу на горизонтальну площину, то бічна поверхня сипкої маси буде під деяким кутом φ до горизонтальної площини (рис. 2.3).

Кут φ між поверхнею вільного (природного) укосу насипного вантажу і горизонтальною площиною називається кутом природного укосу. Величина цього кута залежить від взаємної рухливості частинок вантажу: чим вона більша, тим менший кут φ , для води, наприклад, кут φ рівний нулю. Взаємна рухливість частинок насипного вантажу залежить від сил зчеплення між ними і від величини сил тертя, що виникають при переміщенні частинок щодо один одного. Тому для одного і того ж насипного вантажу залежно від його стану (вогкості, температури, злежування) і гранулометричного складу можуть бути різні величини кута природного укосу.

Розрізняють кути природного укосу насипного вантажу в стані спокою (φ) і в русі (φ_d); у першому випадку опорна горизонтальна площина перебуває у спокої, в другому випадку вона рухається і коливається, зменшуючи кут природного укосу. Приблизно визначають $\varphi_d \approx 0,7\varphi$.

Кут природного укосу насипних вантажів у стані спокою можна визначити за допомогою простих приладів, наприклад, порожнистого циліндра (рис. 2.3). Матеріал насипають у циліндр (відрізок труби), потім циліндр обережно підводять, і матеріал висипається, утворюючи на опорній горизонтальній площині конус з вільно насипаного вантажу. Кут нахилу утворюючої цього конуса є кутом природного укосу в спокої. Кут природного укосу в русі φ_d отримуємо, якщо опорна площина створюватиме вертикальні коливання. Вимірювання кута природного укосу проводиться кутомірами різного типу.

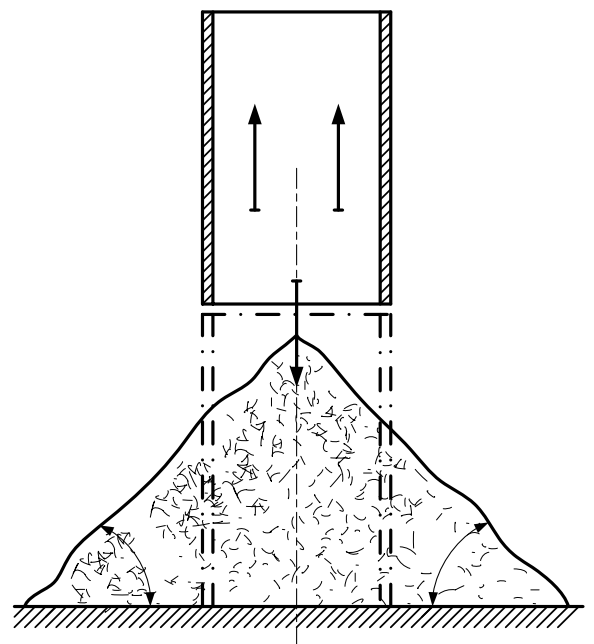


Рис.2.3. Розташування насипного вантажу на площині і визначення кута його природного укосу

Знання кута природного укосу вантажу дозволяє правильно визначити розміри перетину насипного вантажу на несучому елементі конвеєра, наприклад, на стрічці. Його величину необхідно знати при проектуванні бункерів–дозаторів і контейнерів для уникнення утворення з'єднань в робочій порожнині цих пристроїв.

Для проектування транспортувальних машин і допоміжних пристроїв необхідно також знати величини коефіцієнтів тертя насипних вантажів по сталі, дереву, бетону, прогумованій стрічці (по гумовому обкладанню і прокладці). Ці величини обумовлюють кути нахилу стінок і ребер бункерів, воронки і пересипних лотків, а також граничні кути нахилу конвеєра. Як відомо, коефіцієнт тертя f пов'язаний з кутом тертя ρ насипного вантажу залежністю $f = tg \rho$. Кути тертя і коефіцієнти тертя, як і кути природного укосу, розрізняються в стані спокою (коли вантаж не рухається) і в русі вантажу.

Величини кутів природного укосу і коефіцієнтів тертя для найпоширеніших насипних вантажів наведено у табл. 2.1.

Стираюча (абразивна) здатність. Властивість частинок насипного вантажу стирати (зношувати) дотичні з ними під час руху робочі поверхні, наприклад, лотків, жолобів, стрічок, шарнірів ланцюга і т. п., називається абразивною. Ступінь абразивної здатності насипного вантажу залежить від твердості, форми і розмірів його частинок. Значними абразивними володіють такі насипні вантажі як зола, кускова руда, кокс, цемент, пісок, земля і т.п. За ступенем абразивної здатності і її шкідливою дією на елементи конвеєрів насипні вантажі можна розподілити на чотири групи: А – неабразивні; В – дрібноабразивні; С – середньої і D – високої абразивності. У табл. 2.1 дано приклади вантажів різних груп абразивної.

Твердість частинок насипного вантажу характеризується порівняльною десятибальною шкалою (шкалою Мооса), в якій за одиницю прийнята твердість частинок найм'якшого, а за десять – найтвердішого вантажів. Наприклад, твердості характерних вантажів за цією шкалою такі: тальк – 1, гіпс – 2, вапняний шпат – 3, плавиковий шпат – 4, апатитовий концентрат – 5, кварцит – 6...7, граніт – 6...8, сапфір, корунд, хром – 9, алмаз – 10 балів.

Абразивні частинки вантажу, рухаючись по елементах машини (наприклад, по лотках, воронках, спусках і т. п.) або потрапляючи на частини машин, що рухаються (підшипники, шарніри ланцюгів і т. п.), швидко зношують їх. Тому, вибираючи засоби транспорту абразивних вантажів, слід вживати заходів проти прискореного лпрацювання частин машини. Це досягається як відповідним вибором типу машини (з мінімальним тертям частинок вантажу по робочому елементу машини), так і підбором матеріалів або захисних футеровок для деталей машини і пристроєм надійних ущільнень для підшипників і шарнірів, що не дозволяють абразивним частинкам потрапляти на поверхні тертя.

Кородуча властивість вантажів, що викликає інтенсивну корозію (іржавіння) сталевих деталей, вимагає застосування спеціальних матеріалів або покриттів (наприклад, пластмаси).

Вибухонебезпека, самозаймистість і отруйність вантажів, що транспортуються, враховуються за спеціальних технічних умов, які слід обов'язково виконувати при проектуванні машини.

Вантажі, що мають здатність злежуватися, тобто здатність деяких насипних вантажів (наприклад, глина, соди, солі, сніг, цемент і т. п.) втрачати рухливість своїх частинок за тривалою зберігання, особливо несприятливо це позначається при зберіганні таких вантажів у контейнерах, бункерах, кожухах конвеєрів і тому подібних місткостях. Змерзуваністю володіють багато вологих насипних вантажів (руда, глина, пісок, вугілля і т. п.). Транспортування і зберігання мерзнутих вантажів доцільно здійснювати в утеплених приміщеннях та контейнерах.

Клейкість, тобто здатність деяких вантажів, наприклад глини, крейди (особливо у вологому стані), прилипати до твердих тіл, вимагає спеціального вибору форми несучих елементів (наприклад, ковшів) або підтримуючих елементів машини, або ж застосування покриттів з матеріалів, до яких вантаж не прилипає, а також ефективних очисних пристроїв. Клейкість значно утруднює транспортування вантажів.

3. Штучні вантажі

Штучними вантажами називають одиничні вантажі, що враховуються за їх кількістю і транспортуються окремими штуками або групами штук. Штучні вантажі розподіляють на безпосередньо штучні та тарні.

До безпосередньо штучних вантажів відносять різні одиничні вироби, деталі і вузли машин, а також деякі масові вантажі, що складаються з більш-менш однорідних крупних і середніх за величиною предметів певної форми, наприклад, цегла, металеві чушки і болванки, труби, прокатні балки, пиломатеріали, колоди та ін.

Тарні вантажі є тією або іншою тарою, в якій розміщені насипні або штучні вантажі, наприклад, ящики, бочки, мішки, пачки, контейнери, різні види виробничої тари для дрібних деталей машин, інструменту, кріпильного і пошивного виробів. Розміри і вид тари промислових виробів і вантажів визначені державними стандартами. Наприклад, мішки для будівельних матеріалів, хімікатів і харчових продуктів мають вагу від 50 до 100 кг і розміри по ширині 420—610 мм, товщині 120—270 мм і довжині 620—900 мм; дерев'яні бочки місткістю від 25 до 600 л мають діаметр 350—1000 мм і висоту 400—1100 мм

Виробнича тара (рис. 2.4) – це головним чином різного роду ящики, виготовлені із сталевих листів, спеціальних профілів, з пластмаси або фіброкартону. Стінки тари ящика можуть бути суцільними або сітчастими, стаціонарними відкидними імі; є також тара у вигляді каркаса без бічних стінок. Дно тари може бути гладким, з підставками або полоззями. Розміри виробничої тари (довжина, ширина і висота) – нормалізовані. Нормальний ряд довжини: 1200, 800, 600, 400, 300 мм; ширини – 800, 600, 400, 300, 200 мм; висоти – 800, 600, 500, 400, 320, 240, 200, 160, 125 мм.

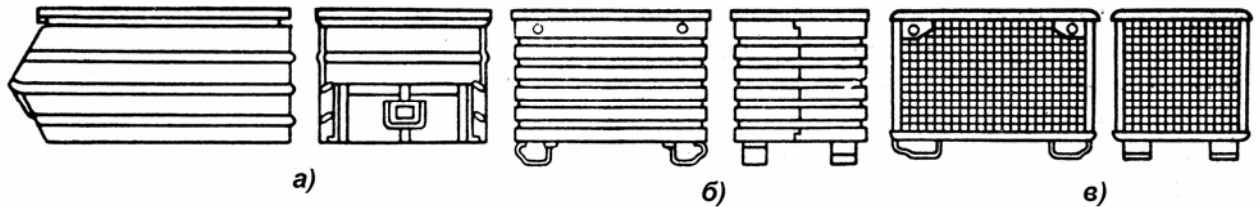


Рис. 2.4. Ящикна виробнича тара: а – дрібна (до 250 кг), б – крупна, суцільна (до 900 кг), в – крупна сітчаста

Контрольні питання

1. Назвіть основні властивості й ознаки насипних вантажів.
2. Чим відрізняється поняття об'ємної маси насипного вантажу від щільності його часток?
3. Одиниці об'ємної маси і щільності насипного вантажу.
4. Як визначається кут природного укосу насипного вантажу?
5. Чим відрізняється коефіцієнт внутрішнього тертя від коефіцієнта зовнішнього тертя матеріалу?
6. Від чого залежить коефіцієнт внутрішнього тертя насипного вантажу?
7. Який зв'язок між кутом і коефіцієнтом внутрішнього тертя насипного вантажу?
8. Який зв'язок між кутом і коефіцієнтом зовнішнього тертя насипного вантажу об поверхню твердого тіла?

Лекція 3. Класифікація навантажень, діючих на робочі органи ПТМ
План: 1. Режими роботи механізмів і кранів.

2. Навантаження у підймальних машинах

1. Режими роботи механізмів і кранів.

Режим роботи – це комплексна характеристика механізму або машини, яка враховує характер навантажень та їхню тривалість. Він є основою для розрахунків енергосилових параметрів і елементів машин на міцність та опір втомленості. Залежно від режиму роботи механізму визначають навантаження, потужність двигуна, розраховують гальма, вибирають запаси міцності для канатів, захватних пристроїв, редукторів, визначають строк служби елементів крана.

Нормами передбачено п'ять режимів роботи кранових механізмів: *P* – ручний, *L* – легкий, *C* – середній, *B* – важкий, *ДВ* – дуже важкий. Вони визначаються сукупністю таких основних коефіцієнтів: використання механізму за вантажопідйомністю, добового та річного використання механізму, а також відносної тривалості вмикання механізму.

Коефіцієнт використання механізму за вантажопідйомністю

$$k_e = Q_{сер} / Q_n, \quad (6)$$

де $Q_{сер}$ – середня маса вантажу, який піднімається за зміну;

Q_n – номінальна вантажопідйомність.

Коефіцієнт річного використання механізму

$$k_p = D_p / 365. \quad (7)$$

Тут D_p – число днів роботи механізму за рік.

Коефіцієнт добового використання механізму

$$k_d = \tau_d / 24, \quad (8)$$

де τ_d – число годин роботи механізму за добу.

Відносна тривалість вмикання механізму, %

$$TB = (t_p / T_u) 100. = 15, 25, 40, 60, 100, \quad (9)$$

Тут t_p – тривалість роботи механізму за весь цикл, с;

T_u – тривалість циклу. Для механізмів вибирають T_u не більше однієї години; для двигунів повторно-короткочасного режиму допустима тривалість циклу становить 10 хв. (Якщо $T_u > 10$ хв, то режим роботи двигуна вважається тривалим, $TB = 100$ %). $TB = (15, 25, 40, 60, 100)$ %.

За сукупністю значень усіх коефіцієнтів визначають режим роботи механізму. Невеликі значення відповідають легкому та середньому режимам роботи, великі – важкому та дуже важкому.

Наведена класифікація режимів має вади: вона не пов'язана з дійсною довговічністю елементів крана, вираженою в годинах роботи, що треба знати для розрахунку деталей на опір втомленості. Режими роботи повинні давати вихідну інформацію в достатньому для проектування обсязі та давати змогу контролювати їх у процесі експлуатації.

Згідно з ГОСТ 25835–83 встановлено нову класифікацію кранових механізмів і кранів (ГОСТ 25546–82) за групами режимів роботи, що

визначаються залежно від класу використання та класу навантажування (табл. 5.1).

Залежно від умов експлуатації ГОСТ 25835–83 передбачається шість груп режимів роботи механізмів, які визначаються сполученням класів використання і навантаження (табл. 5.1).

Клас використання визначається часом роботи механізму за весь термін служби. Розрізняють сім класів використання: *A0, A1, A2, A3, A4, A5, A6*.

Для класу *A0* час роботи механізму за термін служби не перевищує 800 год., для класу *A6*–(25...50) тис. год.

Клас навантаження визначається коефіцієнтом навантаження

$$k = \sum (F_i / F_{max})^3 (t_i / \sum t_i), \quad (10)$$

де F_i – навантаження, яке діє на механізм протягом усього терміну терміну служби; F_{max} – найбільше навантаження за робочий цикл; t_i – тривалість часу дії навантаження F_i ; $\sum t_i$ – сумарний час дії навантаження за весь термін служби.

Таблиця 1

Групи режимів роботи механізмів (за ГОСТ 25835–83)

Клас навантаження	Група режиму роботи для класів використання						
	<i>A0</i>	<i>A1</i>	<i>A2</i>	<i>A3</i>	<i>A4</i>	<i>A5</i>	<i>A6</i>
<i>B1</i>	<i>1M</i>	<i>1M</i>	<i>1M</i>	<i>2M</i>	<i>3M</i>	<i>4M</i>	<i>5M</i>
<i>B2</i>	<i>1M</i>	<i>1M</i>	<i>2M</i>	<i>3M</i>	<i>4M</i>	<i>5M</i>	<i>6M</i>
<i>B3</i>	<i>1M</i>	<i>2M</i>	<i>3M</i>	<i>4M</i>	<i>5M</i>	<i>6M</i>	–
<i>B4</i>	<i>2M</i>	<i>3M</i>	<i>4M</i>	<i>5M</i>	<i>6M</i>	–	–

Розрізняють **чотири класи навантаження**: при навантаженнях, значно менших номінальних і зрідка навантаженнях номінальних – клас *B1*, при середніх і номінальних – клас *B2*, при переважно номінальних і близьких до них – клас *B3*, при постійно номінальних і близьких до них – клас *B4*. Їм відповідають такі значення коефіцієнтів навантаження: до *0,125*; *0,125...0,25*; *0,25...0,50*; *0,50...1*.

Режим роботи кранів майстерень, ремонтних заводів, розвантажувальних площадок в сільському господарстві відповідають першим чотирьом групам і рідше п'ятій.

2. Навантаження у підіймальних машинах

Усі навантаження, що діють на кран, можна поділити на: корисні сили технологічного опору; вагові навантаження крана та його елементів; сили шкідливих опорів, що супроводжують роботу машин (тертя, динамічні, від нахилу путі); навантаження від зовнішніх впливів (вітру, снігу, криги, сейсмічних явищ).

Розглянемо методику розрахунку нормативних навантажень.

Корисними силами технологічного опору вважаються вага вантажу, вага грейферів, ковшів, кліщових захватів та ін., що відносяться до номінальної вантажопідйомності (гакова підвіска не враховується). Піднімання вантажу масою, що перевищує номінальну більш ніж на 10 %, неприпустимо.

Вагові навантаження крана та його окремих частин не є постійними, оскільки при проектуванні конструктор намагається зменшити їхню масу різними способами: вибором більш міцних і легких матеріалів та раціональних конструкцій усіх вузлів і деталей. Попередня вага крана визначається його основними параметрами і може бути знайдена за кресленнями кранів, графіком або за такими наближеними формулами [з точністю $\pm (10...15)\%$] для:

мостових кранів вантажопідйомністю менше 5...50 т:

$$G_K = 0,960 + 0,84L_K,$$

де G_K – вага вантажу, кН; L_K – проліт крана;
кранового візка:

$$G_B = 0,40G; \text{ козлових кранів: } G_K = 0,25L_K \sqrt[3]{Qh}.$$

Тут h – найбільша висота підйому вантажу;
козлових кранів з консолями

$$G_K = G (0,6 + 0,41L_1/L_K),$$

де L_1 – загальна довжина моста з консолями;
баштових кранів з підйомною стрілою:

$$G_K = 0,31GL \sqrt[3]{h/G}.$$

Тут L – виліт гака.

Вага металоконструкції:

$$G_M = 0,41G_K.$$

Вітрові навантаження діють на металоконструкції та вантаж для кранів, що працюють на відкритому просторі. Силу вітру визначають як суму складових статичних та динамічних сил. Статичні сили залежать від розподіленого вітрового навантаження p на даній висоті й розрахункової площі A металоконструкції та вантажу:

$$F_e = pA.$$

(5.9)

Розрахункову площу конструкції або вантажу знаходять за фактичними даними відповідно до ГОСТ 1451–77. Якщо даних немає, площу вантажу можна вибирати залежно від його маси:

Маса вантажу, т	0,5	1,0	2,0	5,0	10	16	20	32	50	100.
Площа вантажу A , м ²	2,0	2,8	4,0	7,1	10	14	16	20	28	36.

Для фермових конструкцій площу можна знайти наближено:

$$A = k_{суц} A_e, \quad (10)$$

де A_e – площа ферми; $k_{суц}$ – коефіцієнт суцільності (для ферм з прокатних профілів $k_{суц} = 0,2...0,6$, для ферм з труб $k_{суц} = 0,2...0,4$).

Розподілена сила вітру:

$$p = q n c k. \quad (11)$$

Тут $q = \rho v^2 / 2$ – динамічний тиск вітру на висоті 10 м над поверхнею землі (або води для плавучих кранів), Па; v – швидкість вітру, м/с; $\rho = 1,23$ кг/м³ – густина повітря; c – коефіцієнт аеродинамічної сили, який вибирають залежно від конструктивних особливостей елементів крана ($c = 0,8... 1,6$); n – коефіцієнт перевантаження ($n = 1$ для навантажень робочого стану, $n = 1,1$ для неробочого

стану); k – коефіцієнт, що враховує підвищення динамічного тиску вітру залежно від висоти розташування крана над поверхнею землі:

Висота, м	до 10	20	60	100	200	300 і більше
k	1,0	1,25	1,75	2,1	2,6	3,1.

Снігове навантаження визначають як добуток горизонтальної проекції поверхні на тиск від снігу, що дорівнює (500...2000) Па залежно від кліматичної зони.

Динамічні навантаження виникають у кранах у періоди несталого руху (пуск та гальмування) і є шкідливими силами, що перевантажують елементи крана та їхні приводи. Розрізняють динамічне навантаження від сил інерції руху мас і навантаження коливального характеру внаслідок пружності елементів машин.

За поступального руху мас у період пуску (гальмування) виникає сила інерції:

$$F_i = ma = mv/t_H; \quad (12)$$

за обертального руху визначають момент сил інерції

$$M_i = J_{зв} \omega / t_H. \quad (13)$$

Тут m – маса крана або візка, кг; v – швидкість поступального руху, м/с; t_H – час несталого руху, с; $J_{зв}$ – зведений момент інерції обертючих мас, кг·м²; ω – кутова швидкість вала, рад/с.

Для зниження динамічних навантажень треба зменшити масу машини (наскільки це можливо) або збільшити час пуску до значення, що не впливає на продуктивність крана.

Відцентрова горизонтальна сила інерції поворотної частини крана масою m_K :

$$F_{вл} = m_K \omega^2 r_K,$$

де r_K – відстань від осі обертання до центра ваги поворотної частини крана.

Дотична сила інерції за несталого руху поворотної частини крана:

$$F_{д.к} = m_K (\omega/t_H) r_K.$$

Відцентрова сила інерції стріли:

$$F = m_c \omega^2 \left(x_0 + \frac{L_c \sin \theta}{2} \right), \quad (5.14)$$

де m_c , L_c – відповідно маса і довжина стріли;

x_0 – відстань від осі обертання поворотної частини до п'яти стріли;

θ – кут нахилу стріли до вертикалі.

Контрольні питання

1. Що таке режим роботи механізмів і кранів?
2. За якими параметрами визначають групи режимів роботи механізмів і кранів?
3. Які навантаження в загальному випадку можуть діяти на кран?
4. Що покладено в основу розрахунку вітрових сил?
5. Як знаходять:

розрахункову площу конструкції або вантажу;
 відцентрову горизонтальну силу інерції поворотної частини крана масою m_k ;
 дотичну силу інерції за несталого руху поворотної частини крана;
 відцентрову силу інерції стріли.

Лекція 4. Гнучкі вантажні елементи

План: 1. Сталеві дротяні канати та їхня характеристика .

2. Вибір каната та його вибракування.

3. Канатні системи та поліспасти.

До гнучких вантажних органів належать канати і ланцюги.

1. Сталеві дротяні канати та їхня характеристика

Сталеві дротяні канати, які застосовуються в підйомних машинах, основний тип гнучких органів. Вони мають такі переваги порівняно з іншими: високу міцність гнучких органів. Вони мають такі переваги порівняно з іншими: високу міцність; невелику лінійну (погонну) масу; велику гнучкість в усіх напрямках; можливість працювати на високих швидкостях; безшумність роботи; довговічність і надійність; властивість зменшувати динамічні навантаження на механізм та металоконструкцію внаслідок достатньої їхньої пружності.

Існує багато різних конструкцій сталевих канатів (рис. 3), які застосовують залежно від умов експлуатації. Виготовляють канати з високоміцного сталевого дроту діаметром 0,2...3 мм ($\sigma_s = 1300...2600$ МПа).

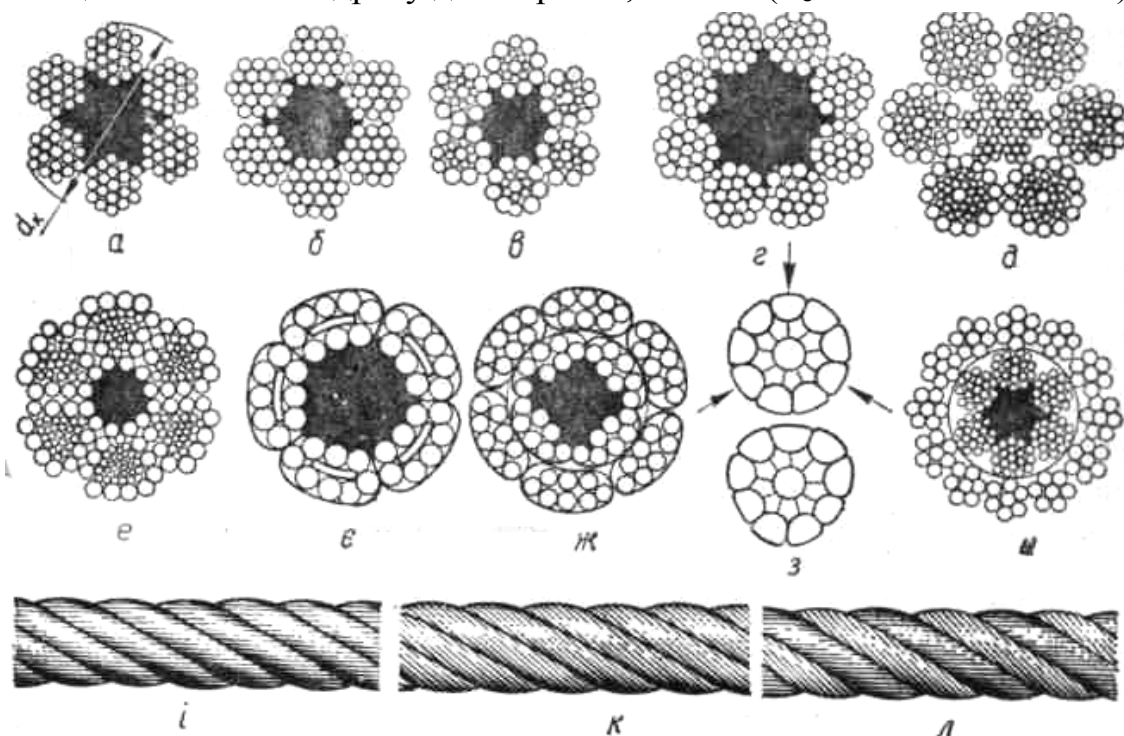


Рис. 3. Сталеві дротяні канати

У підйомних машинах застосовують канати з $\sigma_s = (1600...2000)$ МПа, оскільки при більших σ_s підвищується жорсткість каната і знижується його довго-вічність. Висока міцність досягається багаторазовим холодним волочінням у поєднанні з термічною та хімічною обробкою. Довжина канатів,

що виготовляють на спеціальних заводах, – 250, 500, 1000, 1500 м. На канатних машинах спочатку дріт скручується в сталку, а сталки навколо осердя – в канат. Канати більш довговічні, якщо зовнішні шари сталки мають більший діаметр дроту, але при цьому збільшується їхня жорсткість.

Канати виготовляють трьох сортів: *В* (вищий), *I* та *II*.

Класифікують канати за такими ознаками:

– за типом звивання: *з точковим контактом* (ТК) окремих дротів між шарами при різнобічному звиванні; *з лінійним контактом* (ЛК) дротів суміжних шарів по всій довжині при однобічному звиванні; *точково-лінійним контактом* (ТЛК), де два шари дроту звивані в один бік, а третій – в протилежний;

– за напрямом звивання: *правого* та *лівого*;

– за видом звивання: *хрестового*, де дроти в сталці сукані в один бік, а сталки в канат – у протилежний; *однобічного (паралельного)* – коли напрями звивання дротів у сталці і сталки в канат збігаються; *комбінованого*, коли дроти в сталці звивані у взаємно-протилежних напрямках, а сталки в канат звивані праворуч або ліворуч;

– за кількістю сталок: *одно-, три-, п'яти-, шести-, семи-, восьми- і вісімнадцятисталкові*.

На рис. 5.12 показано такі типи канатів: *а* – шестисталкові ТК 6×19; *б* – шестисталкові ЛК 6×19; *в* – шестисталкові ЛК-0-6×19; *г* – восьмисталкові ЛК-Р 8×19; *д* – шестисталкові ТКЛ-РО 6×36 з металевим осердям; *е* – тригранносталкові; *є* – овальносталкові; *ж* – плоскосталкові; *з* – з радіально обтисненими сталками; *и* – двошарові 12×7×6×19; *і* – хрестового сукання; *к* – однобічного; *л* – комбінованого.

Нові (семисталкові) канати з центральною металевою сталкою на 15% міцніші, ніж шестисталкові. Восьмисталкові канати використовують у кранах з малим діаметром барабана, а також у підйомниках з канатоведучими шківками.

Розроблено нові конструкції канатів з фасонними сталками: *тригранні, овальносталкові* та *плоскосталкові*. У цих канатах зменшується контактна напруга в канавках шківів, і вони довговічніші.

Основні причини передчасного руйнування каната: неправильний вибір його конструкції і матеріалу блока; абразивне спрацювання; нерегулярне або неякісне мащення; перевантаження внаслідок динамічних зусиль. Перегини каната на блоках спричинюють знакозмінні напруження і сприяють втомленості матеріалу дротів. Особливо знижують довговічність зворотні перегини каната.

Для підвищення довговічності каната треба прагнути до зменшення числа блоків і уникати зворотних перегинів. Термін служби канатів однобічного сукання в 1,25...1,5 разу більший, ніж хрестового внаслідок більшої довжини контакту дротів з поверхнею дотикання і меншої жорсткості.

Ступінь спрацювання каната визначається за кількістю обірваних дротів на довжині одного кроку. Установлено граничні норми обірваних дротів залежно від конструкції каната (5...14) %. Внутрішні пошкодження дротів у процесі експлуатації каната виявляють дефектографом.

2. Вибір каната та його вибракування

У процесі роботи каната, який є складним тілом, окремі його дротини зазнають різного напруження – зминання, розтягування, згину, кручення. За переходу каната через блок розподіл напружень ускладнюється. При кожному оберті блока або барабана в канаті з'являються додаткові напруження згину та контактні напруження зминання в місцях дотику зовнішніх дротин з поверхнею рівчака. В результаті пульсуючого характеру напружень метал дротин втомлюється і після деякої кількості перетинів відбувається руйнування дротин.

Встановити математичну залежність між усіма факторами, що впливають на напружений стан дротин у канаті практично неможливо.

Але основним із факторів за яким встановлено норми Держтехнагляду для вибору канатів є:

а) максимальний натяг каната;

б) відношення діаметра блока та барабана до діаметра каната.

Канат вибирають, виходячи із залежності:

$$S_{розр.} \geq k_6 \cdot S_{max},$$

де S_{max} – максимальне зусилля вітки каната, яке визначається без урахування динамічних навантажень.

Визначення максимального натягу в канаті. Максимальний натяг однієї вітки каната поліспасти визначають за піднімання номінального вантажу:

$$F_{max} = \frac{G}{m \eta_m}.$$

Тут m – число віток поліспасти; η_m – ККД поліспасти.

Розривна сила:

$$F_{роз} = k F_{max},$$

де k – коефіцієнт запасу міцності каната, який вибирають залежно від призначення машини і групи режиму роботи (для кранів $k = 5..6$, для підйомників з людьми $k = 9$, $k = 15$ для пасажирських ліфтів при швидкості $u > 4$ м/с).

Основою для бракування канатів є число допустимих обривів дротин на довжині одного кроку намотування. Кількість допустимих обривів дротин у канаті залежить від початкового запасу міцності та його конструкції. Гранично допустиме число обривів дротин на довжині одного кроку намотування приймається за нормами Держтехнагляду.

3. Канатні системи та поліспасти

Поліспасти – це система рухомих і нерухомих (у просторі) блоків, що обгинаються канатом або ланцюгом, призначена для збільшення сили – **силові поліспасти**, або швидкості – **швидкісні поліспасти**. У підйомних механізмах застосовують в основному силові поліспасти для зменшення зусилля у вітках каната та зниження передаточного числа редуктора. Швидкісні поліспасти використовуються обмежено – в тихохідних гідравлічних та пневматичних механізмах.

Силові та швидкісні залежності двох типів поліспаств можна простежити на відповідних простих поліспадах (рис. 4).

Для силового поліспада (рис. 4, а) натяг F і швидкість u_s вітки каната:

$$F = G / 2\eta; \quad u_s = 2u; \quad (20)$$

для швидкісного (рис. 4, б)

$$F = 2G / \eta \quad u_s = u/2, \quad (21)$$

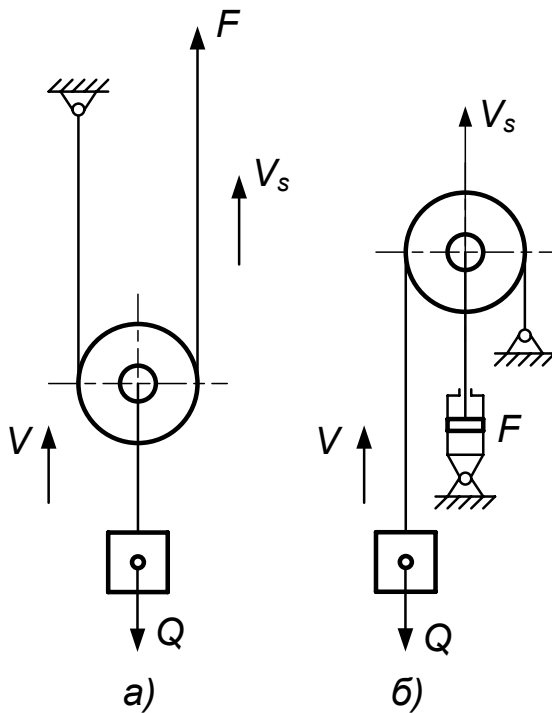


Рис. 4. Поліспасти для збільшення сили (а) та швидкості (б)

де u – швидкість підйому вантажу; η – ККД блока, який урахує втрати на тертя у підшипниках та жорсткість каната (для блоків на підшипниках кочення $\eta = 0,98$ і для блоків на підшипниках ковзання $\eta = 0,95$).

Поліспасти поділяють на одинарні та здвоєні залежно від кількості канатів, що намотуються на барабан.

В одинарних поліспадах (рис. 5, а) верхні блоки нерухомі в просторі, нижні – рухомі (переміщуються разом з вантажем). У нерухомому поліспасті сили натягу в усіх вітках каната

однакові: $F_0 = \frac{G}{m}$,

де m – число віток поліспада, на яких висить вантаж; для одинарного поліспада m є одночасно і кратністю, і передаточним числом $u_n = m$.

При підніманні вантажу внаслідок втрат у блоках та від жорсткості каната при вигині натяги у вітках розподіляються нерівномірно:

$$F_1 = F \eta; \quad F_2 = F_1 \eta; \quad F_3 = F_2 \eta; \dots; \quad F_{m-1} = F_{m-2} \eta.$$

Рівняння рівноваги системи:

$$G = \sum F_i = F(1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{m-1}). \quad (22)$$

Після визначення суми геометричної прогресії дістанемо формулу для визначення натягу F вітки каната:

$$F = G \frac{1 - \eta}{1 - \eta^m}. \quad (23)$$

Загальний ККД поліспада знаходять як відношення корисної роботи Gh за піднімання вантажу на висоту h до затраченої роботи Fmh :

$$\eta_i = \frac{Gh}{Fmh}; \quad \eta_i = \frac{1 - \eta m}{(1 - \eta)m}. \quad (24)$$

Недоліком одинарних поліспастів є те, що разом з підніманням вантажу відбувається його переміщення також по горизонталі, внаслідок чого реакції опор барабана змінюються і зменшується точність установа вантажу.

Якщо тягнуча вітка сходить з нерухомого блока (рис. 3, а, штрихова лінія), то

$$\eta_i = \frac{1 - \eta^m}{(1 - \eta)m} \eta. \quad (25)$$

Здвоєні поліспасти (рис. 5, б, в) забезпечують точне вертикальне переміщення вантажу і однакові реакції в опорах, барабана.

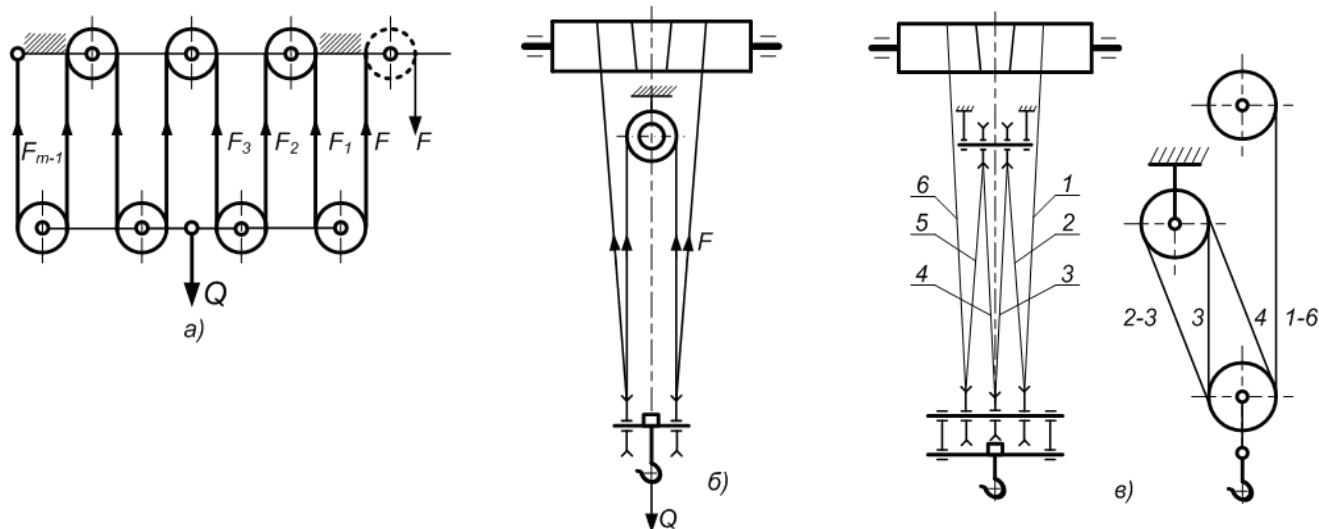


Рис. 5. Поліспасти

Здвоєний поліспасти складається з двох однакових поліспастів із зрівняльним блоком. На барабан (з правою і лівою різьбою) намотуються дві вітки каната поліспасти. Зрівняльний блок при підніманні (опусканні) вантажу не обертається і призначається для вирівнювання довжин правої і лівої віток каната поліспасти при нерівномірному витягуванні. Через те діаметр цього блока можна вибирати меншим, ніж основних, і розміщується він по осі симетрії здвоєного поліспасти: у верхній обоймі при парній кратності (рис. 5.5, б) і в нижній (рис. 5.5, в) – при непарній. У деяких спеціальних кранах застосовують зрівняльні балансири.

Кратність здвоєного поліспасти

$$u_{\Pi} = m/2 \quad (5.7)$$

тобто дорівнює половині віток, на яких висить вантаж, або числу рухомих блоків у гаковій підвісці; двократний поліспасти показано на рис. 3, б, а трикратний – на рис. 3, в.

Загальний ККД здвоєного поліспасти визначають за формулами (4) і (25), але замість m слід брати кратність u_{Π} :

$$\eta_i = \frac{1 - \eta^{u_i}}{(1 - \eta)u_i}; \quad \eta_i = \frac{1 - \eta^{u_i}}{(1 - \eta)u_i} \eta. \quad (27)$$

Кратність поліспасти слід вибирати залежно від вантажопідйомності крана. Визначають її техніко-економічними розрахунками. Чим більша кратність поліспасти, тим менші діаметри каната, блоків і барабана, менші передаточне число редуктора, маса і габаритні розміри, але при цьому збільшуються довжина каната, барабана і кількість блоків.

Щоб уникнути цього протиріччя на основі техніко-економічних розрахунків і практичного досвіду встановлено межі оптимальних значень кратності поліспастів залежно від вантажопідйомності крана. Для кранів загального призначення маємо таку залежність:

$Q, \text{ т}$	5	10...15	20...30	40...50	75...125
u_n	2	2...3	3...4	4...5	5...6.

Контрольні питання

1. Проаналізувати конструкції канатів. Як їх вибирати?
2. Що є основою для бракування канатів?
3. Як визначається максимальний натяг однієї вітки каната поліспасти?
4. Які способи зменшення спрацювання блоків?
5. Яке призначення поліспастів та їхні ККД?
6. Дати характеристику здвоєним поліспастам та їх застосування.
7. Що покладено в основу розрахунку барабанів та які напруження вважаються максимальними?

Лекція 5. Канатні блоки і барабани: матеріали, конструкція та розрахунок на міцність

План: 1. Канатні блоки.

2. Канатні барабани: матеріали, конструкція та розрахунок на міцність.

1. Блоки.

Для належного спрямування гнучких тягових органів застосовують **жолобчасті блоки** (рис. 6, а). Виготовляють їх в основному литтям із сірого чавуну СЧ15 або модифікованого чавуну, сталі 25Л (для великих навантажень і важких умов праці). Блоки великих діаметрів виконують зварної конструкції зі сталі. Діаметр блока визначають з умов довговічності каната залежно від його діаметра, типу механізму та групи режиму роботи:

$D \geq e d_k$ – діаметр блока по центру каната;

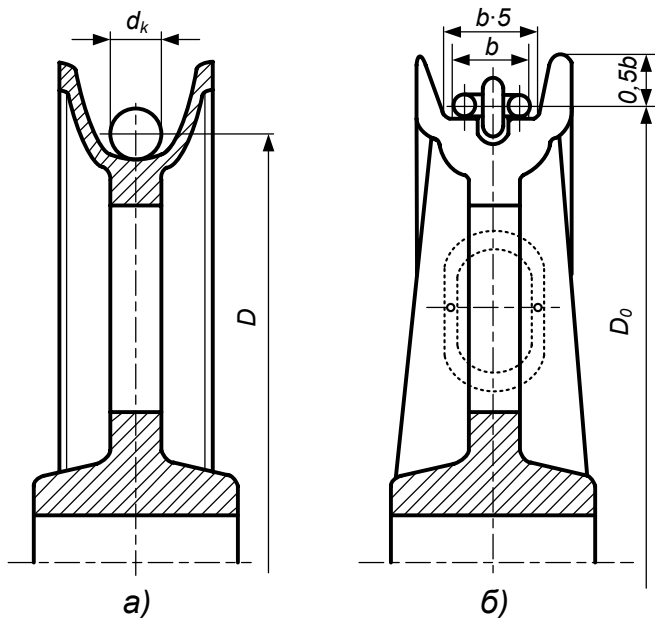


Рис. 6. Канатні (а) і ланцюгові (б) блоки

$D_1 \geq (e-1)d_k$ – діаметр по дну жолоба.

Коефіцієнт e залежить від типу машини і групи режиму роботи механізму ($e=16...35$ для кранів; $e = 41...46$ для підйомників).

Діаметр зрівняльного блока не впливає на довговічність канатів, тому

$$D_3 = (0,6...0,8)D. \quad (29)$$

Щоб запобігти защемленню канатів у жолобі блоків і для збільшення довговічності каната, радіус жолоба вибирають більшим, ніж радіус каната:

$r = (0,6...0,7) d_k$; висота жолоба $h = (2...2,5) d_k$;

у блоках, установлених на кінці стріли крана, щоб уникнути зіскакування каната з блока, висоту жолоба збільшують до $h = (5...6) u_k$.

Блоки, як правило, монтують на підшипниках кочення, що сприяє підвищенню ККД поліспасти. Частота обертання рухомого блока поліспасти

$$n = 60u (u_n - 1) / \pi D,$$

де u – швидкість підйому, м/с; u_n – кратність поліспасти.

Для підвищення довговічності блоків і канатів практикується футерувати жолоб пластмасами, капроном і алюмінієм. При цьому строк термін збільшується в 2...2,5 разу.

2. Канатні барабани: матеріали, конструкція та розрахунок на міцність.

У механізмах підйому застосовують такі типи барабанів (рис. 7): з *нарізаною та гладкою поверхнями*; *звичайної конструкції* (з намотуваним канатом) і *фрикційні, циліндричні, конічні та криволінійні*.

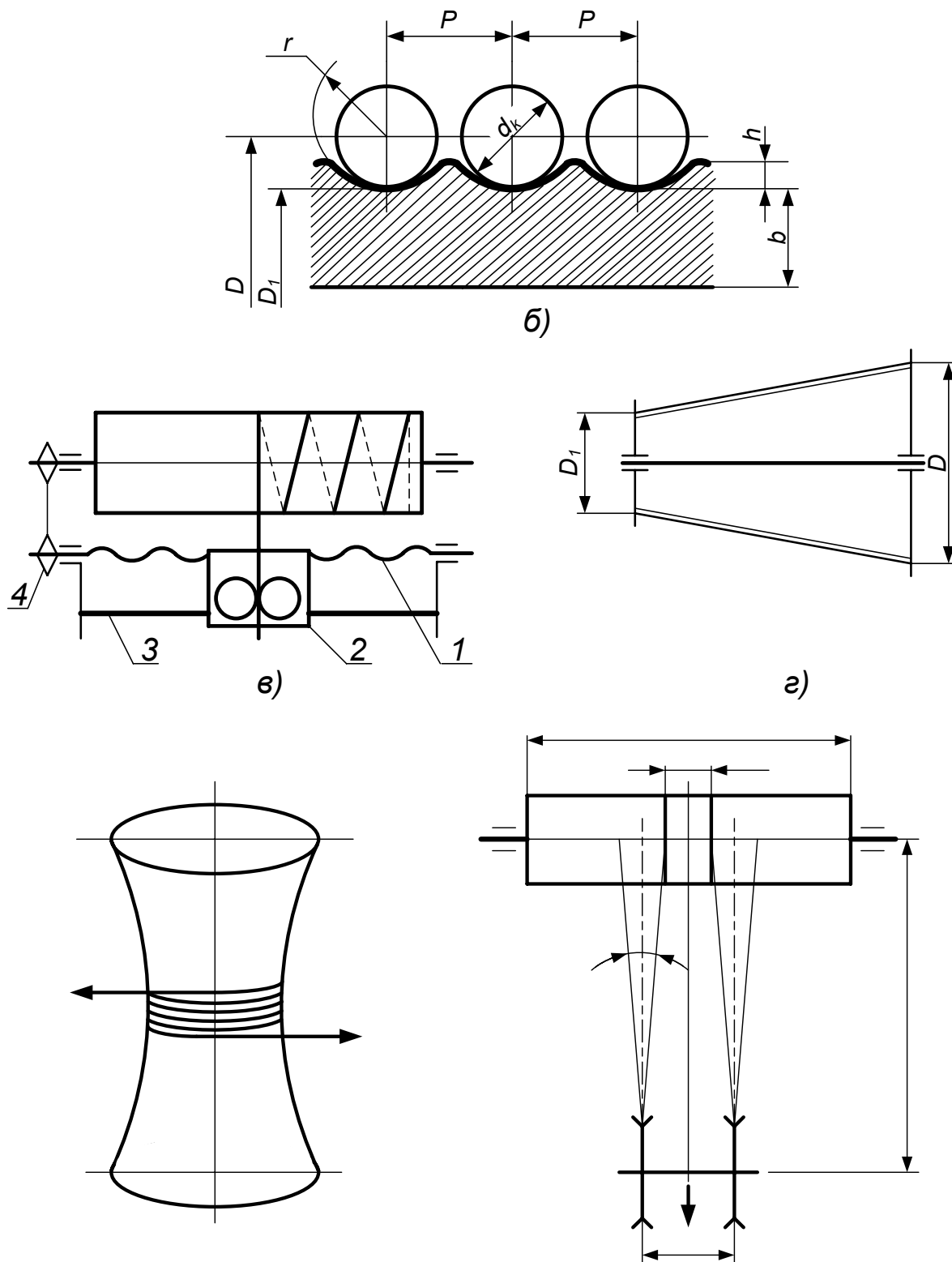


Рис. 7. Канатні барабани

У більшості підйомних машин використовують барабани з гвинтовими канавками для намотування каната в один шар. Призначення канавок—

зменшити напруження зминання, усунути тертя між сусідніми витками, а отже, зменшити спрацювання і підвищити довговічність канатів. Багатошарову накручування каната дає змогу скоротити довжину барабана, хоча при цьому збільшується спрацювання каната і, крім того, швидкість накручування стає змінною; барабани з таким намотуванням застосовуються обмежено.

За способом виготовлення барабани бувають: *литі* з чавуну (СЧ15) або сталі (25Л); *зварні* з тонколистової сталі з накатаними канавками (для легких умов праці) або з товстостінних труб з нарізними канавками, а також *зварно-литі*.

У нарізних барабанах на обох кінцях передбачено реборди; барабани для здвоєних поліспаств реборд не мають.

Діаметри барабана по осі каната і по дну канавок знаходять за формулами, тобто беруть такі самі значення, як і для блоків. Допускається зменшення діаметра барабана на 15% порівняно з діаметром блока:

$$D \geq 0,85ed_k. \quad (30)$$

Профіль і розміри канавок на барабані (рис. 7, б) вибирають з умов забезпечення довговічної і надійної роботи каната. Радіус канавки $r = (0,6...0,7) d_k$, де d_k – діаметр каната; крок гвинтової лінії $p = d + (2...3)$ мм або $p = 1,1d_k$; глибина канавок для звичайних барабанів $c = (0,25...0,4) d_k$; для барабанів грейферних кранів та в інших випадках, де може бути послаблення натягу каната і вихід його з канавок, останні виконують більш глибокими і з більшим кроком: $c > 0,65d_k$; $p = 1,4d_k$.

Довжина нарізаної частини барабана, що характеризує його канатомісткість, залежить від довжини намотуваного каната, яка визначається висотою підйому вантажу h , діаметром барабана D і числом віток поліспасти m . Число витків нарізаної частини барабана при одинарному поліспасті

$$z_i = \frac{hm}{\pi D} + z_\zeta + z_\varrho, \quad (30)$$

де h – висота підйому вантажу; m – число віток каната (кратність поліспасти); D – середній діаметр барабана (по центрах каната); z_ζ – число запасних витків (за нормами $z_3 = 1,5...2$); z_ϱ – число витків для кріплення каната.

Довжина барабана $l_b = z_n p$.

Ширину реборд барабана вибирають конструктивно.

Довжина барабана при здвоєних поліспастих $l_b = 2z_n p + l_c$.

Тут l_c – довжина середньої (не нарізаної) частини барабана, що визначається конструктивно з умов допустимого кута γ відхилення каната на барабані (рис. 5.7, е); орієнтовно

$$L_c = b - 2h_{min} \operatorname{tg} \gamma,$$

де b – відстань між осями крайніх блоків гакової підвіски; h_{min} – відстань між осями барабана і блоками підвіски в крайньому верхньому положенні.

Довжина каната при багатошаровому намотуванні на барабан (канатомісткість барабана)

$$l_k = \pi z_v (D_1 + D_2 + \dots + D_n), \quad (32)$$

де z_e – число витків у шарі; D_1 – діаметр барабана по центру канатів першого шару; D_2 – діаметр по другому шару,

$$D_2 = D_1 + 2d_k.$$

При i шарів каната на барабані D_i можна визначити так:

$$D_i = D_1 + 2d_k(i-1). \quad (33)$$

Підставивши значення D_1, D_2, \dots, D_i у формулу (5.31) і взявши суму членів арифметичної прогресії, дістанемо

$$l_k = \pi i z_e [D_1 + d_k(i-1)]. \quad (34)$$

Для конічних барабанів менший діаметр D_1 вибирають за формулою (33), а більший D – з умов рівності обертальних моментів привода:

$$D = D_i F_{max} / F_{min}. \quad (35)$$

Тут F_{min} – мінімальний натяг каната, намотуваного на барабан (крайне верхнє положення стріли крана); F_{max} – максимальний натяг каната (нижнє положення стріли).

У фрикційних барабанах тягових лебідок канат не намотують, а кілька постійних витків на барабані, перекочуючись, створюють тягове зусилля від сил тертя, які залежать від кута обхвату барабана канатом. Фрикційні барабани бувають циліндричної і коноїдальної форм. Необхідне число витків визначається з умов утворення потрібної сили тяги при невеликому зусиллі робітника.

Співвідношення набіжного (тягнучого) F_1 та збіжного (зусилля робітника) F_2 натягів виток каната визначають за формулою Ейлера

$$F_1/F_2 = e^{2\pi f z}, \quad (36)$$

де z – мінімальне число витків на барабані; e – основа натуральних логарифмів; f – коефіцієнт тертя між барабаном і канатом.

Знаходимо число витків на барабані, що необхідне для створення потрібного зусилля лебідки:

$$z = \frac{\lg F_1 - \lg F_2}{2\pi f \operatorname{tge}}. \quad (37)$$

Розрахунок на міцність. Товщину стінки барабана визначають з умов стискування, враховуючи, що барабан навантажений рівномірно розподіленим зусиллям внаслідок обгинання його натягненим канатом силою P (рис. 8, а).

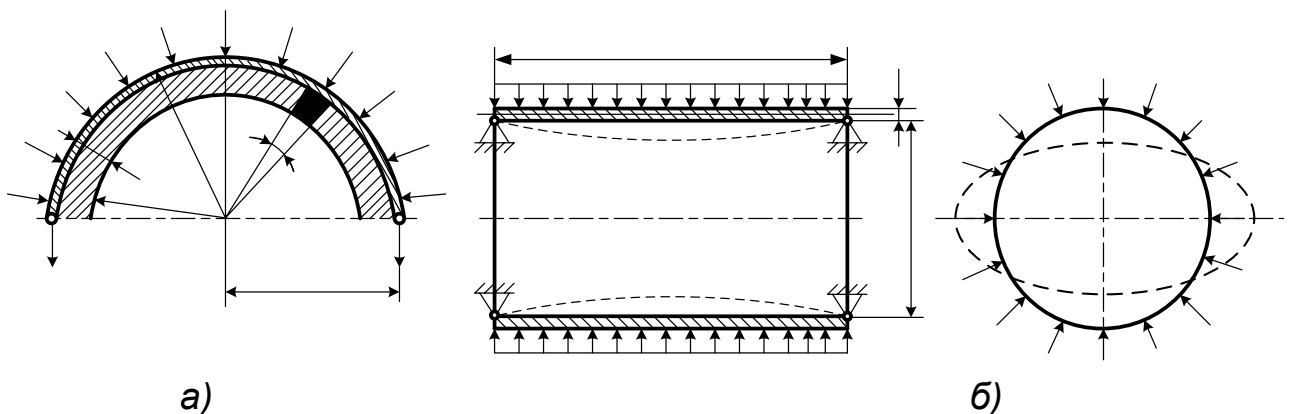


Рис. 8. До розрахунку барабанів на міцність і стійкість

Сила, що діє на елементарну площадку,

$$dF = R\rho q d\alpha, \quad (38)$$

де q – нормальний тиск; ρ – крок витків.

Сума проєкцій елементарних сил на вертикальну площину:

$$2F = 2R\rho q \int_0^{\pi/2} \cos \alpha d\alpha = 2R\rho q. \quad (39)$$

Звідки: $q = F/R\rho$.

Максимальне напруження стискування всередині товстостінного циліндра, навантаженого рівномірним зовнішнім тиском, знаходимо за формулою Ляме

$$\sigma_{max} = -q \frac{2R^2}{R^2 - R_1^2}. \quad (40)$$

Замінімо $R = D/2$; $R_1 = D_1/2$; $D_1 = D - 2\delta$, де δ – товщина стінки барабана.

Підставивши ці значення у формулу, визначимо напруження стискування при максимальному натягуванні каната:

$$\sigma_{cm} = -q \frac{F_{max} D^2}{D(D - \delta) \delta \rho}. \quad (41)$$

З деяким припущенням $D - \delta \approx D$ формула для напруження стискування матиме такий простий вигляд:

$$\sigma_{cm} = -q \frac{F_{max} \cdot 10^{-6}}{\delta \rho}. \quad (42)$$

За багатошарового накручування каната на барабан напруження стискування стінки барабана:

$$\sigma_{cm} = \frac{\varphi \psi F_{max} \cdot 10^{-6}}{\delta \rho (1 - \delta / D)}, \quad (43)$$

де φ – коефіцієнт, що враховує кількість шарів накручування каната:

n	1	2	3	4 і більше	ψ – коефіцієнт, що
φ	1	1,4	1,8	2.	враховує послаблення

натягу нижніх витків при накручуванні наступних (для сталевих барабанів $\psi = 0,7$ і для чавунних $\psi = 0,8$).

Допустиме напруження відповідно для чавунних і сталевих барабанів

$$[\sigma_{ст}] = \sigma_B / n; [\sigma_{ст}] = \sigma_T / n_1.$$

Тут n – запас міцності (для чавунних барабанів $n=4...4,25$; для сталевих $n_1=1,4...1,5$).

Попередньо товщину барабана можна визначити за емпіричними формулами $\delta = 0,02D + (6...10)$ мм для чавунних барабанів; $\delta = 0,01D + 3$ мм або $\delta \approx 1,2d_k$ для сталевих. З умов технології виготовлення литих барабанів $\delta \geq 12$ мм.

Крім деформації стиску, стінки барабана в загальному випадку зазнають також деформацій вигину і кручення. На сумісну дію всіх напружень розрахунок виконують при значній довжині барабана $l_b \geq (3...4)D$.

Напруження вигину при дії моменту вигину M_g :

$$\sigma_g = M_g \cdot 10^{-6} / W_1,$$

де W_1 – екваторіальний момент опору стінки барабана, $W_1 = 0,1D^3(1 - \alpha^3)$.

Тут $\alpha = 1 - \delta/R$.

Напруження кручення при дії крутного моменту T :

$$\tau = T 10^{-6}/W_2.$$

Тут W_2 – полярний момент опору стінки барабана, $W_2 = 0,2D^3(1 - \alpha^3)$.

Загальне напруження в стінці:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_i^2 + 3\tau^2},$$

де $\sigma_H = -(\sigma_{ст} + \sigma_3)$.

Більш точна формула для визначення товщини стінки барабана:

$$\delta = \psi\varphi \frac{F_{max}}{[\sigma_{cm}]p}. \quad (44)$$

Тут $\varphi = 1,07$ – коефіцієнт, що враховує вплив згинальних напружень, які виникають при накручуванні каната; ψ – коефіцієнт впливу на навантаження барабана деформацій стінки і каната,

$$\psi = \left(1 + \frac{A_e E_e}{\delta E_a p}\right)^{-\frac{1}{2}}, \quad (45)$$

де E_k, E_b – модулі поздовжньої пружності каната і барабана; A_k – площа перерізу всіх дротів каната ($0,4d_k^2$).

Контрольні питання

1. Які блоки застосовують для належного спрямовування гнучких тягових органів?
2. З яких умов і по яким формулам визначають діаметр блока (по центру каната і по дну жолоба)?
3. Яки типи барабанів застосовують у механізмах підйому?
4. Яки бувають барабани за способом виготовлення?
5. Що покладено в основу розрахунку барабанів та які напруження вважаються максимальними?
6. За якою формулою знаходяться максимальні напруження стискування всередині товстостінного циліндра, навантаженого рівномірним зовнішнім тиском?
7. За якою формулою визначаються напруження стискування при максимальному натягуванні каната для чавунних і сталевих барабанів?
8. За якими формулами і при дії яких моментів визначаються напруження вигину і кручення?
9. За якої умови стінки барабана розраховують на сумісну дію всіх напружень?

Лекція 6. Вантажозахоплювальні пристрої

План: 1. Вантажні гаки і скоби.

2. Гакові підвіски

3. Автоматичні вантажозахватні пристрої

Вантажозахоплювальні пристрої можуть взаємодіяти з вантажем такими способами: вантаж зачіплюється захватним пристроєм (гаки, вантажні скоби, підхвати, контейнерні захвати); вантаж затискується захватом і утримується силою тертя (кліщові, ексцентрикові); вантаж притягується і утримується пристроєм за рахунок сил електромагнітної або вакуумної дії; вантаж зачерпується (грейфери, ковші); вантажозахватними пристроями керують вручну, дистанційно і автоматично.

Використання захватних пристроїв, що дають змогу швидко їх орієнтувати в просторі і взаємодіяти з вантажем, а також впровадження автоматичних і дистанційних пристроїв – значний резерв підвищення ефективності використання кранів, безпеки їх експлуатації і поліпшення умов праці.

1. Вантажні гаки і скоби

Гаки – це найпоширеніші, але й найнедосконаліші захватні пристрої, оскільки крани не можуть працювати автоматично і потребують постійної присутності робітників для їх обслуговування (навішування та знімання вантажу).

За конструкцією гаки поділяють на однорогі (рис. 9, *а*) та дворогі (рис. 9, *б*); останні більш зручні для піднімання довгомірних вантажів. До гаків і скоб ставляться дуже високі вимоги міцності та надійності.

Існують такі способи виготовлення гаків: куванням, штампуванням і клепанням з листової сталі, з якої вирізують по шаблону гак (пластинчасті); литі гаки поки що досліджуються. Застосовування зварювання при виготовленні гаків, а також зварювання дефектів на них не допускаються.

Матеріалом є в'язка маловуглецева сталь 20, а також сталь 20Г; високовуглецева сталь і чавун не використовуються через небезпеку їх раптового руйнування. Після виготовлення ковані гаки відпалюють для знімання внутрішніх напружень. Нові гаки випробовують на зусилля 1,25 номінального протягом не менше 10 хв.

Найбільш економічна форма робочого перерізу гака – трапецієподібна із заокругленими кінцями (рис. 9, *б*), а для малих навантажень гаки можуть мати простий круглий переріз. Оптимальне співвідношення розмірів для стандартних гаків $b_1/b_2 = 2...2,5$. На хвостовику гака зроблено трикутний (до 100 т) або трапецієподібний наріз. Діаметр зіва гака вибирають з умов розміщення в ньому двох віток конопляного чалочного каната або зварного ланцюга. Гаки і їхні розміри вибирають залежно від вантажопідйомності.

Перевірний розрахунок гака на міцність зводиться до визначення напружень у найнебезпечніших перерізах.

Напруження розтягу в нарізі хвостовика, МПа,

$$\sigma_p = \frac{4G \cdot 10^{-6}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad (46)$$

де G – вага вантажу, кН; d_1 – внутрішній діаметр нарізу, м; $[\sigma_p]$ – допустиме напруження розтягу (залежно від групи режиму роботи підйомного механізму $[\sigma_p] = (50...75)$ МПа.

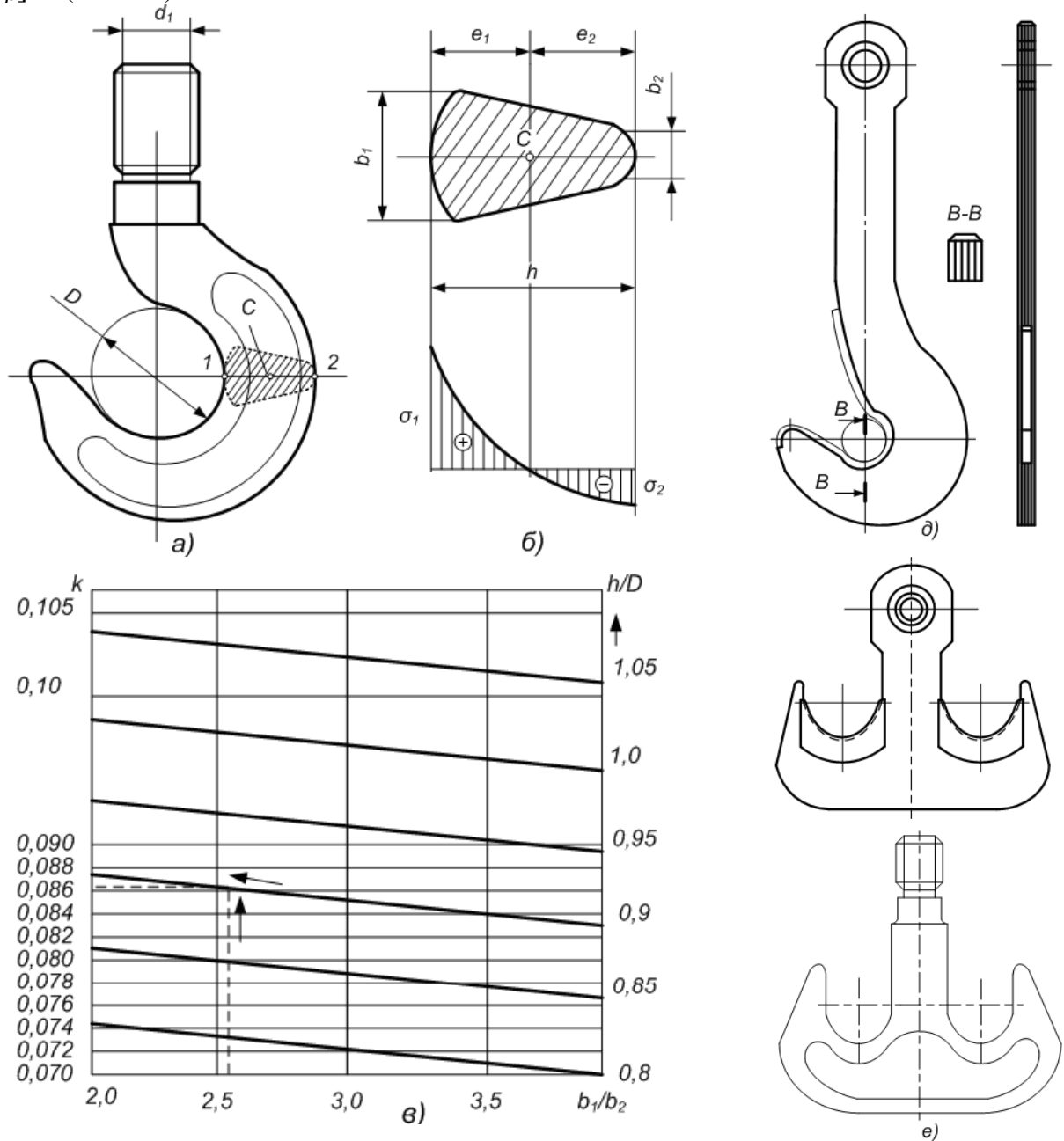


Рис. 9. Вантажні гаки і розрахункові схеми

Висоту гайки знаходять з умов допустимого тиску на змінання витків нарізу:

$$h = \frac{4G_p \cdot 10^{-6}}{\pi(d^2 - d_1^2)[\sigma_{зм}]}. \quad (47)$$

Тут p – крок нарізі; d – зовнішній діаметр нарізі; $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження змінання, $[\sigma_{зм}] = (30...35)$ МПа; матеріал гайки – сталь 45.

Зігнуту частину гака розраховують як криволінійний брус. Напруження на внутрішній частині гака (рис. 9, а, б) дорівнюватиме:

$$\sigma_1 = \frac{Ge_1 \cdot 10^{-6}}{kAD / 2}; \quad (48)$$

на зовнішній частині гака

$$\sigma_2 = -\frac{Ge_2 \cdot 10^{-6}}{kA(D/2 + h)}. \quad (49)$$

Тут A – площа поперечного перерізу гака; D – діаметр зіву гака; h – висота перерізу; e_1 , e_2 – відстань від центра ваги перерізу відповідно до внутрішніх і зовнішніх волокон гака; k – коефіцієнт, що залежить від форми перерізу і кривизни гака.

Напруження на внутрішній частині гака більше, ніж на зовнішній, внаслідок різних знаків напружень від вигину. Визначимо параметри гака:

$$A = \frac{b_1 + b_2}{2} h; \quad (50)$$

де b_1 і b_2 – відповідно більша і менша ширина перерізу;

$$e_1 = \left(\frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2} \right) \frac{h}{3}; \quad e_2 = h - e_1.$$

Коефіцієнт k у загальному вигляді:

$$k = -\frac{1}{A} \int_{e_1}^{e_2} \frac{y}{y+r} dA. \quad (51)$$

Для перерізу правильної геометричної форми (прямокутник, трапеція, коло, еліпс) коефіцієнт k можна знайти інтегруванням.

Для трапеції:

$$k = \frac{2r}{(b_1 + b_2)h} \left\{ \left[b_2 + \frac{b_1 - b_2}{h} (e_2 + r) \right] \ln \frac{r + e_2}{r - e_1} - (b_1 - b_2) \right\} - 1.$$

Тут r – радіус кривизни перерізу в центрі ваги, $r = D/2 + e_1$.

Залежно від вантажопідйомності $k = (0,05...0,1)$ (менше значення – для невеликих вантажопідйомностей).

Для прямокутного перерізу:

$$k = -1 + 0,5u \ln \frac{1+u}{1-u},$$

де $u = e'/r = h/2r$, якщо $u < 1$, то $k = \frac{1}{3}u^2 + \frac{1}{5}u^4 + \frac{1}{7}u^6$.

Для кола радіусом r або еліпса, більша піввісь a якого лежить у площині вигину гака, $k = u^2/4 + u^4/8 + 5u^6/64$.

При складній формі перерізу коефіцієнт k визначають графоаналітичним методом. Коефіцієнт k можна знайти також за номограмою (рис. 9, в).

Напруження на зріз

$$\sigma = G/A. \quad (52)$$

Загальне напруження за третьою теорією міцності

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_1^2 + 4\tau^2} . \quad (53)$$

Допустиме напруження

$$[\sigma_p] = \sigma_n / n , \quad (54)$$

де $n = 1,25 \dots 1,5$ – запас міцності.

Пластинчасті гаки (рис. 9, *д*) застосовують для кранів великої вантажопідйомності. Для їх виготовлення не потрібне потужне кувальне обладнання; їх вирізують з листової сталі СтЗсп або 16МС і потім з'єднують між собою заклепками. Пластинчасті гаки більш надійні в експлуатації, оскільки вони руйнуються не раптово (як ковані), а починаючи з тріщин на окремих пластинах, які при огляді легко виявити. Пластинчасті гаки застосовують у таких потужних і важливих кранах як, наприклад, ливарні, що піднімають ковші з розплавленим металом (гак для 630-тонного крана має довжину понад 5 м).

Дротяні гаки виготовляють з високоміцного сталевого дроту, який сплітають у стрічки, розміщені відповідно до конфігурації гака. Між собою стрічки скріплюють контактним зварюванням і спеціальною мастикою. Зовні гак покривається спеціальним захисним шаром. Дротяні гаки мають високу міцність і бувають одно- і дворогими.

Вантажні скоби (рис. 10) застосовують для великих вантажопідйомностей (більше 100 т). При тій самій вантажопідйомності вони мають менші розміри внаслідок закритої симетричної конструкції. Вади скоб – великі втрати часу на захвачування і знімання вантажу, що знижує продуктивність крана. Скоби виготовляють із сталі 20. Конструктивно їх виконують **суцільнокованими** (рис. 10, *а*) і **складеними** (рис. 10, *б*). Складені скоби більш надійні в експлуатації і застосовують їх для великої вантажопідйомності (більше 300 т). Суцільноковані скоби є статично невизначуваними системами, тому обмежуються лише приблизним розрахунком.

Розтягальні зусилля в бокових тягах $F = G/(2 \cos \alpha/2)$.

Згинальний момент у перерізі скоби визначають за наближеною формулою

$$M_{зг} = Gl/6 + Ge/2 + tg \alpha/2. \quad (55)$$

Позначення – на рис.10, *а*: G_c – вага скоби.

У шарнірних скобах зусилля F визначають за формулою (40), згинальний момент поперечки $M_{зг} = Gl/4 + Fe$.

Напруження всередині поперечки з урахуванням кривизни

$$\sigma = -F/A + M_{зг}/Ar + M_{зг}/(Ark) y/(r+y). \quad (56)$$

Тут A – площа поперечного перерізу; k – коефіцієнт, який визначають за формулою (51); y – відстань від нейтральної осі до найбільш напруженого волокна.

2. Гаківі підвіски

Гаки і скоби закріплюють у спеціальних підвісках, які підвішують на канатах поліспасти. Залежно від кількості блоків підвіски бувають одно- і багатоблокові; від способів кріплення гака – нормальні та укорочені (рис. 11, *а*,

б). У нормальних підвісках гак закріплюють гайкою, а в укорочених траверсу і вісь блоків суміщено.

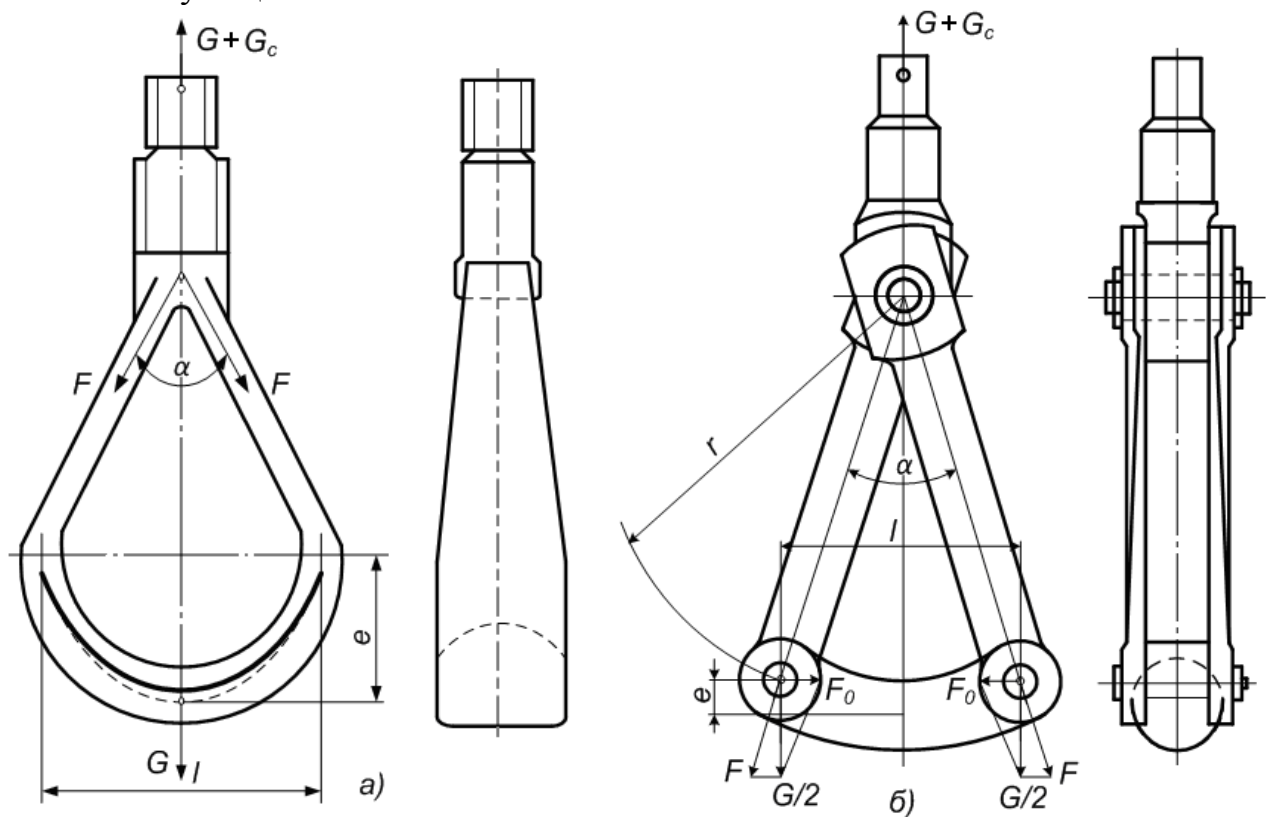


Рис. 10. Вантажні скоби

Короткі підвіски застосовують лише при парній кількості блоків; вони більш компактні і в них краще використовується корисна висота підйому вантажу. За способом підвішування вони поділяються на вільновисячі (на канатах) і з жорстким підвісом; за кратністю поліспасти – з постійною та змінною кратністю. Підвіски зі змінною кратністю дають змогу підвищити вантажопідйомність кранів при тій самій потужності приводу (за рахунок меншої швидкості підйому вантажу). Існує кілька способів зміни кратності поліспасти: вручну, канатоблоковою системою, механізмом перемикавання, розміщеним на візку, автоматизованою системою перемикавання з керуванням із кабіни. Але внаслідок ускладнення конструкції і значної маси такі поліспасти не мають широкого застосування.

Під гайку встановлюють упорний підшипник, що змогу легко повертати гак навколо своєї осі при захвачуванні вантажу. Гак може повертатись і відносно горизонтальної осі. Таке сполучення рухів гака з підніманням дозволяє легко орієнтувати його в просторі для захвачування вантажів.

Канатні блоки в кранах встановлюють у підшипниках кочення, що забезпечує високий ККД і їхню довговічність.

Для запобігання відгвинчуванню гайки гака застосовують різні способи, але найбільш простим і надійним є закріплення планкою, що входить у пази гайки і гвинта, до якого вона прикріплюється шпильками. Передбачено ущільнення підшипників блоків і підшипників під вантажною гайкою гака. Змащування підшипників здійснюється за допомогою маслянок або краще набиванням.

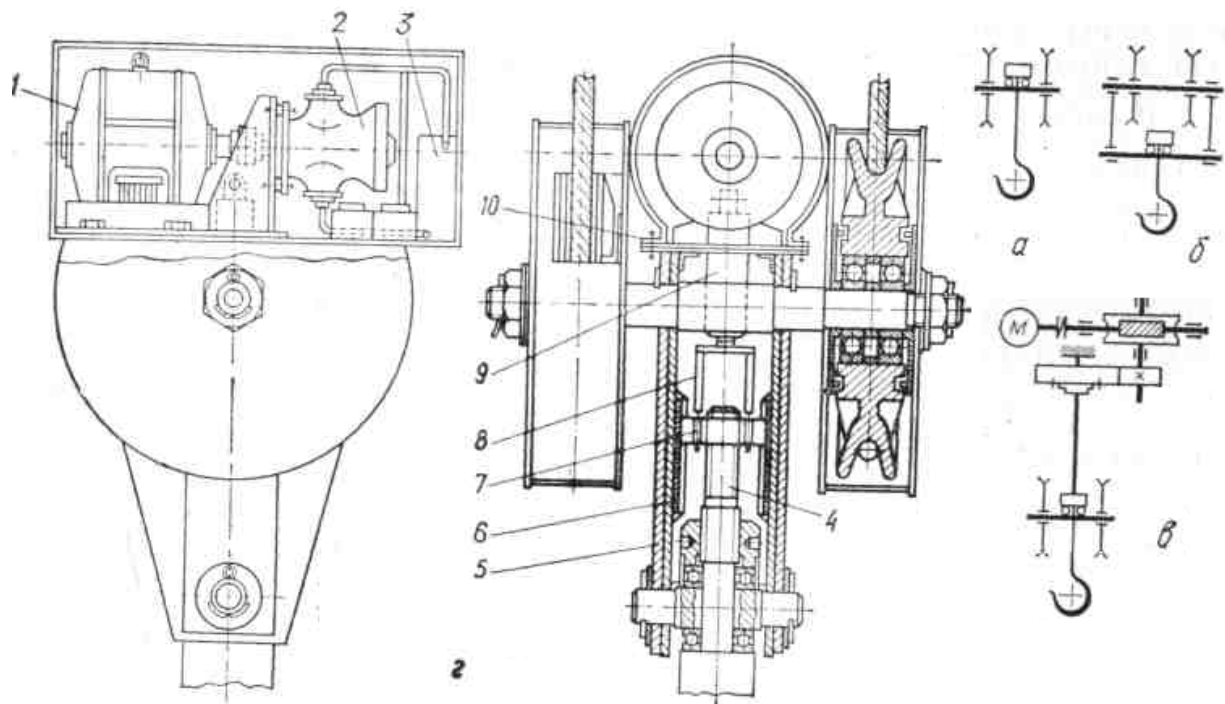


Рис. 11. Гакові підвіски

Гакова підвіска (одноблокова) повинна вільно спускатися без вантажу під дією своєї ваги, яка має бути не менша ніж $(2...5) \%G$; якщо її вага недостатня, на підвіску додають вантаж.

Орієнтування гака на вантаж здійснюється поворотом відносно вертикальної і горизонтальної осей вручну або за допомогою спеціального механізму.

При дистанційному керуванні поворотом гака на підвісці встановлюють спеціальний механізм повороту. Він повинен бути простої конструкції, компактним і надійним у роботі, мати невелику масу. Для цього використовують механізми з черв'ячними або планетарними редукторами, а також з гідроприводом. На рис. 11, **в** показано схему поворотного механізму з черв'ячною передачею.

Механізми з гідроприводом (рис. 11, **з**) складаються з електродвигуна 1, гідронасоса 2 і бака 3 для рідини; механізм змонтовано на кронштейні 10, який прикріплений до щік 5 підвіски. Шток 9 гідроциліндра з'єднаний скобою 8 з гайкою 7. При подаванні робочої рідини в гідравлічний циліндр шток пересуває гайку 7 в напрямних 6 і повертає гвинт 4 хвостовика гака.

Керування поворотним механізмом здійснюється дистанційно машиністом або автоматично за заданою програмою для кранів, що працюють на будівельно-монтажних та вантажних роботах, де виробничі операції обумовлені певними закономірностями: вантажі мають окреслену конфігурацію, розміри обмежені допусками, відомі координати місця розміщення вантажів.

3. Автоматичні вантажозахватні пристрої

До автоматичних вантажозахоплювальних пристроїв належать грейфери, кліщові та фрикційні захвати.

Грейфер – це багатоланковий механізм, який застосовується для захоплення, переміщення і автоматичного розвантажування сипких матеріалів (рис. 12, а, б), а також труб, лісоматеріалів та інших довгомірних вантажів. Для крупнокускових матеріалів, металевої стружки, дров використовують багатощелепні (шісти- і вісьмищелепні) грейфери. Місткість грейферів $V = (0,4...10) \text{ м}^3$.

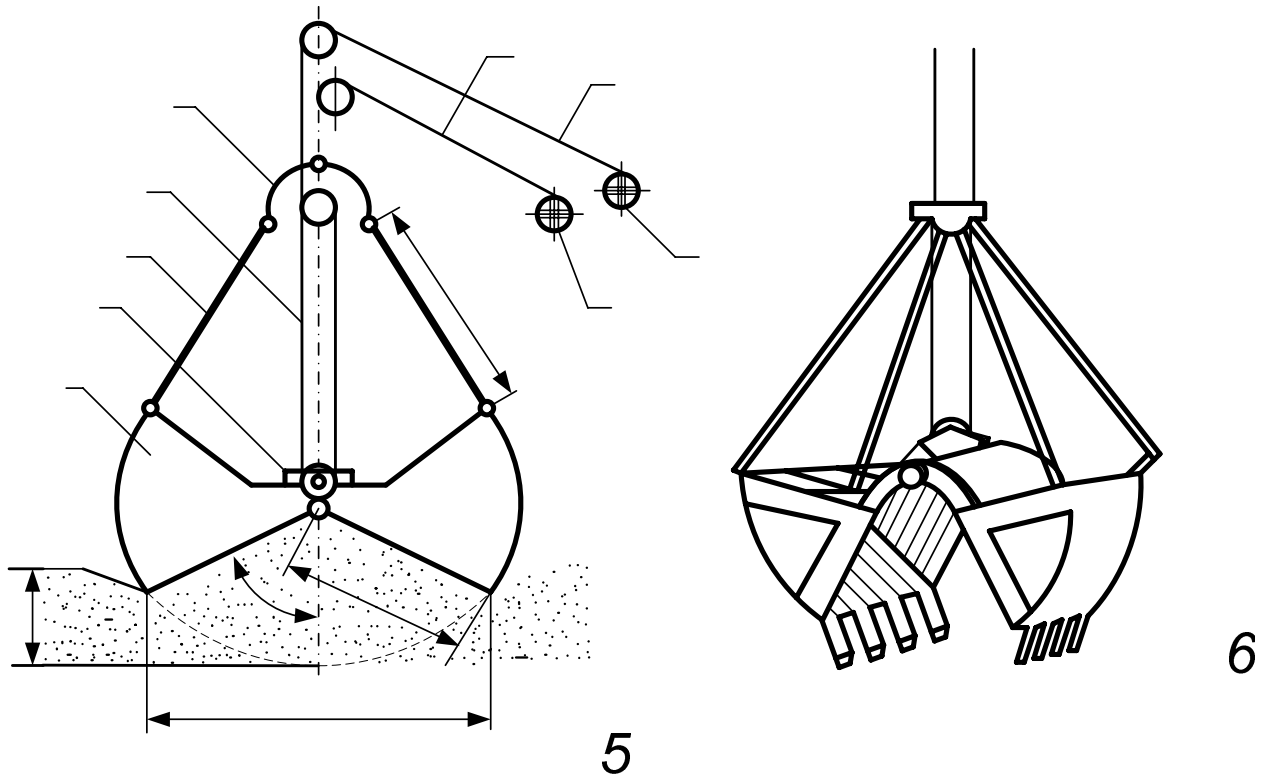


Рис. 12. Грейфери

За типом привода розрізняють електричні, гідравлічні, електрогідравлічні та пневматичні грейфери.

За числом щелеп грейфери поділяються на дво-та багатощелепні.

Двоканатний грейфер (рис. 12, а) працює так: опускається на підйомному канаті 6, який закріплено на головці 5 грейфера, від механізму 9 замикаючий канат 7 послаблений, щелепи 1 розкриті і під дією власної ваги та кінетичної енергії падіння грейфера вони занурюються в сипкий матеріал. Потім починає працювати механізм замикання 8, і за допомогою траверси 2, що піднімається, через поліспаст 4 і важелі 3 щелепи повільно сходяться, заповнюючи грейфер матеріалом; підйомний канат при цьому ослаблений.

Після закривання щелеп грейфер піднімається двома синхронно працюючими лебідками 9, 8; навантаження на механізми розподіляється приблизно порівну. Завантажений грейфер переміщується до місця розвантаження; розкри-вання щелеп може здійснюватися в будь-якому місці при нерухомому чи рухомому грейфері; для цього дають зворотний хід

механізму 8, канат 7 послаблюється і під дією ваги вантажу грейфер розкривається.

Для забезпечення великих зусиль замикання щелеп при захопленні матеріалу в грейфер вмонтовано поліспаст з кратністю $u_n = 4 \dots 8$. Максимальне зусилля при замикаючому поліспасті:

$$F_i = G_a u_i \eta_i, \quad (57)$$

де G_a – вага завантаженого грейфера; η_n – ККД поліспаста грейфера; u_n – кратність поліспаста (для легкого типу $u_n=4$, середнього $u_n=6$, важкого $u_n=8$).

Орієнтовно вагу грейфера G_a для сипких матеріалів вибирають залежно від ваги вантажу G , кН, при повному заповненні грейфера:

$$G_a = kG, \quad (58)$$

де k – коефіцієнт, що залежить від характеру вантажу і типу грейфера, $k = 0,4 \dots 1,2$.

Потужність електродвигунів механізмів змикання P_3 грейфера і підйому P_n вибирають однаковими:

$$P_n = P_3 = (G_a + G)u / (2\eta_m). \quad (59)$$

Контрольні питання

1. Як поділяють гаки за конструкцією і які існують способи виготовлення гаків?
2. До чого зводиться перевірний розрахунок гака на міцність? За якими формулами визначаються напруження розтягу в нарізі хвостовика і висота гайки?
3. За якими формулами визначаються напруження на внутрішній і на зовнішній частині гака?
4. Пластинчасті гаки: призначення, виготовлення, переваги і недоліки.
5. За якою формулою визначаються напруження всередині поперечки пластинчастих гаків з урахуванням кривизни?
6. Грейфери: призначення, розподіл за типом привода і числом щелеп.
7. Наведить схему і опишіть принцип дії двоканатного грейфера

Лекція 7. Механізми підйому

План: 1. Типи приводів. Класифікація. Вимоги до вибору приводу. Схеми механізмів.

2. Схеми з'єднання барабана з редуктором.

3. Вибір електродвигуна механізму підйома.

1. Типи приводів. Класифікація. Вимоги до вибору приводу. Схеми механізмів

Залежно від типу, призначення та характеру роботи вантажопідіймних машин (ВПМ) механізми їх можуть мати два приводи: ручний та машинний. Машинний привід включає в себе електричний, паровий, від двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ), гідравлічний і пневматичний.

Найбільше розповсюдження в ВПМ дістав **електропривід**, що має такі переваги: постійна готовність до роботи; можливість установки самостійного двигуна до кожного механізму; висока економічність; легке регулювання швидкості в значних межах та зручність пересування; безпечність роботи, простота та надійність; можливість роботи зі значними перевантаженнями.

Паровий привід – низький ККД, великі габарити та вага, велика витрата пального і т.д.

Двигуни внутрішнього згорання – постійна готовність до роботи, відносно невеликі габарити та вага, високий ККД і економічність, можливість регулювання швидкості.

Недоліки: неможливість пуску під навантаженням і роботи з великими перевантаженнями та реверсування без допоміжних пристроїв.

Гідравлічний привід – забезпечує широкий діапазон регулювання швидкості, плавність руху елементів машини, відсутність динамічних навантажень, простота запобіжних пристроїв, компактність.

Недоліки: низька економічність, складність подачі робочої рідини до приводу пересувного пристрою, погіршення роботи за низьких температур, великий гідравлічний опір.

Пневматичний привід – плавність роботи, простота конструкції, зручність та легкість управління, простота обслуговування та ремонту.

Недоліки: обмеженість радіуса дії, зниження ККД при роботі з вантажами меншими номінальних.

Визначення границі раціонального застосування різних типів приводів слід проводити на основі аналізу економічних та конструкційно-експлуатаційних показників, із яких основними є собівартість транспортування, енергетичні показники, надійність роботи в будь-яку пору року, зручність управління, технологічність конструкції.

Механізми підйому ВПМ за типом їх приводу можна розподілити на такі групи: з ручним приводом (рис. 13); з індивідуальним машинним приводом (рис. 14); з груповим машинним приводом.

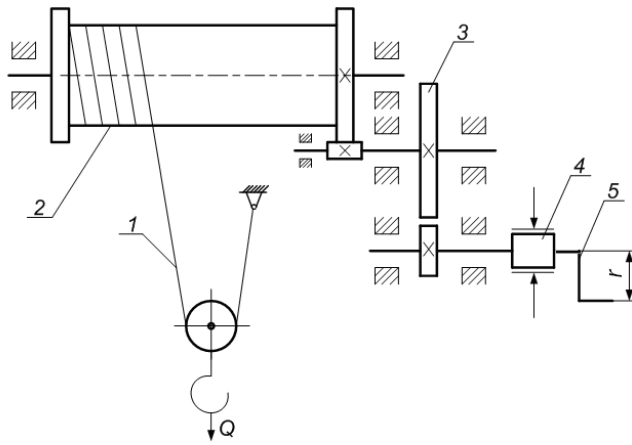


Рис. 13. Механізми підйому ВПМ з ручним приводом: 1—гнучкий робочий орган; 2—барабан; 3—передачі; 4—гальмо; 5—приводна рукоятка; 6—вантажозахватний пристрій

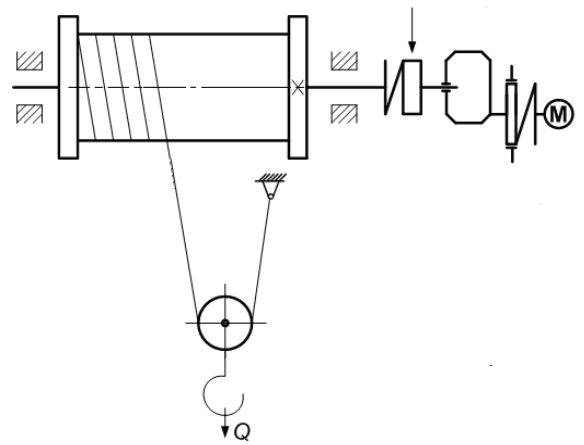


Рис. 14. Механізми підйому ВПМ з машинним приводом

Зусилля робітника, що прикладене до рукоятки визначається:

$$P = \frac{Q \cdot D_a}{2\varphi \cdot n \cdot l \cdot u_n \cdot \eta_0}, \quad (60)$$

де i_n – передаточне число зубчастих передач; η_0 – ККД механізму підйому; φ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність прикладання навантаження при $n = 2$ $\varphi = 0,8$; при $n = 4$ $\varphi = 0,7$.

Швидкість підйому вантажу

$$v_a = \frac{v_d \cdot D_a}{2l \cdot u_n \cdot m}. \quad (61)$$

Тут u_p – окружна швидкість рукоятки. $\eta_0 = \eta_n \cdot \eta_a \cdot \eta_{c.i}$

На вибір схеми механізму підйому впливає багато факторів:

тип вантажозахватного пристрою; вага вантажу, що піднімається; висота підйому; кількість необхідних швидкостей підйому або спуску; спеціальні вимоги обумовлені особливостями технологічних процесів використання кранів або характеру вантажу.

2. Схеми з'єднання барабана з редуктором

Підйомні механізми, що мають одну і ту ж принципову схему, виконуються конструктивно по-різному, залежно від вимог, які необхідні в тій чи іншій ВПМ. Ці вимоги зводяться до раціонального компоновання, його компактності, надійності в роботі та економічності. Враховуючи велику кількість конструктивних рішень, розглянемо тільки деякі їх різновидності механізмів підйому. В основному різновидність спостерігається в конструктивних рішеннях з'єднання вала двигуна з редуктором, і редуктора з барабаном (рис. 15).

Схема механізму **а)** характеризується зручністю монтажу, обслуговування, але має великі габарити. Зменшення габаритів можливе при застосуванні дво і трипарних валів механізму (рис. 15, **б**, **в**), в якому вал барабана є одночасно вихідним валом редуктора. Двоопорний вал виходить дуже важким, а триопорний –

чутливий до неточності монтажу. У деяких конструкціях (рис. 15, д) застосовують відкриту зубчасту пару.

Для отримання блочної і компактної конструкції найбільш раціональна установка однієї із опор осі барабана всередині консолі вихідного вала редуктора (рис.15, е). Крутний момент передається безпосередньо з редуктора на барабан за допомогою зубчастої муфти, минаючи вісь барабана. При цьому і вал редуктора, і вісь барабана встановлені на двох опорах. Вісь барабана працює тільки на згин.

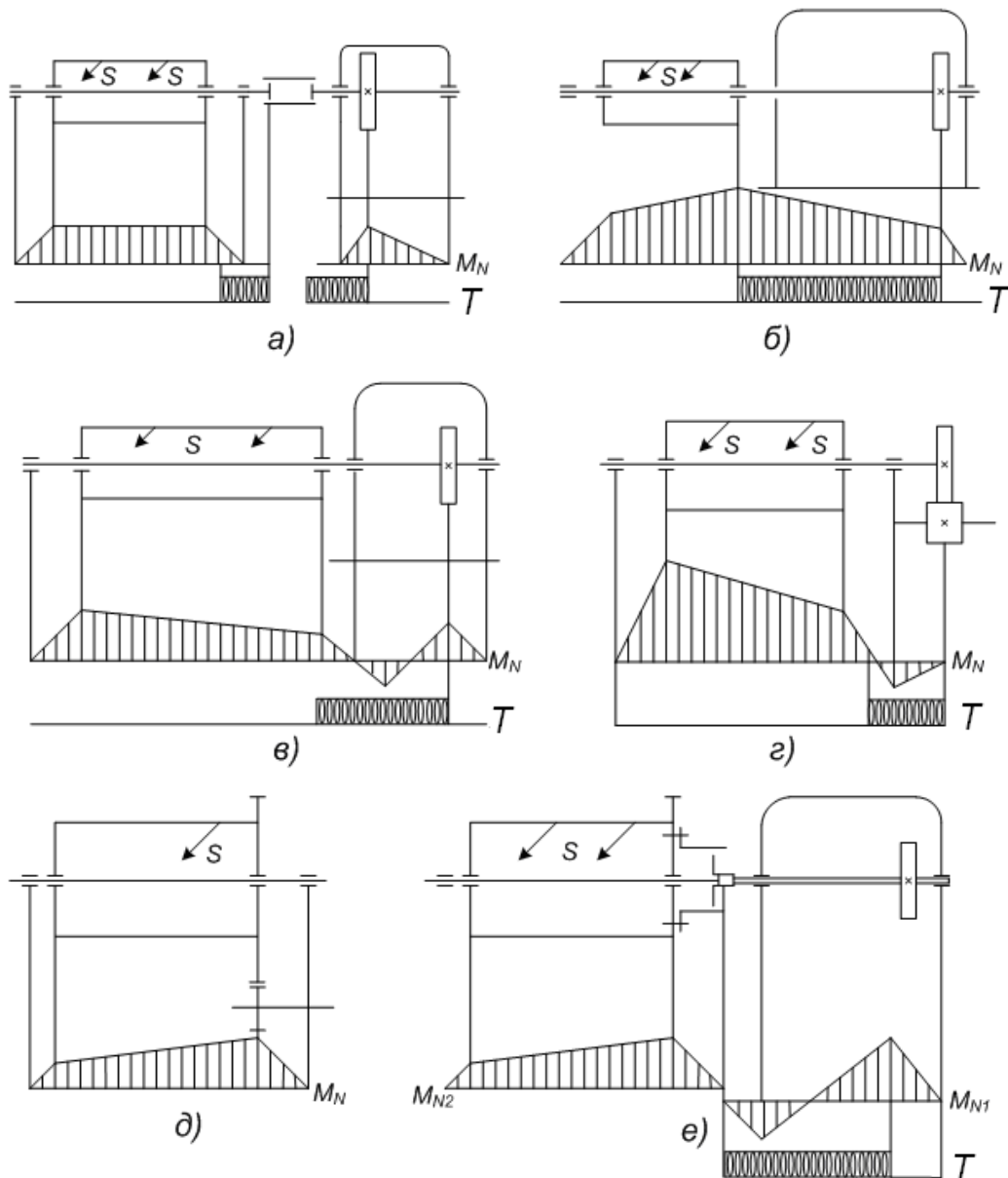


Рис. 15. Схеми з'єднання барабана з редуктором

3. Вибір електродвигуна механізму підйому

Вибір електродвигуна механізму підйому роблять в такому порядку:

1. Визначають статичну потужність при підйомі номінального вантажу за формулою:

$$P_{cm} = \frac{Q \cdot v_0}{102 \cdot \eta_0}, \quad (62)$$

де Q – номінальна маса вантажу, кг; U_6 – швидкість вантажу, м/с; η_0 – ККД усього механізму, що включає ККД механізму і поліспасти: $\eta_0 = \eta_M \eta_P$.

2. За каталогом вибирають двигун з урахуванням заданої групи режиму роботи так, щоб його номінальна потужність була рівною або дещо меншою статичної. Якщо дійсне значення відповідної величини відносної тривалості включення (ПВ) не відповідає величині, вказаній у каталозі, то статична потужність перераховується за формулою:

$$P_{ном} = N_{\phi} \sqrt{\frac{ПВ_{\phi}}{ПВ_{ном}}}, \quad (63)$$

на найближчу номінальну величину ПВ і за нею роблять вибір двигуна.

3. Роблять перевірку вибраного двигуна на нагрівання за середньоквадратичною потужністю. Для цього визначають моменти:

а) що розвиваються електродвигуном за сталого руху при підйомі і спуску різних вантажів.

За встановленого руху момент на валу електродвигуна при підйманні вантажу визначають за формулою:

$$T_{cm} = \frac{S_{max} \cdot m \cdot D_{\delta}}{2 \cdot i_0 \cdot \eta_0} = \frac{G \cdot D_{\delta}}{2 \cdot a \cdot i_m \cdot \eta_0}, \quad (64)$$

де D_{δ} – діаметр барабана, м; S_{max} – натягнення каната на барабані, визначене при підйомі номінального вантажу Q ;

$$S_{max} = \frac{Q}{a \cdot m \cdot \eta}. \quad (65)$$

Тут a – кратність поліспасти; m – число канатів; i_0 – передавальне число механізму.

При підйомі вантажу, що відрізняється від номінального, в цю формулу підставляють замість S_{max} натягнення каната S , створюване вагою вантажу, що піднімається, і замість номінального значення ККД η_M – значення ККД механізму.

При гальмівному спуску вантажу електродвигун розвиває момент

$$T_{cm} = \frac{S_{\delta} \cdot D_{\delta} \cdot m}{2 \cdot u_m} \eta_m, \quad (66)$$

де S_{δ} – натягнення каната на барабані при спуску вантажу; m – число канатів, що намотуються на барабан;

б) середній пусковий момент електродвигуна в процесі пуску.

Для електродвигунів змінного струму з короткозамкненим ротором середній пусковий момент визначається за формулою:

$$T_{пуск} = 0,85^2 T_{ном} K_{cp}. \quad (67)$$

Тут $T_{ном}$ – номінальний момент двигуна; K_{cp} – кратність середнього момента за період пуску:

$$K_{cp} \approx \frac{1}{2}(K_{пуск} + K_M). \quad (68)$$

Для електродвигунів змінного струму з фазним ротором і для двигунів постійного струму середній пусковий момент визначається за формулою:

$$T_{\text{пуск}} = \frac{T_{\text{max пуск}} + T_{\text{min пуск}}}{2}, \quad (69)$$

де $T_{\text{ма пуск}}$ – максимальний пусковий момент, приймається ($T_{\text{мапуск}}/T_H = 1,8 - 3,2$); $T_{\text{мін пуск}}$ – мінімальний пусковий момент, з метою забезпечення розгону механізму пропонується приймати $T_{\text{мін пуск}} \geq 1,25T_H$, $T_{\text{пуск}} \geq 1,5P_{\text{ст}}$

Значення номінального моменту двигуна (Н·м) визначається залежністю:

$$T_{\text{ном}} = 9550 \frac{P_{\text{дв}}}{n}, \quad (70)$$

де $P_{\text{дв}}$ – потужність дигуна, кВт; n – частота обертання двигуна, об/хв.

Пусковий момент вибраного двигуна є постійною величиною, що визначається його характеристиками. При зміні навантаження і характеру роботи механізму підйому (підйом – опускання) за постійної величини пускового моменту час розгону змінюється. Так, наприклад, при підйомі вантажу із зменшенням навантаження зменшується момент статичного опору і велика частина пускового моменту двигуна йде на розгін рухомих мас, що призводить до зменшення часу розгону. При опусканні вантажу, навпаки, час розгону зменшується за збільшення маси вантажу;

в) час пуску в різні періоди роботи механізму.

Необхідно визначити час пуску при підйомі й опусканні порожнього вантажозахватного пристосування, а також час пуску при підйомі і опусканні вантажу заданої величини. Час пуску для цих випадків визначається за формулою:

$$T_{\text{пуск}} = T_{\text{ст}} + (1,1 - 1,2) \frac{J_1 n_1}{95,5 \tau_n} + \frac{Q D_0^2 n_1}{382 \cdot i_m^2 \cdot a^2 \cdot \tau_n \cdot \eta_0}. \quad (71)$$

при підстановці в неї значень моментів опору, моментів інерції маси вантажу, ККД і т.п., що відповідають тому вантажу, час пуску для якого визначається.

У практичних розрахунках час пуску на опускання номінального вантажу приймається рівним нулю через дію великого рушійного моменту, рівний сумі максимального моменту двигуна і моменту від вантажу;

г) час руху зі сталою швидкістю.

Час роботи механізму в періоди сталого руху визначають за рівнянням сталого руху:

$$\tau_y = \frac{H}{v}, \quad (72)$$

де H – висота підйому (спуску) вантажу для цих умов роботи; v – швидкість сталого руху.

Зазвичай повна висота підйому вантажу H використовується рідко. Залежно від характеру виконуваної роботи величина H може бути дуже невеликою і тоді час T_y також невеликий. При малій висоті підйому двигун може не встигати розганятися до сталої швидкості й практично працює тільки в пусковому режимі.

При роботі з двигунами змінного струму внаслідок жорсткості характеристик цих двигунів можна приймати швидкість сталого руху незалежною від ваги вантажу і рівної номінальної швидкості. При роботі з двигунами постійного струму швидкість обертання двигунів залежить від навантаження.

Дійсну швидкість руху при заданій величині вантажу визначають за механічними характеристиками двигунів, що наводяться в каталогах двигунів;

д) *середньоквадратичний момент, еквівалентний дійсному змінному навантаженню.*

Його визначають за формулою:

$$T_{сер} = \sqrt{\frac{T_n^2 \cdot \Sigma \tau_n + \Sigma T_c^2 \cdot \tau_y}{\Sigma \tau}}, \quad (73)$$

де T_n – середній пусковий момент двигуна, $\Sigma \tau_n$ – сума часу пуску механізму в різні періоди роботи і з різним навантаженням; $\Sigma \tau$ – загальна сума часу увімкнення електродвигуна за один повний цикл; $T_c^2 \Sigma \tau_y$ – сума продуктивності квадрата моменту статичного опору за даного навантаження на час руху, що встановився.

Середньоквадратичну потужність визначають за рівнянням:

$$P_{стп} = \frac{T_{сер} \cdot n}{9550}.$$

У разі, якщо номінальна потужність вибраного двигуна є рівною або більшою знайденої середньоквадратичної потужності, якщо $P_{сер} < P_n$ перегрівання двигуна не відбувається і вибір його можна вважати закінченим. Якщо ж виявиться, що номінальна потужність вибраного двигуна менша середньоквадратичної потужності, то, виходячи з умов нагрівання, для цього приводу приймають двигун більшої, потужності.

4. За рівнянням рівномірно прискореного руху визначають фактичне прискорення номінального вантажу при підйомі:

$$j = \frac{U_e}{\tau_n}, \quad (74)$$

де U_e – номінальна швидкість вантажу; τ_n – час розгону номінального вантажу на підйом:

$$\tau_n = \frac{1}{T_n - T_c} \left(\delta \frac{G \cdot D_1^2 \cdot n_1}{375} + \frac{Q \cdot D_0^2 \cdot n_1}{375 \cdot i_0^2 \cdot m^2 \cdot \eta_0} \right). \quad (75)$$

Контрольні запитання

1. Які види приводів існують у вантажопідіймних машинах?
2. Назвіть переваги та недоліки електроприводу?
3. Що таке механізми підйому?
4. Які фактори впливають на вибір схеми механізму підйому?
5. Який основний недолік трьохопорного вала редуктора?
6. На які основні етапи можна поділити розрахунок механізму підйому?
7. Чим відрізняється процес гальмування від процесу пуску?
8. Яким чином здійснюється перевірка електродвигуна на нагрів?

Лекція 8. Розрахунок механізмів підйому крана

План: 1. Розрахунок механізмів підйому вантажу з електроприводом.

Механізми підйому вантажу використовують в усіх типах кранів, а також застосовують у вигляді окремих стаціонарних, пересувних або переносних агрегатів: вантажопідіймальних лебідок, ліфтів, талів, домкратів.

У загальному випадку механізм підйому містить у собі (рис. 16) електродвигун 1, з'єднаний із входним валом редуктора 2 за допомогою пружної муфти 3, що звичайно є гальмівним шківом гальма 4. Муфта, що компенсує 5, служить для з'єднання вихідного кінця вала редуктора 2 з канатним барабаном 6. У механізмі підйому для зниження навантажень, що виникають у канаті 7, передбачають уведення поліспасти 8, рухомі блоки якого конструктивно об'єднані в крюкову підвіску 9.

Наведена схема типова для більшості механізмів підйому і відрізняється від інших тільки компонованням окремих елементів.

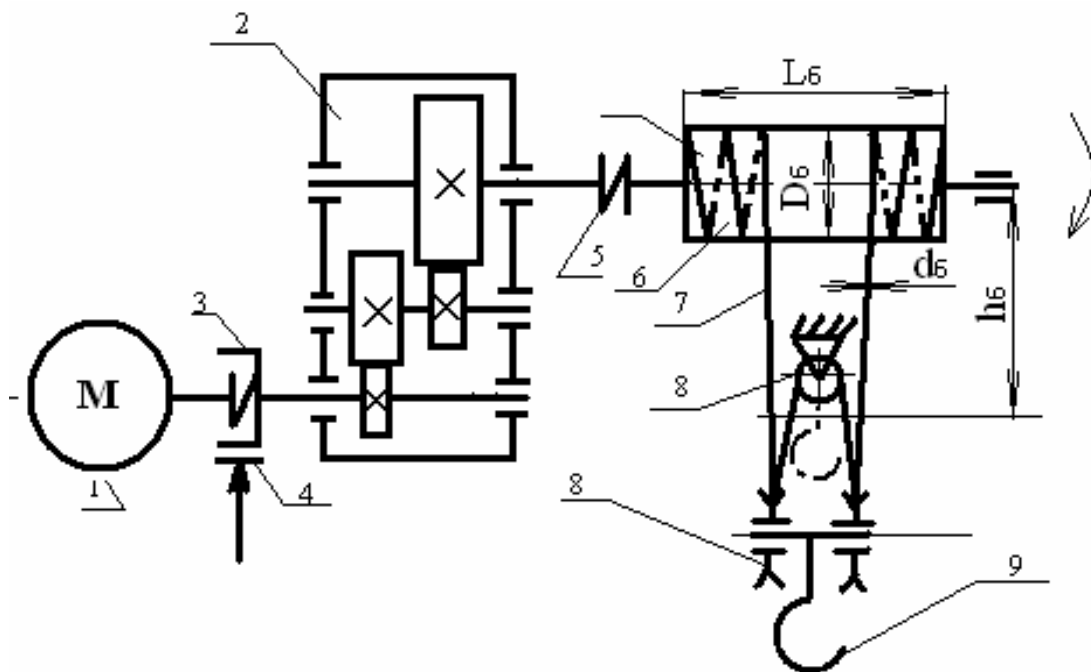


Рис. 16. Кінематична схема механізму підйому вантажу:

- 1–електродвигун; 2–редуктор; 3–муфта–гальмовий шків; 4–гальмо;
5–компенсуюча муфта; 6–барабан; 7–канат; 8–поліспаст; 9–крюкова підвіска

1. Розрахунок механізмів підйому вантажу з електроприводом

При проектувальному розрахунку механізму підйому звичайно задано:

вантажопідйомність механізму Q (Н) або маса вантажу m_r (кг);
швидкість підйому вантажу $v_{\text{під}} (м/с)$; висота підйому вантажу $h_{\text{під}} (м)$; режим роботи механізму.

На першому етапі проектування за рекомендаціями [2, 3] обирають кратність поліспасти U_n , його конструкцію (здвоєний або одинарний $Z_n = 2$ або $Z_n = 1$) і визначають коефіцієнт корисної дії поліспасти η_n :

$$\eta_i = \frac{\eta_a(1 - \eta_a^3)}{U_i(1 - \eta_a^3)}, \quad (76)$$

де η_a – ККД одиночного блоку; 3 – число рухомих і не рухомих блоків поліспасти.

2. Для проведення подальших розрахунків необхідно скласти кінематичну схему механізму підйому, вибрати тип вантажозахватного пристрою або крюкової підвіски. Крюкову підвіску доцільно вибрати стандартну за заданою вантажопідйомністю.

3. Визначають натяг у галузі каната S_a , який намотують на барабан:

$$S_a = \frac{A \cdot Q}{U_n \cdot \eta_i \cdot Z_n}, \quad (77)$$

де A – коефіцієнт, що залежить від конструкції вантажозахватного пристрою.

Величину коефіцієнта можна приймати для: крюкової підвіски $A = 1,05 \dots 1,1$; грейферних захоплень $A = 1,1 \dots 1,5$; кліщових і ексцентрикових захоплень $A = 1,1 \dots 1,2$.

4. Для знаходження діаметра каната d_k необхідно, залежно від режиму роботи механізму, визначити коефіцієнт запасу міцності [1, 2, 4, 5] і розрахувати розривне зусилля, що допускається, в канаті $[S_p]$:

$$[S_p] = K \cdot S_a. \quad (78)$$

Вибір каната роблять за стандартизованим значенням розривного зусилля так, щоб виконувалася умова:

$$[S_p] = K \cdot S_a \leq S_T. \quad (79)$$

Тут S_T – табличне значення розривного зусилля в канаті.

Фактичний коефіцієнт запасу міцності K_ϕ може бути розрахований як:

$$K_\phi = S_T / S_\phi. \quad (80)$$

5. Конструктивні розміри блоків поліспасти і канатного барабана визначають за формулами:

а) діаметр блока рівний діаметрові барабана по першому шару намотування каната:

$$D_a = e \cdot d_\phi, \quad (81)$$

де e – коефіцієнт, що залежить від режиму роботи механізму і типу каната;

б) конструктивний діаметр барабана

$$D_{\phi a} = D_a - d_\phi. \quad (82)$$

Отримане значення діаметра барабана $D_{\phi a}$ округляється у більшу сторону до найближчого діаметра з нормального ряду чисел.

в) довжина барабана, потрібна для розміщення каната, визначається як:

$$l = (Z_1 + Z_2 + Z_3) \cdot t, \quad (83)$$

де Z_1 – число робочих витків барабана; Z_2, Z_3 – число запасних витків барабана і витків для кріплення каната; t – крок намотування каната на барабан;

Кількість робочих витків вираховується за формулою:

$$Z_1 = \frac{h_{AD} \cdot U_n}{\pi \cdot (D + d_k)}, \quad (84)$$

а кількість запасних витків і витків для кріплення каната приймається у межах $Z_2 = Z_3 = 1,5 \dots 2$.

Крок намотування для гладкого барабана приймають $t = d_\epsilon$, а для барабана з нарізкою $t = d_\epsilon + (2 \dots 3)$ мм.

При використанні в механізмі підйому одинарного поліспа ($Z_n = 1$) довжина барабана, що потрібна для розміщення каната довжиною l , отримана за формулою (7.25), дорівнює конструктивній довжині барабана, тобто $l = l'_\epsilon$. У разі використання зведеного поліспа ($Z_n = 2$) конструктивна довжина барабана дорівнює:

$$l'_\epsilon = 0,2D + 2 \cdot [l + (3 \dots 4) \cdot t]. \quad (85)$$

6. Частота обертання барабана n_a розраховується за формулою:

$$n_a = \frac{g_{AD} \cdot U_n}{\pi \cdot (D + d_\epsilon)} \cdot 60. \quad (86)$$

7. Для розрахунку потужності, потрібної на підйом вантажу, можна використовувати залежність:

$$P = \frac{A \cdot Q \cdot g_a}{\eta_i \cdot \eta_m}, \quad (87)$$

у якій η_M – ККД приводу, рекомендується приймати у межах $\eta_M = 0,85 \dots 0,95$.

8. Вибираємо двигун потужністю D_{aa} і частотою обертання n_{aa} таким чином, щоб $D_{aa} \geq D$. Для механізмів підйому вантажу рекомендується приймати кранові електродвигуни серій МТ, МТК, МТФ [2, 3].

9. Визначаємо потрібне передаточне число приводу $i = n_{aa}/n_a$ і редуктор, що має передаточне відношення і здатний передавати потужність P , тобто $D_{aa} \geq D$. Для механізмів підйому вантажів рекомендується використовувати редуктори серій Ц2, РМ або ВК.

У разі, якщо не вдається підібрати редуктор з передаточним числом $u_{\delta aa}$, близьким до необхідного u , варто розбити передаточне число таким чином, щоб:

$$u = u_{\delta aa} \cdot u_{ac},$$

де u_{ac} – передаточне число відкритої зубчастої передачі, а механізм підйому скомпонувати за схемою, наведеною на рис. 7.5.

10. Визначаємо коефіцієнт зміни швидкості порівняно із заданим значенням:

$$K = [1 - (u_{ред} / u)]. \quad (88)$$

Знак мінус, отриманий у результаті обчислень, свідчить про зменшення дійсної швидкості порівняно із заданою, а знак плюс – про збільшення. У разі, якщо значення коефіцієнта зміни швидкості більше 10 %, необхідно або підібрати інший редуктор, або використовувати для komponування приводу схему, наведену на рис. 17.

За подальших розрахунків доцільно визначити попередньо сумарний ККД механізму підйому

$$\eta_M = \eta_i \cdot \eta_{\partial\partial\partial} \cdot \eta_{\partial\partial\partial}, \quad (89)$$

де $\eta_{\partial\partial\partial}$ – ККД відкритої зубчастої передачі (тільки для механізму підйому, виконаного за схемою рис. 17.); $\eta_{\partial\partial\partial}$ – ККД обраного редуктора.

Загальне передаточне число приводного механізму

$$u_M = u_n \cdot u_{\partial\partial\partial} \cdot u_{\partial\partial\partial}. \quad (90)$$

11. Для вибору марки і типорозміру гальма необхідно визначити розрахунковий гальмовий момент M_P^G :

$$T_P^G = \frac{A \cdot Q \cdot (D + d_k) \cdot \eta_M \cdot K_T}{2 \cdot u_M}, \quad (91)$$

де K_T – коефіцієнт запасу гальмування, що приймається за [1, 2, 3] для заданого режиму роботи.

За величиною розрахункового гальмового моменту вибирають гальмо таким чином, щоб виконувалася умова:

$$T_G \geq T_P^G, \quad (92)$$

у якому T_G – гальмовий момент гальма, вибраного з його технічної характеристики.

Динамічний розрахунок механізму підйому містить у собі перевірку за умовами пуску і гальмування. Визначення еквівалентної потужності двигуна за умовним нагріванням можна не проводити, тому що більшість вантажопідіймальних механізмів, які працюють у сільському господарстві, використовуються періодично, за відсутності твердого циклу роботи.

12. Для перевірки механізму підйому за умовою пуску необхідно знайти фактичний час пуску t_p і порівняти його з допустимим [t]. При цьому повинна виконуватися умова:

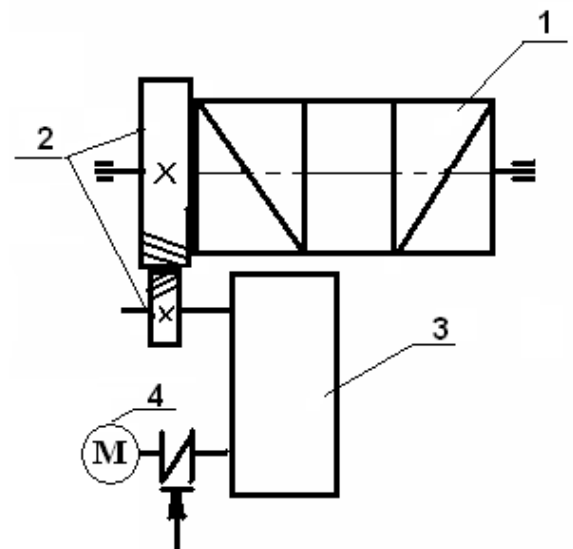


Рис. 17. Схема механізму підйому з відкритою зубчастою передачею:
1–барабан; 2–відкрита зубчаста передача; 3–редуктор;
4–електродвигун.

$$t \geq [t] = \frac{g_{ван}}{[a]}, \quad (93)$$

де $[a]$ – допустиме прискорення вантажу при його підйомі; $g_{ван}$ – фактична швидкість підйому вантажу з обліком коефіцієнта зміни швидкості.

Величину прискорення, що $[a]$, допускається, м/с², варто приймати [6]:
 $[a] = 0,1 \dots 0,2$ для кранів складських приміщень; $[a] = 0,5 \dots 0,8$ для грейферних кранів; $[a] = 0,6 \dots 0,8$ для крюкових кранів, що здійснюють масові перевантажувальні роботи; $[a] = 0,25 \dots 0,5$ для всіх інших типів кранів, що працюють у сільському господарстві.

а) знаходимо середньопусковий момент обраного двигуна:

$$M_{сеп}^i = \frac{\dot{I}_n^{max} + M_n^{min}}{2}. \quad (94)$$

Тут M_n^{max} і M_n^{min} – відповідно максимальний і мінімальний пускові моменти двигуна, прийняті з його технічної характеристики;
 статичний момент опору при підйомі вантажу:

$$M_c = \frac{A \cdot Q \cdot (D + d_k)}{2 \cdot \eta_M \cdot i_M}, \quad (95)$$

б) фактичний час розвантажування визначається за формулою:

$$t_p = \frac{n_{\ddot{a}\ddot{a}}}{38,2 \cdot (M_{сеп}^n - M_c)} \left[\frac{A \cdot m_r \cdot (D + d_k)^2}{u_M^2} + C \cdot \Sigma(mD^2) \right], \quad (96)$$

де $\Sigma(mD^2)$ – сумарний момент інерції, приведений до вала двигуна; C – коефіцієнт, що враховує вплив мас, розташованих на першому, другому і т.д. валах двигуна, $C = 1,15 \dots 1,25$.

Сумарний момент інерції визначається для більшості компоновальних схем механізмів підйому як:

$$\Sigma(mD^2) = mD_{\ddot{a}\ddot{a}}^2 + mD_{\dot{A}\dot{O}}^2 + mD_{\ddot{o}\ddot{a}\ddot{a}}^2:$$

$mD_{\ddot{a}\ddot{a}}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $mD_{\dot{A}\dot{O}}^2$ – момент інерції гальмового шківів; $mD_{\ddot{o}\ddot{a}\ddot{a}}^2$ – момент інерції вала і шестірень редуктора.

Значення моментів інерції $mD_{\ddot{a}\ddot{a}}^2$; $mD_{\dot{O}\dot{O}}^2$; $mD_{\ddot{o}\ddot{a}\ddot{a}}^2$ приймаються з технічних характеристик відповідних складальних одиниць.

в) порівнюється отриманий час розгону t_p з $[t_T]$, що допускається, і здійснюється перевірка електродвигуна на забезпечення надійного пуску по нерівності:

$$\frac{M_n^{max} + M_c}{2} \geq 1,5 M_c. \quad (97)$$

Перевірка вибраного гальма за умовою гальмування полягає у визначенні часу гальмування t_T і порівнянні його зі значенням, що допускається $[t_T]$.

Значення допустимого часу гальмування можна приймати рівним допустимому часу пуску [t].

Час гальмування визначиться як:

$$t_m = \frac{n_{\ddot{a}\ddot{a}}}{38,2(M_T - M_T^p)} \cdot \left[\frac{A \cdot m_T \cdot (D + d_k)^2 \cdot \eta_M}{u_M^2} + C \cdot \sum (mD^2) \right] \quad (98)$$

Тут M_T – паспортне значення гальмівного моменту обраного гальма.

14. У подальші розрахунки механізму підйому входить:

а) вибір способу кріплення каната на барабані і розрахунок елементів кріплення;

б) розрахунок на міцність барабана за умовою забезпечення міцності стінки при стисканні і якщо $\ell_k \geq 3D$ з наступною перевіркою на вигин;

в) визначення мінімальної відстані між віссю барабана і віссю рухомого блока поліспасти;

г) розрахунок вантажозахватного пристрою (стропів, різного роду захоплень і т.і.) конкретний тип якого визначає викладач.

Лекція 9. Механізми пересування кранів

План: 1. Розрахунок механізмів пересування на рейковому ході

Залежно від опорної системи механізмів пересування кранів розрізняють рейкові, безрейкові та канатні механізми. Рейкові механізми пересування використовують у мостових, козлових, баштових та інших типах кранів; безрейкові – в автомобільних кранах на гусеничному і пневмоколісному ході; канатні – у кабельних і деяких типах баштових кранів.

За конструкцією приводу розрізняють ручні механізми пересування; з електроприводом, з гідроприводом і приводом від двигуна внутрішнього згоряння.

1. Розрахунок механізмів пересування на рейковому ході

Механізми пересування на рейковому ході в основному використовуються для пересування мостових, козлових і баштових кранів, а також для руху вантажних візків мостових і козлових кранів.

Усі механізми пересування можна розділити на дві основні групи (рис. 18);

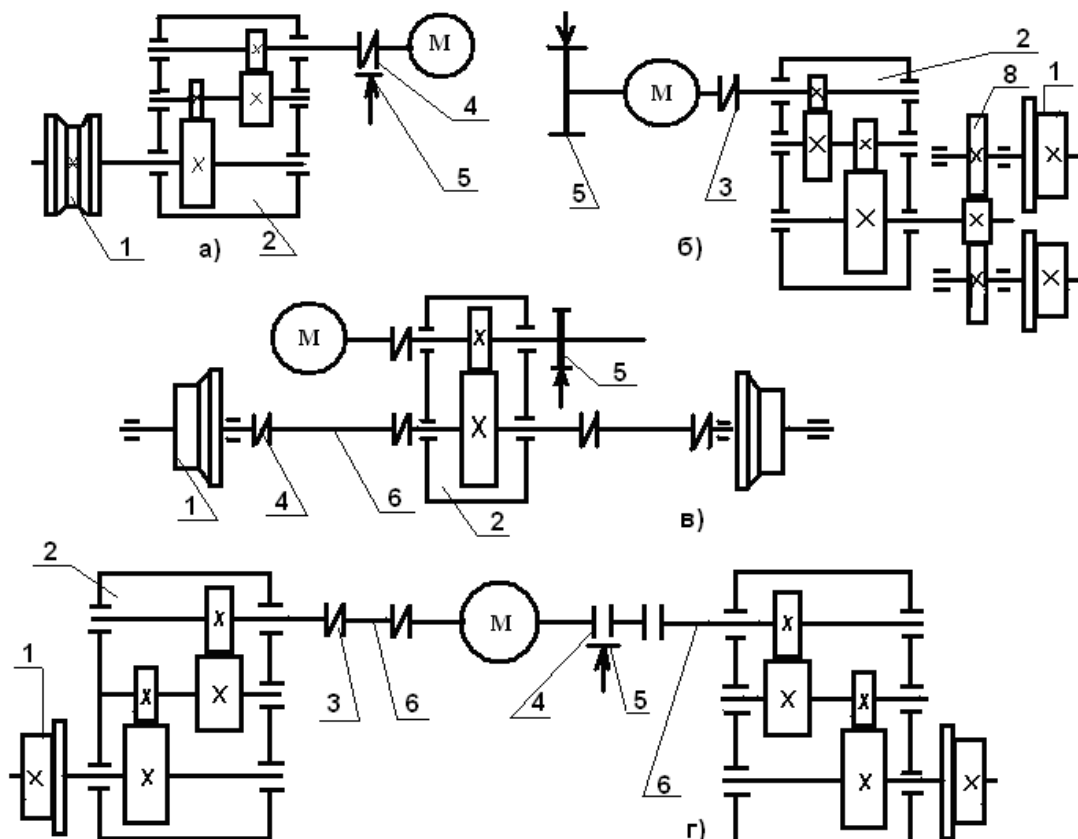


Рис. 18. Кінематичні схеми механізмів пересування:

- 1 – ходове колесо; 2 – редуктор; 3 – двигун; 4, 5 – пружна муфта; 6 – гальмо;
7 – трансмісійний вал; 8 – відкрита зубчаста передача

з роздільним приводом, коли крутний момент від електродвигуна передається на одне (а) або групу ходових коліс (б), що рухаються по одному з рейок, і з центральним приводом, коли від одного електродвигуна приводяться в обертання пари коліс, що рухаються по двох рейках. Механізми пересування, що

мають центральний привід, поділяються на системи з тихохідним (ϵ) і швидкохідним (ϵ) валом.

Роздільний привід, як правило, використовується в механізмах пересування бруківок баштових і двобалочних мостових кранах; центральний привід застосовується для пересування вантажних візків і бруківок однобалочних кранів.

Механізми пересування (рис. 18) містять: ходові колеса 1, редуктор 2, двигун 3, пружні компенсуючі муфти 4, 5, що можуть бути об'єднані з гальмовим шківом, гальма 6 і трансмісійні вали 7. Для передачі крутного моменту від редуктора до ходового колеса можуть прийматися відкриті зубчасті передачі 8.

Опір пересуванню рейкових механізмів. Опір пересуванню при сталому русі рейкового механізму залежить від сполучення таких факторів: ваги вантажу G , ваги самого крана G_k або візка G_B ; уклону рейок α_v , по яких рухається кран; вітрового навантаження F_e , геометричних розмірів ходової частини; типу підшипників; якості монтажу підкранових балок і рейок. Опір ходових коліс крана (візка) визначається тертям у підшипниках F_T , тертям кочення F_k коліс по рейках, тертям маточин коліс, тертям поперечного ковзання коліс по рейках і реборд по рейках F_p .

Опір перекочуванню колеса залежить від пружних якостей контакту колеса з рейкою, кривизни їхніх поверхонь, пружних мікро переміщень у зоні контакту і тиску. Загалом на подолання опорів при перекочуванні тіл витрачається певна робота. Згідно з останніми дослідженнями, опір коченню є результатом деформаційних втрат у шарах металу, що контактують (відбуваються різноспрямовані зміщення волокон колеса і рейки). Плече опору кочення можна розглядати як наслідок скривлення навантажувальної епюри контакту колеса з рейкою.

При перекочуванні ходового колеса під дією зовнішньої сили W у зоні контакту виникає сила тертя ковзання F_0 , що дорівнює силі W за модулем і протилежна за напрямом:

$$F_0 = N \cdot f_{\zeta^+}, \quad (99)$$

де N – нормальна сила, що прикладена до колеса; f_{ζ^+} – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою.

Розрахункову модель механізму пересування показано на рис. (19,а). Сили визначаються так:

$$W = F_\delta + F_e + F_\delta; F_\delta = (G + G_e)fd / D; F_e = (G + G_e)2k / D. \quad (100)$$

де F_m – сила тертя в опорах; F_k – сила тертя кочення колеса по рейках; F_p – додаткова сила тертя в ребордах коліс; D – діаметр ходового колеса по колу катання; d – діаметр цапф; f – коефіцієнт тертя в підшипниках (для підшипників кочення $f = 0,015 - 0,020$); k – коефіцієнт кочення коліс по рейках, який залежить від діаметра і матеріалу коліс і типу рейок, $k = (3 - 12) 10^{-4}$

Теоретично опір F_p знайти не можна внаслідок невизначеності всіх факторів, які впливають на тертя в ребордах, маточині та ін. Через те додатковий опір ураховують за допомогою коефіцієнта k_p .

Загальний опір пересуванню крана з додатковими силами F_y для подолання уклону шляху і сили вітру:

$$W = (G + G_e) \left(\frac{fd + 2k}{D} \right) k_p + 0,7 F_a + F_y. \quad (101)$$

Коефіцієнт k_p залежить від типу крана, довжини прольоту, привода механізму (центральний, індивідуальний), конструкції колеса і типу підшипників: для кранів на конічних колесах $k_p = 1,2$; на циліндричних $k_p = 1,5$; для кранових візків $k_p = 2 \dots 2,5$; для кранів на циліндричних безребордних колесах з напрямними боковими роликами (рис. 19, б) умовно беруть $k_p = 1,1$.

Зусилля від уклону підкранової колії

$$F_y = (G + G_k) \sin \alpha_y \approx (G + G_k) \alpha_y, \quad (102)$$

де α_y – уклон підкранової колії залежно від типу крана.

Загальний опір пересуванню можна визначити, якщо ввести поняття коефіцієнта опору або коефіцієнта тяги, що дорівнює відношенню сили опору пересуванню крана до ваги завантаженого крана:

$$\omega_0 = W / (G + G_k) = (f + 2k) k_p / D = (7 - 10) \text{ Н/кН}. \quad (103)$$

Тип крана	α_y
Мостові крани	0,0015
Електроталі	0,001
Візки, козлові крани	0,002
Баштові крани	0,010

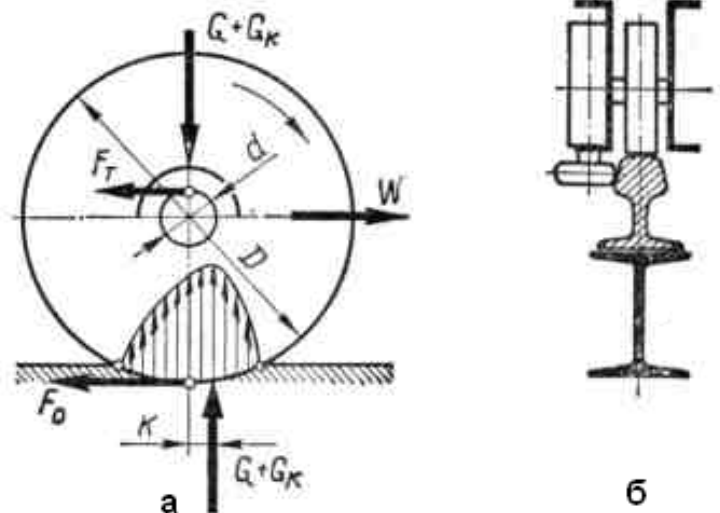


Рис. 19. Розрахункова схема механізму пересування (а) і схема безребордного колеса з напрямним роликом (б)

Для механізмів пересування електроталей опір визначають за формулою:

$$W = (G + G_e) \left[\left(\frac{fd + 2k}{D} \right) + \alpha_y \right].$$

У розрахунках беруть такі значення коефіцієнтів: $k = 4 \cdot 10^{-4}$; $f = 0,02$, $\alpha_y = 0,001$.

З урахуванням можливого дефекту підкранової колії, опору від тертя в ребордах та інших опорів розрахункове значення сили збільшують до

$W_p = (2,5 - 3) W$.

Потужність приводу та вибір електродвигуна. Основними навантаженнями, які визначають потужність двигуна і міцність механізму, є динамічні моменти, що виникають у періоди пуску і гальмування привода.

Для попереднього вибору двигуна визначають загальне зусилля $W_{заг}$, кН, пересування навантаженого крана з урахуванням сил інерції мас F_i у пусковий період:

$$W_{заг} = W + F_i = W + (1,1 \dots 1,3) (m_e + m_k) a, \quad (104)$$

де m_e , m_k – маси вантажу і крана, що поступально рухаються; a – середнє прискорення крана при пуску, м/с^2 , допустиме прискорення залежить від

призначення крана і перебуває в межах $a = (0,05 - 0,25) \text{ м/с}^2$ (менші значення для монтажних кранів і кранів, які переміщують рідкий і розпечений метал); 1,1...1,3 – коефіцієнт, що враховує обертові маси привода.

Потужність P , кВт, електродвигуна:

$$P = \frac{(W + F_i) v}{\Psi_{i.н.д.} \cdot \eta_i} \quad (105)$$

Тут $\Psi_{п.сер}$ – середня кратність пускового моменту двигуна (залежно від типу становить $\Psi_{п.сер} = (0,8 - 2)$).

Потужність двигуна можна визначити інакше – через коефіцієнт тяги:

$$P = \frac{(G + G_{\hat{e}}) v}{\Psi_{i.н.д.} \cdot \eta_i} \left(\omega_0 + \frac{\alpha \delta}{g} \right), \quad (106)$$

де ω_0 – коефіцієнт опору, або коефіцієнт тяги; δ – коефіцієнт, що враховує обертові маси, $\delta = 1,1 - 1,3$.

Передаточне число редуктора: $u_p = \omega/\omega_k$.

Кутова швидкість колеса: $\omega_k = 2u/D$.

За каталогом вибирають тип редуктора і його параметри. При встановленні роздільних приводів потужність одного двигуна:

$$P_1 = (0,5 - 0,7) P.$$

Розгойдування вантажу, що піднімається на канатах, впливає на потужність двигунів механізму пересування.

У загальному випадку потужність двигуна з урахуванням сил інерції при пуску і розгойдуванні вантажу можна знайти за формулою:

$$P = \frac{(G + G_{\hat{e}}) v}{\Psi_{i.н.д.} \cdot \eta_i} + \left[\omega_0 + \frac{a}{g} (\delta + \beta) \right]. \quad (107)$$

де $\beta = \frac{G}{G + G_k}$ – коефіцієнт, що враховує вплив розгойдування вантажу на потужність (при жорсткому підвісі вантажу $\beta = 0$).

Для кранів, на які діють великі зовнішні навантаження (вітрові, від нахилу колії та ін.), потужність двигуна треба визначати за сумарними максимальними статичними зусиллями:

$$P_{ст max} = W_{ст max} u/\eta_m. \quad (108)$$

Ця потужність може бути більшою, ніж потужність, яку знайдено за формулами з урахуванням сил інерції:

$$P > P_{ст max}.$$

Вибір електродвигуна механізму пересування проводять по каталогу в відповідності зі статичною потужністю та режимом роботи:

$$P_{ст} = \frac{W_{нер} \cdot V_n}{102 \cdot \eta_0}, \text{ кВт.} \quad (109)$$

Вибраний електродвигун перевіряють в процесі пуску і гальмування та на нагрів.

Лекція 10. Механізми пересування кранів

План: 1. Перевірка рейкових механізмів на сталість руху

1. Перевірка рейкових механізмів на сталість руху

Через це треба провести перевірку механізму на стійкість руху крана, виконавши розрахунок коефіцієнта запасу зчеплення колеса з рейкою. Оскільки ймовірність нестійкого руху більша при малому тиску на приводні колеса, то розрахунок слід робити для кранів з роздільним приводом, коли крановий візок перебуває в одному з крайніх положень моста.

Умова стійкого руху:

$$F_{зч} \geq k_{зч} (W_{заг} - F_m), \quad (110)$$

де $k_{зч}$ – коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою.

Щоб не було буксування ходових коліс, сила зчеплення повинна бути більшою за загальне тягове зусилля $W_{заг}$ привода ненавантаженого крана при пуску без урахування опору від тертя в підшипниках коліс F_T .

Для забезпечення необхідного запасу зчеплення $k_{зч} \geq 1,2$ при пуску ненавантаженого крана його прискорення повинно бути не більшим ніж те, що визначено за формулою:

$$a_{nmax} = \left[z_{np} / z_{заг} (\varphi_{зч} / k_{зч} + fd / D) - \omega_0 - F_e / G_k \right] g. \quad (111)$$

Тут ω_0 – коефіцієнт опору пересуванню крана; z_{np} – число приводних коліс; $z_{заг}$ – загальне число коліс на крані; $\varphi_{зч}$ – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою.

Коефіцієнт зчеплення залежить від стану колії та умов роботи крана: $\varphi_{зч} = 0,12$ для кранів, що працюють на відкритому повітрі; $\varphi_{зч} = 0,20$ для кранів, установлених у закритих приміщеннях; $\varphi_{зч} = 0,25$ для кранів з піскоструминним пристроєм; $\varphi_{зч} = (0,35 - 0,45)$ для коліс з гумовим ободом.

Фактичний коефіцієнт запасу зчеплення ведучих коліс з рейками в загальному вигляді з урахуванням вітрових навантажень

$$k_{зч} = \frac{\varphi_{зч}}{(a_n / g + F_e / G_k + \omega_0) z_{заг} / z_{np} - fd / D} \geq 1,2; \quad (112)$$

де a_n – фактичне прискорення при пуску, $a_n = u/t_n$; ω_0 – коефіцієнт опору пересуванню крана [формула (5.109)] при $k_p = 1$.

Допустиме середнє прискорення становить $(0,05 - 0,25)$ м/с², максимальне – $(1 - 1,2)$ м/с².

З урахуванням пружних коливань механізму та ударів в приводі при замкненні зазорів у з'єднаннях коефіцієнт запасу зчеплення можна визначити за формулою

$$k_{зч} = \frac{G_{зч} \varphi D / 2}{T_{н.к} + \sqrt{T_{н.к}^2 + 2c\theta T_{н.к}}} \geq 1.$$

Тут D – діаметр приводного колеса; c – коефіцієнт крутильної жорсткості трансмісійних валів; θ – зведений кутовий зазор у трансмісії; $T_{н.к}$ – крутний момент на валу приводних ходових коліс:

при розгоні $T_{н.к} = T_{н.сеп} u_m \eta_m$; при гальмуванні $T_{н.к} = T_z u_m \eta_m$,

де $T_{п.сер}$ – середньоопусковий момент усіх приводних коліс; T_e – гальмівний момент усіх гальм; u_m , η_m – відповідно передаточне число і ККД механізму.

Механізми з індивідуальними приводами перевіряють на зчеплення коліс з рейками при роботі з одним приводом, коли крановий візок без вантажу розташований на боці привода. Коефіцієнт запасу зчеплення в цьому разі $k_{зч} = 1,02 - 1,1$ (більше значення – при дії на кран вітрових сил).

Розрахунок гальмівного моменту та вибір гальма. Призначення гальма в механізмі пересування – поглинання кінетичної енергії поступально рухомих і обертових мас крана. За нормами Держтехнагляду всі крани і кранові візки із швидкістю руху більше ніж 0,5 м/с повинні мати гальма. Розрахунок гальмівного моменту механізму пересування виконується за умови відсутності буксування приводних коліс по рейках при максимально допустимих сповільненні

Гальмівний момент визначають як різницю моментів сил інерції рухомих мас і мінімального моменту сил опору пересуванню:

$$T_2 = M_i - M_{o\min}. \quad (113)$$

Вираз для гальмівного моменту можна записати в загальному вигляді:

$$T_2 = \left(\frac{m v^2}{\omega_2^2} \eta_m + \Sigma J_{об} \right) \varepsilon - \frac{W_{o\min} R_k}{u_p} \eta_m. \quad (114)$$

Тут m – маса крана, кг; $\Sigma J_{об}$ – сума моментів інерції обертових деталей крана, зведених до гальмового вала, кг м²; ω_r – кутова швидкість вала, на якому встановлено гальмо, рад/с; u – швидкість руху крана, м/с; ε – кутове прискорення, 1/с², $\varepsilon = \omega_{\ddot{a}} / t_{\ddot{a}}$.

Мінімальна сила опору визначається без урахування тертя в ребордах ходових коліс ($k_p = 1$) та при русі крана під кутом:

$$W_{o\min} = G(\omega_\theta - \alpha_y). \quad (115)$$

Для забезпечення необхідного коефіцієнта запасу зчеплення і запобігання пробуксовуванню приводних коліс максимальне прискорення при гальмуванні повинно бути не більшим ніж те, що визначається за формулою:

$$a_z = \left[z_{np} / z_{заг} (\varphi / k_{зч} - fd / D) + \omega_\theta \right] g. \quad (116)$$

Мінімально допустимий час гальмування

$$t_2 = 2s_2 / v_k. \quad (117)$$

Гальмівний момент у механізмі пересування кранів, які працюють на відкритому повітрі без протиугінних пристроїв:

$$T_2 = k_3 \frac{D \eta_m}{2u_m} (W_v + W_y - W_{cm}),$$

де W_v , W_y – опори відповідно від вітрових сил робочого стану та ухилу рейок; $W_{ст}$ – статичний опір пересуванню крана без вантажу і при $k_p = 1$; k_3 – коефіцієнт запасу, $k_3 = 1,15$. D – діаметр ходового колеса; u_m , η_m – відповідно передаточне число механізму (до гальмового вала) і ККД.

Сповільнення і відповідні до них мінімальні шляхи гальмування наведено в табл. 2.

Таблиця 2

Сповільнення і мінімальний шлях гальмування

$G_{зч}/G$	Коефіцієнт зчеплення $\phi_{зч}$			
	0,12		0,20	
	$a_r, \text{ м/с}^2$	$s_r, \text{ м}$	$a_r, \text{ м/с}^2$	$s_r, \text{ м}$
1	0,90	$v^2/1,8$	1,5	$v^2/3,06$
1/2	0,45	$v^2/0,9$	0,75	$v^2/1,53$
1/4	0,25	$v^2/0,46$	0,40	$v^2/0,625$

Цей гальмівний момент не повинен перевищувати момент від юзу – при ковзанні нерухомих коліс по рейках:

$$T_2 \leq M_{ю} = G_{зч} \phi \eta_m / 2u_m,$$

де $G_{зч}$ – зчеплення приводних коліс; ϕ – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою.

Для роздільного привода гальмівний момент на кожному механізмі складає:

$$T_{z,p} = T_2 / n,$$

Тут n – кількість приводів.

Стійкість пересувних кранів. Стійкість крана характеризується коефіцієнтом стійкості.

Коефіцієнтом вантажної стійкості крана називають відношення моменту сил відносно ребра перекидання, який створюється вагою частин крана з урахуванням усіх додаткових сил (вітрових, інерційних при пуску або гальмуванні механізмів підйому вантажу, повороту і пересування крана) та сил від найбільшого допустимого при роботі уклону, до моменту сил, який створюється робочим вантажем відносно того самого ребра перекидання.

Коефіцієнт власної стійкості крана визначають як відношення моменту від ваги всіх частин крана з урахуванням уклону шляху в бік перекидання відносно ребра перекидання до моменту від вітрового навантаження неробочого стану крана (за ГОСТ 1451–77) відносно того самого ребра перекидання.

Вантажна стійкість повинна забезпечуватися при таких положеннях стріли:

- 1) перпендикулярно (поперек) до колії;
- 2) під кутом 45° (у плані) до напрямку руху;
- 3) уздовж колії.

Кут нахилу стрілових кранів при розрахунках повинен бути не меншим ніж 3° (за винятком залізничних), для порталних – 1° .

Контрольні запитання

1. Які різновиди механізмів пересування кранів ви знаєте?
2. На які види поділяються механізми приводу залежності від типу та розміщення приводу?

3. Від чого залежить опір перекочуванню колеса рейкових механізмів пересування?
4. За якою формулою визначається опір механізмів пересування електроталей?
5. Які основні навантаження визначають потужність електродвигуна і міцність механізму?
6. Як визначається гальмівний момент механізму пересування?
7. Що таке коефіцієнт вантажної стійкості?
8. Що таке коефіцієнт власної стійкості?

Лекція 11. Механізми пересування кранів
План: 1. Розрахунок вантажної стійкості.

1. Розрахунок вантажної стійкості

Виконують при максимальному вильоті стріли.

Коефіцієнт вантажної стійкості

$$k_I = (M_{ym} - \Sigma M_i - M_e) / M_{e,n} \geq 1,15, \quad (118)$$

де M_{ym} – момент стримувальних сил відносно ребра перекидання A , (рис. 20);
 ΣM_i – загальний момент сил інерції елементів крана і вантажу в період пуску та гальмування механізмів; M_e – момент від вітрових сил робочого стану крана;
 $M_{e,n}$ – момент від ваги номінального вантажу відносно ребра A .

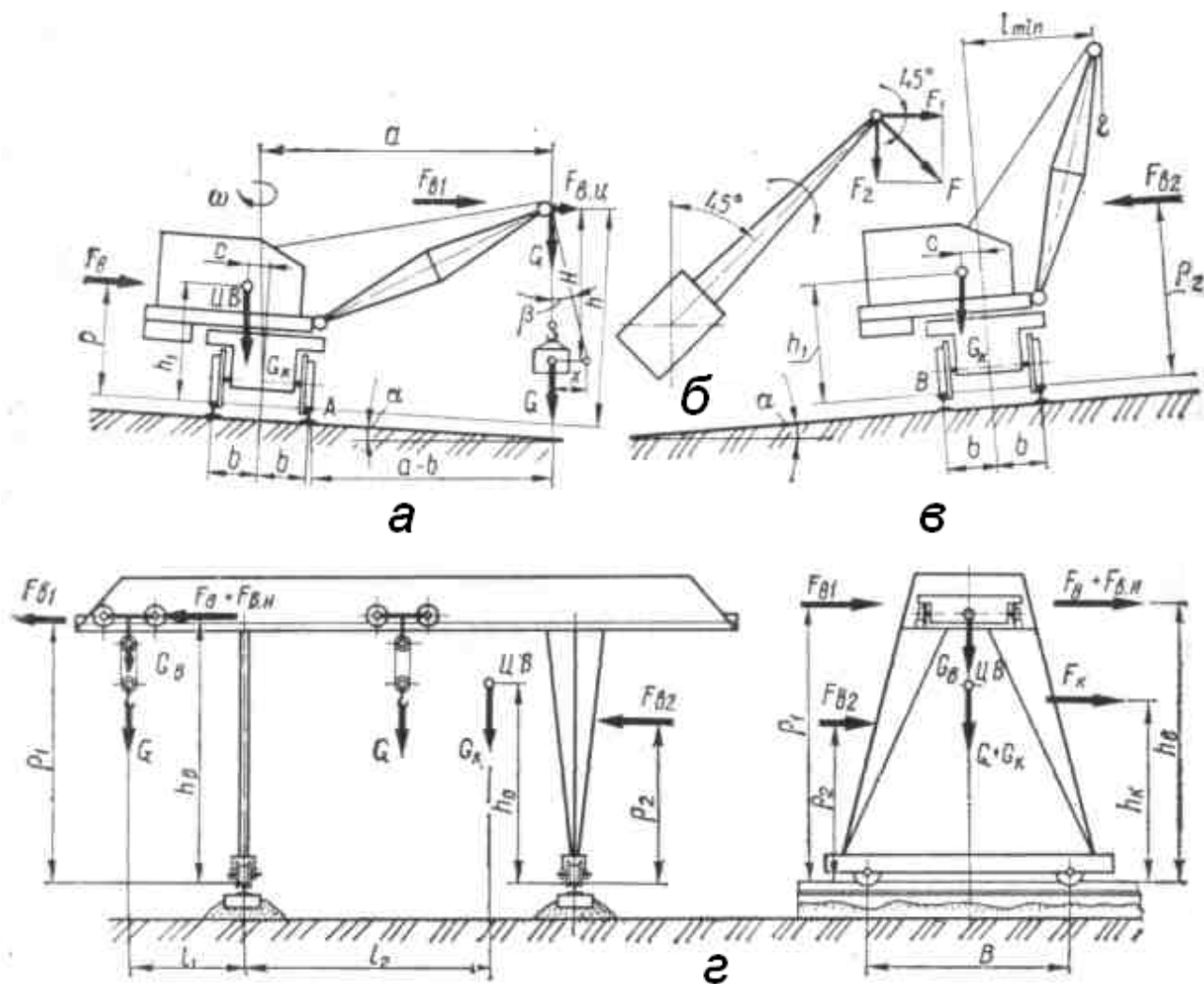


Рис. 20. Розрахункові схеми стійкості пересувних кранів

Визначимо складові моментів для трьох положень стріли.

Перший випадок – стріла розміщується поперек шляху.

Момент стримувальних сил (рис. 20, а):

$$M_{ym} = G_K [(b + c) \cos \alpha - h_1 \sin \alpha]. \quad (119)$$

Тут G_K – власна вага крана; b – відстань від осі обертання крана до ребра перекидання; c – відстань від площини, яка проходить через вісь повороту

крана паралельно ребру перекидання, до центра ваги крана; α – кут нахилу крана;

h_1 – відстань від центра ваги крана до площини, яка проходить через точку опорного контуру.

Перекидний момент від відцентрової сили вантажу $F_{вц}$, яка діє в площині стріли на відстані h :

$$M_{i.вц} = F_{вц} \cdot h .$$

Відцентрова сила вантажу (рис. 20, а):

$$F_{\ddot{a}a} = m_a \omega^2 (L - x); \quad (120)$$

$$x = H \cdot \operatorname{tg} \beta = HF_{\ddot{a}a} / G ,$$

де m_B – вага вантажу.

Підставивши значення $F_{вц}$ в формулу $M_{i.вц}$, дістанемо:

$$M_{i.вц} = \frac{m_a \omega^2 Lh}{1 - 0,1\omega^2 H} . \quad (121)$$

Тут ω – кутова швидкість повороту крана; L – відстань від осі обертання крана до центра ваги вантажу при встановленні крана на горизонтальній площині; h – відстань від головки стріли до площини, яка проходить через точки опорного контуру; H – відстань від головки стріли до центра ваги підвішеного вантажу.

Момент від сил інерції вантажу, що піднімається, при несталому режимі роботи привода

$$M_{i.в} = m_a \frac{v}{t_n} (a - b) . \quad (122)$$

Тут m_B – маса вантажу; v – швидкість підйому вантажу; t_n – тривалість несталого періоду роботи механізму підйому; a – відстань від площини, яка проходить через вісь повороту крана паралельно ребру перекидання, до центра ваги підвішеного вантажу при установленні крана на горизонтальній площині.

При розміщенні стріли перпендикулярно до ребра перекидання $a = L$.

Момент від сил інерції мас вантажу і стріли в горизонтальній площині:

$$M_{i.вс}^z = (m_{зв} + m_a) v_2 h / t_2 , \quad (123)$$

де m_B – маси стріли і стрілового обладнання, зведені до оголовка стріли;

v_2 – складова швидкості горизонтального переміщення оголовка стріли;

t_2 – тривалість несталого режиму роботи механізму зміни вильоту стріли.

Момент від сил інерції мас вантажу і стрілового обладнання у вертикальній площині:

$$M_{i.вс}^e = (m_{зв} + m_a) v_2'' (a - b) / t_2 . \quad (124)$$

Тут v_2'' – складова швидкості вертикального переміщення оголовка стріли.

Момент від сил тиску вітру на кран і вантаж:

$$M_e = F_{в} \rho + F_{в1} h , \quad (125)$$

де $F_{в}$, $F_{в1}$ – сили тиску вітру, що діють перпендикулярно до ребра перекидання і паралельно площині, на якій розміщується кран; ρ , h – відстані від площини,

яка проходить через точки опорного контуру, до центрів прикладення вітрових сил.

Перекидний момент від вантажу:

$$M_{\text{вн}} = G(a - b), \quad (126)$$

Другий випадок – стріла розміщується під кутом 45° у плані до ребра перекидання (рис. 20, б).

Визначають додатково *момент від сил інерції при пуску і гальмуванні механізму повороту:*

$$M_{i45^\circ} = F_1 h = F h \cos 45^\circ. \quad (127)$$

Дотична сила:

$$F = (m_{\text{зб}} + m_{\text{в}}) r \omega / t_3, \quad (128)$$

де r – радіус обертання мас з урахуванням відхилення вантажу x ; t_3 – тривалість несталого руху механізму повороту.

Третій випадок – стріла розміщується вздовж шляху. При переміщенні крана з вантажем розрахунок стійкості в напрямі руху виконують аналогічним способом і додатково знаходять *момент сил інерції вантажу і крана при несталому періоді руху механізму переміщення:*

$$M_{i.n} = m_{\text{в}} \frac{v_1}{t_1} h + m_{\text{к}} \frac{v_1}{t_1} h_1. \quad (129)$$

Тут v_1 – швидкість руху крана; t_1 – тривалість несталого режиму роботи механізму пересування крана; $m_{\text{к}}$ – маса крана.

Коефіцієнт вантажної стійкості без урахування додаткових сил від вітру і уклону шляху:

$$k_1' = M_{\text{ум}} / M_{\text{вн}} \geq 1,4. \quad (130)$$

Коефіцієнт власної стійкості крана (рис. 5.22., в):

$$k_2 = \frac{G_{\text{к}} [(b - c) \cos \alpha - h_1 \sin \alpha]}{F_{\text{в}2} \rho_2} \geq 1,15, \quad (131)$$

де $F_{\text{в}2}$ – сила вітру при неробочому стані крана; ρ_2 – плече дії сили.

Коефіцієнт вантажної стійкості крана в поздовжньому напрямі перевіряють при екстремому гальмуванні, наприклад при наїзді на упор:

$$k_1 = \frac{(G_{\text{в}} + G_{\text{а}} + G) B / 2}{F_{\text{в}} h_{\text{в}} + (F_{\text{а.і}} + F_{\text{а}}) h_{\text{а}} + F_{\text{а1}} \rho_1 + F_{\text{а2}} \rho_2} \geq 1,15, \quad (132)$$

де $G_{\text{к}}$, $G_{\text{в}}$, G – вага крана, візка і номінального вантажу відповідно;

$F_{\text{в.н}}$, $F_{\text{к}}$, $F_{\text{в}}$ – сили інерції відповідно вантажу, крана і візка, які виникають при екстремому гальмуванні крана; $F_{\text{в}1}$, $F_{\text{в}2}$ – вітрові сили; B – база крана;

$h_{\text{к}}$, $h_{\text{в}}$, ρ_1 , ρ_2 – плечі дії сил відносно ребра перекидання.

У козлових кранах з консолями визначають стійкість у поперечному напрямі при крайньому положенні навантаженого візка на консолі при екстремому гальмуванні – при ударі по буферу:

$$k_2 = \frac{G_{\text{к}} l_2 - (F_{\text{в}} + F_{\text{в.н}}) h_{\text{в}} - F_{\text{в}1} \rho_1 - F_{\text{в}2} \rho_2}{(G + G_{\text{в}}) l_1}. \quad (133)$$

Тут $(F_e + F_{e.H})$ – сила інерції візка з вантажем.

Сила удару:

$$(F_e + F_{e.H}) = (m_e + m_{e.H}) u_e / t_e, \quad (134)$$

де u_e – швидкість руху візка; $m_e, m_{e.H}$ – маси візка і вантажу; t_e – час дії сили при пружному ударі, $t_e = 0,5 \dots 0,8$ с.

За проектувального розрахунку механізму задані:

- вантажопідйомність крана Q (Н) або маса вантажу, що піднімається m_r (кг);
- швидкість руху крана або вантажного візка \mathcal{V}_i , м/с;
- довжина прольоту для мостових і козлових кранів l_{iD} , довжина стріли для баштових кранів з постійним вильотом стріли l_{iH} або величина шляху переміщення для всіх типів кранів l_{max} , м;
- режим роботи механізму TB , %.

1. На першому етапі розрахунку складають кінематичну схему механізму пересування і визначають власну вагу крана G_{KP} або вантажного візка G_{aa} . Їх значення варто приймати за аналогією з існуючими конструкціями або користуватися такими залежностями:

а) вантажний візок мостових або козлових кранів (кН):

$$G_{aa} = 15 + 0,2 \cdot Q;$$

б) бруківні крани (без ваги візка), кН:

при вантажопідйомності до 50 кН $G_{KP} = 35 + 0,07 \cdot Q \cdot l_i$;

при вантажопідйомності (100...150) кН $G_{ED} = 20 + 0,06 \cdot Q \cdot l_i$;

при вантажопідйомності (160...200) кН $G_{ED} = 12 + 0,05 \cdot Q \cdot l_i$;

при вантажопідйомності (200...400) кН $G_{ED} = 65 + 0,03 \cdot Q \cdot l_i$;

в) козлові крани:

безконсольні крани $G_{KP} = 100 + 0,01 \cdot Q \cdot l_i$;

крани з консолями $G_{ED} = 40 + 0,07 \cdot Q \cdot l_i$;

г) баштові стрілові крани (без ваги противаги):

зі змінюваним вильотом стріли $G_{KP} = 30 + 0,07 \cdot Q \cdot L_c$;

з візком, установленим на горизонтальній стрілі $G_{KP} = 30 + 0,2 \cdot Q \cdot l_c$;

д) вага візка стрілового крана з канатною тягою $G_{de} = 4,5 + 0,07 \cdot Q$.

2. Розрахувавши навантаження на опорною систему, визначають навантаження, що діє на одне ходове колесо P_{xk} (кН) і за табл. 5.3 приймають діаметр колеса D_{xk} і тип рейки.

За прийнятим діаметром вибирають тип колеса [2, 9] (однороборне, двороборне і ін.) і роблять його перевірку за ефективними напругами:

- для рейок, зазначених у табл. 3 (точковий контакт колеса з рейкою), перевірка проводиться за формулою):

$$\sigma_e = 7500 \cdot K \cdot K_f \cdot \sqrt[3]{\frac{K_d \cdot P_{xk}}{D_{xk}}} \leq [\sigma_e]; \quad (135)$$

– для плоских рейок типу швелера (лінійний контакт колеса з рейкою):

$$\sigma_e = 340 \cdot K_f \sqrt{\frac{K_d \cdot K_n \cdot P_{xk}}{D_{xk} \cdot b}} \leq [\sigma_e], \quad (136)$$

де K_d – коефіцієнт динамічності, обумовлений як: $K_d = 1 + a \cdot v_n$; a – коефіцієнт, що залежить від твердості кранового шляху [2, 3]; K – коефіцієнт, залежний від відношення радіуса округлення опорної поверхні до діаметра колеса; K_f – коефіцієнт, що враховує вплив дотичного навантаження на напругу в контакті [2, 3]; K_n – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по ширині колеса; b – робоча ширина опорної поверхні колеса, см.

Таблиця 3

Діаметр колеса і тип рейки

Діапазон сприйманих колесом навантажень $P_{x\bar{e}}$, кН	Діаметр колеса $D_{x\bar{e}}$ (мм) за ГОСТ 3569-74	Тип рейки		
		ГОСТ 4121-76	ГОСТ 6368-82	ГОСТ 7173-54
30...50	200; 250	-	P24	-
50...100	320; 400	KP70	-	P43
100...200	400; 500	KP70	-	P43; P50
200...250	560; 560; 630	KP70; KP80	-	P43; P50
250...320	630; 710	KP80; KP100	-	P43; P50
320...500	710; 800	KP80; KP100	-	-
500...800	800; 900; 1000	KP100; KP120	-	-

У формулах (135) і (136) значення діаметра колеса $D_{\bar{e}\bar{e}}$ варто приймати в см.

Для кованих і штампованих коліс кранів, що використовуються у сільському господарстві, з огляду на незначну інтенсивність їхньої роботи ефективну напругу $[\sigma_e]$, що допускається (МПа), можна розраховувати за формулою:

$$[\sigma_e] = 3,92 \cdot HB \cdot e^{-HB/800} \quad (137)$$

Тут HB – і твердість матеріалу колеса по Бринеллю.

Лекція 12. Механізми пересування кранів

План: 1. Розрахунок вантажної стійкості.

1. Розрахунок вантажної стійкості.

3. Для визначення статичного опору переміщення можна використовувати формулу:

$$W_c = W_{TP} \pm W_y \pm P_v, \quad (138)$$

де W_{TP} – опір рухові від сил тертя; W_v – опір рухові від ухилу підкранових колій; D_a – опір руху від вітрового навантаження.

а) опір від тертя в ходових частинах механізму пересування:

$$W_{TP} = (G_{KP} + G_{BB} + A \cdot Q) \cdot \frac{f \cdot d_u + 2\mu}{D_{xk}} \cdot K_p. \quad (139)$$

Тут f – коефіцієнт тертя в підшипниках колеса, приведений до цапфи колеса (безрозмірна величина); d_u – діаметр цапфи підшипника, мм; μ – коефіцієнт (плече) тертя катання колеса по рейці; K_p – коефіцієнт, що враховує зростання опору за рахунок тертя реборд по рейці.

Діаметр цапфи варто вибирати з креслень стандартних опорних складальних одиниць [2, 9] або орієнтовно приймати за такими співвідношеннями:

– для коліс вантажних візків при $D_{x\hat{e}} = (200 \dots 400)$ мм:

$$d = (0,16 \dots 0,25) \cdot D_{x\hat{e}};$$

– для кранових коліс при $D_{x\hat{e}} = 500 \dots 1000$ мм: $d_u = (0,125 \dots 0,16) \cdot D_{x\hat{e}}$.

б) опір пересування внаслідок ухилу підкранових колій розраховується як:

$$W_y = (G_{kp} + G_{vv} + A \cdot Q) \cdot j, \quad (140)$$

де j – ухил підкранового шляху: для мостових кранів: $j = 0,001$; для козлових і порталних кранів $j = 0,003$; для баштових і стрілових кранів $j = 0,005$; для вантажних візків мостових і козлових кранів $j = 0,002$.

в) опір руху від вітрового навантаження можна приймати рівним:

$$P_v = \frac{\mathcal{G}_B^2 \cdot K_B \cdot C}{1,6} \cdot F \quad (141)$$

Тут \mathcal{G}_B – швидкість вітру, спрямована паралельно поверхні землі, м/с [2, 10]; K_B – коефіцієнт, що враховує зміну швидкості залежно від висоти [2]; C – коефіцієнт аеродинамічної сили [2]; F – розрахункова навітряна площа, м².

4. Попередньо розраховуємо статичну потужність електродвигуна P_C (кВт) при сталого руху проти вітру на підйом:

$$D_C = \frac{W_c \cdot \mathcal{G}_i}{\eta_i}, \quad (142)$$

де η_i – загальний ККД механізму пересування, обумовлений відповідно до прийнятої кінематичної схеми або приймається $\eta_i = 0,7 \dots 0,85$.

Для закритих приміщень, за незначних ухилів підкранових шляхів і швидкостей руху більше 2,0 м/с попередній вибір потужності варто визначати за формулою:

$$D_C = \frac{[W_C + (1,1 \dots 1,3) \cdot W_z] \cdot g_I}{\eta_M \cdot \varphi} \quad (143)$$

Тут φ – коефіцієнт перевантаження двигуна при розгоні.

Для двигунів з фазним ротором $\varphi = 2,3$ при потужності до 5 кВт; $\varphi = 2,5$ – при потужності до 19 кВт; $\varphi = 2,8$ – при потужності понад 19 кВт. Для двигунів з короткозамкнутим ротором $\varphi = 2,5$ – при потужності до 8 кВт; $\varphi = 2,8$ – при потужності понад 8 кВт.

Силу інерції, що входить до формули (8.9), знаходимо за виразом:

$$W_z = m_{kp} \cdot a_p, \quad (144)$$

де a_p – прискорення крана за розгону, який можна приймати для мостових кранів і їх візків, $a_p = 0,15 \text{ м/с}^2$.

$$a_p = v / t_p. \quad (145)$$

Час розвантажування t_p визначається за нерівністю $t_p \geq (1,4 \dots 1,7) g_I$.

Паспортна потужність двигуна, прийнятого для використання в механізмі пересування, повинна задовольняти умову $D_{\dot{A}\dot{A}} \geq D_C$.

5. Передаточне число приводу механізму пересування визначається за формулою:

$$i = \frac{n_{\dot{a}\dot{a}} \cdot \pi \cdot D_{xk}}{60 \cdot g_{II}} \quad (146)$$

Тут $n_{\dot{a}\dot{a}}$ – частота обертання вала, обраного двигуна, об/хв.

За отриманим значенням передаточного числа приводу u вибирають редуктор, здатний передавати потужність $D_{\dot{a}\dot{a}} \geq D_C$.

6. Попередньо обраний двигун необхідно перевірити за умовами пуску:

$$[t_p] \geq \frac{n_{\dot{a}\dot{a}}}{38,2 \cdot \left(M_{\text{сер.н}} - \frac{W_C \cdot D_{xk}}{2 \cdot u \cdot \eta_M} \right)} \times \left[\frac{(A \cdot m_{ГР} + m_{вв} + m_{кр}) \cdot D_{xk}^2 + 1,2 \sum (m \cdot D^2)}{u^2 \cdot \eta_M} \right], \quad (147)$$

де $[t_p]$ – час розгону, що допускається: $[t_p] = (8 \dots 10) \text{ с}$ для кранів і $[t_p] = (5 \dots 6) \text{ с}$ для вантажних візків; $M_{\dot{a}\dot{a}\dot{a}\dot{a}}$ – середньопусковий момент (Н·м), обумовлений як:

$$T_{\text{сер.н}} = \frac{9550 \cdot P_{\dot{a}\dot{a}} \cdot \varphi}{n_{\dot{a}\dot{a}}} \quad (148)$$

$\sum (mD^2)$ – сума моментів інерції обертових частин, сполучених з валом двигуна.

3. Вибір гальма здійснюється за умовою: $M_{\text{ГАЛ}} \geq M_T$, у якому: $M_{\text{ГАЛ}}$ – паспортне значення гальмового моменту обраного гальма; M_T – розрахунковий гальмовий момент на валі електродвигуна при русі крана під ухил по вітрі:

$$M_T = \frac{n_{\text{дв}}}{38,2 \cdot [t_T]} \cdot \left[\frac{(A \cdot m_{GP} + m_{BB} + m_{kp}) \cdot D_{xk}^2 \cdot \eta_M}{u^2} + 1,2 \sum (mD^2) \right] +$$

$$+ (P_B + W_y - W_{TP}) \frac{D_{xk} \cdot \eta}{2u} \quad (149)$$

Допустима величина часу гальмування: $[t_{ГАЛ}] = (6...8)$ с для кранів і $[t_{ГАЛ}] = (3...4)$ с для вантажних візків.

Для мостових кранів, що працюють на відкритому повітрі без пристроїв проти викрадення, необхідно перевірити обране гальмо за умовою стопоріння крана при вітру неробочого стану:

$$M_{ГАЛ} \geq 1,2 (P_B^I + W_y - W_{TP}^{min}) \cdot \frac{D_{xk} \cdot \eta}{2u}, \quad (150)$$

де P_B^I – вітрове навантаження неробочого стану крана, обумовлена за (5.146) при швидкості вітру $\mathcal{V} \geq 14$ м/с;

Мінімальний опір від сил тертя рівний:

$$W_{TEP}^{min} = (G_{KP} + G_{BB} + A \cdot Q) \cdot W_{min} = (G_{KP} + G_{BB} + A \cdot Q) \frac{A \cdot d_u + 2\mu}{D_{xk}}. \quad (151)$$

8. Заключний етап розрахунку механізму пересування на рейковому шляху включає визначення запасу зчеплення ходових коліс з рейкою при розгоні і гальмуванні за формулою:

$$K_{зч} = \frac{P_{xk} \cdot (\mu_0 \pm W_{min})}{F_U \pm W_c^I} \geq [K_{зч}]. \quad (152)$$

Знак “плюс” відноситься до режиму розгону, знак “мінус” – до режиму гальмування.

Припустимий коефіцієнт запасу зчеплення дорівнює:

$[K_{зч}] = 1,1$ – за роботи на відкритому повітрі, з обліком вітрового навантаження; $[K_{зч}] = 1,2$ – без обліку вітрового навантаження.

Коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою μ_0 дорівнює: $\mu_0 = 0,12$ – за роботи на відкритому повітрі; $\mu_0 = 0,2$ – за роботи в закритому приміщенні.

Статичний опір за розгону приймається рівним

$$W_C^I = W_{TP} + W_y + P_B, \quad (153)$$

а за гальмування

$$W_C^I = (A \cdot Q + G_{KP} + G_{TE}) \cdot W_{min} - W_y - P_B. \quad (154)$$

Сила інерції розраховується за формулою:

$$F_{II} = \frac{(A \cdot m_B + m_{KP} + m_{BB}) \cdot \mathcal{V}_{II}}{[t]}, \quad (155)$$

у якій $[t]$ – час розгону або гальмування, що допускається.

Лекція 13. Механізми пересування кранів

План: 1. Розрахунок механізмів пересування з канатною тягою.

1. Розрахунок механізмів пересування з канатною тягою.

Механізми пересування візків (кареток) з канатною тягою на рейковому ході дозволяють значно зменшити масу і габарити візка. У зв'язку з відсутністю обмежень по зчепленню коліс з рейками можливий рух каретки з великими прискореннями шляхами, що мають більший ухил.

Навантаження на одне колесо візка визначається як:

$$P_{xk} = \frac{A \cdot Q + G_{BB}}{Z_{xk}}, \quad (156)$$

де Z_{xk} – число опорних коліс; Q_{BB} – вага візка (див. п. 2.1.1., д).

При визначенні потужності, потрібної на пересування каретки з підвішеним на канатах вантажем, у механізмах пересування даної конструкції додатково до статичного опору пересуванню, що дорівнює:

$$W_C^I = W_{TP}^I \pm W_y^I \pm P_B^I, \quad (157)$$

необхідно враховувати додатковий опір від різниці натягу каната 1 механізму підйому вантажу (рис. 21) і опору W_{ID} від провисання тягового каната, що збігає з барабана 3 тягового каната 4 механізму пересування.

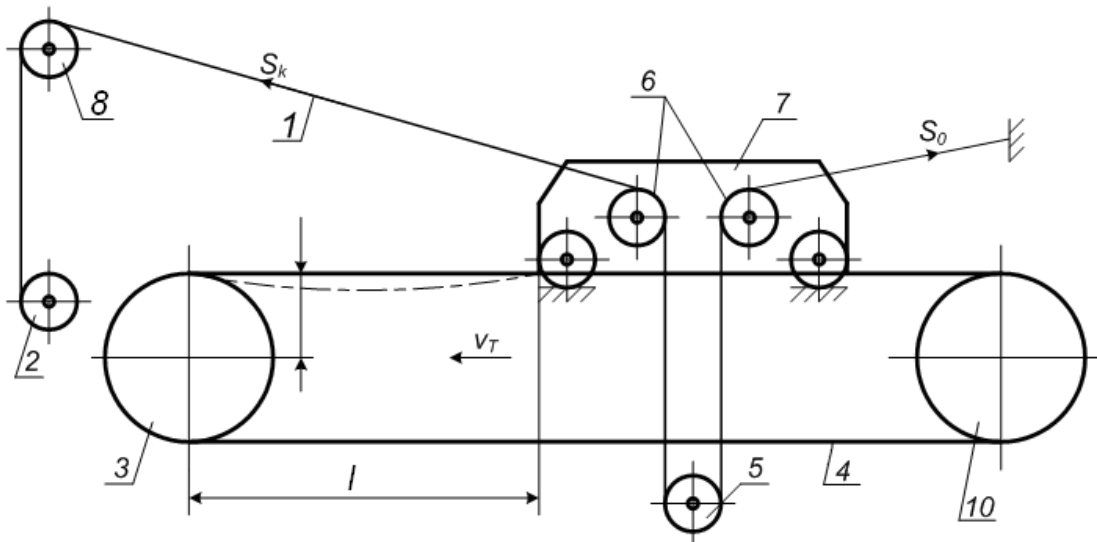


Рис. 21. Кінематична схема механізму пересування з канатною тягою: 1–канат механізму підйому; 2–барабан механізму підйому; 3–барабан механізму пересування; 4–тяговий канат механізму пересування; 5–блоки поліспасти; 6–направляючі блоки; 7–каретка; 8,10–обвідні блоки; 9–ходове колесо.

Опір від різниці натягу частин каната механізму підйому виникає при огинанні ним блоків поліспасти 5 і направляючих блоків 6, установлених на каретці 7, і дорівнює:

$$W_H = S_k - S_0 = \frac{A \cdot Q \cdot (1 - \eta^{z-1}) \cdot (1 - \eta^{z-1})}{\eta \cdot (1 - \eta^{z-2})}, \quad (158)$$

де $z \geq 3$ – сумарне число блоків, розміщених на каретці, й блоків поліспасти.

Опір від ухилу підкранових шляхів W_y^I (у зв'язку з тим, що механізми пересування з канатною тягою використовують взагалі в стрілових кранах з постійним вильотом стріли, яка має більші ухили рейкових шляхів) визначають за формулою:

$$W_y^I = (A \cdot Q + G_{BB}) \cdot \sin \beta. \quad (159)$$

У формулі (5.164) β – кут нахилу рейкового шляху каретки.

Величини опору руху від сил тертя $W_{тер}^I$ і від вітрового навантаження P_B^I визначають аналогічно п.2.1 за формулами (103) і (105).

Опір пересування візка від провисання, що збігає з барабана 3 каната 4 механізму пересування, визначається за формулою:

$$W_p = 0,125 \cdot g_k \cdot l^2 / n,$$

де g_k – розподілена вага каната, Н/м; l – довжина шляху переміщення візка, м;

h – величина провисання частини каната, що збігає, м.

Розподілена вага каната приймається із довідника [2, 3], при чому попередньо діаметр каната обирається за формулою:

$$[S_T] \geq 4 \cdot (W_C^I + W_H).$$

Тут $[S_T]$ – табличне значення розривного зусилля каната.

Величину провисання можна приймати рівною: $(0,01 \dots 0,02) \cdot l$, з урахуванням чого опір від провисання частини, що збігає, дорівнює:

$$W_{iB} = (6,25 \dots 12,5) \cdot g_k \cdot l. \quad (160)$$

Для забезпечення натягу каната холостий блок механізму пересування 10 необхідно підпружинювати. Робоче зусилля пружини P_{PP} рівне:

$$P_{PP} \geq 2W_{PP}, \quad (161)$$

а хід її Δl повинен бути достатній для того, щоб уникнути пружних подовжень каната під час роботи:

$$\Delta l = \frac{2 \cdot l (W_{TP}^I + W_y^I + P_B^I + W_H + W_{iB})}{EF}. \quad (162)$$

Тут EF – жорсткість каната.

За подальших розрахунків необхідно уточнити діаметр каната з урахуванням діючого на нього зусилля провисання W_{PP} , визначити діаметр D , довжину l_b канатного барабана механізму пересування і частоту обертання барабана n_b .

В основному визначення цих конструктивних параметрів аналогічно розрахункам, проведеним для механізмів підйому вантажів.

Уточнений діаметр каната повинен задовольняти умову:

$$[S_p] = K_3 \cdot (W_{mp}^I + W_y^I + P_B^I + W_H + W_{iB}) \leq S_T. \quad (163)$$

Величину коефіцієнта запасу міцності K_3 приймають рівною: $K_3 = 4$ для легкого режиму роботи; $K_3 = 4,0 \dots 4,5$ для середнього режиму роботи; $K_3 = 5,0 \dots 5,5$ для важкого режиму роботи; $K_3 = 6,0$ для досить важкого режиму роботи.

Діаметр барабана визначається за формулою:

$$D_{\delta} = (e - 1) \cdot d_{\kappa}, \quad (164)$$

у якій величина коефіцієнта приймається в межах (16...30) залежно від режиму роботи механізму пересування. Величина отриманого діаметра округляється до найближчого більшого значення D з нормального ряду чисел.

Довжина барабана може бути розрахована за формулою:

$$l_{\delta} = \left[\frac{2l}{\pi(D + d_{\delta})} + (5 \dots 6) \right] \cdot t, \quad (165)$$

де t – крок накручування каната на барабан (див. п. 8.1.5, в).

Частота обертання барабана дорівнює:

$$n_{\delta} = \frac{60 \cdot \mathcal{G}_T}{\pi(D + d_{\delta})}. \quad (166)$$

Потужність, що потрібна на рух каретки, визначиться як:

$$N = \frac{W_{TP}^I + W_y^I + P_B^I + W_H + W_{iD}}{\eta_M} \cdot \mathcal{G}_{\delta}, \quad (167)$$

де η_i – ККД приводу, $[\eta_i = 0,9 \dots 0,95]$.

Потужність електродвигуна повинна задовольняти умову:

$$P_{\delta\delta} \geq P.$$

Передаточне число приводу визначається виразом:

$$i = n_{\delta\delta} / n_{\delta}. \quad (168)$$

Вибір редуктора аналогічний викладеному раніше в розділі I і п. 8.1.

Для розрахунку часу розвантажування $[t_p]$ варто використовувати формулу (96); статичний опір пересуванню дорівнює:

$$W_K = W_{TP}^I + W_y^I + P_B^I + W_H + W_{iD}.$$

Гальмовий момент визначається виразом (91). Визначення коефіцієнтів запасу зчеплення коліс з рейками в механізмах пересування з канатною тягою не проводиться.

Лекція 14. Стрічкові конвеєри

План: 1. Конструкція, конвеєрні стрічки.

2. Типи роликів опор.

3. Продуктивність конвеєра, визначення ширини стрічки.

1. Конструкція, конвеєрні стрічки.

Стрічкові конвеєри служать для безперервного переміщення насипних та дрібноштучних вантажів у горизонтальному, похилому і вертикальному напрямках. Вони широко застосовуються у промисловості, сільському господарстві, гірничовидобувній, металургійній промисловості завдяки своїм позитивним якостям:

- безперервність транспортування, що сприяє підвищенню продуктивності машин, які працюють у комплексі зі стрічковим конвеєрами;
- простота конструкцій, надійність і зручність обслуговування;
- можливість повної автоматизації із застосуванням систем регулювання та контролю;
- можливість розвантаження вантажу в будь-якому місці траси конвеєра.

Недоліки стрічкових конвеєрів: велика вартість і недостатня довговічність стрічки, неможливість транспортування вантажі високої температури, липких, гострокромкових та ін.

Стрічковий конвеєр (рис. 5.30) складається з гнучкої, замкненої, задалегідь натягнутої стрічки 1, яка одночасно є вантажонесучим і тяговим органом, приводного 8 та натяжного 4 барабанів, ролик опор 2 для підтримання робочих і неробочих віток стрічки, привода, який складається з одного або кількох барабанів, редуктора 7, двигуна 6 і муфт, натяжного пристрою 5, опорної металоконструкції 3, завантажувального 9 і розвантажувального пристроїв, очисного обладнання 10.

Стрічкові конвеєри бувають *стаціонарні* та *пересувні* невеликої довжини.

Стрічка – це найбільш важливий та коштовний елемент конвеєра (становить до 50% загальної вартості всього конвеєра). Як правило, з підвищенням строку служби стрічки знижується вартість транспортування конвеєром одиниці вантажу

Конвеєрні стрічки (рис. 1) поділяють:

- за конструкцією на: гумовотканинні; металеві завтовшки (0,6...1,2) мм (у тому числі з гумовим покриттям); спеціальні (сітчасті, з рифленою поверхнею, із скловолокна та ін.);
- за призначенням: загального призначення; морозостійкі; теплостійкі; вогнетривкі; для харчових продуктів.

Для матеріалів, що пилять, і отруйних застосовують трубчасті стрічки.

Гумовотканинні стрічки – найпоширеніші і складаються з тягового каркаса 1 (рис. 22., а), захищеного з усіх боків привулканізованими до нього еластичними обкладками 2, 3. Тяговий каркас виготовлений з тканинних прокладок, з'єднаних між собою тонкими гумовими прошарками, які надають стрічці більшої гнучкості. Тканина складається з ниток основи (бавовняної, синтетичної,

віскозного шовку та ін.), які сприймають поздовжнє навантаження та ниток утку 4, що забезпечують поперечну жорсткість стрічки

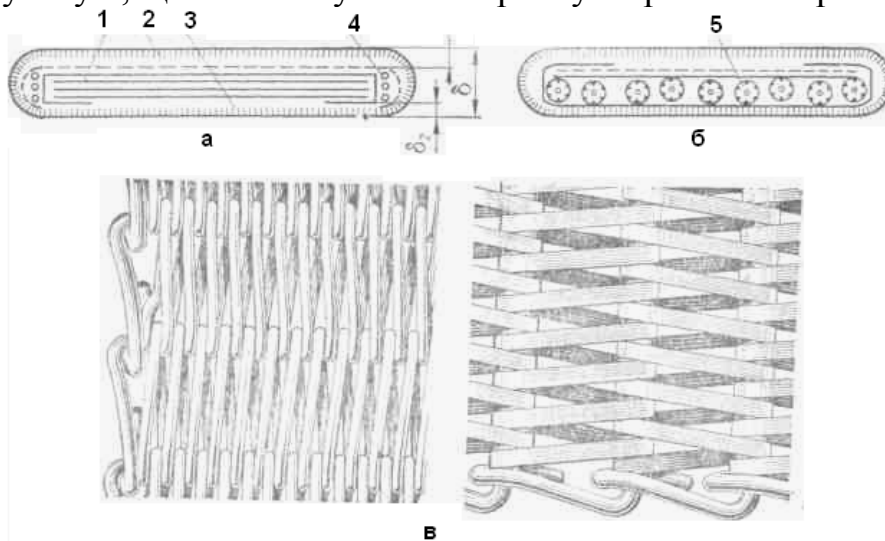


Рис. 22. Конвеєрні стрічки

захищають каркас стрічки від механічних пошкоджень, дії газів, проникнення вологи та стирання.

Для переміщення вологих і слизьких матеріалів використовують стрічку з шевронною поверхнею, яка дає змогу працювати на великих кутах підйому конвеєра: для сипких вантажів – до 28° ; для одиночних (цегла, ящики тощо) – до 40° .

Згідно з ГОСТ 20–85, випускають п'ять типів (1, 2Р, 2, 3, 4) гладеньких гумотканинних стрічок для транспортування сипких, кускових та поштучних вантажів: загального призначення; морозостійкі (1М, 2РМ) до (-60°C); вогнетривкі (2РШ, 2Ш для шахт); термостійкі (2П), що допускають температуру ($100\text{...}200$) $^\circ\text{C}$. Ширина стрічок ($300\text{...}3000$ мм).

Одним із прогресивних напрямів у виробництві стрічок є більш широке впровадження суцільнотканинних стрічок з каркасом із багатоосновної тканини,

які мають велику міцність, гнучкість, довговічність. Для розвантаження стрічки від тягових зусиль, особливо в конвеєрах великої довжини, застосовують канатно-стрічкові та стрічково-ланцюгові конвеєри, в яких стрічка є в основному несучим органом.

Гумотросові стрічки мають такі переваги: висока міцність (у $15\text{...}25$ разів міцніша, ніж гумотканинна такої самої товщини), невелике відносне видовження (не більше $0,5\%$), висока довговічність, хороша поздовжня і поперечна гнучкість, що дає змогу використовувати барабани менших діаметрів та роликові опори з більшим кутом нахилу бокових роликів. Для виготовлення гумотросових стрічок (ширина яких досягає 3000 мм) застосовують троси діаметром $2,1\text{...}11,6$ мм, які завулканізовані між шарами тканини вздовж стрічки. Гумотросові стрічки (ГТС) використовують на конвеєрах завдовжки 5000 м і більше.

Стрічки в морозостійкому виконанні до (-60°C) виготовляють із морозостійкої гуми, утвореної методом добавок різних антифризів у гумові суміші.

Тягове зусилля в гумотросових стрічках (рис. 22, б) сприймається металевим тросом 1.

Обкладка стрічки виготовляється з гумової суміші, яка складається з натурального або синтетичного каучуку, а також із пластмас – полівінілхлориду і поліетилену. Вони

Термостійкі стрічки виготовляють із скловолокна, поверхня якого покрита кремнійорганічним каучуком (до 6 мм), а також покриванням прогумованої тканини скловолокном.

Стрічки для харчових продуктів мають зовнішні обкладки з гумової суміші без домішок.

Для транспортування абразивних та крупнокускових вантажів з гострими кромками, а також для транспортування сумісно з технологічними процесами (термообробка, гальванізація та ін.) впроваджують сталеві стрічки, виготовлені з дроту різного перерізу та плетіння (рис. 1, в).

2. Типи роликів опор.

Роликові опори – це основний елемент стрічкового конвеєра. Від їхнього стану залежить довговічність стрічки та споживання енергії приводами. Роликоопори повинні бути довговічними, недорогими, зручними в експлуатації та при монтажі, мати малий опір обертанню. За призначенням вони поділяються на **рядові**, які встановлюються протягом всієї траси, та **спеціальні**, розміщені в окремих місцях конвеєра: центрувальні, перехідні (біля приводних барабанів), амортизувальні (в пунктах завантаження) та ролики для очищення стрічки.

За кількістю роликів і кутами їх нахилу розрізняють такі типи роликоопор (рис. 5.31): **а** – однороликові; **б** – двороликові ($\alpha = 15$ і 20°); **в** – трироликові ($\alpha = 20, 30, 36, 45^\circ$); **г** – п'ятироликові ($\alpha_1 = 45^\circ$ і $\alpha = 22,5^\circ$ або $\alpha_1 = 54^\circ$ і $\alpha = 18^\circ$).

Як правило, неробоча вітка має однороликові опори, і лише для стрічки більшої ширини встановлюють двороликові. Крок роликів робочої вітки залежить від ширини стрічки, насипної щільності матеріалу і становить (0,9...1,5) м. Для конвеєра з високоміцними стрічками крок роликів досягає 3...4 м; для неробочої вітки крок вибирають у 2 рази більший. На неробочій вітці конвеєра частина роликів може виконуватися гвинтовими для очищення робочої поверхні стрічки від налиплої маси матеріалу. Для регулювання ходу стрічки кріплення роликів допускає деяке переміщення в плані (на кут 3...5°) від положення, перпендикулярного до стрічки в напрямі її руху. Щоб запобігти збіганню стрічки з трироликових опор, треба нахилити бокові ролики вперед по ходу стрічки на кут 2...4° (їх встановлюють через кожні 5-6 звичайних роликів), а також застосовують центрувальні опори.

Найчастіше використовують трироликові опори; двороликові встановлюють на пересувних конвеєрах легкого типу; п'ятироликові – для конвеєрів зі стрічкою великої ширини, де треба збільшити глибину жолоба з метою підвищення продуктивності конвеєра. Однороликові опори застосовують у конвейєрах для переміщення поштучних або насипних вантажів з одночасним виконанням певних технологічних операцій (породовідбирання, збезводнювання та ін.). Впровадження трироликових опор з більшим кутом нахилу (30 і 45°) бокових роликів стало можливим завдяки стрічкам типу ГТС або з гнучким синтетичним каркасом. При цьому значно збільшується площа поперечного перерізу матеріалу на стрічці, а продуктивність наближається до продуктивності конвеєрів із п'ятироликовими опорами.

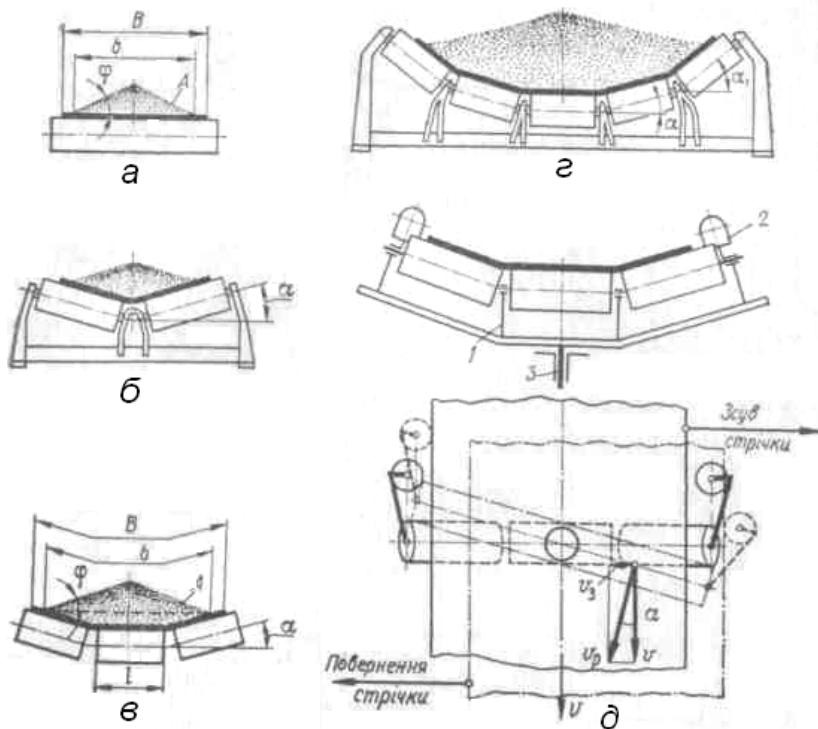


Рис. 23. Типи роликів опор

3. Продуктивність конвеєра, визначення ширини стрічки.

Проектування стрічкових конвеєрів починається з розрахунку основного параметра – ширини стрічки (рис. 23) при заданій продуктивності Π , т/год.,

$$\Pi = 3,6 A v \rho .$$

Площа поперечного перерізу A насипного матеріалу на стрічці залежить від ширини B та кута природного укосу φ .

Визначення основних

параметрів конвеєра – ширини та швидкості стрічки. Спочатку ширину стрічки вибирають за гранулометричним складом матеріалу:

для рядових вантажів

$$B \geq (2,7 \dots 3,2) a_{\max} , \quad (169)$$

де a_{\max} – максимальний розмір куска;

для сортованих

$$B \geq (3,3 \dots 4) a ;$$

для поштучних

$$B \geq a_{\max} + (100 \dots 200) . \quad (170)$$

Для визначення ширини стрічки з умов забезпечення заданої продуктивності спочатку знаходять площу поперечного перерізу A , м², насипного вантажу на стрічці:

для масової продуктивності

$$A = \frac{\Pi}{3,6 v \rho} ; \quad (171)$$

для об'ємної продуктивності

$$A = \frac{\Pi_v}{3,6 v} . \quad (172)$$

З умов уникнення просипання матеріалу із стрічки при її русі використовується не вся ширина стрічки: $b = 0,9 B - 0,05$. (173)

Тоді площа поперечного перерізу матеріалу A для плоскої стрічки може мати вигляд трикутника, а для жолобчастої – виражатися сумою трикутника і трапеції (рис. 24, б).

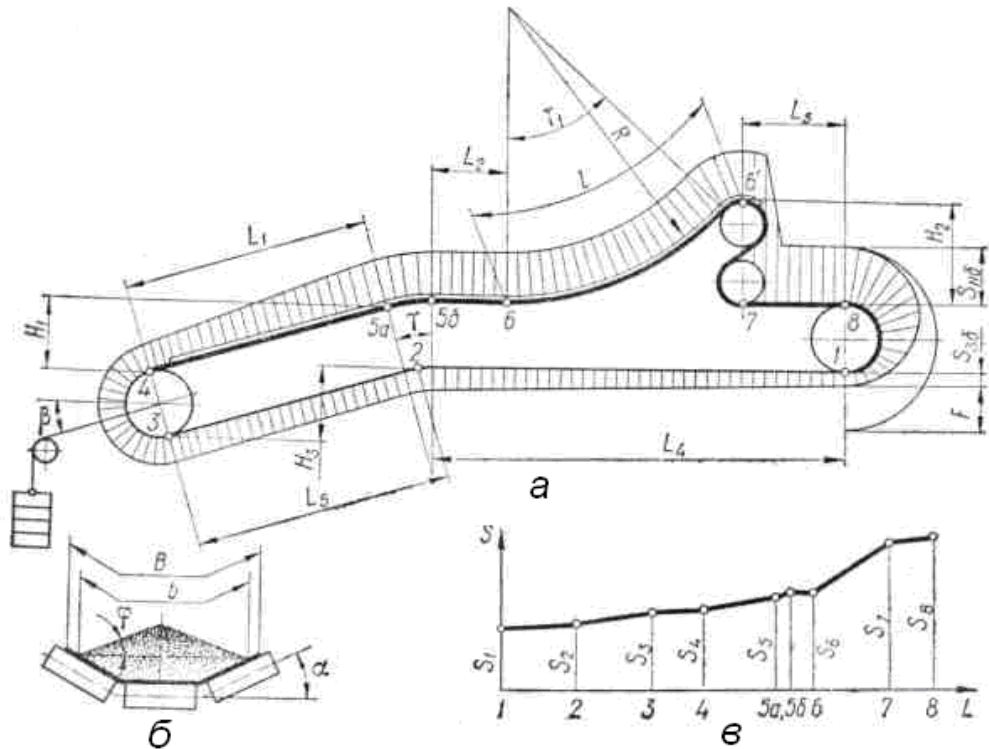


Рис. 24. Розрахункові схеми

Запишемо в загальному вигляді вираз для площі поперечного перерізу матеріалу:

$$A = k_n (0,9B - 0,05)^2, \quad (174)$$

де k_n – коефіцієнт пропорційності.

Підставивши значення (174) у формулу (169), знаходимо ширину стрічки з умов продуктивності конвеєра:

для масової продуктивності

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\Pi / (k_n v \rho)} + 0,05 \right); \quad (175)$$

для об'ємної

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\Pi_v / (k_n v)} + 0,05 \right). \quad (176)$$

Значення коефіцієнта k_n залежить від кута укошу та форми стрічки і становить $k_n = 240 \dots 710$.

Для похилих конвеєрів слід урахувувати зниження продуктивності внаслідок часткового зсипання матеріалу із стрічки:

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\Pi / (k_n k_\beta v \rho)} + 0,05 \right), \quad (177)$$

де k_β – коефіцієнт, який залежить від кута нахилу конвеєра, $k_\beta = 0,8 \dots 1,0$.

Із двох добутих значень ширини стрічки [формули (175) та (176)] беруть більше і округлюють, як правило, в більший бік до стандартної ширини (ГОСТ 20-85): (300...3000) мм.

Ширину стрічки жолобчастої форми можна знайти за формулою

$$\Pi = (k_\beta B)^2 (k_{p1} + k_{p2} c_\beta \operatorname{tg} \varphi_n) \rho v,$$

де k_β – коефіцієнт використання ширини стрічки; k_{p1} , k_{p2} – коефіцієнти, які залежать від форми роликів опори; c_β – коефіцієнт уклону стрічки; φ – кут

природного укосу матеріалу; $\varphi_n = (0,75...0,8) \varphi$ – кут насипання матеріалу на стрічці.

Для трироlikової опори

$$k_{p1} = 300(\sin \alpha - 0,33 \sin 3\alpha)/(1 - \cos \alpha); k_{p2} = 66,7(\sin 1,5\alpha / \sin 0,5\alpha)^2,$$

де α – кут нахилу крайніх роликів опори.

Найбільші кути нахилу конвеєрів зі стрічкою перебувають у межах $\beta = 15...24^\circ$ залежно від характеру вантажу, що транспортується (менший кут для сухого піску, більший – для вологої землі).

Швидкість руху стрічки – це основний параметр, від правильного вибору якого залежать техніко-економічна ефективність конвеєра, оптимальний строк служби та вартість стрічки, потужність двигуна, габаритні розміри конвеєра. Зі збільшенням швидкості зменшується ширина стрічки, поперечні розміри конвеєра та його металомісткість. Швидкість стрічки обмежується при транспортуванні крупнокускових матеріалів збудженням великих динамічних навантажень, а пороховидних – внаслідок втрат на трасі. Крім того, при великих швидкостях порушується центрування вузьких стрічок.

Залежно від характеру вантажу та ширини стрічки швидкість U може перебувати в широких межах (1 – 10) м/с. Конвеєрні ролики при швидкості стрічки понад (4 – 5) м/с треба балансувати. При встановленні розвантажувального візка допустимі швидкості зменшують на 25 %, а для легких поштучних вантажів при наявності плужкових скидачів швидкість стрічки повинна становити (0,8 – 2) м/с. У тихохідних конвеєрах мінімальна швидкість стрічки повинна бути такою, щоб матеріал, який транспортується, при розвантаженні з кінцевого барабана відривався від стрічки, а не сковзав по ній і не стирав робочу обкладку.

Лекція 15. Стрічкові конвеєри

План: 1. Тяговий розрахунок конвеєра.

2. Розрахунок стрічки на міцність.

1. Тяговий розрахунок конвеєра.

Для розрахунку натягів у конвеєрах з гнучким органом незалежно від складності траси застосовують *універсальний метод обходу контура*. Сутність його полягає в тому, що всю довжину траси конвеєра поділяють на характерні відрізки і послідовно визначають натяги стрічки в будь-якій точці траси:

$$S_i = S_{i-1} \pm W_{i-1, i}, \quad (178)$$

де S_{i-1} – натяг у попередній точці траси $i-1$; W_{i-1} – опір на відрізку між точками $i-1$ та i (знак “плюс” – при підйомі, знак “мінус” – при спуску вантажу).

У результаті знаходять натяг у двох кінцевих характерних точках конвеєра – набіжній та збіжній вітках стрічки на приводному барабані.

Визначимо натяг стрічки конвеєра з розвантажувальним візком (рис. 24, а). Розрахунок слід починати з точки мінімального натягу збіжної ненавантаженої вітки S_1 або з точки мінімального натягу стрічки S_4 , який можна знайти з умов допустимого прогину стрічки між роликками.

Натяг у точці **5a** перед входом стрічки на роликкову батарею

$$S_{5a} = S_4 + W_{4-5a} \quad (179)$$

Опір на похилому навантаженому відрізку стрічки **4 - 5a**

$$W_{4-5a} = (q + q_1)L_1(\omega \cos \beta + \sin \beta), \quad (180)$$

де q , q_1 – лінійні навантаження відповідно від вантажу на стрічці та рухомих частин конвеєра (стрічки, роликів).

Натяг стрічки в кінці роликкової напрямної

$$S_{5a'} = S_{5a} + W_{02}, \quad (190)$$

де опір на обгинальній стрічці з кутом γ $W_{02} = S_{5a'}(e^{\omega' \gamma} - 1)$; ω' – коефіцієнт опору рухові на криволінійній ділянці траси.

Натяг у точці **6** перед початком підйому стрічки на барабан розвантажувального візка

$$S_6 = S_{5a'} + W_{5a'-6}, \quad (191)$$

де $W_{5a'-6} = (q + q_0)L_2\omega$.

Натяг у точці **7** барабана розвантажувального візка

$$S_7 = S_6 + W_{p.6}.$$

Опір на розвантажувальному візку

$$W_{p.6} = (q + q_1)l\omega + (q + q_0)H_2 - q_0H_2 + 2S_6 \left(\frac{d}{D} f \sin \frac{\alpha}{2} + \xi \right). \quad (192)$$

Тут D – діаметр барабана; d – діаметр цапфи вала; α – кут обхвату барабана стрічкою; ξ – коефіцієнт жорсткості стрічки; q_0 – лінійне навантаження від

стрічки; l – довжина дуги провисання стрічки, $l = 2\pi R \frac{\gamma_1^0}{180^0}$.

Останню складову в формулі (192) для практичних розрахунків можна взяти за дослідними даними, які враховують $k = (1,02 - 1,06)$.

Тоді

$$W_{a\bar{a}} = (q + q_1)l\omega + qH_2 + Sk. \quad (193)$$

Натяг стрічки в точці набігання на приводний барабан

$$S_8 = S_{н\bar{б}} = S_7 + W_{7-8}. \quad (194)$$

Опір на неробочому відрізку стрічки

$$W_{7-8} = q_1L_3\omega.$$

Натяг стрічки перед натяжним барабаном

$$S_3 = S_4 - W_{4-3},$$

де W_{4-3} – опір на натяжному барабані, $W_{4-3} = kS_4$.

Натяг у точці перегину нижньої вітки стрічки

$$S_2 = S_3 - W_{2-3}.$$

Тут $W_{2-3} = q_1L_5(\omega \cos \beta + \sin \beta)$.

Натяг збіжної вітки

$$S_1 = S_{з\bar{б}} = S_2 - W_{2-1} \quad (195)$$

де $W_{2-1} = q_1L_4\omega$.

У завантажувальному пристрої конвеєра утворюються значні місцеві опори рухові стрічки від сил тертя по стінках воронки з урахуванням статичного тиску насипного матеріалу. Треба прикласти також додаткові сили для надання матеріалу швидкості стрічки:

$$W_{c\bar{a}\bar{a}} = k_a \dot{I} (v - v_0 + f_c \sqrt{2gh} / 3,6). \quad (196)$$

де U – швидкість стрічки; U_0 – складова швидкості матеріалу вздовж стрічки; k_6 – коефіцієнт, що враховує опір рухові від тертя матеріалу по бокових стінках воронки та ін., $k_6 = 1,5$; f_c – коефіцієнт тертя між матеріалом і стрічкою; h – висота падіння матеріалу на стрічку.

При проміжному розвантаженні конвеєра плужковим скидачем сили опору будуть:

– для сипких вантажів

$$W_{i\bar{n}} = k_0 q_1 B. \quad (197)$$

Тут k_0 – коефіцієнт опору, який залежить від характеру матеріалів (для зернистих і пороховидних вантажів $k_0 = 2,7$; для дрібнокускових – $k_0 = 3,6$);

– для поштучних вантажів

$$W_{i\bar{n}} = G f_c \sin(\alpha_i + \varphi_i),$$

де G – вага вантажу; f_c – коефіцієнт тертя вантажу по стрічці; α_n – кут установлення плужка; φ_n – кут тертя вантажу по плужку.

Опори очисних пристроїв:

– скребкового

$$W_{\bar{n}\bar{e}} = p_{\bar{n}\bar{e}} B. \quad (198)$$

Тут $p_{ск}$ – сила опору для очищення 1 м ширини стрічки $p_{ск} = (300 - 500)$ Н/м;

– щіткового

$$W_{щ} = p_{щ} B v_{щ}, \quad (199)$$

де $p_{щ}$, $v_{щ}$ – відповідно лінійний опір та лінійна швидкість очисників: для сухих вантажів $p_{щ} = (210 - 250)$ Н/м, для вологих і липких $p_{щ} = (300 - 350)$ Н/м.

Після визначення всіх опорів на трасі конвеєра знаходимо натяг набіжної та збіжної віток стрічки приводного барабана.

При числовому розрахунку послідовних зусиль у контурі натяг стрічки $S_{нб}$ у загальному вигляді виражається через невідоме значення $S_{зб}$:

$$S_{нб} = a S_{зб} + b. \quad (200)$$

Тут a і b – відомі коефіцієнти розрахунку.

З іншого боку, співвідношення між натягами

$$S_{нб} = S_{зб} e^{f\alpha}. \quad (201)$$

Після сумісного вирішення двох рівнянь (5.222) і (5.223) знаходимо натяги стрічки $S_{зб}$ і $S_{нб}$.

За розрахунковими даними натягів у характерних точках контуру будуємо діаграму натягу стрічки по всій трасі (рис. 24, в).

Натяг віток перевіряємо за умовою:

$$S_{іа} / S_{сá} \leq \dot{a}^{f\alpha} / k_3, \quad (202)$$

де k_3 – коефіцієнт запасу сил тертя $k_3 = 1,15 - 1,2$.

Мінімальний натяг стрічки повинен бути таким, щоб прогин стрічки під дією вантажу, що транспортується, був у нормі – (1,25 – 3) % кроку роликкоопор.

Максимальний прогин стрічки

$$f_{max} = \frac{(q - q_0) p_p^0}{8 S_{min}} \leq (0,0125 \dots 0,03) p_p. \quad (203)$$

Мінімальний натяг стрічки

$$S_{min} \geq \frac{l}{8 f_{max}} (q + q_0) p_p^0. \quad (204)$$

З деяким запасом $S_{min} \geq 70(q + q_0) p_p$.

На похилих ділянках конвеєра для визначення прогинів або мінімального натягу в формулах (203) і (204) лінійне навантаження і треба помножити на $\cos \beta$. Для швидкохідних конвеєрів рекомендується брати більше значення S_{min} .

Тягове зусилля з урахуванням опору обертанню приводного барабана

$$F_0 = S_{іа} - S_{сá} + (k - 1)(S_{іа} + S_{сá}). \quad (205)$$

На криволінійній ділянці траси треба визначити мінімальний радіус перегину стрічки на кривій опуклістю вниз з умови, що стрічка не буде підніматися над роликами під дією сили натягу S :

для незавантаженої вітки

$$R_{min} \geq S / q_0;$$

для завантаженої

$$R_{min} \geq S / (q + q_0).$$

2. Розрахунок стрічки на міцність.

Розрахунок стрічки на міцність виконують за максимальним натягом.

Кількість прокладок (основних) стрічки

$$i = S_{max} n / (\sigma_p B), \quad (206)$$

де σ_p – границя міцності на розрив прокладки завширшки 1 см, МПа; n – запас міцності стрічки, що залежить від основи стрічки і типу конвеєра: для горизонтальних конвеєрів $n = (8 - 10)$ і для похилих $n = (11 - 12)$.

Кількість прокладок у стрічці залежно від її ширини становить 3 – 12.

Якщо в конвеєрах застосовують муфти граничного моменту або автоматичні лебідки натяжних механізмів, а також центрувальні роликоопори, то запас міцності вибирають меншим:

$$n_0 = \frac{1,2k_n}{\left(\frac{1}{n_0} - \frac{Ei\delta_n^2}{\sigma_p D_\delta} \right) k_c k_n}. \quad (207)$$

Тут $n_0 \leq 1,5$ – дійсний запас міцності; E – модуль поздовжньої міцності каркаса текстильної стрічки; i – кількість прокладок у стрічці; δ_n – товщина прокладок; k_n – коефіцієнт нерівномірності розподілу напружень, $k_n = 1 - 0,03i$; k_c – коефіцієнт міцності стику від 0,5 (зшитий) до 0,8 (вулканізований стик); k_p – коефіцієнт пускового натягу стрічки,

$$k_n = (F_n + 1,33m_{36}a) / F_0, \quad (208)$$

де F_n – статичне тягове зусилля при пуску; a – прискорення; m_{36} – зведена маса рухомих частин конвеєра і вантажу на ньому.

$$m_{36} = k_c [(m_e + 2m_c)L + k_{ш}m_{об}], \quad (209)$$

m_e, m_c – лінійні маси відповідно вантажу та стрічки; $m_{об}$ – маса обертових деталей конвеєра; $k_{ш}$ – коефіцієнт, який ураховує, що колова швидкість частини рухомих мас менша ніж v_c , $k_{ш} = (0,7 - 0,9)$; k_c – коефіцієнт, що враховує пружне видовження стрічки: для гумотросової стрічки $k_c = (0,85 - 0,95)$, більші значення беруть для коротких конвеєрів – до 100 м).

Строк служби конвеєрних стрічок залежить від багатьох факторів: довжин конвеєра, швидкості руху стрічки, матеріалу стрічки, товщини гуми, умов експлуатації та ін.

На базі обробки статистичних даних експлуатації гумотканинних стрічок виведено емпіричну формулу (Німеччина) для розрахунку строку служби стрічки при транспортуванні гірських порід:

$$T_c = 1,75(k_n B - 0,17)L10^3 / B^2. \quad (210)$$

Тут k_n – коефіцієнт, який залежить від кількості прокладок стрічки ($i = 6 - 10$), $k_n = 0,31 \dots 0,38$; L – довжина конвеєра; B – ширина стрічки.

Гумотросові стрічки розраховують за максимальним зусиллям S_{max} : напруження на розрив

$$\sigma_p = \frac{mS_{max}}{B}; \quad S_{max} \leq \frac{\pi d_\delta^2 \sigma_e z_\delta B}{4 p_m n}, \quad (211)$$

де d_d – діаметр дроту троса; σ_b – границя міцності дроту; ρ_t – крок сукання троса; z_d – кількість дротів у тросі.

Діаметр барабана істотно впливає на довговічність конвеєрної стрічки, оскільки вона, крім розтягу, зазнає періодичних вигинів на барабанах, натяг яких збільшується зі зменшенням діаметра барабана. Проте збільшення діаметра барабана збільшує габаритні розміри і масу конвеєра.

З умов забезпечення достатнього строку служби стрічки діаметр барабана для гумотканинних стрічок можна визначити залежно від кількості, типу і міцності прокладок стрічки:

$$D = ci.$$

Тут c – коефіцієнт, значення якого вибирають залежно від розривної міцності тканинної прокладки (125 – 200); для стрічок із синтетичних тканин $c = 150 \dots 300$. Менші значення – для $i = (3 - 6)$ та для стрічок з неповним (до 50 %) використанням тягової здатності.

Діаметр футерованих барабанів повинен збільшуватися на подвійну товщину футеровки. Діаметр розвантажувального барабана $D_{p,6} = D$.

Діаметр кінцевого і відхильного барабанів беруть меншим, ніж діаметр приводного барабана:

$$D_k = (0,7 - 0,85)D$$

(для відхильного барабана та трасі $D_b = 0,5D$). Розраховані діаметри округлюють відповідно до прийнятого ряду (160 – 2500) мм.

Діаметр приводного барабана перевіряють на тиск між стрічкою і барабаном:

$$p_c = \frac{F_0}{\pi D \frac{\alpha}{360} fB};$$

де p_c – середній тиск (залежно від типу стрічки вибирають: для тканинних стрічок $[p_c] = 0,4$ МПа, для гумотросових $[p_c] = 0,7$ МПа).

Якщо тиск вищий за допустимий і не можна змінити ширину стрічки та діаметр барабана, то збільшують кут обхвату стрічкою барабана або беруть кілька приводів.

Максимальне дотичне напруження у футеровці барабана

$$\tau_{max} = S_{max} f_0 / RB.$$

За цим напруженням вибирають марку гуми.

Для гумотросових стрічок орієнтовно діаметр барабана беруть залежно від діаметра троса, границі міцності на розрив стрічки та її товщини.

Лекція 16. Скребкові конвеєри

План: 1. Принцип дії, застосування, переваги та недоліки.

2. Продуктивність конвеєра, визначення розмірів скребків та жолоба.

3. Тяговий розрахунок конвеєра.

1. Принцип дії, застосування, переваги та недоліки.

Принцип дії скребкових конвеєрів – волочіння вантажу, що транспортується, по жолобу. Вони поділяються на *стаціонарні, пересувні, підвісні та розбірні*.

За конструктивним виконанням скребкові конвеєри бувають: з однією (верхньою чи нижньою) робочою вішкою (рис. 25) та з двома робочими вішками, в яких матеріал переміщується в протилежних напрямках. Найпоширеніші форми скребків – трапецієвидна та кругла.

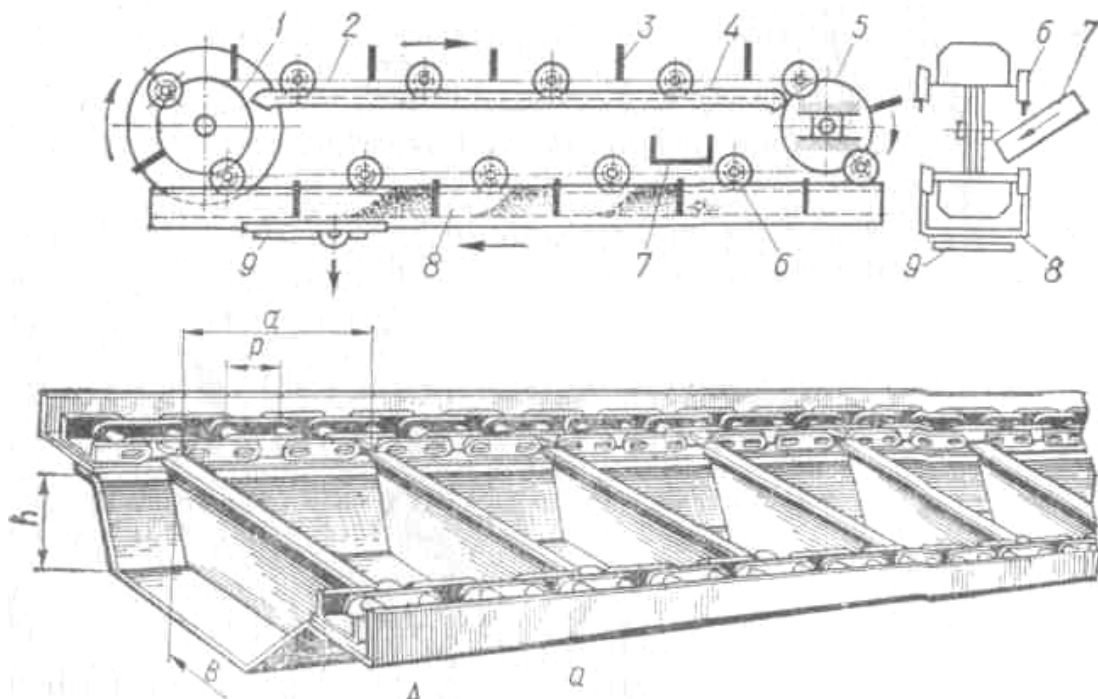


Рис. 25. Схема скребкового конвеєра

За напрямом транспортування вантажу конвеєри поділяють на горизонтальні, похилі, вертикальні та комбіновані; за способом переміщення вантажу – порційного та суцільного волочіння. Кількість ланцюгів у конвеєрі залежить від розмірів кусків і продуктивності: одно-ланцюгові – для малої ширини жолоба; дволанцюгові – для крупнокускових матеріалів. Скребки бувають низькі та високі

Скребкові конвеєри (рис. 25, а) складаються з нерухомого відкритого чи закритого жолоба 8, по якому рухається замкнений ланцюг 2 зі скребками 3, обгинаючи приводні 1 та натяжні 5 зірочки.

Ролики 6 ланцюга котяться по напрямних 4, закріплених на станині конвеєра. Приводні зірочки обертаються від привода, який складається з двигуна, редуктора і сполучної муфти. Вал натяжних зірочок монтується на опорах і за допомогою гвинтового механізму переміщується по напрямних. Завантажувальним пристроєм 7 матеріал засипається в будь-якому місці по трасі

конвеєра. Розвантаження виконується в кінці конвеєра або в іншому місці крізь випускні отвори в днищі жолоба, які відкриваються і закриваються шибєрними затворами 9.

Конвеєри суцільного волочіння із зануреними скребками переміщують сипкий матеріал за таким принципом: сила зчеплення матеріалу зі скребками перевищує силу опору від тертя матеріалу по жолобу. При цьому матеріал менше кришиться. Якщо скребки виготовити за формою жолоба, то зменшується опір, і конвеєри можна зробити крутопохилими. Вони застосовуються більш широко, ніж конвеєри порціонного волочіння.

Для транспортування гарячих насипних вантажів з метою запобігання жолобленню і прогорянню жолоба в конвеєрах передбачають водяну оболонку. Інші типи спеціальних конвеєрів випускають у герметичному та вибухобезпечному виконанні.

Галузі застосування скребоквих конвеєрів дуже різноманітні: транспортування пороховидних, зернистих, кускових, насипних і гарячих матеріалів (попіл, шлаки та ін.), різних вантажів хімічної, харчової, металургійної промисловості, механізація сільськогосподарського виробництва. Найширше скребокві конвеєри застосовуються в гірничовидобувній промисловості для транспортування корисних копалин у лавах, забоях, на збагачувальних фабриках.

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

Недоліки: здрібнення матеріалів (тому їх не використовують для транспортування, наприклад, коксу); значне спрацювання скребоків і жолобів; велика витрата енергії.

Конструкція тягово-ходової частини конвеєра така сама, як у пластинчастому. Основним тяговим елементом є пластинчасті втулочно-коткові ланцюги з ребордними котками.

Жолоб виготовляють зварюванням або штампуванням з листової сталі. Для підвищення довговічності днище наплавляють зносостійкими матеріалами або роблять дерев'яний чи кам'яний настил.

Привод такий самий, як в інших типах ланцюгових конвеєрів. Для захисту механізму від поломок при заклинюванні кусків вантажу в зазорі між жолобом і скребками передбачають запобіжні муфти.

Натяжні механізми бувають гвинтові (для дрібнокускових вантажів) та пружинно-гвинтові (для крупнокускових вантажів).

2. Продуктивність конвеєра, визначення розмірів скребоків та жолоба.

При порціонному волочінні (рис. 26) насипний вантаж розміщується перед скребками у вигляді окремих порцій з кутом нахилу, близьким до кута природного укосу. Точно врахувати ступінь заповнення простору між

скребками нелегко, тому при визначенні розрахункової площі перерізу вантажу в жолобі вводять коефіцієнт ψ заповнення жолоба:

$$A = Bh\psi k_{\beta}, \quad (212)$$

де B і h – відповідно робочі ширина і висота жолоба; ψ – коефіцієнт заповнення жолоба: для легкосипких вантажів $\psi = 0,5 \dots 0,6$, для кускових $\psi = 0,7 \dots 0,8$; k_{β} – коефіцієнт, який ураховує зменшення об'єму матеріалу перед скребками зі збільшенням кута нахилу конвеєра ($k_{\beta} = 0,55$ при $\beta = 10^\circ$, $k_{\beta} = 0,5$ при $\beta = 40^\circ$).

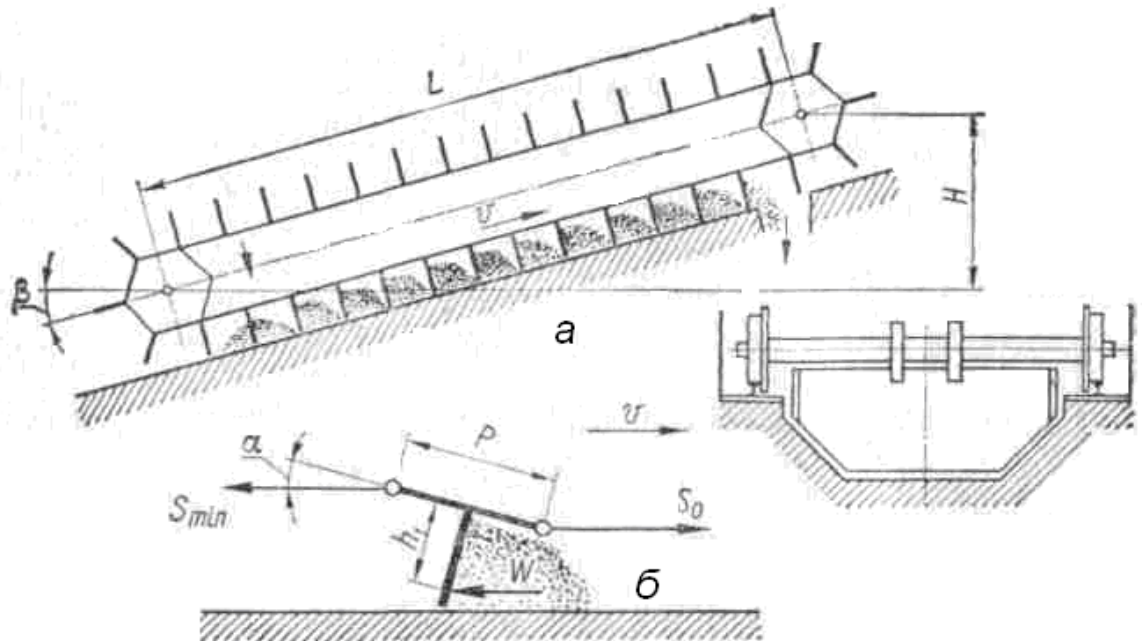


Рис. 26. Розрахункові схеми

Продуктивність скребкового конвеєра, т/год.:

$$\Pi = 3600 A v \rho = 3600 B h \psi k_{\beta} v \rho. \quad (213)$$

Відношення ширини жолоба до висоти, як правило, $\lambda = B/h = 2 - 4$.

Ширину жолоба, як головний параметр конвеєра, визначають за формулою:

$$B = \sqrt{\frac{\lambda \Pi}{3600 \psi k_{\beta} v \rho}}. \quad (214)$$

Висота жолоба $h = B/(2,4 - 4)$.

Конструктивно висоту скребка беруть на (25 – 50) мм більшою, ніж висота жолоба.

Крок скребка p_c вибирають з умов забезпечення максимального наповнення жолоба матеріалом залежно від висоти скребка:

$$p_0 = (2 \dots 4) h_c. \quad (215)$$

Ширину жолоба і крок скребок конвеєра треба перевірити за кускуватістю вантажу, виходячи з таких умов:

$$p_c \geq 1,5 a_{max}; \quad B = k_{\kappa} a_{max},$$

де k_{κ} – коефіцієнт, який залежить від конструкції конвеєра і характеру матеріалу; для дволанцюгових конвеєрів $k_{\kappa} = (3 - 4)$ при переміщенні сортованих матері-

алів; для одноланцюгових: для сортованих вантажів $k_k = (5 - 7)$, для несортванних $k_k = (3 - 3,5)$.

3. Тяговий розрахунок конвеєра.

Тяговий розрахунок конвеєра виконують універсальним методом обходу контуру. Опір переміщенню вантажу і робочих органів:

$$W = (q\omega_a + q_1\omega_1)L \cos \beta \pm (q + q_1)L \sin \beta .$$

Тут ω_1 – коефіцієнт опору рухові ланцюга з ходовими котками

$\omega_1 = (fd + 2k)k_p / D_p$; $\omega_{ж}$ – коефіцієнт опору рухові матеріалу в жолобі,

$$\omega_a = f_a (1 + h_{\text{необ}} n_a / B), \quad (216)$$

де $f_{ж}$ – коефіцієнт тертя насипного вантажу по жолобу; $h_{\text{сер}}$ – середня висота вантажу; n_6 – коефіцієнт бокового тиску сипкого вантажу,

$$n_a = \frac{k_a (1,2 + v)}{1 + 2 f_1^2}, \quad (217)$$

k_6 – коефіцієнт, який залежить від конструкції конвеєра: для стаціонарних конвеєрів $k_6 = 1$, для пересувних $k_6 = (1,1 - 1,2)$; f_1 – коефіцієнт внутрішнього тертя насипного вантажу; при русі в металевому жолобі $f_1 = (0,3 - 0,95)$, менші значення – для легких вантажів, більші – для важких, наприклад цементу.

Для конвеєрів із високими скребками при недостатньому натягу ланцюга скребок під дією сили опору вантажу відхиляється назад. Мінімально допустимий натяг, який забезпечує стійкість скребка, тобто допустиме відхилення його на кут $\alpha = (2 - 3)^\circ$ (рис. 5.34, б), можна визначити за формулою:

$$S_{\text{min}} = \frac{Wh_1}{p \operatorname{tg} \alpha} - \frac{W}{2}. \quad (218)$$

Тут W – опір рухові порції вантажу; h_1 – плече сили W ; p – крок ланцюга.

Умова стійкості:

$$S_0 \geq S_{\text{min}} + W .$$

Опір на кінцевих зірочках приблизно становить 10% опору на прямолінійному відрізку і ураховується коефіцієнтом $k_6 = 1,1$.

Після визначення загального опору рухові ланцюга W знаходять потужність електродвигуна. Потім визначають динамічні навантаження в ланцюгах і вибирають ланцюг за максимальним розривним зусиллям.

Продуктивність конвеєра суцільного волочіння:

$$\dot{V} = 3600 k_a k_\theta k_\rho B \cdot h_\theta v \rho ,$$

де k_r – геометричний коефіцієнт; k_w – швидкісний коефіцієнт, який ураховує те, що середня швидкість вантажу $U_{\text{сер}}$ менша, ніж швидкість v тягового органу,

$k_w = U_{\text{сер}}/U$; k_v – коефіцієнт ущільнення насипного вантажу; B – ширина жолоба; h_w – висота шару матеріалу.

Геометричний коефіцієнт продуктивності:

$$k_a = 1 - \frac{q_0}{\rho_0 B h_\theta},$$

де q_0 – маса 1 м довжини робочого органу; ρ_0 – об'ємна маса робочого органу.

Гранична висота шару матеріалу в жолобі h_r над тягнучим органом (ланцюгом):

$$h_a = B \frac{c_h \pm tg\beta}{n_a f_1}$$

Тут c_h – коефіцієнт зчеплення матеріалу з ланцюгом; β – кут нахилу конвеєра; P_b – коефіцієнт бокового тиску матеріалу на стінки жолоба, який визначають за формулою (5.240).

Коефіцієнт зчеплення:

$$c_h = \xi \left(1 + \frac{\tau_0}{h_a \rho g} \right),$$

де ξ – емпіричний коефіцієнт, $\xi = 0,6 - 0,8$; τ_0 – початковий опір зсуву.

Швидкісний коефіцієнт для горизонтальних і пологопохилих конвеєрів $k_{ш} = (0,8 - 0,9)$; для вертикальних і крутопохилих – $k_{ш} = (0,45 - 0,8)$, більші значення – для кускових вантажів, менші – для пороховидних).

Продуктивність трубчастого скребкового конвеєра:

$$\dot{I} = 3600 \frac{\pi d^2}{4} \nu \rho \psi .$$

Звідси знаходимо внутрішній діаметр труби:

$$d = \frac{1}{30} \sqrt{\frac{\Pi}{\pi \nu \rho \psi}} .$$

Швидкості руху відповідно каната і ланцюга: $v_k = (0,1 - 1,25)$ м/с;
 $v_l = (0,1 - 0,4)$ м/с.

Крок скребоків знаходять із співвідношення:

$$p_n = k_1 p = k_2 d .$$

Тут p – крок ланцюга; k_1, k_2 – конструктивні параметри: для конвеєрів відповідно з горизонтальною та похилою трасами $k_1 = (2 - 6)$, $k_2 = (2 - 3)$; для комбінованої траси $k_1 = (2 - 4)$, $k_2 = 1$.

Контрольні питання

11. Які переваги скребкових конвеєрів?
12. Назвіть недоліки скребкових конвеєрів.
13. Яке призначення зрівняльних приводів ланцюгових конвеєрів?
14. Зробити порівняльний аналіз скребкових конвеєрів.
15. Як визначається продуктивність скребкових конвеєрів?
16. Яка причина збудження динамічних сил у ланцюговому конвеєрі?

Лекція 17. Скребокві конвеєри

План: 1. Динаміка ланцюгового привода.

1. Динаміка ланцюгового привода.

Динамічні зусилля ланцюзі при пуску конвеєра розраховують за формулою:

$$S_{\ddot{a}.i} = m_{\epsilon} \frac{D}{2} \frac{\epsilon}{u_p}, \quad (5.242)$$

де ϵ – кутове прискорення привода; D – діаметр зірочки; u_p – передаточне число редуктора; m_K – приводна маса конвеєра.

Кутове прискорення привода:

$$\epsilon = \frac{M_{n.c.p} - M_{ст}}{J_{зв}}. \quad (5.243)$$

Тут $M_{n.c.p}$ – середній пусковий момент двигуна; $M_{ст}$ – статичний момент, зведений до вала двигуна; $J_{зв}$ – зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас конвеєра.

Тривалість пуску конвеєра $t_n = \omega / \epsilon$.

Робота ланцюгових конвеєрів характеризується пульсуючим рухом ланцюга при сталій швидкості обертання приводної зірочки. Причиною цього є зміна миттєвого радіуса набігання ланцюга на приводну зірочку в функції кута обертання від R до $R \cos \alpha/2$ (рис. 5.35, а).

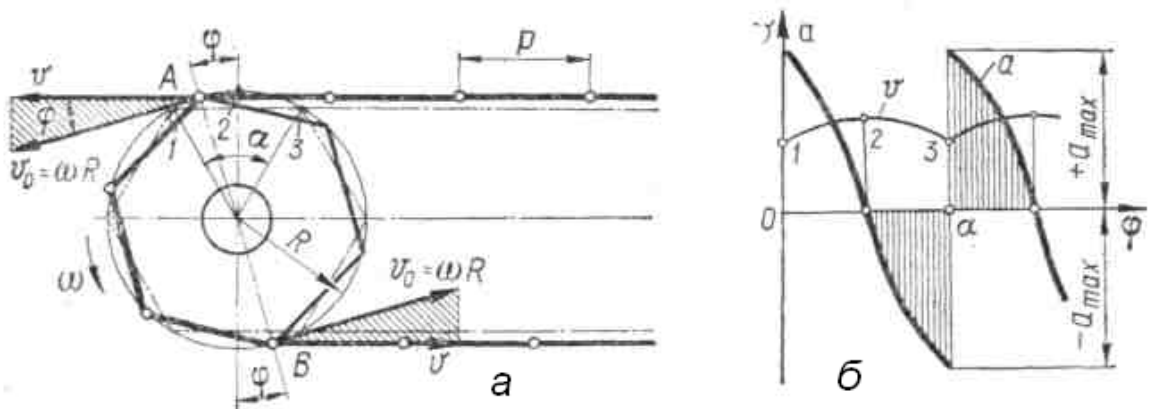


Рис. 5.35. Розрахункві схеми динаміки ланцюгового привода

При сталій швидкості обертання зірочки швидкість зуба зірочки по початковому колу $u_0 = const$, а швидкість ланцюга змінюватиметься за законом:

$$v = v_0 \cos \varphi = \omega R \cos \varphi, \quad (5.244)$$

де φ – кутове переміщення шарніра ланцюга, $\varphi = \omega t$; ω – кутова швидкість; R – радіус зірочки по початковому колу; t – час.

Прискорення ланцюга:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d}{dt} \omega R \cos \varphi = -\omega R \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt}, \quad (5.245)$$

$$\text{але оскільки } \frac{d\varphi}{dt} = \omega, \text{ то } a = -\omega^2 R \sin \varphi. \quad (5.246)$$

Прискорення змінюється за синусоїдальним законом. Максимальне прискорення буде при $\varphi = 0.. \alpha$ в точках 1 і 3, нульове – для положення $\varphi = \alpha/2$ в точці 2:

$$a_{max} = \pm \omega^2 R \sin \alpha / 2 . \quad (5.247)$$

Оскільки $\sin \alpha / 2 = p / 2R$, то $a_{max} = \pm \omega^2 p / 2$.

Прискорення миттєво збільшується від $-a_{max}$ до $+a_{max}$ в момент, коли зуб стикається з наступним шарніром ланцюга (рис. 5.35, б).

Кутова швидкість зірочки:

$$\omega = 2\pi p / 60 = 2\pi v / (z_0 p) .$$

Тут z_0 – кількість зубів зірочки; p – крок ланцюга.

Підставивши значення ω у формулу (5.247), дістанемо:

$$a_{max} = \pm \frac{2\pi^2 v^2}{z_0^2 p} = \frac{2\pi^2 v^2}{z_0 (z_0 p)} . \quad (5.248)$$

Як бачимо, прискорення, а отже, і динамічні зусилля в ланцюзі пропорційні квадрату швидкості й обернено пропорційні числу зубів і діаметру зірочки.

Оскільки сила до ланцюга прикладається миттєво з ударом, то динамічне навантаження на ланцюг становитиме $4m a_{max}$. Якщо врахувати інерційну силу, спрямовану в бік руху в той момент, коли ланцюг переміщується із сповільненням ($-a_{max}$), то розрахункова динамічна сила, що діє на ланцюг:

$$S_\delta = 4m_{зв} a_{max} - m_{зв} a_{max} = 3m_{зв} a_{max} . \quad (5.249)$$

Зведена маса $m_{зв}$ для ланцюга конвеєра:

$$m_{\hat{c}\hat{a}} = (m_{\hat{a}} + \lambda m_{\hat{e}}) L , \quad (5.250)$$

де $m_{\hat{b}}$, $m_{\hat{c}}$ – лінійна маса вантажу і рухомих частин конвеєра відповідно; L – довжина конвеєра; λ – коефіцієнт, який ураховує участь маси зворотної вітки в коливальному русі ($\lambda = 2$ при $\alpha \leq 25$ м; $\lambda = 1,5$ при $L = (25 - 60)$ м; $\lambda = 1$ при $L > 60$ м).

Підставивши у формулу (5.249) значення a_{max} , дістанемо вираз для визначення динамічних зусиль:

$$S_{\hat{a}} = \frac{6(\pi v / z_0)^2 L m_{\hat{c}\hat{a}}}{p} . \quad (5.251)$$

Динамічні зусилля поширюються уздовж ланцюга зі швидкістю звуку:

$$v = \sqrt{E_{\hat{e}} / \rho_{\hat{e}}} . \quad (5.252)$$

Тут $E_{\hat{e}}$ – модуль поздовжньої пружності; $\rho_{\hat{e}}$ – густина матеріалу ланцюга.

$$\rho_{\hat{e}} = \hat{m}_{\hat{e}} / \hat{A}_{\hat{e}} , \quad (5.253)$$

де $m_{\hat{e}}$ – маса 1 м ланцюга; $A_{\hat{e}}$ – середня площа перерізу ланцюга.

Підставивши $\rho_{\hat{e}}$, дістанемо:

$$v = \sqrt{c_0 / m_{\hat{e}}} . \quad (5.254)$$

Тут $c_0 = E_{\hat{e}} A_{\hat{e}}$ – поздовжня жорсткість ланцюга.

Тривалість пробігу пружної хвилі:

$$\tau = L_{\bar{z}} / v = L_p / v_p + L_i / v_i, \quad (5.255)$$

де L_{Γ} – загальна довжина ланцюга; L_p, L_n, v_p, v_n – відповідно довжини і швидкості пружної хвилі робочої та неробочої віток ланцюга.

Загальне розрахункове зусилля в ланцюзі:

$$S_p = S_{\dot{n}\delta} + S_{\ddot{a}}.$$

При співпадінні частот вимушених і власних коливань конвеєра (як пружної системи) виникає резонанс, пов'язаний з високими динамічними навантаженнями не лише ланцюгів, а й елементів привода. У скребкових конвеєрах можуть збуджуватися також автоколивання внаслідок зміни сили тертя матеріалу по жолобу в функції швидкості.

Щоб запобігти резонансному режиму, швидкість конвеєра не повинна бути близькою до швидкості, яка визначається за формулою:

$$v = k(p/L)\sqrt{A/q}. \quad (5.256)$$

Тут k – коефіцієнт, $k = (3000 - 4000)$; p/L – відношення кроку ланцюга до довжини конвеєра; A – площа перерізу пластин ланцюгів; q – лінійна вага рухомих частин конвеєра.

Щоб зменшити динамічні навантаження в ланцюгових конвеєрах, застосовують зрівняльні приводи, які забезпечують майже рівномірну швидкість ланцюга.

Швидкість тягового ланцюга буде сталою в тому випадку, коли кутова швидкість вала приводної зірочки нерівномірна і змінюється за законом, який впливає з рівняння:

$$\omega \cos \varphi = v / R = \text{const},$$

тобто при постійному радіусі зірочки і $v/R = \text{const}$ кутова швидкість змінюватиметься обернено пропорційно функції $\cos \varphi$. Щоб зменшити динамічні сили, треба кутову швидкість приводної зірочки зробити змінною, а швидкість ланцюга – сталою. Для цього застосовують некруглі зубчасті колеса, число западин на яких дорівнює числу зубів тягової зірочки, а також спеціальний дволанцюговий механізм (рис. 5.36).

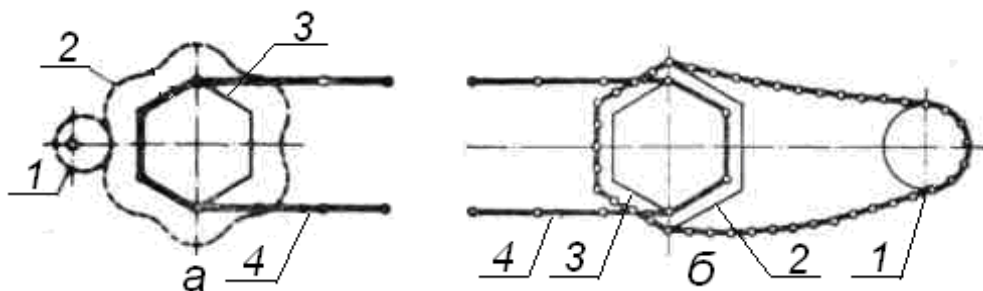


Рис. 5.36. Схеми зрівняльних приводів

У зрівняльному приводі (рис. 5.36, а) з некруглим зубчастим колесом 2 число западин дорівнює числу зубів тягової зірочки 3. Ведуча шестерня 1, яка посаджена на вал з ексцентриситетом, повертається на кут 360° за час повороту тягової зірочки на кут 180° . Тягова зірочка зрівняльного механізму обертається зі змінною швидкістю і забезпечує практично сталу швидкість ланцюга 4 конвеєра.

Найбільш простим механізмом, який забезпечує швидкість тягового ланцюга 4, близьку до рівномірної, є зрівняльний механізм із коротколанковою ланцюговою передачею 1 (рис. 5.36, б). Коротколанковий ланцюг обгинає зірочку 2 і лягає кількома ланками на грані, паралельні граням тягової зірочки 3, створюючи змінну швидкість обертання зірочок 3 і 2, а отже, і сталу швидкість тягового ланцюга.

Одним із способів зниження динамічних сил у ланцюгових приводах є також застосування гусеничного привода, встановленого на підпружиненій рамі.

При екстремому стопорінні конвеєра в ланцюгах виникають великі динамічні сили, що часто призводить до розриву ланцюгів. Для захисту привода від перевантажень передбачають запобіжні муфти або турбомуфти.

Контрольні питання

11. Які переваги скребкових конвеєрів?
12. Назвіть недоліки скребкових конвеєрів.
13. Яке призначення зрівняльних приводів ланцюгових конвеєрів?
14. Зробити порівняльний аналіз скребкових конвеєрів.
15. Як визначається продуктивність скребкових конвеєрів?
16. Яка причина збудження динамічних сил у ланцюговому конвеєрі?

Лекція 18. Елеватори

План: 1. Призначення, класифікація, будова.

2. Типи ковшів і тягових елементів.

3. Завантаження і розвантаження елеваторів

1. Призначення, класифікація, будова.

Елеваторами (норіями) називаються пристрої безперервної дії, що застосовуються для транспортування вантажів у вертикальному або крутонахилому (більше 60° до горизонталі) напрямках (рис. 5.37). Як гнучкі тягові елементи елеваторів застосовують текстильні прогумовані стрічки (ГОСТ 20-62) шириною 150, 200, 250, 300, 400 і 500 мм, пластинчаті втулкові, втулково-роликові і втулково-каткові ланцюги (для похилих елеваторів) з кроком 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500 і 630 мм, зварні оброблені ланцюги (ГОСТ 2319-55), що калібруються термічно, з діаметром стержня 16-25 мм.

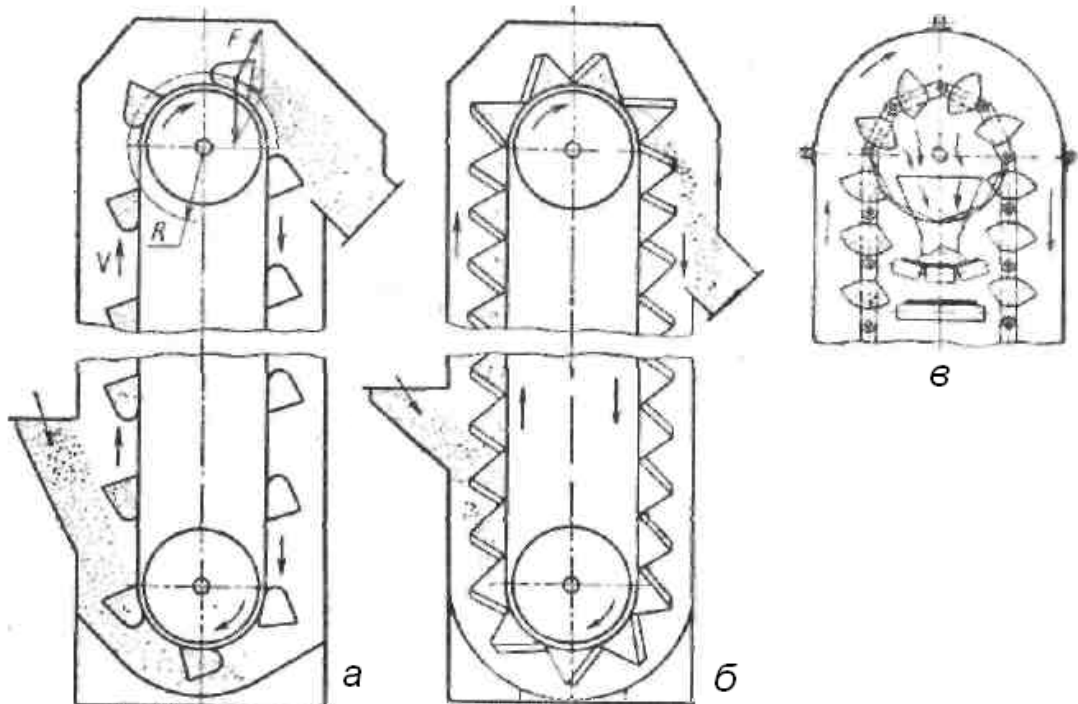


Рис. 5.37. Кінематичні схеми елеваторів:

а – з розставленими ковшами, із завантаженням зачерпуванням і відцентровим розвантаженням; б – із зімкнутими ковшами, із завантаженням засипанням і самопливним спрямованим розвантаженням; в – з центральним розвантаженням

2. Типи ковшів і тягових елементів

Робочими органами елеваторів служать зварні або штамповані сталеві ковши типу Г – глибокі (рис. 5.38, а), з похилообрізаною передньою кромкою і циліндричним днищем, для сипких і сухих дрібнокускових вантажів, Д – дрібні (рис. 5.38, в) з крутообрізаною передньою кромкою і циліндричним днищем для вологих і несипких матеріалів і ГБН – гострокутні (рис. 5.38, б) з бічними направляючими кромками, плоскою передньою стінкою і гострокутним днищем для абразивних і крихких кускових матеріалів. Для полегшення зачерпування матеріалу до передніх стінок ковшів прикріплюють зубчасті накладки (рис. 5.38, е). При транспортуванні мокрих і вологих вантажів

застосовують ковши трапецеїдальної форми (зневоднюючі елеватори) з отворами в стінках (рис. 5.38, *д*).

Кріплення ковшів до тягових елементів показано на рис. 5.39. Ковші шириною 160-250 мм кріпляться задньою стінкою до одного ланцюга (рис. 5.39, *в*). Ковші більшої ширини прикріплюються задньою або бічними стінками до двох ланцюгів (рис. 5.39, *е*). До прогумованих стрічок ковші кріпляться задньою стінкою (рис. 5.39, *а*) спеціальними елеваторними болтами (рис. 5.39, *б*). Ширина стрічки береться на 40-50 мм більше ширини ковша.

Розташування ковшів на ланцюгах і стрічці може бути розставлене (рис. 5.37, *а*) і зімкнуте (рис. 5.37, *б*) залежно від призначення елеватора і способів завантаження і розвантаження матеріалу.

Обертання на вал приводного барабана і зірочок передається від електродвигуна через редуктор (рис. 5.40).

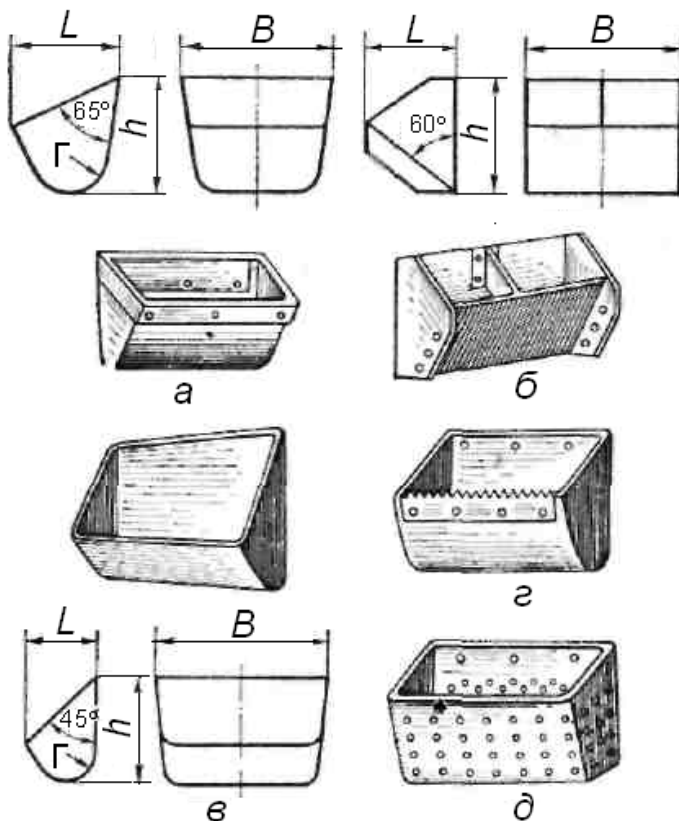


Рис. 5.38. Ковші для елеваторів:
а – глибокі (тип Г); *б* – гострокутні з бічними направляючими кромками (тип ГБН); *в* – дрібні (тип Д);
г – із зубчастою накладкою;
д – з отворами в стінках

(0,4 – 1,6) м/с. Привід елеватора обладнався стопорним пристосуванням (гальмом і храповим або роликівим зупином).

Натяг стрічки і ланцюгів здійснюється гвинтовим або вантажним пристроєм, розташованим на опорах валу веденого барабана або зірочок.

Привід розташовується у верхній (розвантажувальній) частині елеватора. Діаметр приводного барабана залежить від числа прокладок стрічки i_c і зазвичай приймається рівним $D = (125 - 150)i_c$ мм, а потім узгоджуються із стандартними розмірами ГОСТ 2036-53, який рекомендується приймати D рівним 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000 або 1250 мм. Число зубів приводних зірочок береться рівним 6, 8, 10, 12, 13, 14, 16 або 20 при швидкості обертання (4,75 – 75,5) об/хв.

Швидкість руху ковшів стрічкових елеваторів загального призначення $v = (0,8 - 2,0)$ м/с, крок ковшів на стрічці $t = (2,2 - 3) H$, де (h – висота ковша, мм; висота підйому H – до 30 м, продуктивність до 100 т/год., швидкість ковшів в ланцюгових елеваторах $v =$

Розміри провідних і ведених (натяжних) барабанів і зірочок беруться однаковими.

3. Завантаження і розвантаження елеваторів

Завантаження в елеватор пилоподібних, сипких і дрібнокускових малоабразивних матеріалів виробляють зачерпуванням (рис. 5.37, а). Завантаження великокускових і абразивних матеріалів виробляється засипанням в зімкнуті ковші (рис. 5.37, б) при швидкості руху не більше 1 м/с.

Розвантаження ковшових елеваторів здійснюється у верхній їх частині. На характер розвантаження впливає швидкість руху ковшів. У швидкохідних елеваторах при швидкості руху стрічки або ланцюгів $v = 1 \div 2$ м/с (для зерна і борошна до 3 м/с) ковші спорожнюються за рахунок дії відцентрових сил на матеріал при обході тяговим органом приводного барабана або зірочок (рис. 5.37, а). В цей час на матеріал діють сила тяжіння вантажу G і відцентрова сила F :

$$F = \frac{10G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} n,$$

де G – маса матеріалу, що знаходиться в ковші, кг; g – прискорення сили тяжіння, м/с²; v – швидкість руху центру тяжіння матеріалу, м/с; R – відстань від осі приводного валу до центру тяжіння матеріалу, м.

Для нормального відцентрового розвантаження приймають величину відцентрової сили F , рівної 2/3 сили тяжіння G , тобто:

$$F = \frac{10G}{9,81} \cdot \frac{v^2}{R} = \frac{2}{3} \cdot G \cdot 10 \text{ Н}, \quad (5.257)$$

звідки радіус, м:

$$R = 0,153 v^2, \quad (5.258)$$

і швидкість руху ковшів, м/с:

$$v = \sqrt{\frac{R}{0,153}} = 2,56 \sqrt{R}. \quad (5.259)$$

Оскільки швидкість: $v = \frac{\pi R n}{30}$, то

$$\frac{\pi R n}{30} = 2,56 \sqrt{R} \quad \text{або} \quad \frac{\pi^2 R^2 n^2}{900} = 6,53 R. \quad (5.260)$$

Звідси:

$$R = \frac{900 \cdot 6,53}{3,14^2 n^2} \approx \frac{600}{n^2} \text{ м}, \quad (5.261)$$

де n – швидкість обертання приводного валу, об/хв.

За формулами (5.260) і (5.261) визначають співвідношення між радіусом обертання вантажу R , швидкістю руху ковшів v і кількістю обертів приводного вала n .

Відцентрове розвантаження застосовується тільки для швидкохідних вертикальних стрічкових і ланцюгових елеваторів з розставленими ковшами при переміщенні легко висипних дрібних матеріалів.

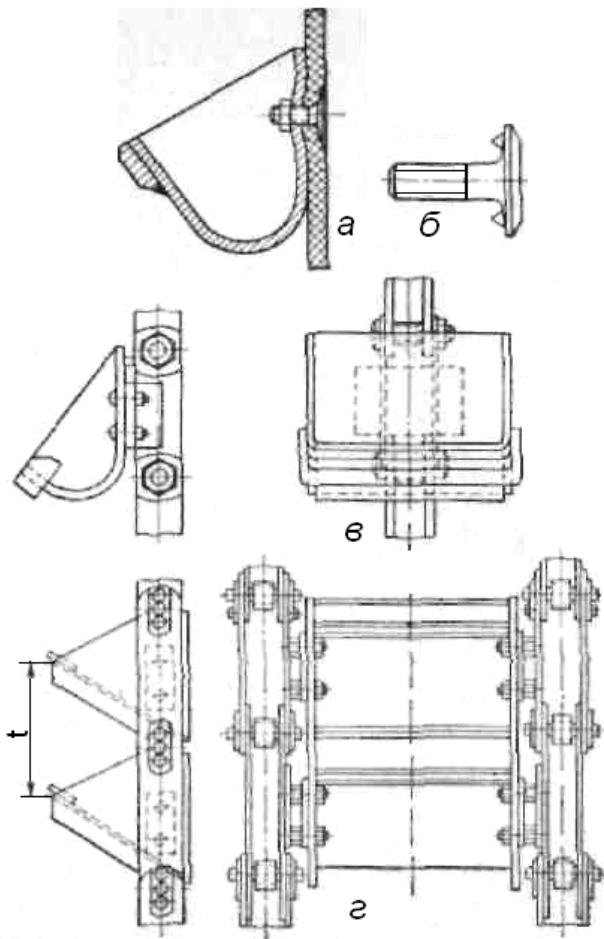


Рис. 5.39. Кріплення ковшів до тягових елементів елеватора:

а – до прогумованої стрічки; **б** – кріпильний елеваторний болт; **в** – до одного ланцюга; **г** – до двох ланцюгів

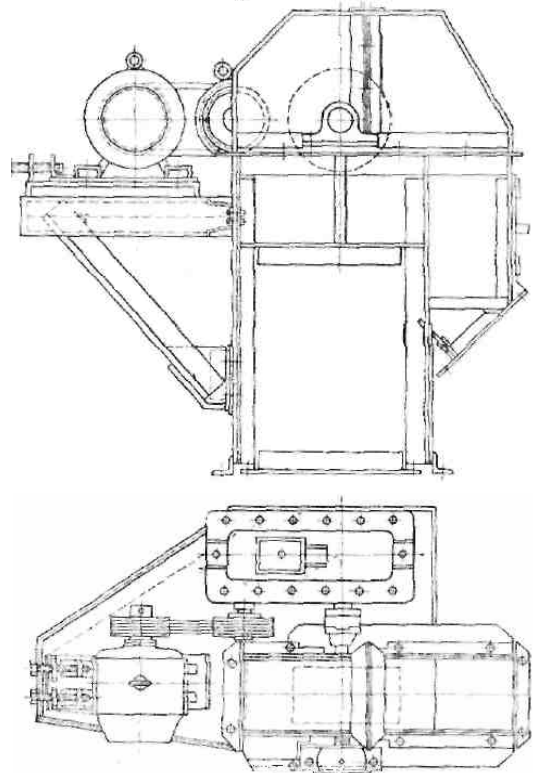


Рис. 5.40. Привід елеватора

У тихохідних вертикальних і похилих стрічкових і ланцюгових елеваторів із зімкнутими ковшами при швидкості руху $v = (0,4 - 0,8)$ м/с і транспортуванні важких абразивних і крихких вантажів має місце самопливне спрямоване розвантаження (рис. 5.37, **б**). В цьому випадку матеріал випадає на задню стінку попереду розташованого ковша і скачується по ній між направляючими бортами в розвантажувальний рукав.

У спеціальних двохланцюгових вертикальних елеваторах з розставленими ковшами при швидкості руху $v = (0,6 - 0,8)$ м/с і транспортуванні важковисипних вантажів спостерігається самопливне вільне центральне розвантаження матеріалу (рис. 5.37, **в**).

Контрольні запитання

1. Які особливості та недоліки гвинтових конвеєрів?
2. За якими ознаками класифікують гвинти? Їх застосування в конвеєрах.
3. Як залежить продуктивність конвеєра від кута його нахилу?
4. Які переваги та недоліки горизонтально-вертикальних гвинтових конвеєрів?
5. Як розрахувати діаметр гвинта?
6. Яка залежність існує між частотою обертання гвинта та його діаметром?

7. За якою формулою визначають потужність двигуна?
8. Назвіть призначення та будові елеваторів.
9. Які Ви знаєте типи ковшів? Як вони кріпляться до гнучких тягових органів?
10. Назвіть способи завантаження і розвантаження елеваторів?

Лекція 19. Елеватори

План: 1. Продуктивність і визначення основних параметрів ковшів.

2. Тяговий і перевірочний розрахунок елеваторів.

1. Продуктивність і визначення основних параметрів ковшів

Тягові елементи з ковшами, приводні і холості барабани і зірочки елеватора поміщені в кожух з листової сталі завтовшки 2-4 мм. Секції кожуха, що виготовляються заввишки 2-2,5 м, сполучають між собою болтами і посилюють для жорсткості куточками. Нижня завантажувальна частина кожуха називається черевиком, верхня – голівкою.

Основні параметри вертикальних ковшових елеваторів загального призначення визначені ГОСТ 2036-53.

Для транспортування штучних (тарних) вантажів застосовують поличні (рис. 5.41, б) і люлькові (рис. 5.41, а) ланцюгові елеватори. Їх поличі жорстко кріпляться до двох ланцюгів, у зв'язку з чим розвантаження і завантаження елеватора здійснюється в кінцевих пунктах. Люльки підвішуються до одної або двох ланцюгів шарнірно, що дає можливість завантажувати і розвантажувати елеватор в будь-якому місці.

Чехословацька промисловість випускає стрічкові і ланцюгові ковшові елеватори з ковшами шириною 90-900 мм. Крок ковшів таких елеваторів 160-900 мм, діаметр барабанів 400-1250 мм, діаметр зірочок 400-1000 мм, діаметр блоків для зварних каліброваних ланцюгів – 450-710 мм, швидкість руху ковшів 0,315-2,5 м/с.

Вибір типу елеватора, форми і виду ковшів, коефіцієнта заповнення ковшів і швидкості руху тягового елемента рекомендується проводити залежно від характеристики переміщуваного матеріалу.

Продуктивність ковшового елеватора визначають по формулі, т/год.:

$$Q = 3,6 \frac{i_0}{t} v \gamma \psi, \quad (5.262)$$

де Q – погонна маса матеріалу, рівна $\frac{i_0}{t} \gamma \psi$, кг/м; i_0 – місткість ковша, л; t – крок ковшів, м; v – швидкість руху ковшів, м/с; γ – насипна маса матеріалу, т/м³; ψ – коефіцієнт заповнення ковшів.

По заданій продуктивності і швидкості руху знаходять погонну місткість ковшів, л/м:

$$\frac{i_0}{t} = \frac{Q}{3,6 v \gamma \psi} \quad (5.263)$$

По таблиці вибирають місткість, крок і розміри ковшів.

Виліт ковша перевіряють по величині шматків, мм:

для сортового матеріалу $l = (4 - 5) a_c$;

для рядового матеріалу $l = (2 - 2,5) a_n$.

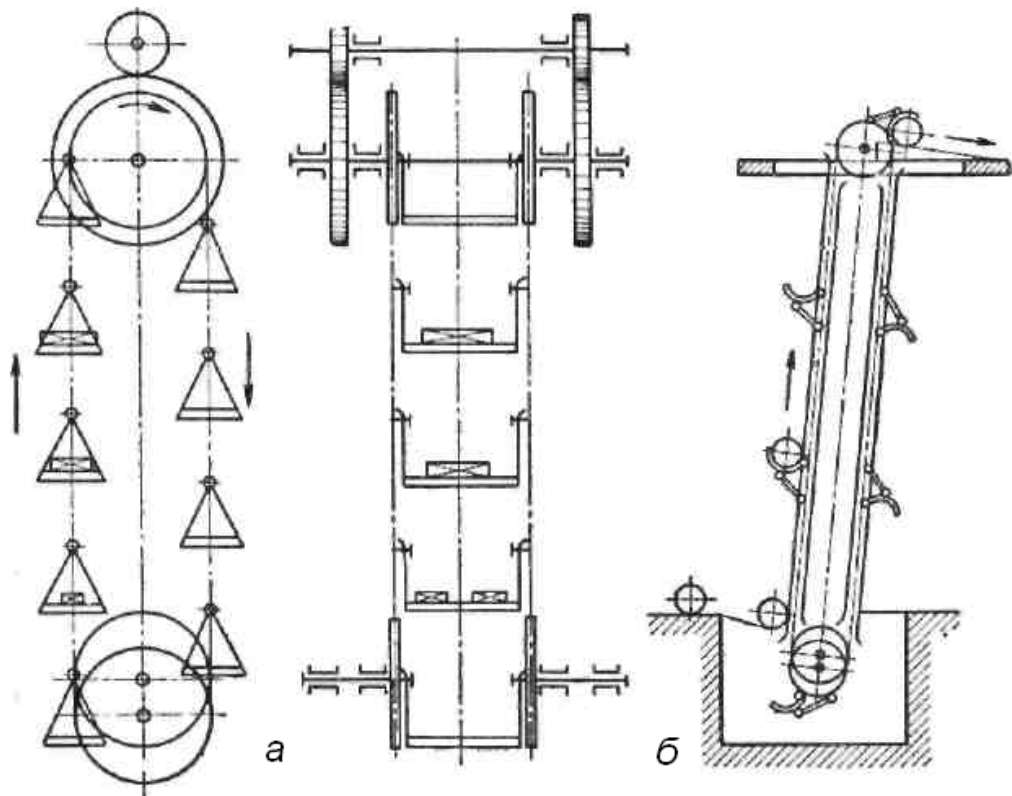


Рис. 5.41. Елеватори для штучних вантажів: а – люльковий; б – поличний.

2. Тяговий і перевірочний розрахунок елеваторів

Розглянемо методику визначення зусиль натягу в гілках тягового елемента і сил опорів по ділянках для стрічкового вертикального елеватора при завантаженні ковшів зачерпуванням (рис. 5.42, а).

Найменше зусилля натягнення стрічки в точці 1 приймається
 $S_1 = (1000 - 2000) \text{ Н}$.

Зусилля натягнення в точці 2 з урахуванням сил опорів на веденому барабані і від зачерпування матеріалу буде складати, Н:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} + W_3.$$

Сила опору на барабані, Н:

$$W_{1-2} = (0,05 \div 0,07) S_1.$$

Тоді

$$S_2 = (1,05 \div 1,07) S_1 + W_3 = K_1 S_1 + W_3 \text{ Н}.$$

Сила опору при зачерпуванні приймається пропорційною погонному навантаженню від сили тяжіння вантажу, Н:

$$W_3 = K_2 q g \text{ н},$$

де K_2 – робота, необхідна для зачерпування одного кілограма матеріалу, приймається в межах (40 – 50) Н м/кг; q – погонна маса матеріалу, рівна, $Q / 3,6 \cdot v$, кг/м; g – прискорення сили тяжіння, м/с^2 .

Підставивши значення S_1 і W_3 в початкову формулу, отримаємо

$$S_2 = K_1 S_1 + K_2 q, \text{ Н.} \quad (5.264)$$

Зусилля натягнення набігаючої гілки в точці 3 становить:

$$S_{\text{наб}} = S_3 = S_2 + W_{(2-3)}, \text{ Н.} \quad (5.265)$$

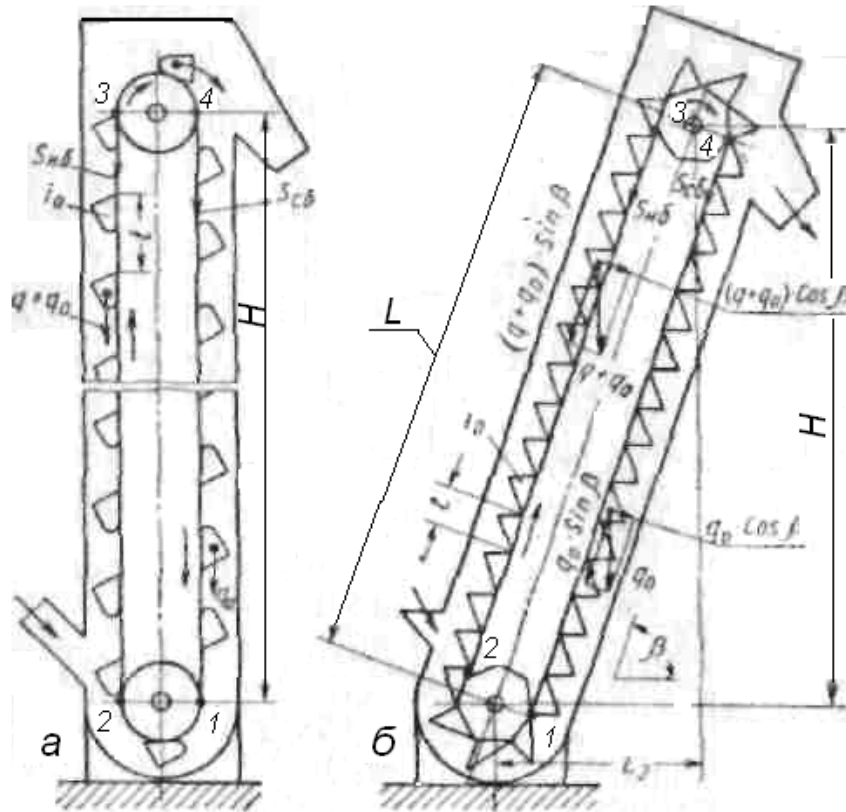


Рис. 5.42. Розрахункові схеми елеваторів: а – вертикального; б – похилого.

Сила опору на ділянці 2-3 створюється масою вантажу і масою ковшової стрічки:

$$W_{2-3} = 10 (q \cdot H + q_0 \cdot H) = 10(q + q_0)H, \text{ Н.}$$

Погонна маса стрічки вибирається по таблиці або приблизно визначається по формулі:

$$q_0 = k' \cdot Q, \text{ кг/м.} \quad (5.266)$$

Тут k' – коефіцієнт, вибраний по таблиці; Q – продуктивність елеватора, т/год.

Остаточно отримуємо:

$$S_{\text{наб}} = K_1 S_1 + K_2 + (Q + q_0) H \cdot 10, \text{ Н.}$$

Зусилля натягнення в точці 4 гільки, що збігає з приводного барабана

$$S_{\text{наб}} = S_4 = S_1 + q_0 H \cdot 10, \text{ Н.}$$

По зусиллю натягнення набігаючої гільки $S_{\text{наб}}$ визначається необхідна кількість прокладок стрічки із урахуванням послаблення її по ширині отворами під кріпильні болти:

$$i_{\text{в}} = \frac{k S_{\text{іаа}}}{B_1 \sigma_{\text{ів}}}.$$

Робоча ширина стрічки:

$$B_1 = B_{\text{л}} - n_1 d, \text{ м,}$$

де n_1 – найбільша кількість отворів під болти в одному ряду; d – діаметр болта, м.

Тягове зусилля на приводному барабані:

$$P = S_{\text{наб}} - S_{\text{сб}} + W_{3-4}, \text{ Н.}$$

Сила опору на приводному барабані: $W_{3-4} = 0,05 P, \text{ Н.}$

Тоді

$$P = \frac{S_{ia} - S_{na}}{0,95}, \text{ Н.}$$

Потужність двигуна:

$$P = k_3 \frac{P \cdot v}{\eta}, \text{ Вт.}$$

По потужності вибирають електродвигун, визначають передавальне число приводного механізму і підбирають редуктор.

Розрахунок похилого стрічкового елеватора ведеться так само, як і похилого стрічкового конвеєра.

Розрахунок ланцюгового похилого елеватора із завантаженням ковшів засипанням (рис. 5.42, б) має деякі особливості.

Мінімальне зусилля натягнення ланцюга в точці 1 приймається $S_1 = (3000 - 4000) \text{ Н.}$

Зусилля натягнення в точці 2 з урахуванням сили опору на ведених зірочках:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2}, \text{ Н;}$$

оскільки $W_{1-2} = 0,1 S_1$, то:

$$S_2 = 1,1 \cdot S_1, \text{ Н.}$$

Зусилля натягнення набігаючої гілки в точці 3 рахуємо по формулі:

$$S_{наб} = S_3 = S_2 + W_e, \text{ Н.}$$

Сила опору навантаженої гілки:

$$W_e = [(q + q_0) L_e w \pm q H] 10, \text{ Н.}$$

Остаточне зусилля натягнення в точці 3:

$$S_3 = S_{наб} = 1,1 S_1 + [(q + q_0) L_e w \pm q H] 10, \text{ Н.}$$

Зусилля натягнення збігаючої гілки в точці 4 визначається за формулою:

$$S_{сб} = S_4 = S_1 + W_x = S_1 + q_0 L_e w 10, \text{ Н.}$$

Ланцюг вибирають по максимальному розрахунковому зусиллю, користуючись формулою:

$$S_{розр} = k_u S_u, \text{ Н.}$$

Тягове зусилля на приводних зірочках при $W_{3-4} = 0,05 (S_{наб} + S_{сб})$, Н

$$P = S_{наб} - S_{сб} + W_{3-4}, \text{ Н.}$$

По тяговому зусиллю визначають потужність, вибирають електродвигун і редуктор.

Потужність електродвигуна стрічкового і ланцюгового елеваторів орієнтовно визначають за формулою:

$$N = k_3 \frac{2,72QH}{\eta} (1,15 + k' \cdot k_4 v) \text{ Вт,}$$

де k_3 – коефіцієнт запасу потужності, $k_3 = (1,2 - 1,25)$; Q – продуктивність, т/год.;

H – висота підйому вантажу, м; η – ККД приводу; k' і k_4 – коефіцієнти, вибрані по табл. 58; v – швидкість руху ковшів, м/с.

Контрольні запитання

1. Які особливості та недоліки гвинтових конвеєрів?
2. За якими ознаками класифікують гвинти? Їх застосування в конвеєрах.
3. Як залежить продуктивність конвеєра від кута його нахилу?
4. Які переваги та недоліки горизонтально-вертикальних гвинтових конвеєрів?
5. Як розрахувати діаметр гвинта?
6. Яка залежність існує між частотою обертання гвинта та його діаметром?
7. За якою формулою визначають потужність двигуна?
8. Назвіть призначення та будові елеваторів.
9. Які Ви знаєте типи ковшів? Як вони кріпляться до гнучких тягових органів?
10. Назвіть способи завантаження і розвантаження елеваторів

ЗМІСТ

Лекція 1. Класифікація і основні параметри	2
Лекція 2. Характеристика властивості вантажів, що транспортуються.	5
Лекція 3. Класифікація навантажень, діючих на робочі органи ПТМ	13
Лекція 4. Гнучкі вантажні елементи	17
Лекція 5. Канатні блоки і барабани: матеріали, конструкція та розрахунок на міцність	23
Лекція 6. Вантажозахоплювальні пристрої	29
Лекція 7. Механізми підйому	37
Лекція 8. Розрахунок механізмів підйому крана	43
Лекція 9. Механізми пересування кранів	49
Лекція 10. Механізми пересування кранів	53
Лекція 11. Механізми пересування кранів	57
Лекція 12. Механізми пересування кранів	62
Лекція 13. Механізми пересування кранів	65
Лекція 14. Стрічкові конвеєри	68
Лекція 15. Стрічкові конвеєри	74
Лекція 16. Скребкові конвеєри	79
Лекція 17. Скребкові конвеєри	84
Лекція 18. Елеватори	88
Лекція 19. Елеватори	93
Зміст	98