

Донбаська державна машинобудівна академія

Кафедра Підйомно-транспортних машин

Розглянуто і схвалено
на засіданні кафедри підйомно-
транспортних машин
Протокол № 8 від 18 квітня 2019 р.

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

з дисципліни
«Вантажопідйомні машини»

галузь знань 13 – «Механічна інженерія»

спеціальність 133 – «Галузеве машинобудування»

освітня програма «Галузеве машинобудування»

освітній рівень Бакалавр

Факультет Машинобудування

Розробник: Дорохов М.Ю., зав. кафедри ПТМ, к.т.н., доцент

Краматорськ – 2019 р.

У великому комплексі піднімальної техніки для механізації будь-якого виробництва вантажопідйомним машинам приділяється одне з перших місць. Вони виконують функції; підйому й транспортування вантажів на різних підприємствах у всіх галузях народного господарства.

Вантажопідйомні машини призначені для підйому, переміщення й подачі вантажу в необхідне місце, що обслуговується машиною. Вони обслуговують виробничі процеси в цехах заводів і на будівельних об'єктах, установлюють і монтують промислове встаткування, виконують вантажно-розвантажувальні роботи на складах і є складовою частиною комплексної механізації виробничих процесів у всіх галузях народного господарства. На сучасних підприємствах системи піднімальних машин часто є органічно зв'язаною, невід'ємною частиною технологічного встаткування, що забезпечує нормальну безперебійну роботу виробництва.

Існує багато типів вантажопідйомних машин, конструкції яких залежать від виду вантажу, умов застосування й ступені складності.

Підйомно-транспортні машини по призначенню, принципі дії й конструктивним особливостям можна розділити на дві основні групи: вантажопідйомні машини, маніпулятори й роботи - машини циклічної дії, у яких робочі періоди чергуються з паузами і які призначені для підйому й переміщення вантажу в різних напрямках; транспортуючі машини - машини безперервної дії, призначені для переміщення вантажів по певній трасі: насипних - безперервним потоком, штучних - з певним інтервалом.

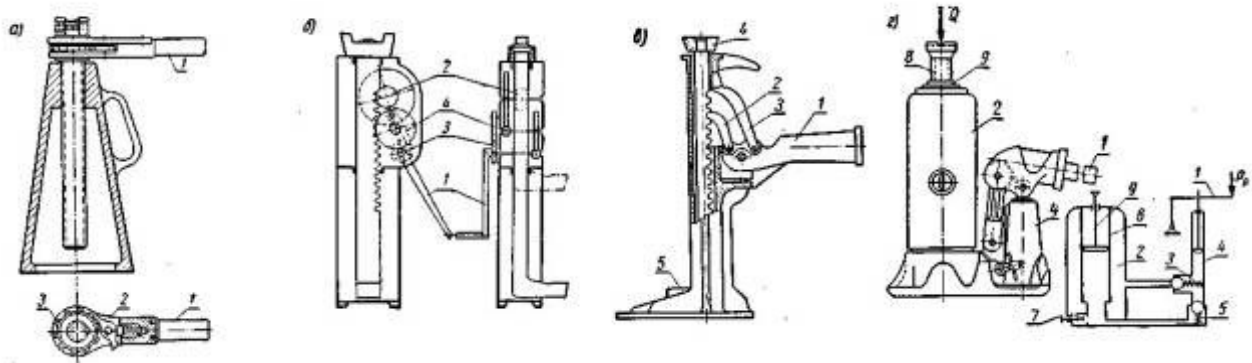
Головною класифікаційною ознакою машин є спільність конструкцій і методів їх розрахунків. Основні типи вантажопідйомних машин залежно від призначення, області застосування й виконуваної функції: *піднімальні механізми; крани; маніпулятори й роботи.*

1.1 Найпростіші вантажопідйомні механізми

До найпростіших піднімальних механізмів ставляться механізми, що виконують один рух – підйом: домкрати, лебідки, талі, підйомники.

1.1.1 Домкрати

Для підйому вантажу на невелику висоту служать найпростіші вантажопідйомні механізми - домкрати, звичайно застосовувані при ремонтних і монтажних роботах. По конструкції їх розділяють на гвинтові, рейкові, і гідравлічні.



Домкрати гвинтові, рейкові, і гідравлічні

Гвинтовий домкрат (а) постачений рукояткою-трещіткою 1, у якій установлена двозуба собачка 2. Залежно від того, який зуб собачки введений у зачеплення із храповим колесом 3, при качательному русі рукоятки відбувається або підйом, або опускання вантажного гвинта.

У зубчасто-рейковому домкраті (б) рукоятка 1 пов'язана з рейковою шестірнею 2, зубчастими передачами. Для запобігання мимовільного опускання вантажу на валу рукоятки заклинене храпове колесо 3, утримуване собачкою 4 від обертання в напрямку спуска.

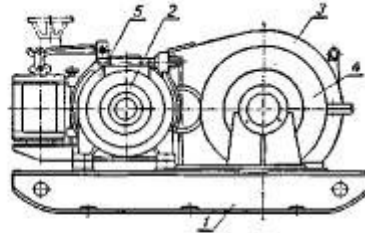
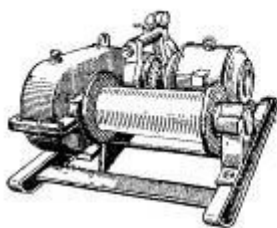
При качательних рухах рукоятки 1 важільно-рейкового домкрата (в) дві собачки 2 і 3, установлені на рукоятці по різні сторони осі її хитання, по черзі входять у зачеплення із зубами рейки, здійснюючи її підйом. Крім того, є третя собачка (на малюнку не показана), вісь якої перебуває в корпусі домкрата. Призначення третьої собачки – фіксувати рейку в

необхідному положенні. Для опускання вантажу цю собачку відкидають. Вантаж при підйомі встановлюють на чашку 4 або лапу 5.

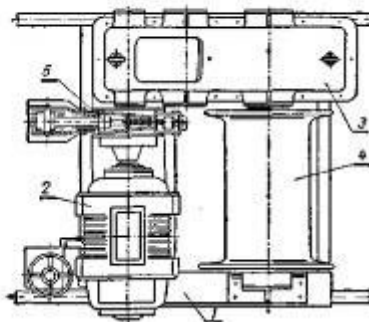
При русі нагору рукоятки 1 гідравлічного домкрата (2) масло з резервуара 2, відштовхуючи кульку клапана 3, надходить під поршень насоса 4. При русі рукоятки 1 униз масло відкриває клапан 5 і проходить під поршень робочого циліндра 6, здійснюючи підйом вантажу. Для опускання вантажу за допомогою крана 7 з'єднують подпоршневою порожнина робочого циліндра 6 з резервуаром 2. Гвинт 8, укручений у шток 9, служить для підведення штока до опорної ділянки вантажу, що піднімається.

1.1.2 Лебідки

До найпростіших вантажопідйомних механізмів ставляться також і лебідки, призначені для підйому, опускання, переміщення вантажів по горизонтальному або похилому шляху при виробництві різних вантажно-розвантажувальних, ремонтних і будівельно-монтажних робіт, так і в якості силового встаткування для комплектації різних піднімальних пристроїв (кранів, підйомників і н..). Залежно від виконання лебідки можна підрозділити: *по типу привода* – на лебідки з ручним і машинним приводом; *по типу тягового елемента* – на канатні й ланцюгові; *по типу установки* – на нерухливі (закріплені на підлозі, стіні, стелі) і пересувні (на візках, що пересуваються по підлозі або по підвісних шляхах); *по числу барабанів* – на одне-, дво- і многобарабанні лебідки; *по типу барабана* – на нарізні, гладкі й фрикційні.



На *рис.* показана електрична переносна лебідка. На рамі 1 установлені електродвигун 2, редуктор 3 і барабан 4. Одна частина пружної втулочно-пальцевої муфти, що з'єднує вал ротора із приймальним валом редуктора, виконана у вигляді шків, на якому перебуває електромагнітне гальмо 5.



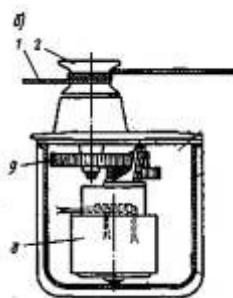
На *рис.* показана електрична переносна лебідка. На рамі 1 установлені електродвигун 2, редуктор 3 і барабан 4. Одна частина пружної втулочно-пальцевої муфти, що з'єднує вал ротора із приймальним валом редуктора, виконана у вигляді шків, на якому перебуває електромагнітне гальмо 5.

Лебідка з машинним приводом

1.1.3 Ш

пилі– лебідки із фрикційним барабаном

При виробництві маневрових робіт на залізничних коліях, у портах і доках, для підйому якорів на судах, подачі різних вантажів і інших роботах велике застосування знаходять *шпильні*– лебідки із фрикційним барабаном, що мають горизонтальну або вертикальну вісь обертання (*рис. а, б*) з ручним або механічним приводом. Канат, на кінці якого прикладено робоче навантаження, не закріплений на барабані, як у звичайних лебідках,



а зчіплюється з ним силою тертя, що виникає між поверхнею барабана й декількома витками каната, намотаними на нього. Це дозволяє працювати з канатом великої довжини при малих розмірах барабана.

У цих конструкціях три-чотири витка тягового каната 1 обвивають фрикційний барабан 2. Фрикційний барабан 2 приводиться в обертання двигуном 8 через зубчастий редуктор 9.

Шпильні– лебідки із фрикційним барабаном

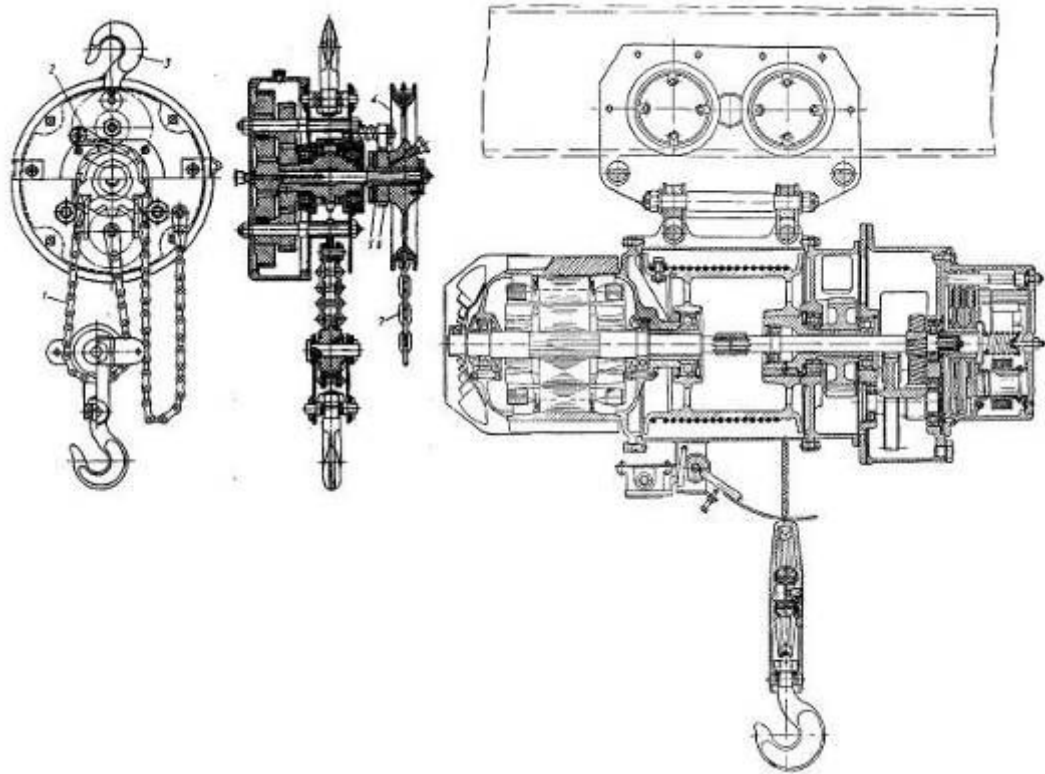
1.1.4 Талі-

компактні піднімальні лебідки

Для внутрішньцехового й міжцехового транспортування вантажів, обслуговування поточкових і автоматичних ліній, верстатів і інших механізмів застосовують компактні піднімальні лебідки - *талі*, що мають ручний або електричний приводи. Талі встановлюють стаціонарно або на візках, що пересуваються.

Таль із ручним приводом підвешивають до опори за гак 3. Привод талі здійснюють за допомогою нескінченного ланцюга 7, що перебуває в зачепленні із приводним колесом 4. Вантажним елементом у таких талях служить пластинчастий ланцюг 1 або зварений калібрований ланцюг. Піднятий вантаж утримують у нерухливому стані дисковим гальмом 5, який замикається вагою вантажу, що транспортується. У цьому випадку маточину ланцюгового колеса 4 виконують у вигляді гайки, що затискає храпове колесо 6 гальма. Собачку 2 гальма зміцнюють на корпусі талі.

Вантажопідйомність електроталей становить від 0,25 до 15 т, швидкість підйому від 5 до 25 м/хв.



Таль із ручним і електричним приводом

1.1.5 Підйомники

При необхідності підйому вантажу по певній траєкторії застосовують *підйомники*, у яких підйом вантажу проводиться в клітках (кабінах), на платформах або в баддях, що переміщуються у твердих напрямних.

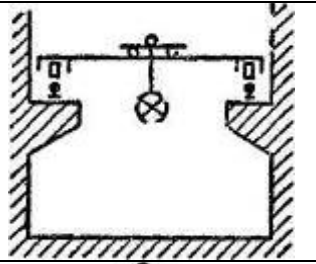
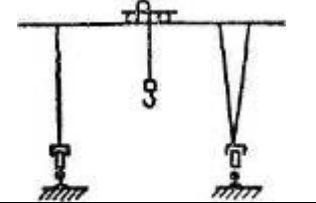
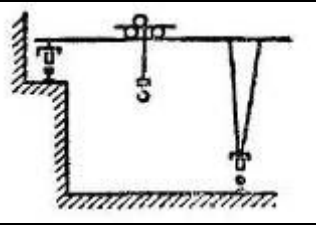
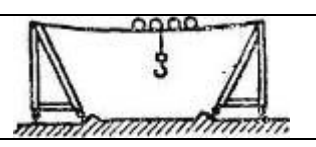
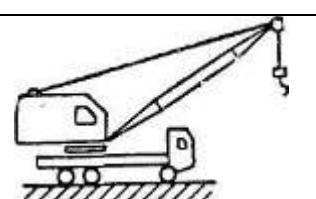
Стаціонарні підйомники періодичної дії, призначені для підйому й спуска людей і вантажів у кабіні по прямолінійних твердих напрямних, мають кут нахилу до вертикалі не більш 15, називаються ліфтами. По призначенню розрізняють ліфти пасажирські, призначені для транспортування людей; лікарняні- для транспортування хворих на лікарняному транспортному засобі із супровідним медичним персоналом; вантажні із провідником- для транспортування вантажів і осіб, супровідників вантажу, і вантажні без провідника- для транспортування тільки вантажу. Їхнє застосування в різних галузях народного господарства безупинно розширюється. Ліфти використовують для вантажно-розвантажувальних робіт у складських приміщеннях, у шахтах і рудниках для допоміжного підйому й опускання людей і вантажів; при виробництві будівельних робіт, експлуатації багатоповерхових і висотних будинків.

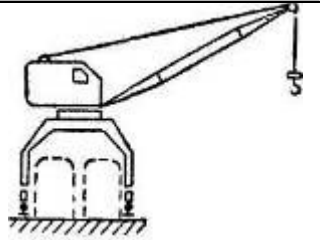
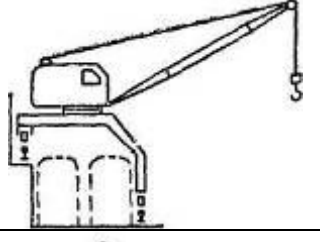
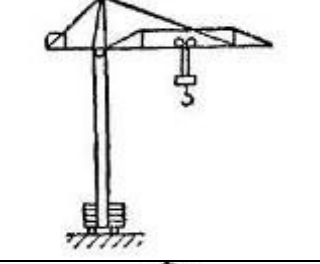
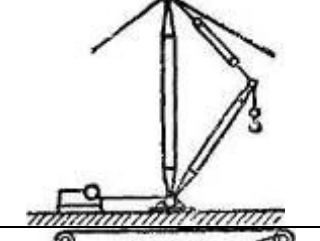
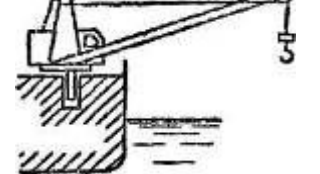
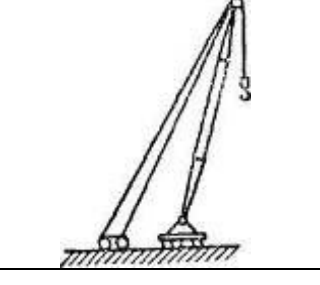
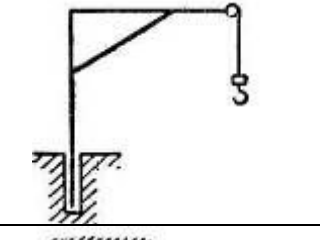
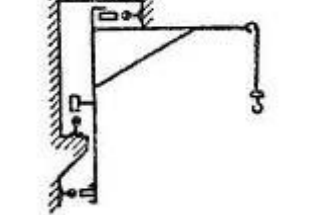
Підйомники, призначені для переміщення сипучих вантажів у саморозвантажних ковшах (скіпах) по твердих напрямних, називають ковшовими або скіповими. Ковшові підйомники застосовують для завантаження доменних печей, вагранок і т.п.

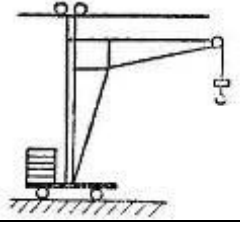
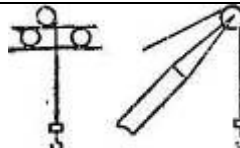
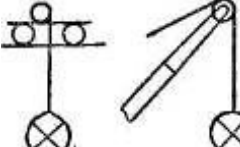
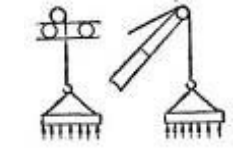
1.2 Вантажопідйомні крани. Класифікація по типах і конструкції. Загальні схеми вантажопідйомних кранів.

Класифікація вантажопідйомних кранів по типах і конструкції. Загальні схеми вантажопідйомних кранів.

Таблиця 1.1 – Загальна класифікація кранів

№	Тип (вид) крана	Визначення	Схема
1	Кран вантажопідійомний	Машина цикличного дії, призначена для підйому й переміщення вантажу, підвішеного за допомогою гака або утримуваного іншим вантажозахватним органом	
		<i>Класифікація вантажопідійомних кранів по конструктивному виконанню</i>	
2	Кран мостового типу	Кран, у якого вантажозахватний орган підвішений до вантажного візка або тали, що переміщається по мості, що рухається по кранових шляхах	
3	Кран кабельного типу	Кран, у якого вантажозахватний орган підвішений до вантажного візка, що переміщається по несучих канатах, закріплених на двох опорах	
4	Кран стрілового типу	Кран, у якого вантажозахватний орган підвішений до стріли або візка, що переміщається по стрілі	
5	Кран консольний	Кран з консоллю, у якого рознесені по вертикалі опори й вантажозахватний орган підвішений до консолі або до візка, що переміщається по консолі	
		<i>Крани мостового типу</i>	
6	Кран момтовий	Кран мостового типу, що переміщається по надземному крановому шляхові	
7	Кран козлової	Кран мостового типу із двома опорними стійками	
8	Кран напівкозлової	Кран мостового типу з однією опорною стійкою	
		<i>Крани кабельного типу</i>	
9	Кран кабельний	Кран кабельного типу з несучими канатами, закріпленими у верхній частині опорних щогл	
		<i>Крани стрілового типу</i>	
10	Кран стрілової	Кран стрілового типу зі стрілою, закріпленої на рамі ходового пристрою або на платформі	

№	Тип (вид) крана	Визначення	Схема
11	Кран порталний	Кран стрілового типу поворотний, пересувний, на порталі, призначеному для пропуску залізничного або автомобільного транспорту	
12	Кран напівпортальний	Кран стрілового типу поворотний, пересувний, на напівпорталі	
13	Кран баштовий	Кран стрілового типу поворотний, зі стрілою, закріпленої у верхній частині вертикально розташованої вежі	
14	Кран щогловий (дерик)	Кран стрілового типу поворотний, що має вертикальну щоглу й стрілу, закріплену шарнірно на щоглі, що має нижню й верхню опори	
15	Кран судновий	Кран стрілового типу, поворотний, стаціонарний, установлений на борті судна й призначений для його завантаження й розвантаження	
16	Стріла монтажна	Кран стрілового типу, неповоротний, стаціонарний, монтируемый безпосередньо в місця провадження робіт	
<i>Крани консольні</i>			
17	Кран, що вільно коштує на колоні	Кран консольний стаціонарний, закріплений на колоні, що обертається в опорному гнізді підстави	
18	Кран настінний	Кран консольний, стаціонарний, прикріплений до стіни або, що переміщається по надземному крановому шляхові, закріпленому на елементах спорудження	

№	Тип (вид) крана	Визначення	Схема
19	Кран велосипедний	Кран консольн, що переміщається по двом шляхам, утвореною наземною монорейкою й верхньої напрямної	
<i>Класифікація кранів по виду вантажозахватного органа</i>			
20	Кран крюковой	Кран, обладнаний вантажозахватним органом у вигляді гака	
21	Кран грейферний	Кран, обладнаний вантажозахватним органом у вигляді грейфера	
22	Кран магнітний	Кран, обладнаний вантажозахватним органом у вигляді магніту	

По роду привода крани підрозділяють на крани з ручним і механічним (електричним, гідравлічним, пневматичним і ін.) приводами.

По ступеню повороту стріли щодо опорної частини крани можуть бути неповоротні, полноповоротные й неполноповоротные.

По способу обпирання ходової частини на рейковий шлях крани можуть бути *опорного типу*, що опираються на шлях зверху, і *підвісного типу*, що переміщаються по нижніх полицях рейок підвісного кранового шляху.

1.3 Загальний зміст Правил пристрою й безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів.

НПАОП 0.00–1.01–07 Правила пристрою й безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів (далі – Правила) установлюють вимоги до пристрою, виготовлення, установки, монтажу, експлуатації, ремонту й реконструкції вантажопідйомних кранів і машин, їх складових частин, а також вантажозахватних органів, пристосувань, тари й колісок.

1. Область застосування.

1.1. Правила пристрою й безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів установлюють вимоги до пристрою, виготовлення, установки, монтажу, експлуатації, ремонту й реконструкції вантажопідйомних кранів і машин, їх складових частин, а також вантажозахватних органів, пристосувань, тари й колісок.

1.2. Правила поширюються на:

- а) вантажопідйомні крани всіх типів, у тому числі крани-штабелери бруківки;
- б) крани-екскаватори, призначені для роботи з гаком або електромагнітом;
- в) однорейкові візки;
- г) ручні й електричні талі;
- д) кранові підйомники для підйому людей;
- е) лебідки для підйому вантажу й (або) людей;
- ж) коліски для підйому людей;
- з) вантажозахватні органи (гаки, грейфери, вантажопідйомні електромагніти, кліщові захвати й т.п.);
- и) знімні вантажозахватні пристрої;
- к) тару, за винятком спеціальної тари, застосовуваної в металургійному виробництві (ковші, мульди, изложниці й т.п.), у морських і річкових портах, вимоги до якої встановлюються галузевими правилами або нормами.

1.3. Правила не поширюються на:

- а) крани-штабелери стелажні, крани-маніпулятори;
- б) вантажопідйомні машини, установлювані в шахтах, на морських і річкових судах і інших плавучих спорудженнях, на які поширюються спеціальні правила;
- в) екскаватори, призначені для роботи із землерийним устаткуванням або грейфером;
- г) вантажопідйомні крани, призначені тільки для роботи зі спеціальним начіпним устаткуванням (вibroпогружачими, шпунто-выдергивателями, буровим устаткуванням і т.п.);
- д) вантажопідйомні машини спеціального призначення: напольные завалочні й посадкові машини, трубоукладачі, електро- і автонавантажувачі, колієукладальні й мостоукладочные машини, маніпулятори, підйомники (вишки), машини спеціалізованих перевантажувальних комплексів;
- е) монтажні поліспасти й конструкції, до яких вони підвішуються (щогли, шеври, балки й т.п.);
- ж) будівельні підйомники, на які поширюються спеціальні правила;
- и) вантажопідйомні крани, машини, вантажозахватні органи, пристосування й тара спеціального й військового призначення, що перебувають в експлуатації в Збройних Силах України.

2. Нормативні посилання

3. Визначення

4. Вимоги до пристрою

- 4.1. Загальні вимоги
- 4.2. Металоконструкції
- 4.3. Механізми
- 4.4. Гальма
- 4.5. Ходові колеса
- 4.6. Вантажозахватні органи
- 4.7. Канати
- 4.8. Барабани й блоки
- 4.9. Ланцюги
- 4.10. Електроустаткування
- 4.11. Гідропривід
- 4.12. Прилади й пристрою безпеки
- 4.13. Апарати керування
- 4.14. Кабіни керування
- 4.15. Противага й баласт
- 4.16. Огородження
- 4.17. Галерей, майданчика й сходів
- 4.18. Установка
- 4.19. Вантажозахватні пристрої
- 4.20. Крановий шлях

5. Вимоги до виготовлення, реконструкції, ремонту, монтажу

- 5.1. Виготовлення
- 5.2. Реконструкція, ремонт
- 5.3. Монтаж
- 5.4. Матеріали
- 5.5. Зварювання
- 5.6. Контроль якості зварених з'єднань

6. Вимоги до вантажопідйомних кранів, машин і їх складовим частинам, придбаним за рубежом

7. Вимоги до кранів кабельного типу

8. Вимоги до кранів-штабелерам бруківкам

9. Вимоги до кранових підйомників, лебідок і коліскам для підйому людей

10. Вимоги до експлуатації

- 10.1. Реєстрація

- 10 2. Уведення в експлуатацію
- 10.3. Технічний огляд
- 10 4. Нагляд і обслуговування
- 10 5. Проведення робіт

1.3.1 Вимоги до вантажопідйомних кранів, машин і їх складовим частинам, придбаним за рубежом

Для застосування вантажопідйомних кранів, машин або їх складових частин, придбаних за рубежом, необхідно одержати дозвіл Госнадзорхрантруда, видаване відповідно до вимог ДНАОП 0.00-4.34-99 "Положення про порядок видачі дозволів Комітетом з нагляду за охороною праці України".

Паспорта, посібника з експлуатації й інша експлуатаційна документація, що поставляється з вантажопідйомними кранами й машинами або з їхніми складовими частинами, повинні бути складені на українському або, як виняток, російською мовою й відповідати вимогам Правил [3].

2. Розрахунки вантажопідйомних машин (загальні положення).

2.1 Основні параметри вантажопідйомних машин

Основними параметрами крана є:

- номінальна вантажопідйомність крана Q_H , т;
- швидкість підйому вантажу $V_{зр}$, м/с;
- швидкість пересування вантажного візка V_m , м/с;
- швидкість пересування крана $V_{кр}$, м/с;
- швидкість обертання поворотної частини $n_{кр}$, $з^{-1}$;
- швидкість зміни вильоту вантажу $V_{ввл}$, м/с;
- висота підйому вантажу H , м;
- проліт крана L , м;
- виліт вантажу максимальний L_{max} , м;
- режимна група крана;
- режимна група механізмів.

Вантажопідйомністю машини Q_H називають *масу* номінального (максимального) робочого вантажу, на підйом якого розрахована машина. Ця величина характеризує інерційні й гравітаційні властивості тіла, що транспортується, і виражається в одиницях маси (кг, т).

Вага тіла - це сила, з якої тіло під впливом сили ваги діє на підвіс або опору, що перешкоджає вільному падінню тіла. Співвідношення між вагою G (Н) і масою Q (кг) виражається залежністю $G = gq$, де $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ - прискорення вільного падіння.

Вантажопідйомність підрозділяється на корисну, вантажопідйомність нетто, брутто й проміжну.

Корисна вантажопідйомність - це маса вантажу, що піднімається вантажозахватними пристроями за допомогою змінних вантажозахватних пристроїв, а при їхній відсутності - підвішеного безпосередньо до незнімних вантажозахватних пристроїв. Знімний вантажозахватний пристрій - це будь-яке встаткування, що з'єднує вантаж з піднімальним пристроєм. Воно не є частиною піднімального пристрою або вантажу, легко знімається з піднімального пристрою й від'єднується від вантажу. Незнімний вантажозахватний пристрій - це будь-яке встаткування, постійно закріплене на нижньому кінці піднімального пристрою, що і є його частиною.

Вантажопідйомність *нетто* - це сума маси вантажу, відповідного до корисної вантажопідйомності й маси знімних вантажозахватних пристроїв, що піднімаються піднімальним пристроєм і підвішених за допомогою незнімних вантажозахватних пристроїв.

Вантажопідйомність *проміжна* (на канатах) - це сума маси вантажу, відповідного до корисної вантажопідйомності, маси знімних і незнімних вантажозахватних пристроїв, що піднімаються піднімальним пристроєм і підвішених до нижнього кінця піднімального засобу. Під піднімальним засобом треба розуміти канати, ланцюги або кожне другу встаткування, що звисає із крана, з вантажного візка або головки стріли, що й приводяться в рух лебідкою

для підйом або опускання вантажу, підвішеного до нижнього кінця піднімального засобу. Піднімальний засіб є частиною піднімального пристрою.

Вантажопідйомність *брутто* - це сума мас вантажу, відповідного до корисної вантажопідйомності, мас знімних і незнімних вантажозахватних пристроїв і піднімального засобу, підвішених безпосередньо до піднімального пристрою (наприклад, до вантажного візка або головку стріли).

Статичні випробування кранів проводяться навантаженням, на 25 % перевищуючої їхню вантажопідйомність (нетто - для крюкових кранів і талів, проміжна — для стрілових самохідних кранів, корисна - для інших кранів).

По вантажопідйомності брутто проводяться основні розрахунки елементів металоконструкції крана, елементів механізмів і вантажної стійкості кранів.

Швидкості руху різних механізмів вибирають залежно від технологічного процесу вантажопідйомної машини, від характеру її роботи й потрібної продуктивності.

Висота підйому вантажу. Для мостових кранів ухвалюється від рівня підлоги для крана без навантаження при установці його на горизонтальному майданчику. Для пересувних стрілових кранів - відстань по вертикалі від рівня установки крана до вантажозахватного органа, що перебуває у верхньому положенні. Відстань по вертикалі від рівня установки крана до вантажозахватного органа, що перебуває в нижньому робочому положенні, називається глибиною опускання. Для мостових кранів глибина опускання визначається від рівня підкранової рейки.

Проліт крана. Горизонтальна відстань між осями рейок кранового шляху, а між осями подтележечних рейок - *колія візка*. Відстань між осями передніх і задніх коліс або балансирних візків - *базою крана / візка*.

Виліт вантажу / стріли. Відстань по горизонталі від осі обертання поворотної частини крана до вертикальної осі вантажозахватного органа без навантаження при установці крана на горизонтальному майданчику.

2.1.1 Режими роботи кранів і кранових механізмів.

Класифікація режиму роботи експлуатованих вантажопідйомних кранів і кранових механізмів виконана по стандартах:

ISO 4301/1-86 Крани й вантажопідйомні пристрої. Класифікація.

Згідно Правил пристрою й безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів 1969 року, для кранів призначало чотири режими роботи: Л - легкий, З - середній, Т - важкий і ВТ - досить важкий.

Режим роботи крана в цілому встановлюється по механізму головного підйому.

При встановленні режиму роботи механізмів вантажопідйомних машин з машинним приводом ураховують:

Коефіцієнт використання механізму по вантажопідйомності

$$K_{cp} = Q_{cp} / Q_{ном},$$

де Q_{cp} - середнє значення вантажу, що піднімається, за зміну;

$Q_{ном}$ - номінальна вантажопідйомність.

Коефіцієнт річного використання механізму

$$K_z = \text{Число днів роботи механізму в році} / 365.$$

Коефіцієнт добового використання механізму

$$K_c = \text{Число годин роботи механізму в добу} / 24.$$

Відносна тривалість включення. Відношення часу tb роботи (включення) механізму до повного часу циклу t_y характеризує інтенсивність використання механізму.

$$ПВ = (tb / t_y) 100 \%$$

Повний час циклу t_y роботи механізму вантажопідйомної машини складається із сум часів пуску Σt_n , руху зі швидкістю, що встановився, Σt_y , гальмування Σt_r , і пауз Σt_0 :

$$t_y = \Sigma t_n + \Sigma t_y + \Sigma t_r + \Sigma t_0.$$

Для електроустаткування обчислюється для проміжку часу не більш 10 хв, для механізмів — протягом 1 ч.

Таблиця 1.2 – Режим роботи механізмів крана

Режим	Середнє припустиме використання механізму		
	по вантажопідйомності K_{zp}	за часом	
		Протягом року K_c	Протягом доби K_c
Л	0.25—1	Нерегулярна рідка робота	
С	0.75	0.5	0.33
Т	0.75 -1	1.0	0.66
ВТ	1.0	1.0	1.0

Головними недоліками розглянутої методики класифікації кранів по режимах роботи були наступні:

- режим крана розраховувався за середнім значенням вантажу, що піднімається;
- не враховувалися можливі зміни в інтенсивності навантаження за термін служби.

Клас використання (U₀-U₉) характеризується величиною максимального числа циклів за заданий термін служби.

Клас навантаження крана характеризується величиною коефіцієнта розподілу навантажень K_p , який визначається по формулі:

$$K_p = \sum_{i=1}^n \frac{C_i}{C_T} \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^m,$$

де C_i – середня кількість робочих циклів із приватним рівнем маси вантажу P_i ;
 C_T – сумарне число робочих циклів за весь термін служби крана:

$$C_T = \sum_{i=1}^n C_i$$

P_i – значення приватних мас окремих вантажів (рівня навантаження) при типовому застосуванні крана;

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

$m=3$.

У розгорнутому виді ця формула має вигляд:

$$K_p = \frac{C_1}{C_T} \times \left(\frac{P_1}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{C_2}{C_T} \times \left(\frac{P_2}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{C_3}{C_T} \times \left(\frac{P_3}{P_{\max}} \right)^3 + \dots + \frac{C_n}{C_T} \times \left(\frac{P_n}{P_{\max}} \right)^3$$

За термін служби крана ухвалюють число років його роботи до списання. Як правило терміни служби кранів визначаються терміном служби металевої конструкції. Термін служби ухвалюють за даними нормативно-технічної документації на крани.

Таблиця 1.3 – Групи класифікації (режиму роботи) кранів у цілому

Клас навантаження	Коефіцієнт навантаження K_p	Характеристика вантажів, що піднімаються кранами	Клас використання									
			Нерегулярне використання			Регулярне використання в легких умовах	Регулярне використання з перервами	Регулярне інтенсивне використання	Інтенсивне використання			
			U ₀	U ₁	U ₂	U ₃	U ₄	U ₅	U ₆	U ₇	U ₈	U ₉
			Максимальна кількість робочих циклів									
			1.6*10 ⁴	3.2*10 ⁴	6.3*10 ⁴	1.25*10 ⁵	2.5*10 ⁵	5*10 ⁵	1*10 ⁶	2*10 ⁶	4*10 ⁶	Понад 4*10 ⁶
Q1-легкий	0.125	легені — регулярно, номінальні — зрідка			A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2-середній	0.25	середні — регулярно, а номінальні — досить часто		A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	
Q3-важкий	0.5	важкі — регулярно, а номінальні — часто	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8		
Q4-досить важкий	1.0	близькі до номінальних — регулярно	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8			

Група класифікації (режиму) механізмів (M1–M8/1M–6M) у цілому визначається по таблиці залежно від класу використання механізму (T₀–T₉ / A0–A6), який характеризується загальною тривалістю використання механізму (у годиннику) і режимом навантаження (L1–L4 / B1–B4)

Режим навантаження механізму характеризується величиною коефіцієнта розподілу навантаження K_m , обумовленого по формулі:

$$K_m = \sum_{i=1}^n \frac{t_i}{t_T} \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^m$$

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

t_T – загальна тривалість при всіх приватних рівнях навантаження:

$$t_T = \sum_{i=1}^n t_i$$

P_i — значення приватних навантажень (рівні навантаження), характерних для застосування даного механізму,

P_{\max} — значення найбільшого навантаження, яке прикладається до механізму;

$m = 3$.

Таблиця 1.4 – Групи класифікації (режиму роботи) механізмів у цілому

Режим навантаження	Номінальний коефіцієнт навантаження K_m	Характеристика дії навантаження, сприйманої механізмом	Клас використання механізмів									
			Нерегулярне використання				Регулярне використання в легких умовах	Регулярне використання з перервами	Регулярне інтенсивне використання	Інтенсивне використання		
			T ₀	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	T ₉
			Загальна тривалість використання, год									
			200	400	800	1600	3200	6300	12500	25000	50000	100000
L1–легкий	0.125	малі — регулярно, а найбільші — зрідка			M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2–середній	0.250	помірні — регулярно, а найбільші — досить часто		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	
L3–важкий	0.5	більші — регулярно, а найбільші – часто	M1	M2	A3	M4	M5	M6	M7	M8		
L4–досить важкий	1.0	найбільші — регулярно	M2	A3	M4	M5	M6	M7	M8			

Таблиця 1.5 – Відповідність групи режиму роботи крана по ІСО, ДЕРЖСТАНДАРТ і Правилам

	Група класифікації (режиму роботи) крана в цілому			
ІСО 4301/1	A 1–A3	A 4–A5	A 6–A7	A8
ДСТ 25546–82	1К -3К	4К-5К	6К-7К	8 К
Правила по кранах 1969 р.	Легкий	Середній	Важкий	Досить Важкий

Таблиця 1.6 – Відповідність групи режиму роботи механізмів по ІСО, ДЕРЖСТАНДАРТ і Правилам

	Група класифікації (режиму роботи) механізмів					
ІСО 4301/1	M 1–M3	M 4–M5	M6	M7	M8	
ДСТ 25835–83	1M	2M–3M	4M	5M	6M	
Правила по Редкоиспользуемый кранах 1969 р.	Легкий	Середній	Важкий	Досить Важкий		

2.2 Розрахункові навантаження кранів.

При розрахунках механізмів вантажопідйомних машин і їх елементів необхідно враховувати всі виникаючі в процесі роботи навантаження, можливий збіг дії цих навантажень, визначати найнебезпечніші їхні комбінації й по них проводити розрахунки на міцність і опір втоми.

2.2.1 Комбінації розрахункових навантажень.

Для вантажопідйомних машин можливі комбінації розрахункових навантажень підрозділяють на три розрахункові випадки.

Розрахунковий випадок I – *нормальне навантаження робочого стану*, що включає в себе номінальна вага вантажу й вантажозахватного пристрою, власна вага конструкції, вітрові навантаження робочого стану машини, а також динамічні навантаження, що виникають у процесі пуску й гальмування при нормальних умовах використання механізму й при нормальному стані підкранових колій.

Навантаження цього розрахункового випадку використовуються для розрахунків металевих конструкцій і деталей механізмів на *опір утоми (на витривалість)*, а також на нагрівання, зношування й довговічність.

При розрахунках на опір утоми вітрове навантаження можна не враховувати через її щодо невеликого значення, прийнятого рівним 50 Па. При змінній масі вантажу розрахунки на опір утоми ведуть не по номінальному, а по середнеприведенному (еквівалентному) значенню. Розрахунки металоконструкцій на опір утоми обов'язково проводиться для кранів 5-й, 6-й і більш високих груп режимів роботи (для кранів 4-й групи режиму роботи необхідність проведення розрахунків на опір утоми встановлюється на основі даних досвіду експлуатації; для кранів 1, 2 і 3-й груп режиму роботи такий розрахунки не проводиться). При розрахунках на опір утоми виходять із вимоги забезпечити надійну роботу всіх елементів крана без їхнього ремонту й заміни (за винятком швидкозношуваних змінних деталей механізмів і електроустаткування - гальмових фрикційних накладок, канатів, щіток двигунів і т.п.) протягом розрахункового строку.

Розрахунковий випадок II – *максимальне робоче навантаження*, що включає в себе крім навантаження від власної ваги й номінальної ваги вантажу й вантажозахватного пристрою також і максимальні динамічні навантаження, що виникають при різких пусках, екстремому гальмуванні, раптовому включенні або вимиканні струму, і граничне вітрове навантаження робочого стану машини.

Граничні значення динамічного робочого навантаження:

для механізму пересування обмежуються значенням моменту пробуксовки або юза приводних коліс;

для механізму підйому обмежуються засобами встановленого електрозахисту;

для механізмів повороту- спрацьовуванням спеціальних запобіжних пристроїв, використовуваних у механізмі (проковзуванням фрикційного з'єднання, зрізом запобіжних штифтів у муфті граничного моменту й ін.).

Розрахунки із цієї нагоди ведуть із обліком максимально можливого ухилу шляхи, а для плавучих кранів ураховують максимальний крен.

Навантаження цього розрахункового випадку використовуються для розрахунків металевих конструкцій і деталей механізмів *на міцність* із забезпеченням заданого запасу міцності, а також для перевірки *вантажної стійкості* крана.

Технологічні навантаження, пов'язані з виконанням краном технологічних операцій, залежно від їхнього характеру, імовірності появи й тривалості дії, відносять до навантажень випадків I і II.

Розрахунковий випадок III – *неробочий стан машини на відкритому повітрі при відсутності вантажу й при нерушливих механізмах*. При цьому на машину крім її власної ваги діє граничне вітрове навантаження при неробочому стані машини, а іноді навантаження, викликувані снігом, зледенінням або температурним впливом.

Із цієї нагоди дії навантажень проводять розрахунки на міцність металевих конструкцій, деталей пристроїв проти викрадення кранів, гальмових пристроїв, візків, механізмів зміни вильоту стріли, опорно-ходових і опорно-поворотних пристроїв за зниженими значенням коефіцієнта запасу міцності, а також перевірку власної стійкості крана.

При визначенні діючих навантажень положення стріли, поворотної частини й вантажного візка ухвалюють найнебезпечнішим, тобто, що створюють найбільші навантаження в елементах, що розраховуються.

При монтажі й перевезенню кранів крім зазначених вище навантажень виникають монтажні й транспортні навантаження, які необхідно враховувати при перевірочному розрахунках, а також при складанні проекту монтажу й виборі місць розташування опор і способів кріплення перевезених елементів кранів. Ці навантаження в ряді випадків можуть виявитися досить значними й суттєво відрізнятись від робочих навантажень.

Навантаження можна розділити на нормативні (вага вантажу й крана, моменти двигуна й гальма, вітрові навантаження й ін.) і випадкові (від пульсації вітру, коливальні непередбачені і т.д.).

2.2.2 Вітрове навантаження.

При розрахунках міцності й стійкості вантажопідйомних машин, що працюють на відкритому повітрі, треба враховувати вітрове навантаження, яке відповідно до ДСТ 1451-77 "Крани вантажопідйомні. Навантаження вітрове. Норми й метод визначення" підрозділяється на вітрове навантаження робочого стану (при дії цього навантаження кран повинен нормально працювати) і на навантаження неробочого стану. Навантаження робочого стану враховують при розрахунках металоконструкцій, механізмів, гальм, потужності двигунів, власної й вантажної стійкості кранів. За вітрове навантаження на кран у його робочому стані ухвалюють граничне вітрове навантаження, при якому забезпечується нормальна експлуатація крана з номінальним вантажем. Граничне вітрове навантаження неробочого стану враховують при розрахунках металоконструкцій, механізмів повороту й пересування, зміни вильоту стріли, осей і валів ходових коліс, пристроїв проти викрадення й власної стійкості крана.

Вітрове навантаження на кран визначають як суму статичної й динамічної складових. Статичну складову, відповідну до установившоїся швидкості вітру, ураховують у всіх випадках розрахунків. Динамічну складову, викликану зміною швидкості вітру, ураховують тільки при розрахунках на міцність металевих конструкцій і при перевірці стійкості кранів проти перекидання.

Статична складова F вітрового навантаження, що діє на елемент конструкції або на вантаж,

$$F = p A,$$

де $p = qkcn$ – розподілене вітрове навантаження на елемент конструкції або вантажу площею A в даній зоні висоти;

$q = \rho v^{2/2}$ – динамічний тиск вітру на висоті до 10 м над поверхнею землі;

$\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$ – щільність повітря;

v – швидкість вітру (при розрахунках швидкість вітру ухвалюється спрямованої паралельно поверхні землі);

k – коефіцієнт, що враховує зміна динамічного тиску залежно від висоти розташування елемента над поверхнею землі;

c – коефіцієнт аеродинамічної сили (коефіцієнт лобового опору), значення якого ухвалюють по даним ДЕРЖСТАНДАРТ 1451-77 залежно від конструктивних особливостей елементів крана, коефіцієнта заповнення ферм і ступені їх перекриття іншими елементами (затененність), від розмірів елементів, напрямку швидкості вітру;

n – коефіцієнт перевантаження: при визначенні вітрового навантаження робочого стану $n = 1$, а при визначенні вітрового навантаження неробочого стану при розрахунках конструкції крана по методу граничних станів $n = 1,1$ і при розрахунках по методу напруг, що *допускаються*, $n = 1$, якщо в нормах на проектування даного крана не задані інші значення цього коефіцієнта.

Розрахункову площу A елемента металоконструкції ухвалюють по рекомендаціях ДСТ 1451-77 залежно від конфігурації й розташування елемента. Розрахункову площу A вантажу визначають по заданих розмірах вантажу або приблизно по його масі.

Динамічний тиск q на висоті 10 м над поверхнею землі для *неробочого стану крана* ухвалюють залежно від району на колишній території Радянського Союзу, карта якого наведена в ДСТ 1451-77. Ця територія розділена на сім районів, де динамічний тиск ухвалюють рівним 270, 350, 450, 550, 700, 850, 1000 Па. У тому випадку, якщо район

установки крана точно невідомий, динамічний тиск q допускається ухвалювати рівним 450 Па, що відповідає третьому району.

2.2.3 Динамічні навантаження.

Динамічні навантаження виникають у кранах у період несталого руху (пуску й гальмування) і є шкідливі, що перевантажують елементи крана й приводи. Розрізняють динамічні навантаження від сил інерції руху мас і навантаження коливального характеру внаслідок пружності елементів машини.

При поступальному русі мас у період пуску (гальмування) виникає сила інерції:

$$F_u = ma = mv/t_n;$$

при обертovому русі визначають момент сил інерції:

$$M_i = J_{np}\omega/t_n,$$

де m — маса крана або візка, кг;
 v — швидкість поступального руху, м/с;
 ω — кутова швидкість вала, z^{-1} ;
 J_{np} — наведений момент інерції обертovих мас, $кг \cdot м^2$,
 t_n — час несталого руху, с.

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

У перехідний період руху в приводних лініях машин, крім статичних і інерційних навантажень, внаслідок пружності ланок виникають **динамічні навантаження коливального характеру**, які можуть у багато разів перевищувати статичні навантаження.

Під дією зовнішніх навантажень (моментів електродвигуна й гальм, опорів робочої машини) пружні елементи деформуються, а зосереджені маси машин, крім основного руху, роблять малі коливання. Змінна складова сил або моментів при пружних коливаннях може бути настільки великий, що сумарні миттєві значення їх значно перевищать статичні й інерційні навантаження й можуть привести до перевантажень і поломкам деталей. У багатьох механізмах транспортних-підйомно-транспортних машин динамічні навантаження мають вирішальне значення. Вплив змінних сил є також однієї з основних причин усталостного руйнування деталей. Практично 90 % руйнувань деталей машин мають усталостний характер і відбуваються в результаті дії змінних динамічних навантажень.

Розрахунки динамічних навантажень у приводних лініях включає наступні етапи:

складання фізичної моделі або еквівалентної схеми механізму; визначення наведених мас і твердостей зв'язків;

визначення величини й характеру зміни зовнішніх навантажень, прикладених до системи;

складання диференціальних рівнянь руху мас системи;

знаходження пружних сил і моментів у ланках механізму.

Змушені коливання машин. У ПТМ джерелом змушених коливань може бути наявність ексцентриситету барабанів, блоків, неточності виготовлення зубчастих передач, вигин валів і ін. При періодичному впливі сили, що обурює, у пружній системі, крім власних загасаючих коливань, виникають постійні змушені коливання. При збігу частот вільних і змушених коливань або близьких по величині в системі з'являється резонанс із більшими амплітудами, небезпечними для міцності деталей.

2.3 напруги, що допускаються.

У транспортний-транспортним-транспортному-підйомно-транспортному машинобудуванні при розрахунках механізмів застосовують диференціальний метод визначення напруг, що допускаються: на кожен деталь залежно від ступеня її відповідальності й режиму роботи механізму в конкретних умовах її використання встановлюють відповідний коефіцієнт запасу міцності.

Розрахунки елементів машин на міцність проводять по основному рівнянню міцності

$$[\sigma] = \sigma_{np} / n \geq \sigma,$$

де $[\sigma]$ – напруга, що допускається;

- σ_{np} – гранична напруга матеріалу при даному напруженому стані. При розрахунках елементів із пластичних матеріалів $\sigma_{np} = \sigma_T$, де σ_T – границя текучості; при розрахунках деталей з тендітних матеріалів $\sigma_{np} = \sigma_e$, де σ_e – межа міцності;
- n – коефіцієнт запасу міцності, що ухвалює значення n_{III} або n_{II} (табл. 2.6) залежно від розрахункового випадку;
- σ – фактична напруга, обумовлене з урахуванням динамічних навантажень, але без обліку концентрації напруг.

Для розрахунків елементів машин на опір втоми використовують умову

$$[\sigma RK] = \sigma RK / n_1 \geq \sigma_1,$$

- де $[\sigma RK]$ – напруга, що допускається;
- σRK – тривала границя витривалості при даному коефіцієнті R асиметрії циклу й ефективному коефіцієнті концентрації DO ;
- n_1 – коефіцієнт запасу витривалості, прийнятий по табл.

Таблиця 1.7 – Коефіцієнти запасу для елементів механізмів і металоконструкцій

елементи, що розраховуються	Розрахункові випадки		
	I	II	III
	n_i	n_{ii}	n_{iii}
Металеві сталеві конструкції кранів	1,4	1,4	1,3
Те ж, при транспортуванні рідкого металу	1,7	1,7	1,3
Металеві алюмінієві конструкції	1,6	1,6	1,5
Механізми підйому вантажу, зміни вильоту, ходові й опорні частини, пристрої проти викрадення, вантажозахватні пристрої, гальма	1,6/1,8	1,6/1,8	1,4/1,6
Механізми пересування й повороту	1,4/1,6	1,4/1,6	—

Примітка. Цифри в чисельнику ставляться до елементів із прокату й кувань, у знаменнику - зі сталевих виливків.

Якщо число циклів перенапруг $\sum z_i$ (коли напруги $\sigma_i > \sigma RK$), яке випробовує деталь за розрахунковий термін служби, менше або дорівнює базі випробувань N_0 , відповідної до межі витривалості σRK , розрахунки проводять по обмеженій границі витривалості:

$$\sigma rko = \sigma RK \sqrt{m, N_0 / \sum z_i}$$

- де m – показник ступеня кривої витривалості, прийнятий при розрахунках на вигин деталей, виготовлених з поліпшених і нормалізованих сталей, $m = 6$; для деталей із загартованих сталей $m = 9$; при розрахунках деталей на контактну міцність $m = 3$.

У загальному виді коефіцієнт запасу міцності може бути представлений як

$$n = a_1 a_2 a_3 a_4,$$

- де a_1 – коефіцієнт безпеки, що враховує вплив відмови, що розраховується механізму (елемента) на роботу машини, безпека крановика й людей, що перебувають у зоні роботи машини;
- a_2 – коефіцієнт, що враховує можливу неоднорідність структури матеріалу на опір руйнуванню, тобто враховує вплив внутрішніх дефектів матеріалу й відхилення дійсних розмірів елемента від номінальних. Для деталей, виготовлених литтям, коефіцієнт a_2 має більше значення, чому для деталей, виготовлених із прокату або кувань;
- a_3 – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації, режим роботи й імовірність виникнення перевантажень;
- a_4 – коефіцієнт, що враховує точність визначення навантажень і напруг у розрахунковому перетині.

Методи розрахунків і значення коефіцієнта запасу міцності й витривалості особливо відповідальних деталей вантажопідйомних машин, наприклад канатів і ланцюгів, регламентовані правилами Госнадзора України.

3. Елементи вантажопідйомних машин. Вантажозахватні пристрої.

Вантажозахватні пристрої взаємодіють із вантажем такими способами:

вантаж підхоплюється або зачіпається загарбним пристроєм (гаки, вантажні скоби, подхвати, контейнерні захвати);

вантаж зажимається елементами захвата й утримується силою тертя (кліщові, ексцентриків й ін.);

вантаж притягається й утримується пристроєм за рахунок сил електромагнітного або вакуумного впливу;

вантаж зачерпується (грейфери, ковші).

Вантажозахватними пристроями управляють вручну, дистанційно й автоматично.

Найбільше широко застосовуваними універсальними вантажозахватними пристроями є вантажні гаки, на які вантаж навішується за допомогою канатних або ланцюгових строп.

3.1 Вантажні гаки.

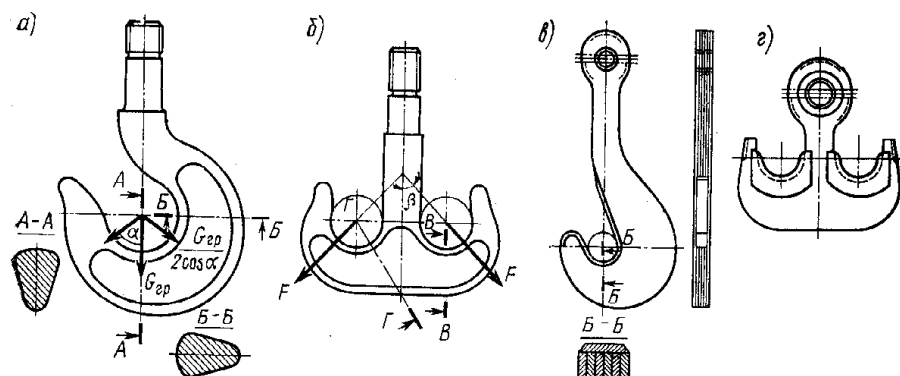
За формою гаки підрозділяють на однорогі (*a*, *в*) і дворогі (*б*, *г*). Вантажні кути й штамповані гаки повинні відповідати вимогам ДСТ 2105-75. Розміри й основні параметри кованих і штампованих гаків ухвалюються залежно від типу гака й привода вантажопідйомного крана або машини- однорогі гаки за ДСТ 6627-74, дворогі за ДСТ 6628-73.

Форма гаків обрана такою, щоб забезпечити їхні мінімальні розміри й масу при достатній міцності, однакової у всіх перетинах.

Найбільш економічна форма робочого перетину гака – трапецієподібна із закругленими кінцями (*б*), а для малих навантажень гаки можуть мати круглий перетин. Оптимальне співвідношення розмірів для стандартних гаків становить $b/b_1 = 2 \dots 2,5$. На хвостовику гака нарізана трикутна (до 100 т) або трапецієподібна різьблення.

Діаметр зева гака вибирають із умов розміщення в ньому двох галузей прядив'яного чалочного каната або звареного ланцюга.

Вантажні гаки мають запобіжні замикаючі пристрої, що запобігають мимовільне випадання знімного вантажозахватного пристрою. При підвішуванні вантажу на дворогі гаки чалочні канати й ланцюга треба накладати так, щоб навантаження на обидва рога гака розподілялася рівномірно.



Вантажні гаки: *a* й *б* - кути; *у* й *г* – пластинчасті

Вантажні гаки виготовляють куванням або штампуванням з низьковуглецевої Сталі 20; допускається виготовлення гаків зі Сталі 20Г. Застосування високоуглеродистий сталі й чавуну неприпустимо через малу пластичність матеріалу й небезпеки раптового зламу гака. Після кування або штампування проводять нормалізацію для зняття внутрішніх напружень.

Для стандартного гака (відповідної до номінальної вантажопідйомності) розрахунки перетинів гака не проводять. Для гака, що відрізняється по своїх розмірах або формі від стандартного, обов'язково розраховують тіло гака як бруса великої кривизни.

В однорогому гаку найнебезпечнішим є перетин *Б – Б* (*a*) розтягання, що працює на вигин і, для якого згинальний момент від ваги вантажу $G_{гр}$, прикладеного в центрі зева гака, є максимальним. Перетин *А – А* розраховують на вигин і зріз для випадку підвісу вантажу на двох похилих стропах під кутом $\alpha = 45^\circ$.

У дворогому гаку (*б*) перевіряють перетин *В – В* і *Г – Г* на вигин і зріз по розрахунковому зусиллю $F = 1,2G_{гр} / (2\cos \beta)$, що діє на кожний ріг гака, де числовий коефіцієнт 1,2 урахує можливу нерівномірність розподілу навантаження. Нарізану частину хвостовика розраховують на розтягання від сили $G_{гр}$.

Пластинчасті вантажні гаки (в, з) повинні відповідати вимогам ДСТ 6619. Пластинчасті гаки простіше кутих у виготовленні й більш надійні, тому що одночасне руйнування всіх пластин практично виключене, але вони важче.

Пластинчасті за ДСТ 6619-75, збираються з окремих елементів, вирізаних з листової сталі 20 або сталі 16МС, з'єднаних між собою заклепками. Для рівномірного розподілу навантаження між пластинами в зєвах гаків поміщають вкладиші з м'якої сталі, зовнішня поверхня яких має форму, що забезпечує укладання строп без різких вигинів. Товщина пластин не менш 20 мм. При застосуванні пластин різної товщини їх розташовують симетрично щодо середньої площини гака.

3.1.1 Розрахунки однорогого гака

Однорогі куті або штамповані гаки розраховують у криволінійній частині в перетинах А-А і Б-Б. При розрахунках по методу криволінійного бруса в перетині А-А найбільші нормальні напруги в крайніх внутрішніх і зовнішніх волокнах відповідно рівні (МПа)

$$\sigma_1 = + \frac{2GC_1}{k_0FD} ,$$

$$\sigma_2 = - \frac{GC_2}{k_0F(h+0.5D)} ,$$

де $G = 9.8 Q$ - вага вантажу, Н;

Q - маса вантажу, кг;

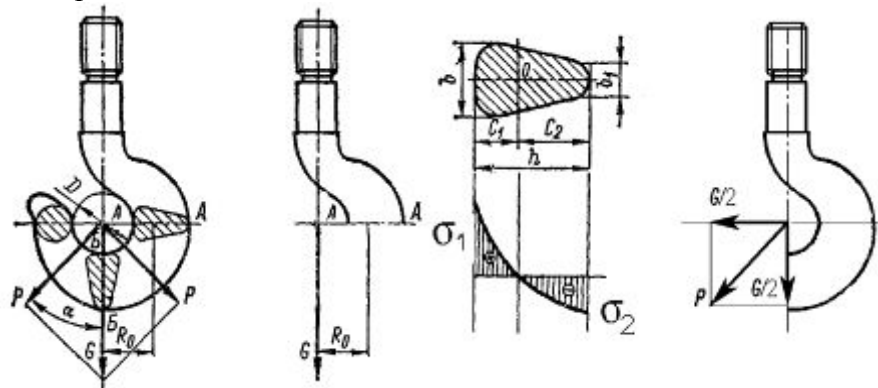
F - площа перетину, мм²;

$z_1 \approx h (b + 2b_1) / [3 (b + b_1)]$ — відстань крайнього внутрішнього волокна від центру ваги перетину, мм;

$z_2 = h - z_1$ — відстань від крайнього зовнішнього волокна до центру ваги перетину, мм;

k_0 - коефіцієнт, що залежить від форми перетину;

D - діаметр зєва гака, мм.



Розрахункова схема однорогого гака

Для трапеції висотою h і з підставами b і b_1

$$k_0 = \frac{2R_0}{(b + b_1)h} \left\{ \left[b_1 + \frac{b - b_1}{h} (R_0 + C_2) \right] \times \right. \\ \left. \times \ln \frac{R_0 + C_2}{R_0 - C_1} - (b - b_1) \right\} - 1,$$

де $R_0 = C_1 + 0.5D$ - радіус кривизни перетину в центрі ваги О.

Для нормальних гаків трапецеїдального перетину звичайно ухвалюють: $h/D \approx 1$; $b/b_1 \approx 2.5$; $h/b \approx 1.5$; $D \approx 40 \sqrt{Q}$ мм (Q — вантажопідйомність гака при групах режиму 5М і 6М, т). У цих випадках $k_0 \approx 0.1$.

Для прямокутного перетину шириною b і висотою h : $b \approx b_1$ і $C_1 = C_2 = 0.5h$.

Розрахунки перетину Б-Б проводиться в припущенні, що навантаження на гак передається двома стропами, спрямованими під кутом 45° до вертикалі. Найбільші сумарні напруги в перетині

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{cp}^2} < [\sigma]$$

Напруги розтягання (формула для σ_1 , але $G/2$ – один строп, а не обоє)

$$\sigma = \frac{GC_1}{k_0FD},$$

напруги зрізу ($G/2$ – один строп, а не обоє)

$$\tau_{cp} = G/2F.$$

напруги, що допускаються

$$[\sigma_p] = \sigma_T / n,$$

де σ_T – границя текучості при розтяганні;

n – коефіцієнт запасу міцності, що залежить від режиму роботи механізму.

Прямолінійна циліндрична частина розраховується по формулі

$$\sigma = 4G/(\pi d^2) \leq [\sigma_p],$$

де d – найменший діаметр хвостової частини гака.

Висоту гайки визначають із умови змінання витків різьблення

$$h = \frac{4Gp10^{-4}}{\pi(d^2 - d_1^2) * [\sigma_{cm}]},$$

де p – крок різьблення;

d – зовнішній діаметр різьблення;

d_1 – внутрішній діаметр різьблення;

$[\sigma_{cm}]$ – напруга, що допускається, змінання: $[\sigma_{cm}] = 30...35$ МПа;

матеріал гайки – Сталь 45.

3.1.2 Обґрунтування застосування трапецієподібної форми перетину гака.

При проектуванні нових гаків їх розрахунки звичайно ведуть на два приймання: спочатку визначають міцні розміри його, не враховуючи кривизни, але компенсуючи це зниженням напруг, що допускаються, а потім роблять точну перевірку напруг з урахуванням кривизни.

При наближеному розрахунках гака, без обліку кривизни, найбільші (по абсолютній величині) напруги в перетині 1—2 виникають у крайніх волокнах 1 і 2:

$$\sigma_1 = \sigma'_{uz} + \sigma_p = \frac{M_{uz}}{W_1} + \frac{G}{F} = \frac{G \left(\frac{a}{2} + e_1 \right)}{\frac{J}{e_1}} + \frac{G}{F}, \quad (3.1)$$

$$\sigma_2 = \sigma''_{uz} - \sigma_p = \frac{M_{uz}}{W_2} - \frac{G}{F} = \frac{G \left(\frac{a}{2} + e_1 \right)}{\frac{J}{e_2}} - \frac{G}{F}, \quad (3.2)$$

де σ'_{uz} і σ''_{uz} – напруги вигину у волокнах 1 і 2 від M_{uz} ;

σ_p – напруга розтягання;

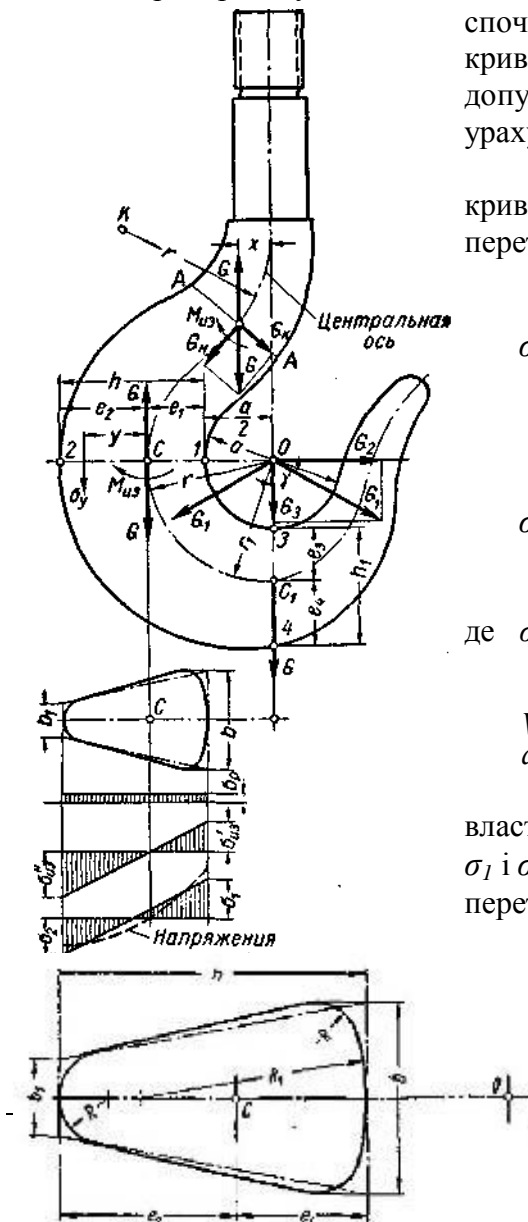
J – момент інерції перетину;

W_1 і W_2 – моменти опору для волокон 1 і 2;

a , e_1 і e_2 – розміри, зазначені на рисунку.

Для гарного використання хутроанических властивостей матеріалу бажане, щоб максимальні напруги σ_1 і σ_2 були однакові по абсолютній величині (рівнопрочное перетин). Симетричні перетини (прямокутник, коло, еліпс), у яких $e_1 = e_2 = h/2$, не можуть задовольнити цій умові – у них завжди буде $\sigma_1 > \sigma_2$.

Розрахункова схема одного гака



Для забезпечення ж умови $\sigma_1 \approx \sigma_2$ потрібні

несиметричні перетини, стовщені на стороні, зверненої до центру зева гака. Найбільш зручні для кування гаків перетину, що мають форму трапеції з округленими кутами, які й прийняті в Дст. При таких перетинах $e_1 < e_2$, а внаслідок цього й $\sigma'_{uz} < \sigma''_z$, що уможливило досягнення рівності результуючих напруг $\sigma_1 \approx \sigma_2$.

Для розв'язку питання про співвідношення між підставами трапеції, при якому може бути досягнута рівність $\sigma_1 \approx \sigma_2$, дорівнюємо праві частини рівнянь (3.1) і (3.2)

$$\frac{G\left(\frac{a}{2} + e_1\right)}{\frac{J}{e_1}} + \frac{G}{F} = \frac{G\left(\frac{a}{2} + e_1\right)}{\frac{J}{e_2}} - \frac{G}{F} \quad (3.3)$$

Звідки

$$\frac{\left(\frac{a}{2} + e_1\right) * (e_2 - e_1)}{J} = \frac{2}{F} \quad (3.4)$$

Для подальшого дослідження перетин гака замінюється трапецією з висотою h , більшою підставою, рівним розміру b і малим-підставою b_1 яке визначається перетинанням продовжених бічних сторін дійсного перетину з лівою прикордонною вертикаллю.

Виразимо вхідні в останнє рівняння величини F , J , e_1 і e_2 через елементи цієї трапеції b , b_1 і h .

$$F = \frac{b + b_1}{2} h; \quad J = \frac{b^2 + 4bb_1 + b_1^2}{b + b_1} * \frac{h^3}{36};$$

$$e_1 = \frac{b + 2b_1}{b + b_1} * \frac{h}{3}; \quad e_2 = \frac{2b + b_1}{b + b_1} * \frac{h}{3}.$$

Підставляємо ці вираження в рівняння (3.4)

$$\frac{\left(\frac{a}{2} + \frac{b + 2b_1}{b + b_1} * \frac{h}{3}\right) * \left(\frac{2b + b_1}{b + b_1} * \frac{h}{3} - \frac{b + 2b_1}{b + b_1} * \frac{h}{3}\right)}{\frac{b^2 + 4bb_1 + b_1^2}{b + b_1} * \frac{h^3}{36}} = \frac{2}{\frac{b + b_1}{2} h}.$$

Після ряду перетворень це рівняння приводиться до простого виду

$$\frac{b}{b_1} = 2 \frac{h}{a} + 1.$$

У більшості випадків відношення $h / a \approx 1$ (ДСТ 6627–74), тому необхідне для задоволення умови $\sigma_1 \approx \sigma_2$ відношення підстав трапеції буде

$$\frac{b}{b_1} = 2 \frac{h}{a} + 1 = 2 * 1 + 1 = 3$$

або

$$b \approx 3b_1$$

3.2 Гакові підвіски

Гаки з'єднують із гнучким вантажним елементом вантажопідйомної машини за допомогою гакових підвісок.

Розрізняють два типи крюкових підвісок - нормальні й укорочені. У нормальних підвісках (a) траверсу, на якій укріплений гак, з'єднується з віссю канатних блоків щоками, виготовленими з листової або смугової сталі марки Ст3, що розраховуються по небезпечному перерізу, на розтягання по формулі Лямэ:

$$\sigma = \frac{G_{zp} (R^2 + r^2)}{4\delta \cdot r \cdot (R^2 - r^2)} \leq [\sigma],$$

де $[\sigma] = \sigma_T / n$ – напруги, що допускаються;

σ_T – границя текучості при розтяганні;

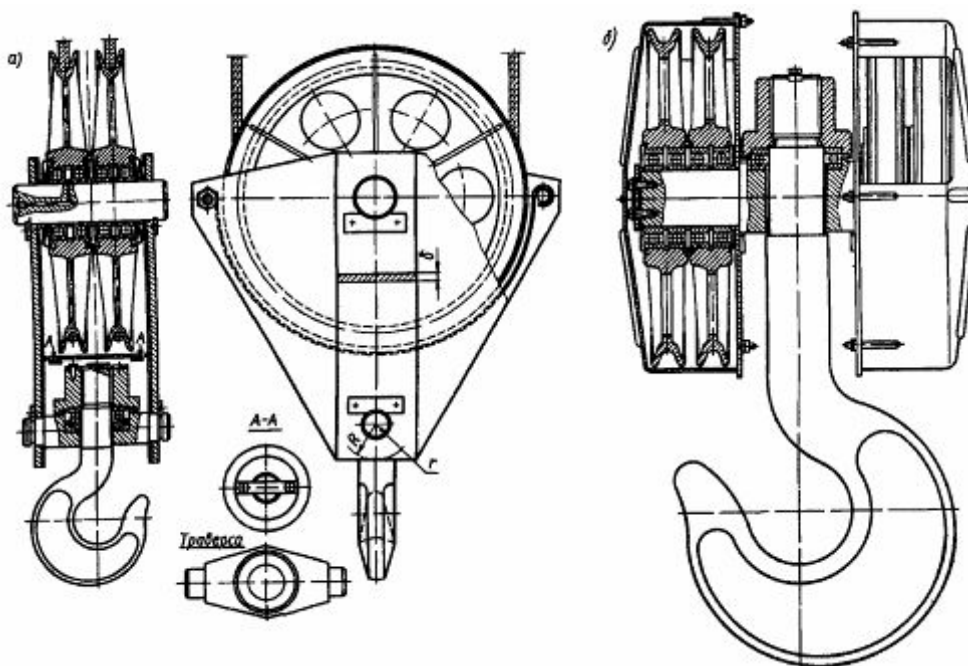
n – коефіцієнт запасу міцності.

Хвостовик гака проходить крізь отвір у траверсі й закріплюється гайкою, що опирається або на сферичну шайбу (при вантажопідйомності до 3,2 т), або на упорний шарикопідшипник, як на малюнку (при більшій вантажопідйомності).

В укорочених підвісках (б) блоки поліспасти розміщують на подовжених цапфах траверси. Укорочена гакова підвіска дозволяє здійснити підйом вантажу на трохи більшу висоту, але її можна застосовувати тільки при парній кратності поліспасти.

Траверсу виготовляють зі Сталей 40 або 45 і розраховують на вигин по середньому небезпечному перерізу. Цапфи траверси розраховують також на вигин і перевіряють по тискові між цапфою й щогою. Що допускається тиск не повинний перевищувати 35 МПа щоб уникнути задира поверхні при повороті траверси.

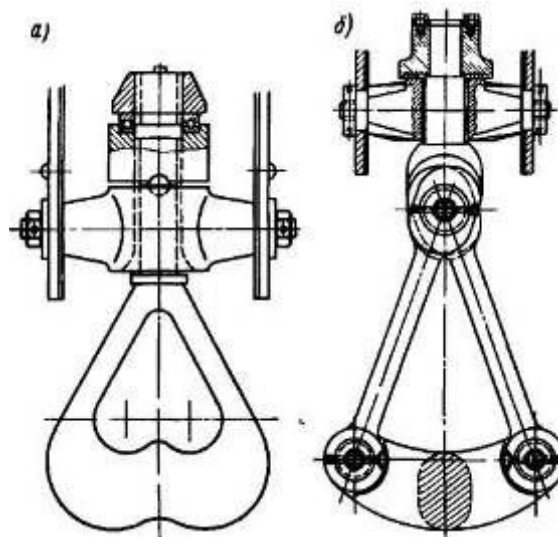
Для запобігання від виходу каната зі струмка блоків крюкової підвіски, а також блоків вантажних і стрілових поліспаств передбачені спеціальні кожухи, виготовлені з листової сталі товщиною не менш 3 мм. Радіальний зазор між ребрами блоку й кожухом не повинен бути більш $0,2d$, де d - діаметр каната. Кожухи крюкових підвісок мають прорізи для проходу каната, їх ширину й довжину вибирають так, щоб виключити тертя каната про кожух.



Кранові підвіски:

a– нормальна, *б*– укорочена

3.3 Вантажні петлі



Крім вантажних гаків застосовують цельнокованые (а) і складові (б) вантажні петлі. Форма й розмір петель не стандартизовані, і тому петлі необхідно розраховувати на

міцність При цьому цельнокованые петлі розраховують як тверду раму (статично невизначена система), а складені петлі - як шарнірні системи; в останньому випадку тяги перевіряють на розтягання, поперечку - на вигин і стиск як криволінійну двохопорну балку. Шарніри складеної петлі перевіряють на зминання й на вигин осей. При перевірці зминання на внутрішній поверхні отвору по формулі Лямэ, що допускається напруга не повинна перевищувати 100 МПа. Поперечки петлі виготовляються з низьковуглецевих сталей (Сталь 20, Ст3). Петлі мають менші розміри й масу, чому гаки, розраховані на ту ж вантажопідйомність, тому що в перетинах петель діють менші згинальні моменти. Але в експлуатації петлі менш зручні: стропа доводиться просмикувати в отвір петлі.

3.4 Стропи

Для обв'язки вантажу при його прикріпленні до гака вантажопідйомної машини застосовують різні види *стропів*, виготовлених, як правило, зі сталевих канатів або зварених ланцюгів. Стропи із прядив'яних або бавовняних канатів застосовують для підйому вантажу масою не більш 0,5 т. Стропи слід накладати на вантаж без вузлів і петель: на гострі ребра вантажу підкладають спеціальні підбивки, що охороняють стропа від перетирання й зламу.

Знімні вантажозахватні пристрої (стропа, ланцюги, траверси, захвати й т.п) і колиски для підйому людей після виготовлення підлягають приймально-здавальним випробуванням виготовлювачем, а після ремонту (крім стропів) підприємством, на якому вони ремонтувалися. Стропа ремонту не підлягають.

Знімні вантажозахватні пристрої зазнають огляду й випробовуються протягом 10 хвилин навантаженням, на 25 % перевищуючої їхню вантажопідйомність, а колиски для підйому людей - навантаженням, на 100 % перевищуючої їхню вантажопідйомність.

Знімні вантажозахватні пристрої повинні мати клеймо або міцне прикріплену бирку із вказівкою номера, вантажопідйомності й дати випробування.

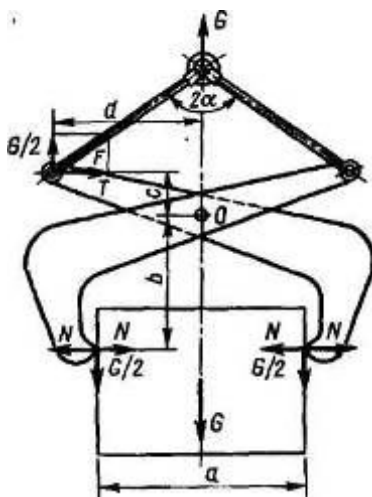
При експлуатації знімні вантажозахватні пристрої й тара підлягають періодичному огляду:

- траверси, кліщі, захвати й т.п., а також тара - щомісяця;
- стропа - кожні 10 днів.

3.5 Кліщові захвати

При роботі вантажопідйомної машини зі штучними вантажами для скорочення часу, затрачуваного на їхнє захоплення й звільнення, а також для зменшення частки ручної праці застосовують спеціальні *кліщові захвати*, що підвішуються до гака. Ці захвати повинні відповідати формі й розмірам вантажів.

Кліщові захвати підрозділяються на захватів для штучних вантажів у тарі або впакуванні й на захватів для штучних вантажів без тари. Захвати мають важільну систему у вигляді кліщів, вільні кінці яких можуть бути загнуті за формою вантажу або мати спеціальні упори або колодки, якими вони притискаються до вантажу й утримують його силою тертя між упором і вантажем (фрикційні кліщові захвати).



При розрахунках фрикційних кліщових захватів виходять із припущення, що при підйомі вантажу сила тертя між упорами кліщів і вантажем затягує кліщі, у результаті чого виникає стискаюча сила.

$$Nf = k G/2 \quad \text{звідки} \quad N = \frac{kG}{2f},$$

де $k = 1,25 \dots 1,5$ - коефіцієнт запасу, що враховує можливу зміну коефіцієнта тертя й втрати на тертя в шарнірах важільної системи; G - вага вантажу; f - коефіцієнт тертя між вантажем і упором залежно від матеріалу вантажу.

Сила, що діє в тязі захвата, $F = G / (2 \cos \alpha)$. Розглянувши рівновагу одного важеля захвата, з рівняння моментів усіх сил, що діють на важіль щодо крапки *ПРО* без обліку ваги важелів і тяг, маємо

$$\Sigma M_O = \frac{G}{2} d + T c + \frac{G}{2} \frac{a}{2} - N b = 0, \text{ звідки } \frac{G}{2} d + T c = N b - \frac{G}{2} \frac{a}{2}$$

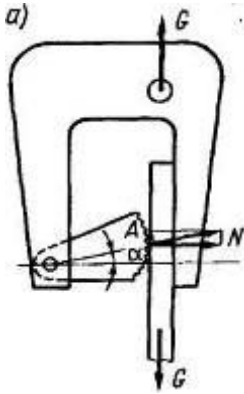
Підставивши значення $N = k G/2f$ і $T = G/2 \cdot \operatorname{tg} \alpha$, одержимо співвідношення між розмірами елементів захвата:

$$d + c \operatorname{tg} \alpha = \frac{kb}{f} - \frac{a}{2}.$$

Регульована величина звичайно – α ($\alpha \leq 70^\circ$), а при неміцній тарі або вантажі – N .

3.6 Ексцентрикові захвати

Простий ексцентриковий захват для транспортування сталевих листів у вертикальному положенні. Захват підвішується до гака крана. На початку підйому ексцентрик, що стосується аркуша в крапці A , завдяки силі тертя повертається й притискає аркуш до упору рамки захвата. Аркуш утримується в захваті силами тертя між аркушем і упором рамки. Зі зменшенням кута α (звичайно у вихідному положенні $\alpha = 10^\circ$) сила розпору N , що діє нормально до аркуша, швидко зростає, що забезпечує надійне втримання аркуша в захваті.



Умова втримання піднятого вантажу

$$F_1 + F_2 \geq G,$$

де $F_1 = N f_1$ – сила тертя між ексцентриком і листом (коефіцієнт тертя f_1);

$F_2 = N f_2$ – сила тертя між аркушем і упором затиску (коефіцієнт тертя f_2).

Звідки необхідна сила розпору

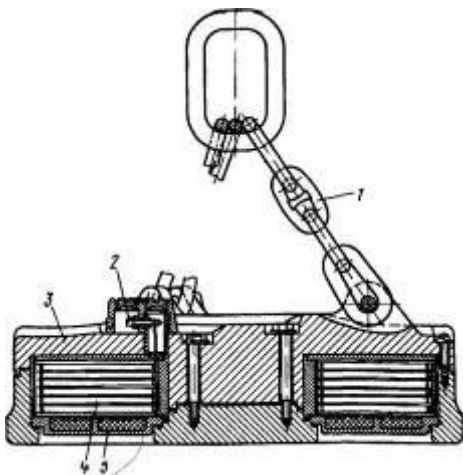
$$N = kg/(f_1 + f_2).$$

З умов самозатягування аркуша кут затиску ексцентрика повинен перебувати в межах $\alpha < 6 \dots 10^\circ$. Робоча поверхня ексцентрика профілюється по логарифмічній спіралі, що забезпечує сталість кута при різних товщинах аркушів $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{const}$.

При великому куті α вантаж ексцентриком не втримується; при малих їхніх значеннях у значній мірі зростають розпірні зусилля й деформації обладнання, що може привести до повертання ексцентрика й падінню вантажу.

3.7 Піднімальні електромагніти

Для підйому сталевих і чавунних вантажів широко застосовують піднімальні електромагніти (мал.3.8) постійного току.



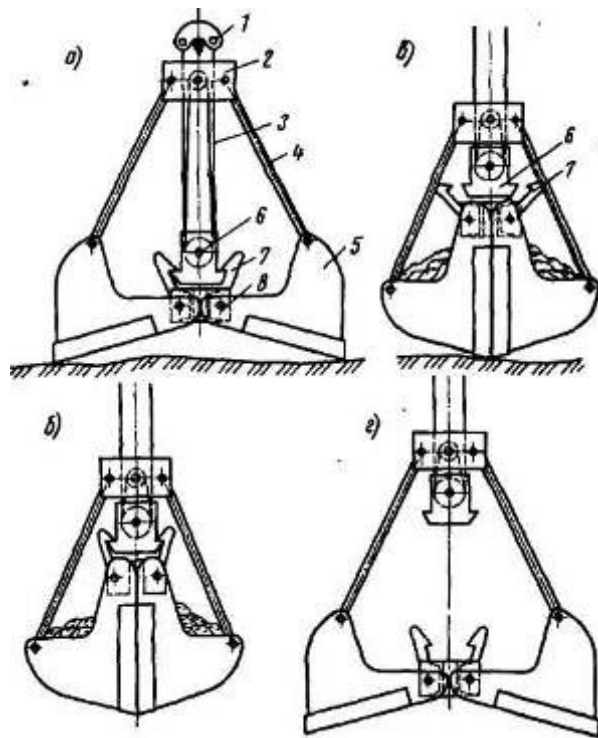
Ці магніти підвішують ланцюгами I до гака піднімального механізму. Харчування постійним током здійснюють за допомогою гнучкого кабелю, автоматично намотуваного, що й змотується зі спеціального кабельного барабана при підйомі й опусканні магніту, що й підключається до контактної коробки 2 електромагніту. Піднімальні магніти складаються зі сталевго корпуса 3, відлитого з маловуглецевої сталі марки 25Л-1, що володіє щодо високою магнітною проникністю, усередині якого міститься обмотка 4. Знизу вона захищена від ушкодження аркушем 5 з марганцовистої сталі або з латуні з малою магнітною проникністю.

Вантажопідйомність магніту залежить від типу, форми

й температури вантажу.

3.8 Грейфери

Грейфери за кінематичною ознакою можна розділити на канатні, з'єднані із приводними лебідками за допомогою гнучкого елемента- каната, і приводні, у яких механізм зачерпывання й спорожнювання розташовується безпосередньо на грейфері. Канатні грейфери, у свою чергу, підрозділяються на одноканатні й багатоканатні.



Одноканатні грейфери можна використовувати на звичайних крюкових кранах, що мають одноканатний привід. Їх підвішують до гака крана або з'єднують безпосередньо з канатом механізму підйому.

В одноканатному грейфері підйом здійснюється одноканатною лебідкою, закривання й розкриття щелеп – спеціальним замикаючим обладнанням; двуканатний грейфер управляється двома однаковими барабанными лебідками; у моторному грейфері розкриття й закривання щелеп здійснюється механізмами, установленими безпосередньо на самій конструкції грейфера. По типу приводу: електричні, гідравлічні, електрогідравлічні й пневматичні.

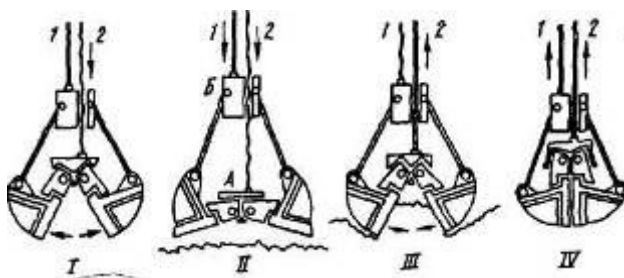
По числу щелеп грейфери бувають двухщелюстные й многощелюстные.

Грейфер складається із двох щелеп 5, з'єднаних шарнірно на нижній траверсі 8.

Тяги 4 з'єднують щелепи з верхньою траверсою 2. Рухлива голівка 6 канатом 3 з'єднується з верхньою траверсою 2 і зі скобою 1, за допомогою якої грейфер навішується на гак механізму підйому крана. У момент зачерпывання голівка 6 і траверсу 8 зв'язано між собою захватами 7, укріпленими на траверсі 8. При підйомі скоби 1 відбувається зближення траверси 2 і голівки 6. При цьому щелепи, повертаючись навколо осей шарнірів на траверсі 8, впроваджуються у вантаж і зачерпують його.

Після того як щелепи зімкнулися, грейфер у закритому стані (б) переміщається до місця розвантаження й опускається на опорну поверхню (в); при цьому захвати 7 розкриваються й голівка 6 від'єднується від нижньої траверси 8. Підйом скоби 1 викликає підйом верхньої траверси 2, що приводить до розкриття грейфера і його автоматичному спорожнюванню (г).

Двуканатные грейфери можна використовувати тільки за наявності спеціальної грейферної лебідки із двома механізмами, барабани яких мають можливість незалежного руху. Замикаючий канат 2, прикріплений у крапці А до нижньої обойми, іде на барабан замикаючого механізму, а піднімальний (підтримуючий) канат 1, прикріплений у крапці В верхньої обойми, – на барабан піднімального механізму.



Двуканатний грейфер працює в такий спосіб: при опусканні замикаючого каната 2, поки канат 1 нерухливий, щелепи грейфера розкриваються під дією сили ваги щелеп, траверси й вантажу, що перебуває в грейфері (положення I), і вантаж висипає із грейфера.

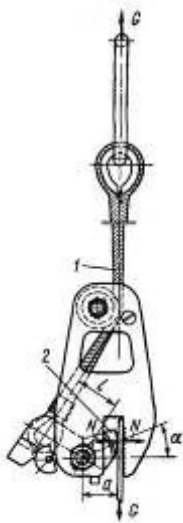
Схема роботи двуканатного грейфера

При опусканні обох канатів розкритий грейфер опускається на вантаж (положення II), при цьому механізми лебідки забезпечують однакову швидкість опускання обох канатів. Закривання щелеп грейфера відбувається при натягуванні замикаючого каната 2 при ослабленому й нерухливому піднімальному канату 1. Тому що грейфер лежить на вантажі, то при замиканні щелеп вони урізаються у вантаж, який збирається усередині грейфера (положення III).

При підйомі навантаженого грейфера піднімальні й замикаючі канати з однакою швидкістю намотуються на відповідні барабани (положення IV). У такому виді грейфер

переноситься до місця розвантаження. Тут послабляють замикаючий канат і грейфер повисає на піднімальному канаті, а щелепи розкриваються й вантаж висипає (положення *Л*). Потім цикл роботи повторюється спочатку.

3.8.1 Самозатискний ексцентриковий захват



Самозатискний ексцентриковий захват для транспортування листового матеріалу має підвищену надійність, тому що сила тертя між ексцентриком і аркушем збільшується завдяки дії гнучкого елемента *1* на плечі *l* на ексцентрика *2*. Профіль ексцентрика визначають графоаналітичним методом, що дозволяє забезпечити постійний кут затиску аркуша незалежно від його товщини. З умови рівноваги ексцентрика (зневажаючи втратами на тертя на осі ексцентрика) маємо, що для самозатягування аркуша ексцентриком під дією сили тертя F_1 між аркушем і ексцентриком момент сили тертя щодо осі шарніра ексцентрика повинен бути не менш моменту сили розпору N , тобто $F_1 \alpha \geq N \text{ tg } \alpha$. Тому що $F_1 = N f_1$, то $f_1 = \text{tg } \rho \geq \text{tg } \alpha$.

Звідси умова самозатягування аркуша ексцентриком $\alpha \leq \rho$, де ρ – кут тертя між ексцентриком і аркушем.

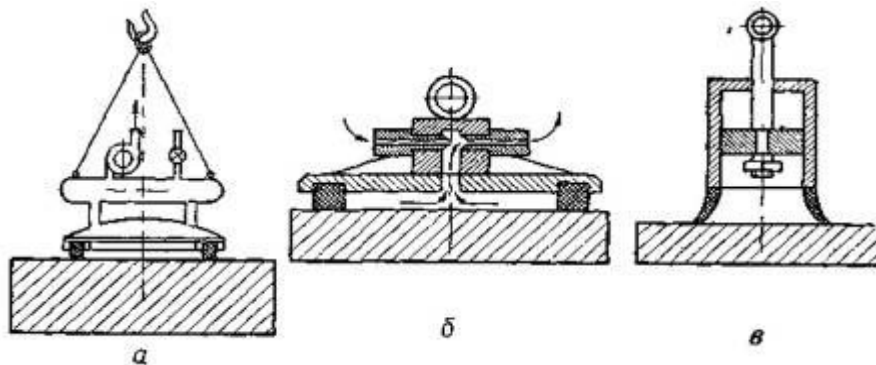
Лист утримується силами тертя між ексцентриком і аркушем (коефіцієнт тертя f_1) і між аркушем і упором затиску (коефіцієнт тертя f_2), тобто умова утримання піднятого вантажу $F_1 + F_2 \geq G$, де $F_2 = N f_2$, і звідси необхідна сила розпору $N = kg/(f_1 + f_2)$.

3.8.2 Вакуумні захвати

Вакуумні захвати засновані на тому, що в камері створюється розрідження повітря (вакуум) і під дією атмосферного тиску виникає сила притягання між вантажем і захватом.

Вони застосовуються для підйому довгомірних і тонкостінних вантажів, листових кольорових металів, листового скла, фанери, дерев'яних, пластмасових і бетонних плит, труб, бочок і ін. Маса вакуумних захватів стосовно маси вантажу, що піднімається, становить 8...10 % (у траверсних захватів більше).

Залежно від способу створення вакууму в камері розрізняють насосні, ежекторные й безнасосні захвати.



Вакуумні захвати: *a*– насосні, *б*– ежекторные, *в*– безнасосні

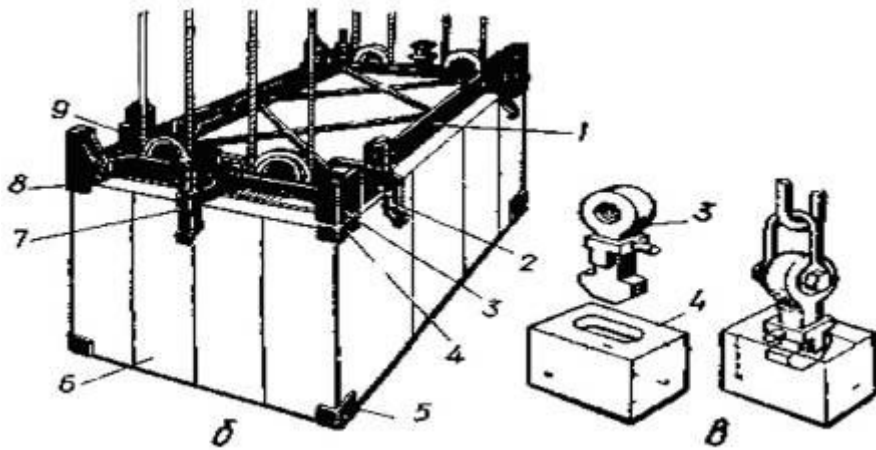
Найбільше поширення одержали захватів з вакуумними насосами, які можуть розташовуватися на одній рамі із загарбними камерами або на крані. Ежекторные захвати застосовують в основному в стаціонарних установках для підйому невеликих вантажів із гладкою поверхнею.

Гідності безнасосних вакуумних захватів: простота конструкції й незалежність від джерела енергії. Недолік - час утримання вантажу обмежене часом збереження робочого вакууму.

3.8.3 Контейнери

Контейнери —уніфіковані перевізні обладнання, пристосовані для механізованої передачі з одного виду транспорту на іншій. Контейнери служать для перевезення й тимчасового зберігання штучних, сипучих і наливних вантажів. Вони розділяються на

універсальні й спеціальні. За останній час контейнерні перевезення одержали саме широке поширення



Залежно від властивостей, що транспортуються вантажів контейнери класифікують на дев'ять типів: для перевезення порошкоподібних або зернистих вантажів, що вимагають захисту від атмосферних опадів; сипучих з підвищеною вологістю; штучних; наливних вантажів різної в'язкості; листового скла; швидкопсувних вантажів і ін.

Основними параметрами контейнерів є габаритні розміри

й маса бруто.

3.8.4 Спредери

Спредери - это спеціальні вантажозахватні обладнання, застосовувані для перевантаження контейнерів. По кутах контейнерів розміщені спеціальні елементи - фітинги, використовувані як опори контейнерів при їхнім штабелюванні і як елементи для захвату контейнерів при їхнім перевантаженні. У кожному фітингу є по три отвори: бічні й торцеві використовуються для застропування контейнерів вручну, верхні отвори служать для захвату контейнерів спредером за допомогою поворотних штирів.

4. Елементи вантажопідйомних машин. Гнучкі вантажні й тягові елементи.

Гнучкі вантажні й тягові елементи кранових механізмів розділяються на шарнірні ланцюги й канати. В окремих випадках замість каната може бути застосована стрічка.

4.1 Сталеві канати.

Сталеві канати, виготовлені з великої кількості окремих дротів, мають підвищену міцність і малої изгибной твердістю, що обумовлює їхнє широке застосування в кранах.

Залежно від матеріалу, з якого виготовляють канати, вони розділяються на металеві й неметалічні. Металеві канати використовуються в більшості як вантажні й тягові в механізмах, неметалічні – у якості стропів.

По *конструкції* розрізняють канати:

одинарної свивки із дротів, звитих по спіралі в один або кілька концентричних шарів;

подвійний свивки, що полягають із пасом, звитих в один або кілька концентричних шарів; потрійний свивки зі звитих канатів подвійний свивки (стренг).

Канати подвійний свивки із протилежним напрямком свивки пасом по шарах мають менше прагнення до крутіння, чому канати з одним шаром пасом.

По *типу свивки пасом і канатів* розрізняють канати:

ТК — із крапковим торканням дротів між шарами одинарної свивки (а);

ЛК — з лінійним торканням проволоч між шарами одинарної свивки (б);

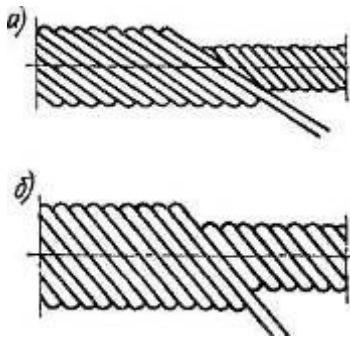
ЛК-О — з лінійним торканням проволоч між шарами при однаковому діаметрі дротів по шарах пасма (в);

ЛК-Р — з лінійним торканням проволоч між шарами при різних діаметрах дротів у зовнішньому шарі пасма (г);

ЛК-З — з лінійним торканням проволоч між шарами й дротами заповнення (д);

ЛК-РО — з лінійним торканням іноволоч між шарами, що й мають у пасмі шари із дротами різних діаметрів і шари із дротами однакового діаметра (е);

ТЛК — з комбінованим точечн про-лінійним торканням дротів— два шари звиті в одну сторону, а третій у протилежну (е).

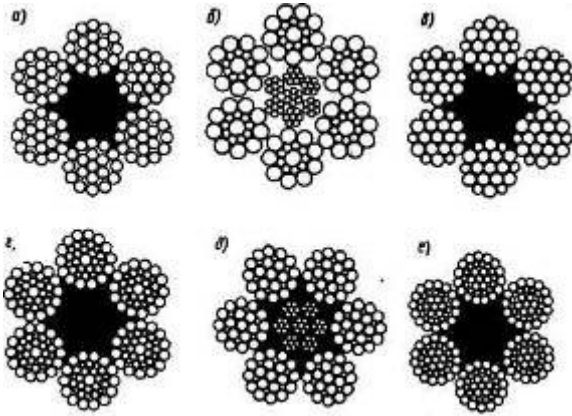


асма або канати одинарної звивки із крапковим ТК (а) і лінійним ЛК (б) торканням дротів

Крапкове торкання дротів при різному діаметрі дротів, лінійне- при однаковому.

Канати типу ТК із крапковим торканням дротів застосовують тільки для ненапружених режимів роботи, коли тривалість терміну служби визначається в основному не якістю каната, а умовами його використання. Канати з лінійним торканням мають краще заповнення перетину, вони більш гнучкі й зносостійкі. Їхній термін служби на 30... 100 % вище, чим термін служби канатів типу ТК.

Внаслідок кращого заповнення перетину вони при тому ж розривному навантаженні мають трохи менший діаметр.



Конструкція сталевих канатів:

а - ТК 6 x 19 + 1 о.с.;

б - ЛК-ПРО 6x19 + 7x7;

в - ЛК-Р 6x19 + 1 о.з;

г - ЛК-РО 6x36 + 1 о.з;

д - ЛК-З 6 x 25+ 7x7; е-

е- ЛЛК-ПРО 6 x 37 + 1 о.с.

По матеріалу сердечника розрізняють канати: о.с. - з органічним сердечником з натуральних або синтетичних матеріалів, що охороняють завдяки просоченню змащенням внутрішні частини каната від корозії й сприятливим зменшенню стирання дротів; м.с.

— з металевим сердечником.

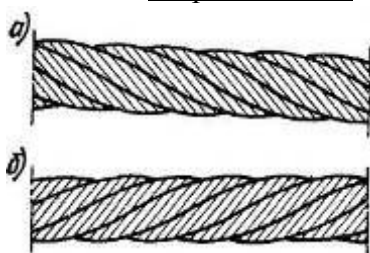
У канатах подвійний свивки звичайно застосовують органічні сердечники. У гарячих цехах використовують азбестові або металеві сердечники. Металеві сердечники застосовують також при багатопаровій навивці на барабан.

По способу свивки розрізняють канати:

Н —, що нераскручиваючися (пряди в канатах двойной и тройной свивки, наружные пряди многопрядных канатов, проволоки в канатах одинарной свивки сохраняют свое положение после снятия перевязок и заварки с конца каната, при этом металлические сердечники можно изготавливать раскручивающимися) свиваются из заранее деформированных проволок и

Р —, що розкручуються (стренги, пасма й дроту не зберігають свого положення в канату після зняття перев'язок і заварки з кінця каната).

По напрямкові свивки розрізняють канати правої свивки й лівої (Л) (мал.4.3).



Напрямок свивки пасом наружного шару в канату подвійний свивки: а — праве; б — ліве

Правий напрямок- пасма йдуть ліворуч - нагору - праворуч. Ліве- праворуч - нагору - ліворуч.

Напрямок свивки каната визначається:

для канатів одинарної свивки — напрямком свивки дротів зовнішнього шару;

для канатів подвійний свивки — напрямком свивки пасом

зовнішнього шару;

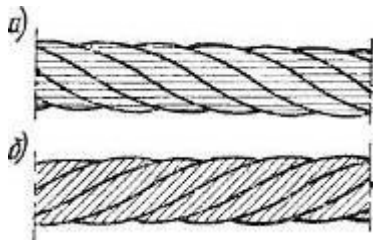
для канатів потрійний свивки — напрямком свивки стренг у канатах.

По комбінації напрямків свивки каната і його елементів у канатах подвійний і потрійний свивки розрізняють канати:

хрестової свивки, де дроту в пасмах звиті в одну сторону, а пасма в канат— у протилежну;

ПРО — однобічної (паралельної) свивки— напрямком свивки дротів у пасмі й пасом у канат однаково;

ДО — комбінованої свивки в якій дроту в пасмі звиті у взаємо-протилежних напрямках, а пасма в канат звиті вправо або вліво.



Комбінація напрямків свивки в канатах подвійний свивки: *a* — хрестова свивка; *b* — однобічна

Напрямок свивки має велике значення при намотуванні каната на барабан. За кожний оборот барабана канат зміщується на розмір свого діаметра й деформація вигину каната доповнюється деформацією крутіння. Залежно від прийнятого напрямку обертання барабана, а також залежно від напрямку свивки пасом каната ця деформація крутіння може зменшувати або збільшувати його скручування. Для збільшення щільності каната й подовження строку його служби слід так підбирати напрямок навивки, щоб канат у процесі роботи додатково підкручувався. Напрямок свивки каната залежно від напрямку укладання його витків на барабані треба вибирати, як показано на мал.4.5. При закріпленні обох кінців каната на барабані напрямок свивки каната можна прийняти кожним.

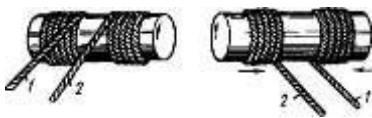


Схема для вибору каната по направленію свивки: 1 - канат правої свивки; 2 - канат лівої свивки

При підвіску грейфера на дві й більш галузях каната звичайно використовують один канат лівої 2, а інший правої 1 свивки, що зменшує можливість скручування окремих галузей каната між собою.

По виду покриття поверхні дротів у канату розрізняють канати: без покриття;

ОЖ — із цинковим покриттям дроту для особливо твердих агресивних умов роботи;

Ж — із цинковим покриттям дроту для твердих агресивних умов роботи;

З — із цинковим покриттям дроту для середніх агресивних умов роботи;

П — з покриттям каната або пасом штучними матеріалами.

Маркировочная група по тимчасовому опору розриву дротів ухвалюється звичайно в межах 1372—1764 МПа (140—180 кгс/мм²), зрідка до 1960 МПа (200 кгс/мм²).

Практикою експлуатації рекомендуються наступні конструкції канатів для їхнього використання в кранах у якості піднімальних і тягових елементів: канати з органічним сердечником ЛК-Р 6х19 (ДСТ 2688-80), ЛК-РО 6 х 36 (ДСТ 7668-80); канат з металевим сердечником ТЛК-РО 6х36+ 7 х 7 (ДСТ 7669-80) і ЛК-З 6 х 25 + 7 х 7 (ДСТ 7667-80).

4.1.1 Вибір сталевих канатів.

Вибір сталевих канатів, застосовуваних як вантажні, стрілові, вантові, що несуть і тягові, проводиться відповідно до вимог НПА ОП 0.00-1.01-07 "Правила обладнання й безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів" і діючих НД.

Сталеві канати розраховують на розтягання й перевіряються розрахунками по формулі:

$$S_{раз} \geq Z_p S,$$

де $S_{раз}$ — розривне зусилля каната в цілому (Н), прийняте по документах виготовлювача про якість каната або документам про їхнє випробування, а при розробці за даними стандарту;

Z_p - мінімальний коефіцієнт використання каната (мінімальний коефіцієнт запасу міцності каната), обумовлений по таблицях;

S – найбільший розрахунковий натяг галузей каната (Н) з обліком КПД поліспасти (без обліку динамічних навантажень), зазначене в паспорті вантажопідйомного крана або машини.

Таблиця 1.8 – Мінімальні коефіцієнти використання канатів Z_p

Група класифікації механізму		Рухливі канати	Нерухливі канати
за ДСТ 25835	по ІСО 4301/1	ZP	
1М	М1	3,15	2,5
1М	М2	3,35	2,5
1М	М3	3,55	3,0

2М	М4	4,00	3,5
3М	М5	4,50	4,0
4М	М6	5,60	4,5
5М	М7	7,10	5,0
6М	М8	9,00	5,0

Таблиця 1.9 – Мінімальні коефіцієнти Z_p використання канатів для стрілових самохідних кранів

Група класифікації крана за ДСТ 27553 (ІСО 4301/2)*	Рухливі канати						Нерухливі канати		
	Підйом вантажу		Підйом, опускання		При зміні довжини стріли		При монтажі	При експлуатації	При монтажі
	Група класифікації механізму	Z_p	Група класифікації механізму	Z_p	Група класифікації механізму	Z_p	Z_p	Z_p	Z_p
A1	M3	3,55	M2	3,35	M1	3,15	3,05	3,0	2,73
A3	M4	4,00	M3	3,55	M2	3,35			
A4	M5	4,50	M3	3,55	M1**	3,15			

* Для автомобільних кранів вантажопідйомністю до 16 т включно ухвалюється група класифікації А3
** Без вантажу

Розглянутий вище розрахунок забезпечує статистичну міцність каната.

Якщо в стандарті або в документі виготовлювача про якість каната або документ про їхнє випробування наведено сумарне розривне зусилля дротів каната, величина $S_{раз}$ може бути визначена шляхом множення сумарного розривного зусилля дротів на коефіцієнт 0,83.

При роботі в небезпечних умовах (транспортування розплавленого металу, шлаків, що отруюють і вибухових речовин) не допускається використовувати групу класифікації нижче М5. При розрахунках канатів, призначених для підйому людей, Z_p слід ухвалювати як для групи класифікації М8.

4.1.2 Розрахунки канатних стропів.

Розрахунки стропів, виконаних з дозволених для цих цілей матеріалів, проводиться з урахуванням кількості галузей канатів і кута нахилу їх до вертикалі.

При вантажі вагою G натяг кожної галузей каната $S = G/(z \cos \alpha)$.

Розрахункове навантаження окремої галузей многоветвеного стропа призначають із умови рівномірного натягу кожної з галузей і дотримання розрахункового кута між галузями каната 2α , рівного 90° . Допускається призначити додаткове робоче навантаження на строп для кута нахилу галузі до вертикалі 60° .

Для стропа із числом галузей більш трьох, що сприймають розрахункове навантаження, ураховують у розрахунках не більш трьох галузей. При розрахунках стропів, призначених для транспортування заздалегідь відомого вантажу, у якості розрахункових кутів між галузями стропів можуть бути прийняті фактичні кути.

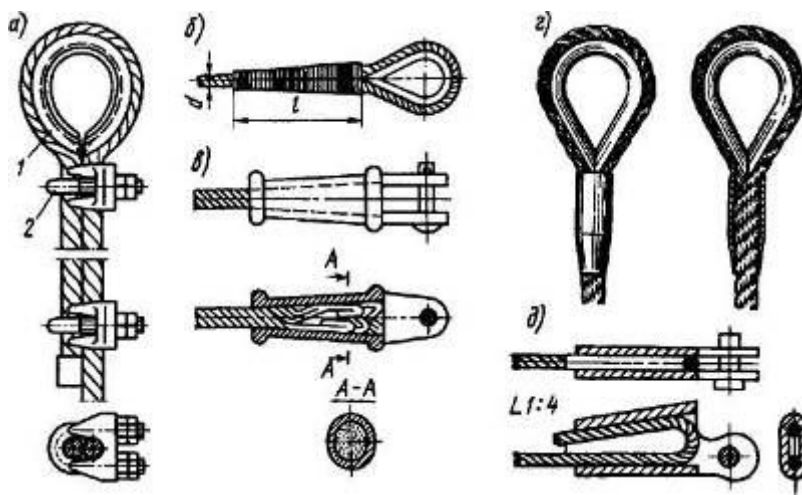
Для канатних стропів зі сталевих канатів повинні використовуватися сталеві канати хрестової свивки відповідно до ДСТ 2688, ДСТ 3071, ДСТ 3079, ДСТ 7668, ДСТ 7669. Коефіцієнт запасу розривного зусилля каната щодо навантаження окремої галузей стропа повинен бути не менш 6.

Для ланцюгових стропів повинні використовуватися круглозвенные ланцюги відповідно до ДСТ 30441 (ISO 3076). Коефіцієнт запасу розривного навантаження ланцюги щодо навантаження окремої галузей стропа повинен бути не менш 4.

Конопельні, бавовняні, сталеві канати, застосовувані для виготовлення стропів, повинні відповідати вимогам ДСТ 30055. Коефіцієнт запасу розривного зусилля стосовно навантаження окремої галузей стропа повинен бути не менш 8.

4.1.3 Закріплення кінця сталевих канатів.

Найпоширенішими конструкціями вузлів кріплення кінців канатів є такі, у яких використовують коуши й втулки.



Кріплення кінців каната: *a* - гвинтовими затисками; *б-б*- забатогом; *в* - коушем із заливанням; *г* - обпресуванням; *д* - клиновим затиском

Закріплення кінця каната за допомогою *коуша*, охороняє канат *1* від надмірних напруг змінання й від стирання його про вісь. Коуш являє собою сталеве фасонне кільце жолобчастого перетину. Форма жолоба відповідає діаметру каната. Кінець каната з'єднують із основною його галузями спеціальними затисками *2* або вплітаючи дроту розплетеного кінця каната в основну його галузі з наступної оплеткою каната сталевим дротом на довжині $l \geq 20d$ (*б*).

Необхідна кількість гвинтових затисків визначають розрахунками, але згідно з нормами їх не повинне бути менше трьох. Розрахунки числа затисків *z* проводять по залежності:

$$zn (f_{кан} + f_{кан} e^{f\alpha}) = S_{max} k,$$

де *N* - сила, створювана кожним затиском;

$f_{кан} = 0,3$ - коефіцієнт тертя між галузями стисливого каната з урахуванням впровадження пасом каната друг у друга;

$z f_{кан} N$ - сила тертя між канатами, створювана затисками;

$f = 0,15$ - коефіцієнт тертя між канатом і канавкою коуша;

α - кут обхвату циліндричної частини коуша канатом;

$z f_{кан} N e^{f\alpha}$ - сила тертя при огибании коуша канатом;

S_{max} - найбільший розрахунковий натяг галузей каната;

k - коефіцієнт запасу; $k = 1,5$ - для 1-3-й груп режиму роботи; $k = 2$ - для 4-й групи й $k = 2,5$ - для 5-й і 6-й груп режиму роботи механізмів.

Сила *N* залежить від розміру й матеріалу гвинтів при звичайно застосовуваних двогвинтових затисках

$$N = 2 \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma_p]$$

де d_1 - внутрішній діаметр різьблення гвинта;

$[\sigma_p]$ - напруга, що допускається, розтягання: $[\sigma_p] = \sigma_m / 4$.

Крок розташування затисків становить не менш шести діаметрів каната.

Кріплення кінця каната за допомогою коуша із заливанням (*в*) монолітне з'єднання, що виходить, відрізняється підвищеною надійністю, але при застосуванні цього способу кріплення необхідно мати на увазі, що при температурі заливання 400°C відзначається зменшення межі міцності дротів у краю конуса.

Застосування клинових затисків (*рис. 4.6, д*), дозволяє здійснювати швидке складання й розбирання з'єднань. Надійність клинового з'єднання визначають кутом нахилу клина й коефіцієнтом тертя між канатом і елементами затиску. При коефіцієнті тертя $f = 0,15$ і ухилі клина 1:4 запас надійності втримання каната рівний приблизно трьом. Такий кут забезпечує відсутність ослаблення затиснення каната навіть при повному знятті навантаження з каната.

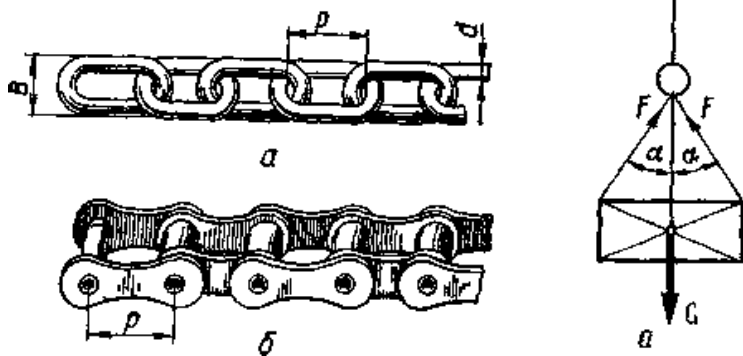
4.2 Зварені ланцюги.

Вантажні ланцюги в піднімальних механізмах застосовуються рідше, чим канати, по наступних причинах: більша маса, менша надійність, неможливість контролювати якість

ланцюга при роботі, не допускають високих швидкостей (0,5...1,5 м/с) і поштовхів навантажень через небезпеку раптового розриву, більш висока вартість і ін.

Зварені ланцюги застосовуються в телях, піднімальних механізмах малої вантажопідйомності й з ручним приводом, а також для підвищення вантажу до гаків. Зварені ланцюги виготовляють зі сталей марок Ст3 ($\sigma_B = 370.. 450$ МПа), Ст2 ($\sigma_B = 340...420$ МПа) і 10 ($\sigma_B = 300$ МПа). Способи зварювання- електродугова, ковальська, горнова. Після виготовлення для зняття внутрішніх напружень ланцюги отжигают.

По конструкції зварені ланцюги розрізняють короткозвенные, коли крок ланцюга $p = 2,6 d$, і довгозвенные $p = 3,6 d$, по ступеню точності — калібровані (відхилення становлять: по кроку $\pm 0,03 d$, по ширині ланки $\pm 0,05 d$) і некалібровані ($\pm 0,1 d$). Калібровані короткозвенные ланцюги застосовують у якості приводних.



Переваги зварених ланцюгів: більша гнучкість у всіх напрямках, простота конструкції, малі габарити ланцюгового приводу.

Розрахунки ланцюгів скрутний, тому що кожна ланка на блоках або барабані випробовує складні деформації— розтягання, вигину у двох площинах, контактні напруги і є статично невизначеною системою. Тому ланцюги, як і

канати, вибирають по розривному зусиллю, ухвалюючи коефіцієнт запасу міцності згідно [3].

$$S_{max} Z_p \leq S_{разр}$$

Таблиця 1.10 – Мінімальні коефіцієнти запасу міцності вантажопідйомних ланцюгів

Тип ланцюга	Група класифікації механізму	
	М1, М2	М3-М8
Вантажна пластинчаста	3	5
Вантажна зварен, що працює на гладкому барабані	3	6
Вантажна зварен, що працює на зірочці (калібрована)	3	8

Максимальний натяг ланцюга залежить не тільки від ваги вантажу, кількості галузей, але й від кута їх нахилу

$$S_{max} = \frac{G}{m \cdot \cos \alpha},$$

де G — вага вантажу;
 m — кількості галузей;
 α — кут нахилу галузей.

Припустимий кут $\alpha \leq 60$, тоді

$$S_{max} = 2G / m.$$

Ланцюг випробовується навантаженням, в 1.25 рази перевищуючої її розрахункове тягове зусилля, протягом 10 хвилин. Після випробування не повинне бути залишкової деформації ланцюга.

4.3 Пластинчасті вантажні ланцюги.

Пластинчасті ланцюги складаються із пластин, з'єднаних між собою валиками. Число пластин залежить від вантажопідйомності й може бути рівно 2...12. Застосовують пластинчасті ланцюги в телях і піднімальних механізмах з напрямними, при більших навантаженнях і малій висоті підйому, де потрібні невеликі габарити приводу й мала витяжка тягового органа. Їх виготовляють зі сталі 40, 45, 50 ($\sigma_B = 570...600$ Мпа) і випробовують, як і зварені. Вибирають ланцюги по розривному зусиллю.

При роботі із зірочкою перебувати в одночасному повному зачепленні з ланцюгом повинні не менш чому два зуби зірочки.

Пластинчасті ланцюги мають ті ж недоліки, що й зварені, але більш надійні в роботі, тому що немає звареного стику й елементи ланцюги виконані з міцної сталі. Вони забезпечують більш плавну роботу приводу, чому зварені ланцюги.

5. Елементи вантажопідйомних машин. Блоки й поліспасти.

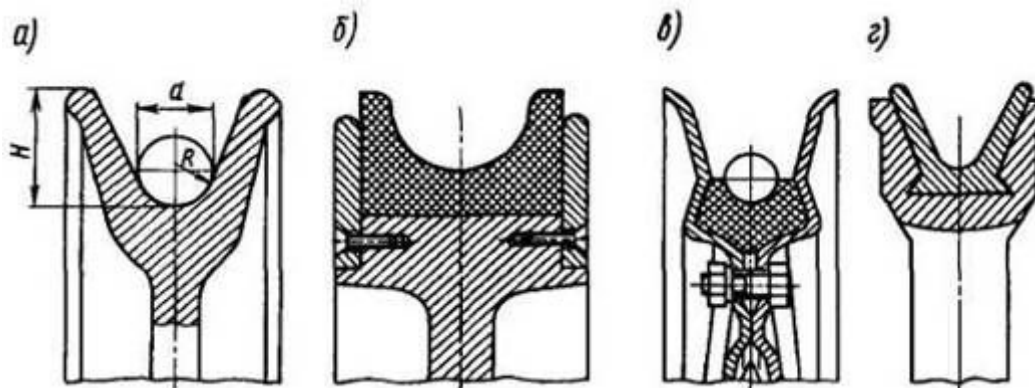
5.1 Блоки.

Для напрямку гнучких тягових органів застосовують жолобчасті блоки. Їх виготовляють в основному литтям із сірого СЧ 15-32 або модифікованого чавуну, сталі марки 25Л або 45Л (для більших навантажень і важких режимів роботи). Блоки більших діаметрів виконують звареної конструкції зі сталі.

Профіль струмка блоку повинен бути таким, щоб канат безперешкодно входив і виходив з нього, а також, щоб канат стикався зі струмком по можливо більшій площі.

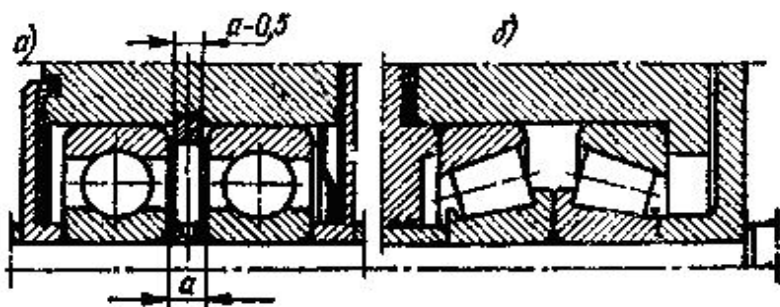
Розміри профілю блока повинні відповідати розмірам, зазначеним в ОСТ 24.191.05–82. Щоб уникнути защемлення канатів у струмках і збільшення довговічності каната радіус жолоба ухвалюють більше радіуса каната $R = (0,6...0,7) d$; висота жолоба $H = (2...2,5) d$; у блоках, установлених на кінці стріли крана, щоб уникнути зіскакування каната із блоку, висота жолоба збільшена $H = (5...6) d$.

Для підвищення довговічності каната іноді застосовують блоки зі струмком, футерованим пластмасою (б, в) або алюмінієм (г). При цьому термін служби збільшується в 2–2,5 рази.



Струмки блоків: а - профіль струмка; б, в - струмки, футеровані пластмасою; г - струмок, футерований алюмінієм

Усі блоки поліспасти системи рекомендується встановлювати на підшипниках кочення із застосуванням захисних ущільнень, що запобігають забрудненню підшипників і витік змащення— мал.5.2.



Підшипникові вузли блоків: а– радіальні шарикопідшипники (ліворуч ущільнення для роботи на відкритому повітрі, праворуч – для роботи в приміщеннях); б– конічні роликпідшипники. Залежно від призначення блоки розділяються на відхиляючі,

зрівняльні, що підтримують і приводні.

5.1.1 Блоки відхиляючі.

Відхиляючим називається блок, який змінює напрямок руху каната, що охоплює. Відхиляючий блок, установлений нерухомо, називається нерухливим, а блок, що переміщається в просторі, називається рухливим.

5.1.2 Блоки зрівняльні.

Зрівняльним називається відхиляючий блок, який служить для з'єднання простих поліспаств і вирівнювання в них довжини каната й, відповідно, їхні положення.

5.1.3 Блоки підтримуючі.

Підтримуючі блоки призначають для обмеження прогину каната, мають досить малий кут обхвату й найменший діаметр — до $(8-10) d$. Тиск каната на блок повинне забезпечити силу зчеплення, необхідну для обертання блоку; останній повинен бути по можливості більш легким при можливо більшому діаметру, на підшипниках кочення й з мінімальним моментом інерції.

5.1.4 Блоки приводні.

Приводним називається блок, який передає крутний момент і при обертанні створює зусилля в его канату, що охоплює. Зусилля від блоку до каната передається за рахунок сил тертя.

Приводні блоки передають окружне зусилля U за рахунок зчеплення каната з ободом блоку. Якщо S_{max} і S_{min} — натягу галузей каната, то при куті обхвату блоку α умова запобігання буксування може бути отримане з наступних міркувань:

$$S_{нб} = S_{сб} e^{\mu\alpha} - \text{рівняння Ейлера для критичного стану рівноваги}$$

де $S_{нб}$ — натяг у галузях, що набігає, каната (S_{max});

$S_{сб}$ — натяг у галузях, що збігає, каната (S_{min});

μ — коефіцієнт зчеплення каната із блоком;

α — куті обхвату блоку.

Величину $e^{\mu\alpha}$, що визначає тягову здатність приводного блоку, називають тяговим фактором.

Необхідна умова роботи

$$S_{нб} \leq S_{сб} e^{\mu\alpha}$$

Або для нашого випадку

$$S_{max} \leq S_{min} e^{\mu\alpha}$$

Окружне або тягове зусилля, передане гнучкою ниткою

$$U = S_{max} - S_{min} = S_{min} e^{\mu\alpha} - S_{min} = S_{min} (e^{\mu\alpha} - 1)$$

звідки
$$S_{min} = \frac{U}{e^{\mu\alpha} - 1}; \quad S_{max} = \frac{U e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

$$S_{min} \geq \frac{U}{e^{\mu\alpha} - 1} k = \frac{S_{max} - S_{min}}{e^{\mu\alpha} - 1} k,$$

де μ — коефіцієнт зчеплення каната із блоком;

k — коефіцієнт запасу, рівний 1,2—1,5 (залежно від умов роботи й надійності забезпечення S_{min}).

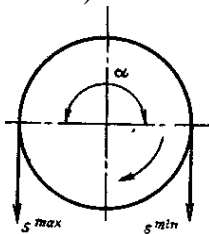
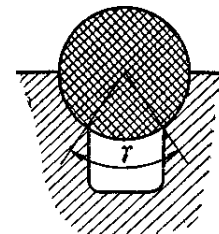


Схема приводного блоку



Напівкругла канавка з підрізом

Величина μ залежить від матеріалу обода й форми канавки. Для підвищення зчеплення замість напівкруглої застосовують напівкруглу канавку із прямокутним підрізом, причому $\gamma = 80^\circ-110^\circ$.

При $\gamma = 80^\circ$ значення μ у полтора разу більше, чим при напівкруглій канавці без підрізу, але при цьому значно зростають контактні напруги.

У приводних блоках потрібно строго витримувати радіус канавки в межах $(0,52-0,53) d$. Діаметр приводних блоків слід брати по можливості більшим, порядку $(40-60) d$, що зменшує питомий тиск і ступінь стирання обода від пружного ковзання каната. Кут обхвату α можна побільшати приблизно до $1,5\pi$ шляхом установки напрямного блоку.

5.1.5 Діаметр блоків і барабанів.

Для обмеження в канатах напруг від вигину й збільшення довговічності каната мінімальні діаметри барабанів і блоків, що огинаються канатом у вантажопідйомних кранах, визначають залежно від діаметра каната, типу механізму й групи режиму роботи відповідно до норм [3] по наступних залежностях:

$$D_1 \geq h_1 * d; \quad D_2 \geq h_2 * d; \quad D_3 \geq h_3 * d,$$

де d — діаметр каната, мм;

D_1, D_2, D_3 — діаметри відповідно барабана, блоку й зрівняльного блоку по середній лінії навитого каната, мм;

h_1, h_2, h_3 — коефіцієнти вибору діаметрів відповідно барабана, блоку й зрівняльного блоку згідно з таблицею

Таблиця 1.11 – Коефіцієнти вибору діаметрів барабана (h_1), блоку (h_2), зрівняльного блоку (h_3)

Група класифікації механізму		Коефіцієнти вибору діаметрів		
за ДСТ 25835	по ІСО 4301/1	h_1 –барабан	h_2 –блок	h_3 –ур.блок
1М	М1	11,2	12,5	11,2
1М	М2	12,5	14,0	12,5 </td
1М	М3	14,0	16,0	12,5
2М	М4	16,0	18,0	14,0
3М	М5	18,0	20,0	14,0
4М	М6	20,0	22,4	16,0
5М	М7	22,4	25,0	16,0
6М	М8	25,0	28,0	18,0

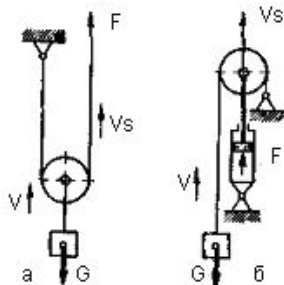
Діаметр барабана й блоків вантажопідйомних кранів часто ухвалюють однаковими, що не є обґрунтованим. Треба враховувати, що при проході через блок канат перетерплює подвійний вигин (спочатку він звивається, потім випрямлюється), а при набіганні на барабан канат тільки звивається. Тому для збільшення довговічності каната діаметр блоку слід ухвалювати більшим, ніж діаметр барабана, тим більше, що розміри блоку не виявляють впливу на передаточне число механізму.

Діаметр зрівняльного блоку не впливає на довговічність канатів, тому його ухвалюють меншим.

5.2 Поліспасти.

Поліспастами називають систему рухливих і нерухливих блоків, що огинаються канатом або ланцюгом, який призначений для виграшу в силі - силові поліспасти або швидкості - швидкісні поліспасти. У піднімальних механізмах застосовують в основному силові поліспасти для зменшення зусилля в канаті й зниження передаточного числа редуктора.

Швидкісні поліспасти знаходять обмежене застосування в тихохідних гідравлічних і пневматичних механізмах. Блоки в поліспасті діляться на рухливі, що переміщуються в просторі, і нерухливі.



Силові й швидкісні залежності двох типів поліспастів можна простежити на відповідних рухливих блоках.

Для силового поліспасти (а) натяг F і швидкість галузей vs каната:

$$F = G/2\eta; \quad vs = 2 v,$$

де v — швидкість підйому вантажу;

η — к. п. буд. блоку.

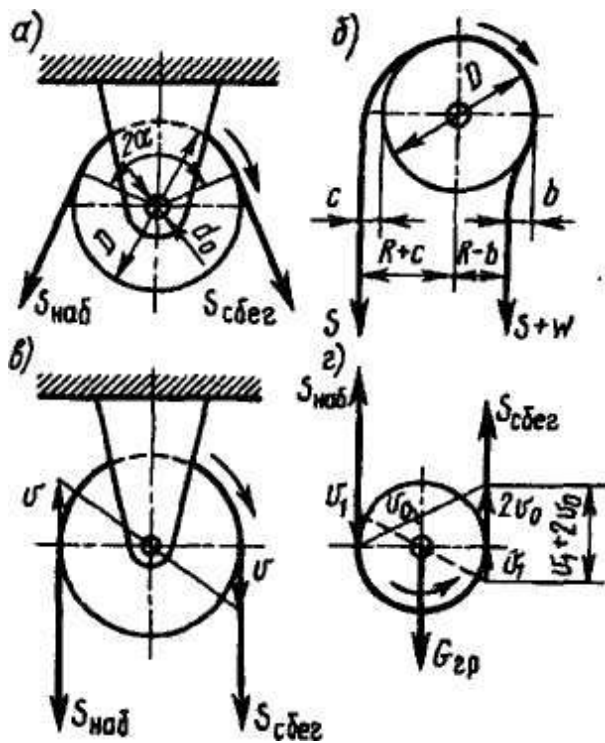
Поліспасти для виграшу в силі й швидкості

Для швидкісного поліспасти (б) сила на поршні і його швидкість будуть рівні:

$$F = 2G/\eta; \quad vs = v/2.$$

К. п. буд. канатного блоку враховує втрати на тертя в опорах і твердість каната.

5.2.1 ККД блоків відхиляючих.



Відхиляючим називається блок, який змінює напрямок руху каната, що охоплює. Відхиляючий блок, установлений нерухомо, називається нерухливим, а блок, що переміщається в просторі, називається рухливим.

Обертання блоку можливо тільки в тому випадку, якщо $S_{СБЕГ} > S_{НАБ}$, причому різниця $S_{СБЕГ} - S_{НАБ}$ повинна бути достатня для подолання опору сил тертя в опорі блоку й опору твердості каната або ланцюга при їхнім згинанні й розгинанні.

Блоки: а– блок з нерухливої просьєю; б– схема набігання каната на блок; в– схема швидкостей каната на нерухливому блоці; г– схема швидкостей каната на рухливому блоці

Тому що канати, застосовувані у вантажопідійомних машинах, не є абсолютно гнучкими тілами, а мають певну твердість, те галузі, що набігає, каната не відразу лягає на

струмок блоку, а галузі, що збігає, не відразу *випрямлюється* (б). Твердість каната залежить від його діаметра, конструкції, числа дротів у пасмах і числа пасом, від типу й конструкції сердечника, від механічних властивостей матеріалу дротів і від тертя між окремими дротами й між пасмами. Твердість ланцюга визначають в основному по опорі сил тертя в шарнірах пластинчастого ланцюга або сил тертя між ланками звареного ланцюга.

Для згинання й розгинання каната до його галузей, що збігає, необхідно прикласти додаткову *силу* W , яка залежить від розмірів і конструкції каната й блоку, а також від натягу каната. Її можна визначити з рівняння моментів сил щодо осі блоку (б) без обліку сил тертя в опорі блоку:

$$\begin{aligned} \Sigma M_O &= S(R+c) - (S+W)(R-b) = 0, \\ S(R+c) &= (S+W)(R-b), \\ W(R-b) &= S(R+c) - S(R-b), \\ W &= S \frac{b+c}{R-b} = \varphi S, \end{aligned}$$

де $R = D/2$ - радіус струмка блоку;

φ - коефіцієнт твердості: його значення визначають експериментально.

Рівняння моментів усіх діючих сил щодо осі блоку (а) має такий вид:

$$\begin{aligned} \Sigma M_O &= S_{НАБ} R + W R + N f d_{0/2} - S_{СБЕГ} R = 0, \\ S_{СБЕГ} R &= S_{НАБ} R + \varphi S_{НАБ} R + N f d_{0/2}, \end{aligned}$$

де N - навантаження на вісь блоку, рівна геометричній сумі сил $S_{НАБ}$ і $S_{СБЕГ}$;

d_0 - діаметр осі блоку;

f - коефіцієнт тертя в опорі блоку.

При визначенні значення N з деяким допущенням можна прийняти $S_{НАБ} \approx S_{СБЕГ}$ і тоді при куті обхвату блоку канатом 2α

$$N = 2 S_{НАБ} \sin \alpha .$$

Підставивши це співвідношення в рівняння моментів, одержимо

$$S_{СБЕГ} = S_{НАБ} \left(1 + \varphi + 2 f \frac{d_0}{D} \sin \alpha \right).$$

Коефіцієнт корисної дії блоку - це відношення корисної роботи $S_{НАБ} h$ при підйомі вантажу вагою $G_{гр}$ на висоту h до повної роботи, зробленої при цьому силою $S_{СБЕГ}$ на тому ж шляху h з урахуванням подолання втрат на тертя й твердості каната. Тому **для нерухливого**

блоку, у якого переміщення, що набігає, що й збігає галузей каната однаково, КПД виражається формулою

$$\eta = S_{НАБ} / S_{СБЕГ} = \frac{1}{1 + \varphi + 2f(d_0 / D) \sin \alpha}$$

Аналіз цієї формули показує, що чим більше кут обхвату блоку канатом, а також чим більше твердість каната й тертя в опорі блоку, тем менше значення КПД блоку й тим більше додаткова сила, яку необхідно прикласти до каната, щоб забезпечити рівномірний рух вантажу. На КПД блоку найбільш істотний вплив виявляють втрати на тертя в опорі блоку, що залежить від конструкції й стану опори, тому при практичних розрахунках з достатнім ступенем точності КПД блоку ухвалюють незалежним від діаметра й конструкції каната, від розмірів блоку й від кута обхвату його канатом.

Для блоків з опорою на підшипниках ковзання $\eta = 0,95...0,96$; для блоків на підшипниках кочення $\eta = 0,97...0,98$. Менші значення ухвалюють для блоків, що працюють при підвищеній температурі або в запиленій або загазованому середовищі. Тоді натяг галузей тягового елемента, що набігає на блок,

$$S_{наб} = \eta S_{сбег}$$

При обегании канатом нерухливого блоку швидкості руху, що набігає галузей, що й збігає, рівні між собою (мал.5.6, в). Якщо галузі, що ж набігає, каната зі швидкістю V_1 (мал.5.6, г) набігає на **рухомий блок**, вісь якого переміщається зі швидкістю V_0 , то швидкість галузей, що збігає, каната рівна

$$V_{сбег} = V_1 + 2V_0$$

Основною характеристикою поліспасти є його **кратність** m , тобто відношення швидкості V галузі каната, що набігає на барабан, до швидкості $V_{зр}$ підйому вантажу

$$m = V / V_{зр}$$

де $V = \pi D_2 n_{бар} / 60$;

D_2 - діаметр барабана, обмірюваний по центру перетину каната;

$n_{бар}$ - частота обертання барабана, про/хв.

Частота обертання рухливого блоку поліспасти визначається з наступних міркувань:

Частота обертання рухливого блоку повинна забезпечувати швидкість галузей, що набігає, каната v_1 і швидкість переміщення осі блоку v_0 , тоєсть

$$V_{окр} = V_1 + V_0$$

де $V_{окр} = \pi D n / 60$

$V_1 = V_{сбег} - 2V_0$ - швидкість галузей, що набігає;

$V_{сбег} = m V_{зр}$ - швидкість галузей, що збігає на барабан;

$V_0 = V_{зр}$ - швидкість вантажу.

Тоді

$$\pi D n / 60 = V_{сбег} - 2V_0 + V_0 = V_{сбег} - V_0$$

Виразивши $V_{сбег}$ через m і $V_{зр}$ і замінивши V_0 на $V_{зр}$ одержимо:

$$\pi D n / 60 = m V_{зр} - V_{зр}$$

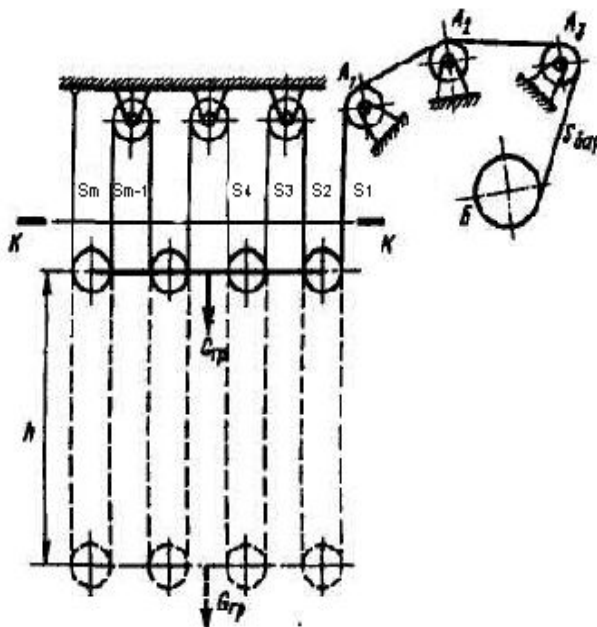
$$n = \frac{60V_{зр} (m - 1)}{\pi D}$$

де $V_{зр}$ - швидкість підйому, м/с;

m - кратність поліспасти;

D - діаметр блоку, обмірюваний по центру перетину каната.

Для одинарного поліспасти кратність чисельно дорівнює числу перетинів канатів, на яких підвішений вантаж.



Розгорнута схема обегания канатому блоків одинарного (простого) силового поліспасти наведена на *рис.*. При відсутності опорі в поліспасті, тобто коли система є нерухливою, сила в будь-якій крапці каната поліспасти $S_0 = G_{zp} / m$, де G_{zp} – вага вантажу; m - число перетинів (галузей) каната.

Схема силового поліспасти

При підйомі або опусканні вантажу внаслідок дії сил опору від твердості каната й від тертя в опорах блоків натяг окремих галузей каната по-різному. Позначимо S_1 натяг галузей каната, що йде на обвідний блок A_1 ; S_2 - натяг наступної галузей і т.д. У загальному випадку при кратності поліспасти m натяг останньому нерухливе закріпленої галузей каната рівно S_m . Звідси

$$S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_{m-1} + S_m = G_{zp}.$$

Співвідношення між натягами окремих галузей каната при підйомі вантажу

$$S_2 = S_1 \eta; \quad S_3 = S_2 \eta = S_1 \eta^2; \quad S_4 = S_1 \eta^3; \quad S_{m-1} = S_1 \eta^{m-2}; \quad S_m = S_1 \eta^{m-1},$$

де η - КПД блоку.

Використовуючи ці співвідношення, одержуємо

$$G_{zp} = S_1 (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{m-2} + \eta^{m-1}).$$

Обчисливши суму геометричної прогресії (вираження в дужках), визначимо співвідношення між вагою вантажу G_{zp} і натягом каната S_1 при паралельному розташуванні галузей поліспасти без обліку динамічних навантажень:

$$S_1 = G_{zp} \frac{1 - \eta}{1 - \eta^m}$$

Натяг $S_{\text{бар}}$ каната подводимого до барабана B , більше натягу S_1 , оскільки необхідно долати опір в обвідних блоках A_1, A_2, A_3 . Якщо число обвідних блоків рівно t , максимальний натяг каната при підйомі вантажу

$$S_{\text{бар}} = S_{\text{max}} = \frac{S_1}{\eta^t} = G_{zp} \frac{1 - \eta}{(1 - \eta^m) \eta^t}$$

При опусканні вантажу максимальний натяг S_{max} буде в останній галузях

$$S_m = G_{zp} \frac{1 - \eta}{1 - \eta^m}$$

ККД поліспасти, що має кратність m , у цілому визначається як відношення корисної роботи при підйомі вантажу G_{zp} на висоту h до витраченої при цьому роботі $S_{\text{бар}} m h$:

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{G_{zp} h}{S_{\text{бар}} m h} = \frac{(1 - \eta^m) \eta^t}{(1 - \eta) m}$$

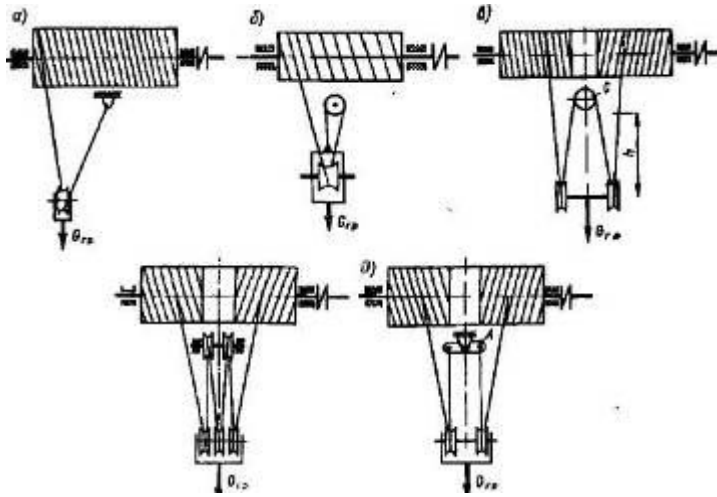
При цьому максимальний натяг у системі поліспасти при підйомі вантажу

$$S_{\text{max}} = G_{zp} / (m \eta_{\text{пол}}).$$

Рухливий блок, який слід розглядати як поліспаст із кратністю $m=2$, згідно з рівнянням КПД поліспасти, має КПД $\eta_{\text{подв}} = (1 + \eta)/2$, тобто трохи перевищуючий значення КПД нерухливого блоку.

5.2.2 Одинарні поліспасти.

В одинарних поліспастих (а, б) один кінець каната закріплений на барабані, другий кінець при парній кратності (а) - на нерухливому елементі конструкції, а при непарній кратності (б) - на крюковій обоймі. При намотуванні або змотуванні каната з барабана, якщо відсутні обвідні блоки, тобто канат із блоку крюкової обойми безпосередньо переходить на барабан, відбувається переміщення вантажу не тільки по вертикалі, але й по горизонталі.



Схеми поліспастів:
 а - одинарний двукратний;
 б - одинарний трикратний;
 в, д - здвоєні двукратні;
 г - здвоєний трикратний

поліспаста.

Для забезпечення строго вертикального підйому вантажу застосовують здвоєні поліспаста (в, г, д), що полягають із двох одинарних поліспастів. У цьому випадку на барабані закріплюють обоє кінця каната. Для забезпечення нормального положення крюкової підвіски при нерівномірній витяжці галузей каната обох поліспастів застосовують установку балансира або, що частіше, зрівняльного блоку 3 (мал.5.8, в). При установці зрівняльного блоку можна використовувати цілий канат без додаткових кріплень на балансирах. Однак огляд і контроль стану каната на цьому блоці внаслідок малого кута повороту скрутні. Тому в кранах з важким і досить важким режимом роботи переважно застосовувати зрівняльні балансири А (мал. 2.3.3, д).

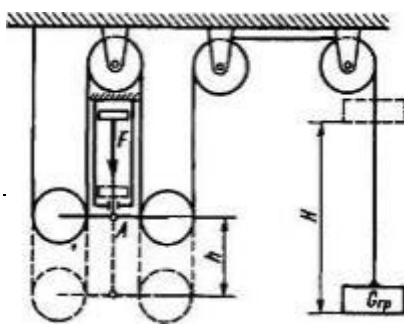
Зрівняльний блок Із при підйомі й спуску вантажу не обертається й служить лише для урівнювання довжини галузей обох поліспастів при нерівномірній витяжці каната. При парній кратності поліспаста зрівняльний блок розташовується серед нерухливих блоків, а при непарній - серед рухливих блоків крюкової підвіски.

Розрахунки здвоєного поліспаста ведуть аналогічно наведеному вище розрахункам для одинарного поліспаста, причому кожний поліспаст розглядають окремо при дії на нього половини загального навантаження.

Якщо h - висота підйому вантажу, то довжина каната одинарного поліспаста, намотуваного на барабан, $L = mh$, де m - кратність поліспаста. Кратність здвоєного поліспаста дорівнює кратності одинарних поліспастів, що становлять його, тобто чисельно дорівнює числу перетинів канатів, на яких підвішений вантаж діленому на кількість галузей каната, що йдуть на барабан. Для здвоєного поліспаста значення L відповідають довжині каната, намотуваного на одну половину барабана.

Збільшення кратності силового поліспаста приводить до зменшення діаметра каната й, отже, зменшенню діаметрів барабана й блоків, маси й габаритів машини. А також дозволяє зменшити передаточне число редуктора, але одночасно вимагає більшої довжини каната й канатомісткості барабана. Збільшення числа блоків при підвищенні кратності поліспаста викликає збільшення втрат і зростання потужності, затрачуваної на підйом вантажу, а також збільшує число перегинів каната, що викликає деяке зниження його терміну служби.

Однак, канат при великій кратності поліспаста має менший діаметр і, отже, більшу гнучкість, що сприяє збільшенню довговічності. Вибір каната, типу й кратності поліспаста пов'язаний із проблемою загального компонування механізму й з його параметрами, зокрема з передаточним числом механізму, габаритами й масою, що у свою чергу впливає на розміри всієї вантажопідйомної машини й на розміри будинку, де ця машина встановлюється.



5.2.4 Швидкісні поліспаста

Швидкісні поліспаста відрізняються від силових поліспастів тим, що в них робоча сила F , що звичайно розбудовується гідравлічним або пневматичним циліндром,

прикладається до рухливої обойми, а вантаж підвішується до вільного кінця каната. Розрахунки швидкісних поліспаств принципово не відрізняється від наведеного вище розрахунків силового поліспаства. При переміщенні обойми поліспаства (крапка A) на відстань h вантаж проходить шлях $H = mh$, де m - кратність швидкісного поліспаства й, отже, швидкість переміщення вантажу $v_{zp} = mva$, де va - швидкість переміщення обойми поліспаства.

Схема швидкісного поліспаства

Сила F , необхідна для підйому вантажу вагою Grp , визначається по формулі

$$F = Grp m / (\eta_{пол} \eta t)$$

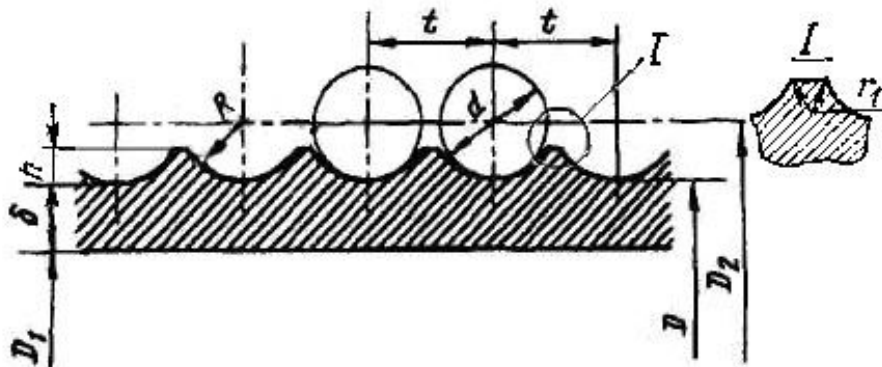
6. Елементи вантажопідйомних машин. Вантажні барабани.

У механізмах застосовують наступні типи барабанів:

- с нарізний і гладкої поверхнями;
- звичайної конструкції - з намотуваним канатом і фрикційні;
- циліндричні, конічні й криволінійної форми.

Барабани вантажопідйомних кранів і машин під одношарову навивку каната повинні мати нарізані по гвинтовій лінії канавки. Канавки (мал.б.1), нарізані на поверхні барабана (по гвинтовій лінії), збільшують поверхню зіткнення, чим зменшують напруги зминання, усувають тертя між сусідніми витками й зношування каната. Тому при нарізних барабанах термін служби каната збільшується. Крок нарізки вибирають рівним $t = d + (2...3)$ мм, де d - діаметр каната. Радіус канавки $R \approx 0,54d$.

У рейферних кранів з одношаровою навивкою каната на барабан і в спеціальних кранів, при роботі яких можливі ривки й ослаблення каната, барабани повинні мати канавку глибиною не менш 0,5 діаметра каната або забезпечуватися обладнанням, що забезпечують проектне укладання каната на барабані або контроль положення на барабані (канатоукладчиком).



Профіль канавки для каната при одношаровій навивці

Застосування гладкого барабана допускається в тих випадках, коли по конструктивній причині необхідна багатошарова навивка каната на барабан, а також при навивці на барабан ланцюга.

Для намотування каната застосовується одношарова або багатошарова навивка. Багатошарова навивка каната дозволяє скоротити довжину барабана, але при цьому збільшується зношування каната й швидкість навивки стає змінною. Тому барабани з такою навивкою застосовують тільки при дуже великій довжині каната, що навивається. При багатошаровій навивці каната на барабан повинна бути забезпечене проектне укладання кожного шару.

Гладкі барабани й барабани з канавками, призначені для багатошарової навивки каната, оснащуються ребордами по обидва боки барабана.

Барабани з канавками, призначені для одношарової навивки двох галузей каната здвоєних поліспаств, ребордами можуть не забезпечуватися, якщо галузі навиваються від країв барабана до середини. При навивці на барабан з канавками однієї галузей реборда може не встановлюватися з боку кріплення каната на барабані.

Реборди барабана для каната повинні підніматися над верхнім шаром навитого каната не менш чому на два його діаметри, а для ланцюгів — не менш чому на ширину ланки ланцюги.

По способу виготовлення барабани бувають: литі із чавуну (СЧ 15-32) або сталі (сталь 25Л); зварені зі сталі - тонколистовий з торованими канавками (для легких умов роботи) або з товстостінних труб з нарізними канавками й зварювально-литі.

У механізмах підйому, що ставляться до 5-й і 6-й групам режиму роботи, а також механізмів, що транспортують розплавлений і розпечений метал, рідкий шлаки й інші речовини, барабани виконуються тільки зі сталі.

6.1 Геометричні параметри нарізної частини барабана.

Мінімальні діаметри барабанів, як і блоків, що огинаються канатом у вантажопідйомних кранах, визначають залежно від діаметра каната, типу механізму й групи режиму роботи відповідно до норм [3].

Канатоемкість барабана повинна бути такою, щоб при щонайнижчому можливому положенні вантажозахватного органа на барабані залишалися навитими не менш чому півтора витка каната або ланцюги, не вважаючи витків, що перебувають під затискним обладнанням

Довжина нарізної частини барабана, що характеризує його канатоемкість, залежить від довжини намотуваного каната, обумовленого висотою підйому вантажу H , діаметром барабана D і кратності поліспасти m .

Число витків нарізки барабана при одинарному поліспасті із кратністю m

$$Z_H = \frac{H m}{\pi D_c} + Z_3 + Z_K,$$

де H — висота підйому гака;

$D_c = D + d$ — середній діаметр каната на барабані;

$Z_3 \geq 2$ — число запасних витків, регламентоване нормами Держпромгірнадзір [3] для зменшення натягу каната в місці його закріплення на барабані;

$Z_K = 1-3$ — число витків, зайнятих кріпленням.

Довжина нарізки барабана при одинарному поліспасті

$$l_n = Z_H t.$$

При наявності здвоєного поліспасти на барабані передбачають дві робочі ділянки із зустрічною нарізкою.

6.2 Припустимі кути відхилення каната на блоці й барабані.

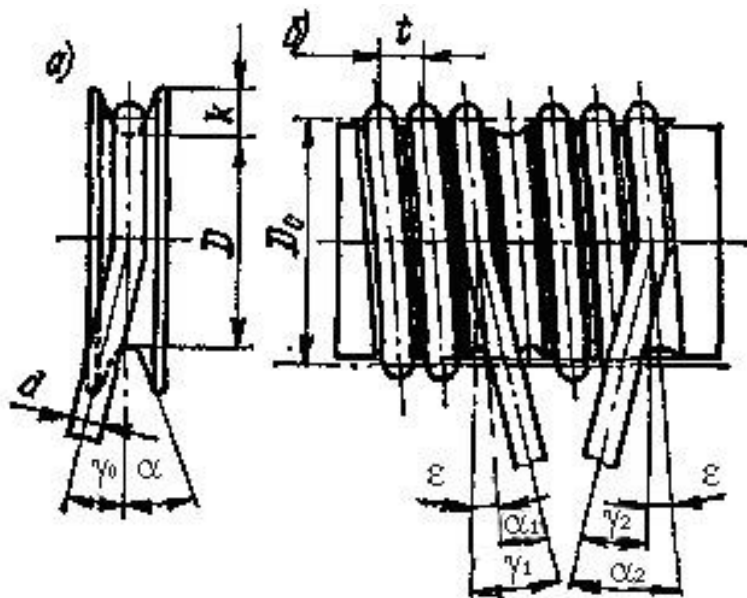
Для підвищення довговічності каната слід забезпечити правильне набігання каната на блок або барабан, щоб не створювався різкий перегин каната, і цим уникнути небажаного натискання каната на край реборди, яке приводить до підвищеного зношування каната й можливості поломки реборди.

У барабанах зі здвоєною нарізкою відстань між нарізками b призначається залежно від відстані між блоками, на які приходить канат з барабана, з урахуванням припустимих кутів сходу каната із блоків і барабана.

Припустимий кут відхилення каната на блоці γ_0 (мал.6.2, а) обмежується умовою, щоб канат не почав давити на край реборди (небезпека зламу):

$$\operatorname{tg} \gamma_0 < \operatorname{tg} \alpha \sqrt{1 - \frac{\left(1 + \frac{d}{D}\right)^2}{\left(1 + \frac{2k}{D} + \frac{d \sin \alpha}{D}\right)^2}},$$

де глибина канавки k відлічується до верху робочої частини конуса (до початку закруглення профілю канавки).



Для барабана кут α_1 (б) убік порожньої канавки обмежується тим же умовою, а кут α_2 убік заповненої канавки — усуненням зачіпання каната в сусідній канавці. Кути відхилення каната на барабані:

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \operatorname{tg} (\alpha_1 + \varepsilon);$$

$$\operatorname{tg} \gamma_2 = - \operatorname{tg} (\alpha_2 - \varepsilon),$$

де $\varepsilon = \operatorname{arctg} [t/(\pi d c)]$ — кут підйому осі канавки на барабані.

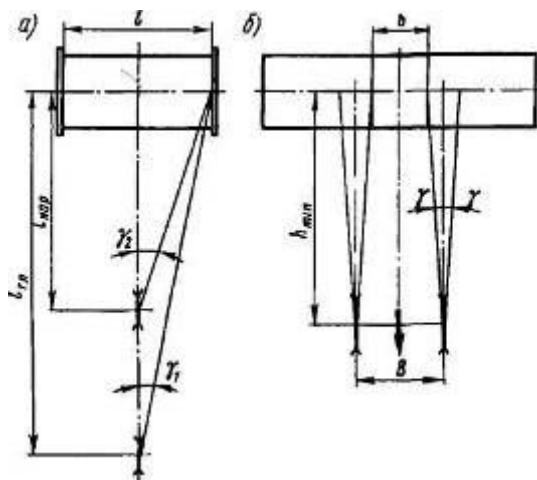
Кут α_1 обмежується значенням

$$\operatorname{tg} \alpha_1 \leq \sqrt{\frac{2(r-0,5d)}{D_c} \left(1 - \frac{h}{2(R+r_1)}\right)},$$

де h, R, r_1 див. мал.б.1.

Для попередніх підрахунків можна ухвалювати кути відхилення $\alpha, \alpha_1, \alpha_2$ у межах 4—6° з обов'язковою наступною перевіркою. Для гладких барабанів α_1 і α_2 — не більш 1—2°.

При набіганні каната на барабан кут γ впливає на мінімальну відстань від осі напрямного блоку до осі барабана. Так, для нарізних барабанів одинарних поліспастів $l_{нар} = 0,5l \operatorname{ctg} 6^\circ$ і для гладких барабанів $l_{глад} = 0,5l \operatorname{ctg} 2^\circ$, де l — довжина барабана.



По цих же кутах при верхньому положенні крюкової обойми визначають довжину b ненарізаної середньої частини барабана здвоєного поліспасти (б). Максимальна можлива довжина цього ненарізаного ділянки $b_{max} = B + 2h_{min} \operatorname{tg} \gamma$ і мінімальна можлива довжина ділянки $b_{min} = B - 2h_{min} \operatorname{tg} \gamma$, де B — відстань між центрами блоків крюкової обойми або напрямних блоків, з яких галузі каната намотуються на барабан; h_{min} — мінімальна відстань між віссю барабана й віссю блоків підвіски в її верхньому положенні або відстань між віссю барабанів і віссю напрямних блоків (при розрахунках підшипників блоків і

барабанів слід урахувати осьові навантаження, що виникають через відхилення каната на кут γ).

6.3 Розрахунки геометричних параметру барабана.

Повна довжина барабана при здвоєному поліспасті

$$l_{бар} = b + 2l_n,$$

де b — довжина ненарізаної центральної частини барабана: $b_{min} < b < b_{max}$;

l_n — довжина нарізаної частини барабана з урахуванням розміщення недоторканих витків і витків кріплення каната до барабана.

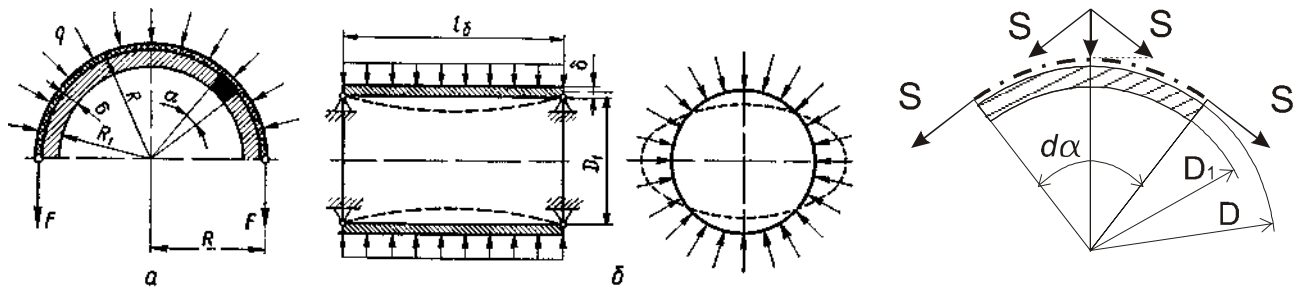
Для одинарного поліспасти $l_{бар} = l_n + l_1$, де l_1 — довжина кінцевої ділянки барабана для реборди.

6.4 Розрахунки стінки барабана.

Стінки барабана випробовують складну напругу стиску, крутіння й вигину. У барабанах довжиною менш трьох діаметрів напруги від крутіння й вигину не перевищують

звичайно 10 -15 % від напруги стиску. Тому в такому випадку стінку барабана розраховують тільки на стиск.

Товщину стінки барабана визначають із умов стиску, враховуючи, що він навантажений рівномірно розподіленою навантаженням внаслідок огибання його натягнутим канатом силою S (а).



До розрахунків барабана на міцність і стійкість

При огибании барабана діаметром D канатом з натягом S тиск на елементарну дугу із центральним кутом $d\alpha$ рівно

$$dn = 2 S \sin d\alpha / 2 \approx S d\alpha.$$

При довжині дуги $l = 0,5D d\alpha$ тиск на одиницю довжини

$$q = dn / l = S d\alpha / 0,5D d\alpha = 2S / D.$$

Тоді при кроці нарізки t розподілене навантаження $p = 2S / (D t)$.

Напруги стиску в стінці барабана визначають по теорії напруженого стану кільця, навантаженого рівномірно розподіленим по його зовнішній поверхні тиском. Найбільша напруга, що виникає на внутрішній поверхні кільця, визначаємо по формулі Лямэ:

$$\sigma_{сж} = 2p \frac{D^2}{D^2 - D_1^2}$$

де $D_1 = D - 2\delta$; δ - мінімальна товщина стінки барабана.

Підставивши значення p і D_1 одержимо

$$\begin{aligned} \sigma_{сж} &= 2 \frac{2S}{Dt} \frac{D^2}{D^2 - (D - 2\delta)^2} = \\ &= \frac{4S}{Dt} \frac{D^2}{(D + D - 2\delta)(D - D - 2\delta)} = \frac{4S}{Dt} \frac{D^2}{(2D - 2\delta)2\delta} = \frac{4S}{Dt} \frac{D^2}{4(D - \delta)\delta} = \\ &= \frac{S D^2}{D(D - \delta)\delta t}. \end{aligned}$$

Оскільки $\delta \ll D$, те $D - \delta \approx D$ і після підстановки у вираження для $\sigma_{сж}$ одержуємо номінальне значення напруги:

$$\sigma_{сж} = S_{max} / (\delta t) \leq [\sigma_{сж}],$$

де $[\sigma_{сж}]$ - напруга, що допускається, обумовлене за даними табл. залежно від групи режиму роботи й матеріалу барабана.

Таблиця 1.12 – напруги, що допускаються, $[\sigma_{сж}]$, Мпа

Матеріал барабана	Група режиму роботи механізму				
	1М	2М	3М	4М и 5М	6М
Сталь					
ВМСтЗсп (240)	200	170	150	130	110
20(250)	210	180	160	140	120
09Г2С (310)	260	225	195	165	140
15ХСНД (350)	280	240	210	175	150
35Л (280)	230	210	170	140	120
55Л (350)	260	230	200	165	140
Чавуни					

СЧ18 (320)	110	100	90	-	-
СЧ18 (360)	130	115	100	90	-
СЧ24 (440)	170	150	130	115	100

Примітка. У дужках поруч із маркою матеріалу зазначені значення границі текучості σ_T , МПа (для сталей), і межі міцності на вигин σ_B , МПа (для чавунів).

При виготовленні барабана методом лиття товщину стінки чавунного барабана приблизно визначають по емпіричній формулі $\delta = 0,02D + (6...10)$ мм, а стінки сталевих барабанів - $\delta = 0,01D + 3$ мм (де D — діаметр барабана по дну канавки).

3 умов технології виготовлення литих барабанів $\delta \geq 12$ мм.

При довжині барабана $l_b \geq (3...4)D$ здійснюють розрахунок на спільну дію напруг деформацій стиску, вигину й крутіння.

Напруга від вигину моментом M_i в стінці барабана

$$\sigma_{ii} = \frac{M_{ii}}{W_{ii}} = \frac{M_{ii}}{0,1(D^4 - D_1^4) / D}$$

і напруга від крутіння моментом $M_{кр}$

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{0,2(D^4 - D_1^4) / D}$$

де D і D_1 - розміри барабана (див. мал. 6.1).

Результуюча напруга для сталевих барабанів

$$\sigma_{сумм} = \sqrt{(\sigma_{ii} + \sigma_{сж})^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma]_{сумм}$$

Для сталевих барабанів $[\sigma]_{сумм} \approx \sigma_m$.

Крім того, треба враховувати, що стінка барабана, навантажена радіальним тиском від витків каната, може втратити стійкість.

При розрахунках на стійкість запас стійкості циліндричної стінки барабана ухвалюють із умови

$$n = \frac{\sigma_{кр}}{\psi \sigma_{сж}} \geq [n],$$

де $[n]$ - рекомендований запас стійкості: $[n] = 1,7$ для сталевих барабанів і $[n] = 2,0$ для чавунних барабанів;

$\sigma_{кр}$ - критичне напруження в циліндричній стінці, МПа:

$$\sigma_{кр} = 0,92 E_{бар} \frac{\delta}{l} \sqrt{\frac{2\delta}{D}},$$

де $E_{бар}$ - модуль пружності матеріалу стінки барабана, МПа; для зварених сталевих барабанів $E_{бар} = 2,1 \cdot 10^5$, для литих сталевих барабанів $E_{бар} = 1,9 \cdot 10^5$ і для чавунних барабанів $E_{бар} = 10^5$;

l - відстань між торцевими стінками або між торцевою стінкою й кільцем твердості, розташованим на внутрішній поверхні циліндричної стінки барабана;

ψ - коефіцієнт, що враховує вплив деформації стінки барабана й каната:

$$\psi = \left(1 + \frac{E_{кан} A_{кан}}{E_{бар} \delta t} \right)^{-1/2}$$

Тут $E_{кан}$ - модуль пружності сталевих канатів: для шестипрядних канатів з органічним сердечником $E_{кан} = 9 \cdot 10^4$ МПа й для таких же канатів з металевим сердечником $E_{кан} = 1,1 \cdot 10^5$ МПа; $A_{кан}$ - площа перетину всіх дротів каната, мм².

Критичні напруження $\sigma_{кр}$ не повинні бути більш $0,8 \sigma_T$ для сталевих барабанів і більш $0,6 \sigma_B$ для чавунних барабанів (див. табл). Якщо фактичний запас стійкості виявляється менше рекомендованого, то треба або збільшувати товщину стінки δ , або ввести в конструкцію барабана додаткові ребра жорсткості.

6.4.1 Кріплення каната на барабані

Існує кілька способів кріплення каната на барабані. До кріплень пред'являють наступні основні вимоги: надійність, зручність огляду, легкість заміни каната, простота виготовлення, відсутність різких перегинів каната перед вузлом кріплення.

На *рис а*, а показане кріплення кінця каната за допомогою притискної планки. Барабан має спеціальне поглиблення, у яке встановлюють кінець каната. Потім на канат накладають планку, яку притискають болтами, що працюють на стиск і вигин. У результаті тертя, створюваного між недоторканими витками на барабані, зусилля в канаті S_1 перед кутом кріплення зменшується й

$$Sl = S_{max} / e^{f\alpha}$$

де S_{max} – максимальний робочий натяг у канаті при підйомі вантажу;
 $f = 0,1 \dots 0,12$ – коефіцієнт тертя між канатом і поверхнею барабана;
 $\alpha = 3\pi$ – мінімальний кут обхвату барабана недоторканими витками

Якщо $F = Pf$ – сила тертя між канатом і барабаном і між притискною планкою й канатом, то надійне фіксування каната у вузлі кріплення буде забезпечено за умови $2F > S_1$ (тут P – сумарне натискання болтів).

Внутрішній діаметр болтів розраховують на напруги стиску й вигину по формулі

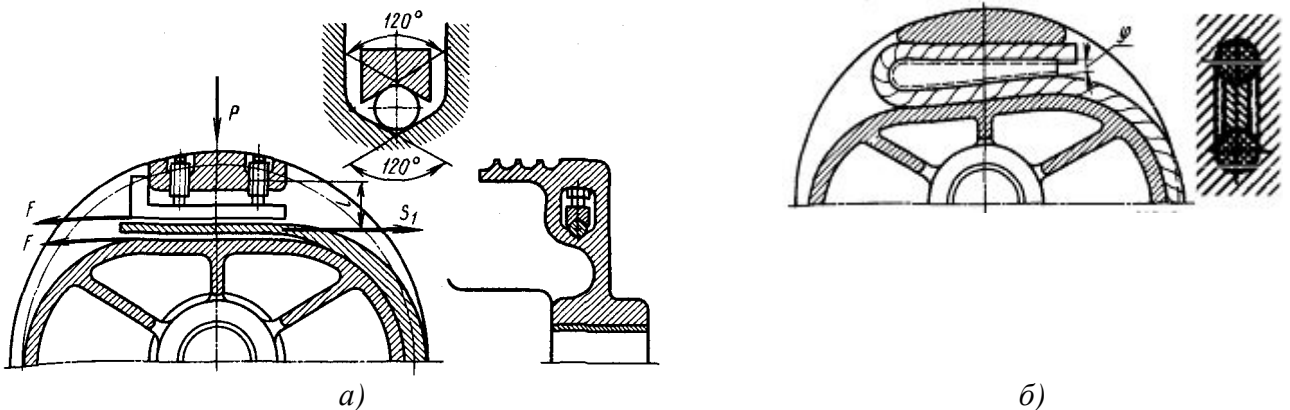
$$\sigma_{сум} = \frac{1,3kP}{\pi d_1^2 z / 4} + \frac{kfPl}{0,1d_1^3 z} \leq [\sigma]_{расть}$$

де $k \geq 1,5$ – коефіцієнт запасу надійності кріплення каната до барабана;
 z – число болтів;
 l – плече додатка сили S_1 до болта, рівне відстані від середини закладення болта в барабані до осі каната;
 d_1 – внутрішній діаметр нарізки болта;
 $1,3$ – коефіцієнт, що враховує напруга крутіння, що виникає в болтах при затягуванні.

Коефіцієнт запасу міцності болтів

$$k_1 = \sigma_T / \sigma_{сум} \geq 2,5.$$

Такий спосіб кріплення зручний для барабанів з багат шаровою навивкою, коли кріплення необхідно усунути із зовнішньої поверхні барабана. Недоліком цього кріплення є необхідність у виготовленні більш складної моделі виливка. Крім того, ускладнений огляд і заміна каната.



а – схема закріплення кінця каната за допомогою притискної планки;

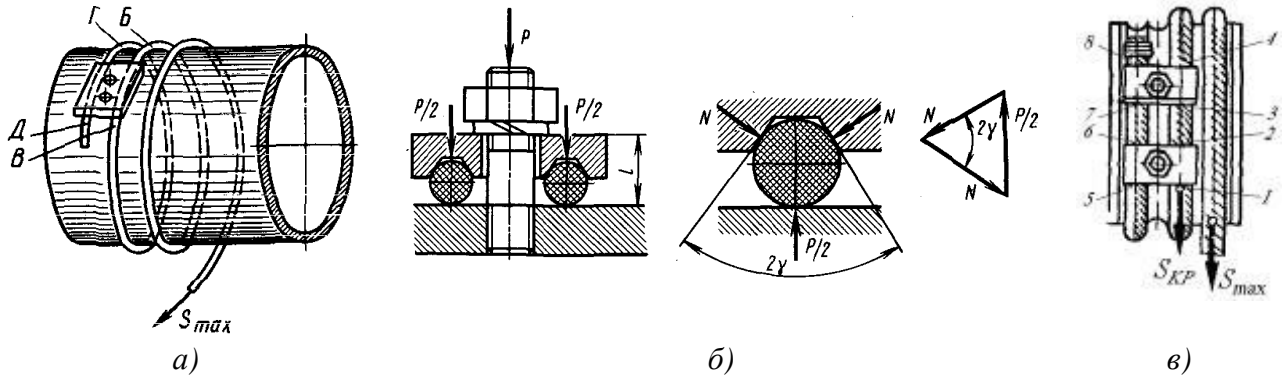
б – схема закріплення кінця каната за допомогою клина

Кріплення каната на барабані

На *б* показане кріплення каната за допомогою клина, застосовуване для канатів діаметром 10—12 мм. Для самогальмування клин має ухил від 1:4 до 1:5. Перевагою

клинового кріплення є відсутність гвинтів, простота заміни каната; недоліком- ускладнення моделі виливка.

Найбільш широке застосування імеєт кріплення каната зовнішніми планками, що притискають канат до барабана (а, б). При складанні розрахункової схеми цього кріплення прийняті наступні допущення: поздовжні й поперечні навантаження не викликають змін у поперечному перерізі каната; канат розглядають як гладкий циліндр; канат ухвалюють за гнучку нитку; канавки на барабані й планці є непружними поверхнями; кілька притискних планок замінюють однієї планкою з тим же числом болтів.



а– схема зауводити, повести до ладуреплення каната; б –схема взаємодії притискної планки з канатом; в– схема закріплення каната трьома планками;

Кріплення каната на барабані притискною планкою

Внаслідок зменшення натягу каната в місці його кріплення до барабана за рахунок регламентованих нормами техніки безпеки півтора недоторканих витків натяг каната перед притискною планкою (у кінці Б на а)

$$SKP = S_{max} / e^{f\alpha_1}$$

де S_{max} – максимальний робочий натяг у канату при підйомі вантажу;
 $f = 0,1 \dots 0,16$ – коефіцієнт тертя між канатом і поверхнею барабана;
 $\alpha_1 = (3 \dots 4)\pi$ – кут обхвату барабана недоторканими витками.

При кріпленні однієї планкою канат утримують на барабані наступні сили тертя:

1) сила тертя F_1 між канатом і планкою, а також канатом і барабаном на ділянці $БВ$ (а) під планкою. При визначенні F_1 ураховують умову рівноваги витка каната під планкою (б), що перебуває під дією сил $2N$ і $P/2$:

$$F_1 = f P/2 + 2 f N.$$

З багатокутника сил (мал.б.0, б):

$$N = \frac{P}{4} \frac{1}{\sin \gamma},$$

Тоді:

$$F_1 = f P/2 + 2 f \frac{P}{4} \frac{1}{\sin \gamma} = f P/2 + f \frac{P}{2} \frac{1}{\sin \gamma} = (f + f_1) P/2,$$

де P – сумарна сила затягування гвинтів кріпленні планки (двох при кріпленні планки двома гвинтами й одного при кріпленні планки одним гвинтом);

f_1 – наведений коефіцієнт тертя між канатом і планкою, що має трапецеїдальний перетин канавки (б):

$$f_1 = f / \sin \gamma,$$

де γ – кут нахилу бічної грані затискної канавки на планці, звичайно прийнятий рівним 40° . Для планки з напівкруглими канавками (мал.б.6, б) $f_1 = f$ і $F_1 = 2 f P/2 = f P$;

2) сила тертя F_2 між канатом і барабаном на ділянці $ВГ$ (в):

$$F_2 = S_B - S_G,$$

$$S_G = S_B / e^{f\alpha_1} ; \quad S_B = S_{KP} - F_1 ; \quad F_1 = (f + f_1) P/2,$$

$$F_2 = S_B - S_B / e^{f\alpha_1} = S_{KP} - F_1 - (S_{KP} - F_1) / e^{f\alpha_1},$$

$$F_2 = (S_{KP} - F_1) (1 - 1 / e^{f\alpha_1}) = (S_{KP} - F_1) \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_1}} = \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_1}} (S_{KP} - (f + f_1)P/2),$$

де $\alpha_1 \approx 2\pi$ - кут обхвату барабана витком каната від крапки B до крапки Γ ;

3) сила тертя F_3 під притискною планкою на ділянці ΓD :

$$F_3 = F_1 = (f + f_1) P/2.$$

При втриманні каната на барабані повинне дотримуватися рівність сили натягу каната й сил тертя: $S_{KP} = F_1 + F_2 + F_3$, звідки після підстановки відповідних значень сил тертя й перетворень визначаємо зусилля,

$$S_{KP} = F_1 + F_2 + F_3$$

$$S_{KP} = (f + f_1) P/2 + \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_1}} (S_{KP} - (f + f_1) P/2) + (f + f_1) P/2,$$

$$S_{KP} - S_{KP} \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_1}} = 2(f + f_1) P/2 - (f + f_1) P/2 \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_1}},$$

$$S_{KP} (1 - \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_1}}) = (f + f_1) P/2 (2 - \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_1}}),$$

$$S_{KP} \frac{1}{e^{f\alpha_1}} = (f + f_1) P/2 \frac{e^{f\alpha_1} + 1}{e^{f\alpha_1}},$$

$$S_{KP} = P/2 (f + f_1) (e^{f\alpha_1} + 1),$$

$$P = 2 S_{KP} / [(f + f_1)(e^{f\alpha_1} + 1)].$$

Крім розтягання гвинти випробовують також вигин, викликуваний силами тертя між планкою й канатом на ділянках BB і ΓD , які прагнуть зрушити планку в напрямку дії сили натягу в канату й тим самим згинають гвинти. Ці сили тертя, сприймані гвинтом, рівні: $T = f_1 P/2$.

За крапку додатка сили T слід ухвалювати точку дотику голівки гвинта із планкою, а за плече вигину l – відстань від цієї крапки до поверхні барабана (мал.б.б, б).

Сумарна напруга в кожному винте

$$\sigma_{\text{сум}} = \frac{1}{n} \left(\frac{1,3kP}{\pi d_1^2 / 4} + \frac{kfPl}{0,1d_1^3 z} \right) \leq [\sigma]_{\text{раст}},$$

де d_1 – внутрішній діаметр різьблення гвинта;

$k \geq 1,5$ – запас надійності кріплення каната до барабана, що враховує можливі відхилення фактичного значення коефіцієнта тертя від розрахункового й вплив динамічних навантажень;

n – кількість гвинтів кріпленні планки;

1,3 – числовий коефіцієнт, що враховує напруга крутіння, що виникає при затягуванні гвинтів.

напруги, що допускаються, розтягання у гвинті визначають при запасі міцності = = 2,5 щодо границі текучості при рівномірному розподілі навантаження між усіма гвинтами.

При застосуванні декількох одногвинтових притискних планок розрахункові рівняння, що враховують вплив сили тертя між канатом і барабаном на окремих дугах обхвату між затисками (дуги 2–3, 4–5, 6–7 на мал.б.б, в), можна одержати аналогічно шляхом послідовного визначення сил тертя на окремих ділянках з'єднання і їх підсумовування. Для спрощення розрахунків у цьому випадку з достатнім ступенем точності можна використовувати отримані рівняння, ухвалюючи умовно кут α_1 рівним куту обхвату барабана канатом між крапками 2 і 7. Звичайно планки розташовують по окружності барабана під кутом 60° .

При навивці канат з першої крайньої канавки на барабані відразу переводять через одну канавку в третю, для чого частково вирубують виступ нарізки, що розділяє канавки. При цьому середню канавку використовують для установки кріпильних гвинтів. Кожну

притискну планку кріплять за допомогою одного або двох гвинтів. Незалежно від результатів розрахунків, згідно із правилами Госнадзора, установлюють не менш двох планок.

7. Елементи вантажопідйомних машин. Останови й гальма.

Механізми вантажопідйомних машин повинні мати надійні гальмові обладнання: у механізмах підйому, що забезпечують зупинку вантажу й утримання його в підвішеному стані із заданим запасом гальмування, а в механізмах пересування й повороту - гальмування до повної зупинки на встановленій довжині гальмового шляху.

Гальмові обладнання підйомно-транспортних машин класифікують по наступних ознаках:

1) по конструктивному виконанню робочих елементів:

колодкові гальма - з робочим елементом у вигляді колодки, що третється по зовнішній або внутрішній поверхні гальмового барабана (шків);

стрічкові - з робочим елементом у вигляді гнучкої стрічки, що третється по гальмовому барабану;

дискові - з робочим елементом у вигляді цілого кільцевого диска або окремих сегментних колодок (*гальмо з осьовим натисканням*);

конічні - з робочим елементом у вигляді конуса (*гальмо з осьовим натисканням*).

2) за принципом дії:

автоматичні гальма (з електромагнітним, електрогідравлічним приводом, а, що також замикаються вагою вантажу, що транспортується, і т.п.), що замикаються одночасно з відключенням двигуна механізму, на якому встановлено гальмо;

керовані гальма, замикання або розмикання яких проводиться при впливі на орган керування;

3) по призначенню:

стопорні гальма, що роблять зупинку механізму;

спускні гальма й регулятори швидкості, що обмежують швидкість руху в певних межах і діючі протягом усього періоду роботи відповідного механізму;

4) по характеру дії сили, що управляє гальмом:

нормально-замкнені гальма, замикання яких створюється постійно діючою силою (від пружини, вагою замикаючого вантажу й т.п.), а розмикання, що відбувається одночасно із включенням приводу механізму, при додатку сили керування гальмом;

нормально-відкриті гальма, що розмикаються за допомогою постійно діючої розмикальної сили керування, що й замикаються при додатку сили, гальмом.

Особливими типами гальм є:

гальма грузоупорные (що замикаються вагою переміщеного вантажу), а також *відцентрові*, що замикаються силою інерції обертових спеціальних гальмових вантажів;

гідродинамічні, дія яких засновано на використанні сили опору рідини обертанню ротора, постаченого лопатками;

вихрові гальма (гальмові генератори), що використовують вихрові токи, що наводяться магнітним потоком у роторі гальма для створення гальмового моменту;

електромагнітні порошкові гальма, що використовують для гальмування опір зрушенню намагнічених часток порошку.

Гальмовий шків звичайно встановлюють на швидкохідному валу механізму, де діє найменший крутний момент і, отже, потрібно малий гальмовий момент. У цьому випадку в якості гальмового шків використовуюється напівмуфта з'єднання двигуна з редуктором, яка перебуває на валу редуктора.

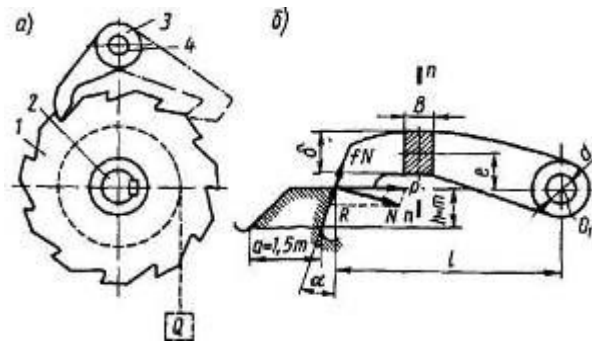
7.1 Остановы.

До найпростіших обладнань, що служать для втримання вантажу у висячому положенні, ставляться *остановы* - пристосування, що не перешкоджають підйому вантажу, але, що виключають можливість мимовільного опускання під дією сили ваги. У підйомно-транспортних машинах звичайно застосовують храпові й роликові остановы.

7.1.1 Храпові остановы.

Храпові остановы (а) складаються із храпового колеса 1, укріпленого на валу 2 механізму, і собачки 3, вісь 4 якої встановлена на нерухливих елементах механізму. Собачка

входить у зачеплення із храповим колесом, перешкоджаючи його повороту убік опускання вантажу Q . В іншу сторону колесо повертається вільно. Для опускання вантажу собачку необхідно вивести із зачеплення із храповим колесом.



Храповий останов: *a* - схема останова; *б* - нагруження собачки

Храповий останов звичайно розміщують на вхідному (самому швидкохідному) валу, де діють найменші крутні моменти. Однак для більшої надійності храпового з'єднання, а також враховуючи конструктивні особливості деяких вантажопідйомних механізмів, храпове з'єднання в ряді випадків установлюють на проміжних валах і навіть безпосередньо на валу барабана.

Храпові колеса виготовляють із чавуну марки СЧ-15-32, сталі 55 ЛП, 35 ЛП, сталі 45 залежно від навантажень, швидкостей і призначення механізму.

7.1.2 Роликові останови.

Роликові останови (автологі). Їх відносять до фрикційних самогальмуючих механізмів. Їхня дія заснована на використанні сили тертя, і вони є найбільш зробленими механізмами, що забезпечують ненаголошений додаток навантаження й мінімальний кут холостого ходу, що передує заклинюванню. Роликовий останов складається з корпусу *1*, втулки *2* і закладених у клинові пази роликів *3*.

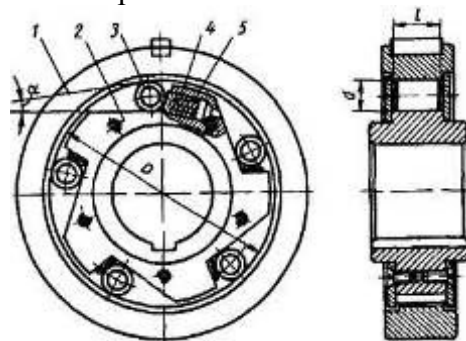


Схема роликового останова

При обертанні втулки *2* проти хіда годинниковий стрілки (при нерухливому корпусі *1*) сили тертя направляють ролики в більш широку частину клинового паза, що забезпечує вільне обертання втулки *2*, а отже, і вала механізму щодо корпусу *1*. При зміні напрямку обертання ролики попадають у вузьку частину клинового паза, що приводить до заклинювання роликів у пазу й зупинці втулки. Для більш швидкого заклинювання роликів у конструкцію останова включені пружини *5* і штифти *4*, що віджимають ролики в кут паза.

7.2 Колодкові гальма.

У підйомно-транспортних машинах знаходить застосування велика кількість різноманітних конструкцій колодкових гальм, що полягають із важелів і двох колодок, діаметрально розташованих щодо гальмового шківів, що й різняться в основному схемою важільної системи. Гальмування механізму за допомогою колодкових гальм відбувається в результаті створення сили тертя між гальмовим шківом, пов'язаним з одним з валів механізму, і гальмовою колодкою, укріпленої на важелях гальма, установленого на металокопії візка або крана.

Вони діляться на одноколодкові й двоколодкові. У якості привода застосовують гальмові електромагніти й електрогідравлічні штовхачі.

Одноколодкові гальма застосовують рідко — тільки в механізмах з ручним приводом через малий гальмовий момент, а також нерівноваженості системи. Сила натискання на колодки сприймається валом гальмового шківів й підшипниками, що збільшує їхні розміри й масу механізму.

Найбільше широко застосовують двоколодкові гальма з гальмовими колодками, шарнірно пов'язаними з гальмовим важелем). Гальмовий момент, створюваний двоколодковим гальмом, дорівнює сумі гальмових моментів, що розбудовуються кожної колодкою. Сили натискання колодок на шків визначають із рівнянь рівноваги гальмових важелів.

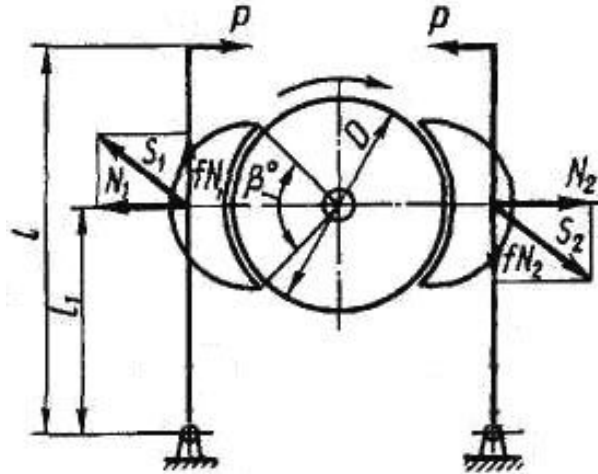


Схема двоколодкового гальма

Момент від сили тертя $N f$ на плечі, рівному відстані від поверхні тертя до осі колодки, прагне повернути колодку, що приводить до нерівномірного розподілу тиску між накладкою й шківом по довжині дуги обхвату. При конструюванні гальм вісь обертання колодки прагнуть розмістити якнайближче до поверхні тертя, тому такий момент звичайно невеликий і при складанні рівнянь рівноваги важелів їм можна зневажити. Тоді при обертанні гальмового шківів по ходу годинної стрілки, для лівого важеля знаходимо

$$P l = N_1 l_1, \text{ звідки } N_1 = P l / l_1.$$

Для іншого важеля $P l = N_2 l_1, \text{ звідки } N_2 = P l / l_1.$

Загальний гальмовий момент

$$M_T = N_1 f (D/2) + N_2 f (D/2) = f (D/2) (N_1 + N_2).$$

$$M_T = f (D/2) (P l / l_1 + P l / l_1) = f P (D/2) 2 l / l_1 = f P D l / l_1$$

$$M_T = f P D (l / l_1) \eta,$$

де $\eta = 0,9 \dots 0,95$ - КПД важільної системи гальма, що враховує втрати на тертя в шарнірах важільної системи (більші значення відповідають шарнірам, що мають смаку).

Звідки P для подальших розрахунків

$$P = M_T l_1 / (f D l \eta). \quad (1.5)$$

Умовний середній тиск між шківом і колодкою гальма определяють зі співвідношення

$$p = \frac{N}{A_K} = \frac{N}{B \cdot \pi \cdot D \cdot \beta / 360} \leq [p],$$

де A_K - площа поверхні тертя однієї гальмової колодки;

D - діаметр шківів;

B - ширина колодки, прийнята звичайно для забезпечення повного контакту між колодкою й шківом на 5...10мм менше ширини шківів;

β - від 60 до 110° - кут обхвату шківів однієї колодкою;

[*p*]- тиски, що допускаються.

Замикаюча сила в сучасних конструкціях колодкових гальм створюється в більшості випадків за допомогою стислої пружини. Застосування спеціального замикаючого вантажу внаслідок його значної інерції, що приводить до збільшення часу замикання й розмикання гальма, обмежене. Такі пристрої зустрічаються лише в деяких малонагружених гальмах.

У якості розмикального пристрою (привода важільної системи гальма) використовуються спеціальні *гальмові електромагніти й електрогідролічні штовхачі*, що включаються паралельно двигуну механізму. Розмикання гальма відбувається одночасно із включенням приводного двигуна. При вимиканні живлення двигун вимикається, а гальмо під дією замикаючої сили зупиняє механізм.

7.2.1 Електромагніти.

Для колодкових гальм застосовуються головним чином електромагніти постійного струму типу МП і змінного струму типу МО, що відрізняються малим ходом якоря. Вони призначені для установки безпосередньо на гальмовому важелі, наприклад, гальм ТКТ і ТКП. Замикання гальма здійснюється основною замикаючою пружиною 5, попередній стиск якої для одержання необхідної сили замикання проводиться гайкою 11 і контргайкою 10. Розмикається гальмо електромагнітом 7, укріпленим на гальмовому важелі 6. Якір електромагніту надавлює на шток 1 гальма й розлучає обоє важеля, звільняючи гальмовий шків. Між скобою основної пружини й важелем 3 установлена допоміжна пружина 4. Ця пружина служить для розведення важелів гальма при його розмиканні.

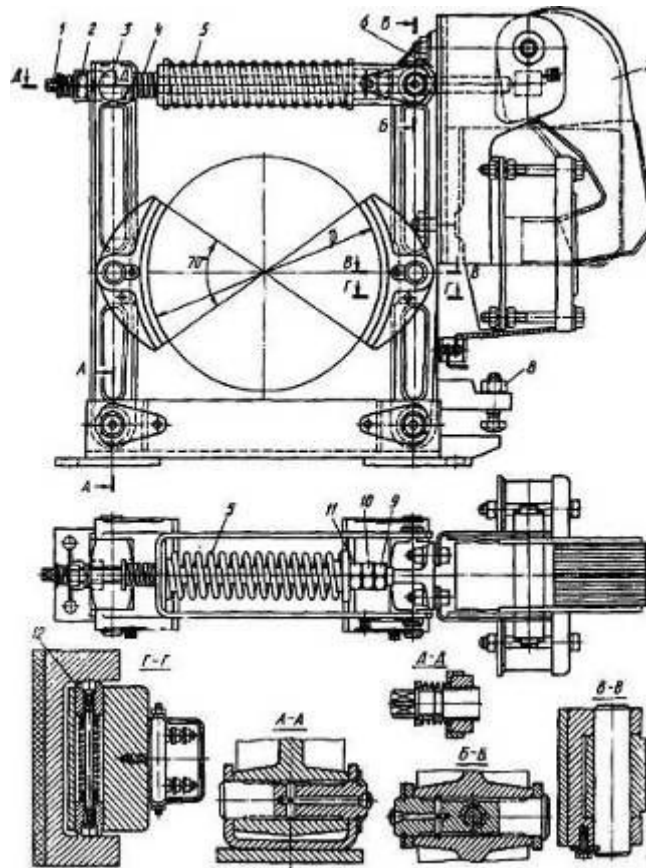
Для розмикання гальма при знеструмленому електромагніту, наприклад з метою заміни зношених фрикційних накладок на колодках, використовується гайка 9, що приділяється по штокові 1 до упору у важіль 6, що приводить до розведення гальмових важелів. Фіксація колодок щодо гальмового важеля, що виключає тертя колодок про шків при розімкненому гальмі, здійснюється штировими пружинними фіксаторами 12, закладеними в тіло важелів 3 і 6. Рівномірність відходу обох колодок від шківів досягається установкою гвинта 8. Відновлення нормального зазору між шківом і колодкою в міру зношування фрикційного матеріалу проводиться гайкою 2.

Електромагніт постійного струму типу МП (а) складається зі сталевго корпуса 1, усередині якого на сердечнику 3, що становить одне ціле з корпусом, поміщена котушка 4. У центрі сердечника є отвір, у який вставлена напрямна втулка 9 для штиря 8, з'єднаного з якорем 6, що мають форму плоского диска. Якір закритий зовні захисною кришкою 5. Між якорем і кришкою розташована амортизаційна пружина 7, що охороняє якір від випадання, що й виключає удари якоря про кришку магніту. При включенні електромагніту якір 6 притягається до корпуса, і штир 8, натискаючи на шток гальма 2, розлучає гальмові важелі, розмикаючи гальмо. Хід якоря таких магнітів рівний 2-4 мм.

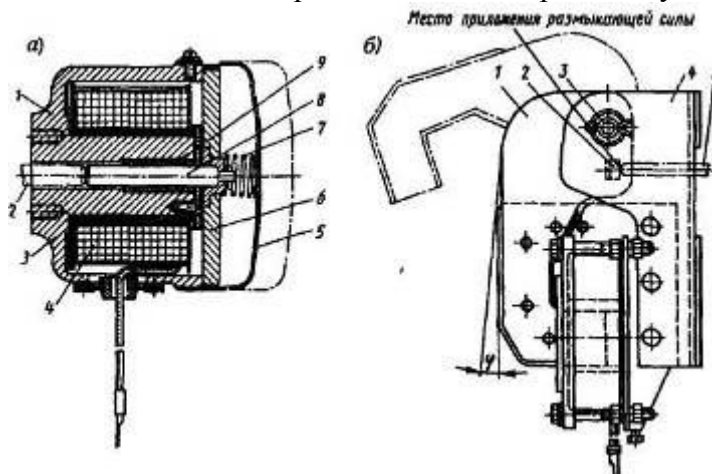
Електромагніт змінного струму типу МО (б) являє собою клапанний електромагніт, якір 1 якого, повертаючись на осі 3, укріпленої в нерушливих щоках 4, на кут від 5°30' до 7°30', упором 2 надавлює на шток 5 гальма, роблячи його розмикання. Котушка електромагніту укріплена на нерушливій частині корпуса.

Основними характеристиками гальмових електромагнітів являються тягова сила й довжина ходу (для магнітів типу МП) або обертаючий момент і кут повороту якоря (для клапанних магнітів типу МО). Хід якоря або кут повороту, що вказуються в паспортних даних, є максимально припустимими величинами, при яких гарантуються зазначені тягова сила або момент. Значення ходу якоря або кута повороту дані для певної тривалості включення ПВ. У випадку більшої тривалості необхідно передбачити зниження тягової сили.

До недоліків гальмових електромагнітів слід віднести порівняно низьку довговічність. Так, електромагніти МО-100 і МО-200 витримують близько 1,5 млн включень. Крім того, у них обмежена частота включень, складова для магнітів типу МО не більш 300 включень у годину. Включення магніту супроводжується ударом якоря про сердечник; неможливо також регулювати швидкість руху якоря, внаслідок чого не можна здійснити плавна зміна гальмового моменту в процесі гальмування.



Колодкове гальмо ТКТ із приводом від електромагніту типу МО



Гальмові електромагніти:

- а* - постійного струму типу МП-101; МП-102; МП-103;
- б* - змінного струму типу МО-100 і МО-200.

7.2.2 Електрогідрравлічні штовхачі.

Електрогідрравлічний штовхач - це незалежний механізм, що полягає з відцентрового насоса, що приводиться в дію електродвигуном малої потужності, і поршневої групи, що з'єднується з важільною системою гальма. У цьому пристрої електрична енергія перетворюється в механічну енергію штока, що прямолінійно рухається, штовхача.

Штовхачі можуть бути одноштоковими й двухштоковими. Штовхач складається з електродвигуна *б*, зануреного в робочу рідину, корпуси *1*, відцентрового насоса *5*, поршня *4* зі штоком *3* і внутрішнього циліндра *2*. Роторне колесо насоса з одностороннім усмоктуванням закріплене на валу ротора електродвигуна *б*. При включенні двигуна колесо, обертаючись, створює підвищений тиск рідини під поршнем *4*. Під дією цього тиску поршень зі штоком переміщується нагору. Тому що корпус заповнений робочою рідиною, то при підйомі поршня рідина із простору над поршнем по каналах між циліндром *2* і корпусом *1* перетікає до нижньої частини насоса.

При вимиканні електродвигуна роторне колесо зупиняється, тиск рідини знижується й поршень під дією зовнішнього навантаження, що діє на шток з боку гальмового пристрою, і власної сили ваги опускається в нижнє положення. При цьому рідина з-під поршня перетікає через роторне колесо й канали в простір над поршнем. Шток з гальма має у верхній частині отвір для приєднання до важільної системи гальма. Для нормальної роботи штовхач заповнюється робочою рідиною до рівня горловини верхнього заливного отвору.

У якості робочої рідини використовуються масла й спеціальні рідини.

Електрогідравлічні штовхачі нечутливі до механічних перевантажень; якщо зовнішнє навантаження перевищує їхню піднімальну силу, то при працюючому насосі поршень штовхача залишається на місці. При цьому сила струму в обмотці двигуна, а також напруги в елементах штовхача не збільшуються. Хід штока штовхача можна довільно обмежити як убік підйому, так і убік спуска, причому це не викликає зміни піднімальної сили й додаткової витрати енергії або нагрівання обмотки двигуна.

Велика перевага електрогідравлічних штовхачів у порівнянні з електромагнітами-плавна робота пристрою й можливість високої частоти включень (залежно від типорозміру штовхача вона рівна 720... 2000 у годину); висока зносостійкість елементів штовхача; простота експлуатації; різке зменшення пускових струмів. Деякі конструкції штовхачів мають регульовальні клапани, що дозволяють змінювати в широких межах час підйому й опускання поршня. На час ходу поршня штовхача крім розмірів отворів витікання робочої рідини впливає також і навантаження на шток штовхача: чим більше зовнішнє навантаження, тим більше час підйому й менше час опускання

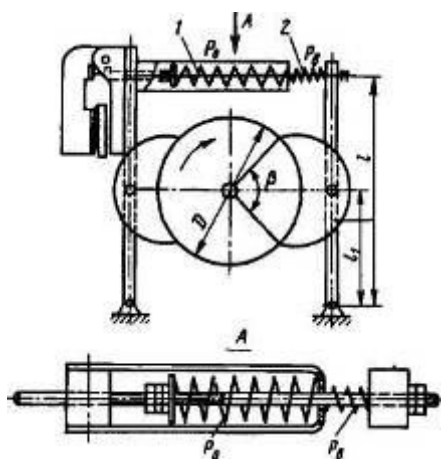
Електрогідравлічні штовхачі мають також деякі недоліки. Так, наявність робочої рідини в корпусі вимагає забезпечення герметизації, що створює незручності в експлуатації, особливо при низьких температурах. Конструкція штовхача досить складна й вимагає для забезпечення надійної роботи високої точності виготовлення, що викликає збільшення вартості. Що випускаються вітчизняною промисловістю штовхачі можуть працювати тільки у вертикальному положенні - відхилення від вертикалі не повинне бути більше 15°, що визначається верхнім розташуванням повітряного обсягу, що компенсує.

При збільшенні кута відхилення повітря порушує сплосність потоку рідини й робоча сила на штоку зменшується, а час підйому поршня збільшується. При гальмуванні вантажу, що опускається, внаслідок істотної величини часу спрацьовування електрогідравлічних штовхачів (у порівнянні із часом спрацьовування електромагнітів), а виходить, і часу замикання гальма, під дією ваги, що транспортується вантажу збільшується швидкість спуска, і гальмування механізму (особливо при вантажах, близьких до номінальних) практично починається при швидкості спуска, збільшеної на 15...20 % у порівнянні з номінальною швидкістю. Це збільшення швидкості руху слід урахувувати при проведенні розрахунків механізмів підйому.

7.2.3 Розрахунки гальма із приводом від електромагніту типу МП і МО.

Замикання гальма проводиться силою P_0 стислої основної пружини 1. Для забезпечення відходу колодок від гальмового шківів застосована допоміжна пружина 2, сила якої P_6 ухвалюється в межах 20...60 Н залежно від розміру гальма.

Розрахункова схема колодкового гальма ТКТ із пружинним замиканням



При заданому гальмовому моменті результуюча сила P основний і допоміжної пружин, що діє однаково на обоє важеля $(P \cdot l = N \cdot l_1)$ звідки

$P = N \cdot l_1 / l$ і $MT = N \cdot f \cdot D$ звідки $N = MT / (f \cdot D)$ визначається з рівняння

$$P = P_0 - P_6 = M_T l_1 / (f D \eta l),$$

де f - коефіцієнт тертя;

η - КПД важільної системи, що враховує втрати на тертя в шарнірах: для гальм з підведенням змащення до шарнірів $\eta = 0,9 - 0,95$;

D, l, l_1 - розміри.

Максимально припустимий настановний зазор ε між колодкою й шківом (зі співвідношення сторін подібних трикутників утворених вертикально й стійкою гальма

$$\frac{k_1 \cdot h_M}{2\varepsilon} = \frac{l}{l_1})$$

$$\varepsilon = k_1 h_M l_1 / (2 l),$$

де h_M - хід якоря електромагніту;

k_1 - коефіцієнт можливого використання ходу якоря.

7.2.4 Розрахунки гальма з електрогідравлічним приводом.

При заданому гальмовому моменті MT необхідну силу замикаючої пружини визначають із умови рівноваги елементів важільної системи гальма. Горизонтальну силу замикавання P , прикладену до верхнього шарніра гальмових важелів, визначають по тій же залежності, що й для гальма із приводом від електромагніту.

З умови рівноваги верхнього важеля, що з'єднує правий важіль із замикаючою пружиною й зі штоком штовхача, визначають необхідну силу стиску пружини P_n :

$$P a = P_n c,$$

$$P_n = P a / c,$$

$$P_n = MT l_1 a / (f D l c \eta),$$

де $P = MT l_1 / (f D l \eta)$ - горизонтальна сила замикавання, прикладена до верхнього шарніра гальмових важелів.

При визначенні величини P_n не враховані вага рухливих елементів штовхача (поршня й штока) і власна вага верхнього важеля, оскільки їх вплив на величину P_n незначно. При розмиканні гальма сила штовхача P_T долає силу стиску пружини P_n ; при цьому $P_T = P_n c / e$ (з рівняння $P_T e = P_n c$).

Необхідний хід штока штовхача ht розраховують на основі рівності величин: роботи, чиненої силою штовхача P_T на розмірі його ходу ht , і роботи двох робочих сил гальма N (сили натискання колодки на шків) на розмірі ходу ε робочого елемента по рівнянню

$$2 N \varepsilon / \eta = P_T ht k_1.$$

ht - повний хід штока, зазначений у паспорті; розмір h - настановний робітник хід штока.

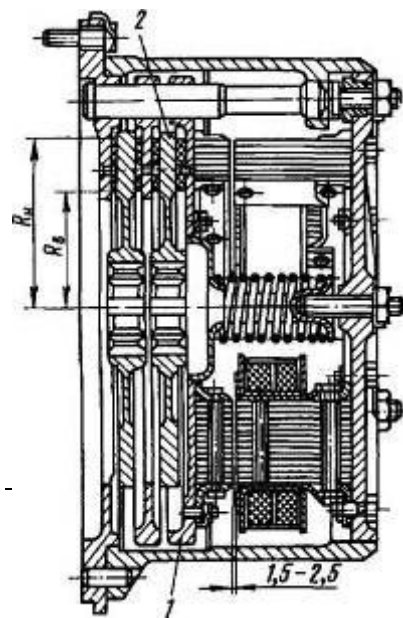
Твердість важільної системи необхідно перевіряти розрахунками. Сумарна деформація важільної системи незалежно від виду привода не повинна бути більш 10 % нормального ходу штока.

Розрахунки гальмових важелів на міцність ведуть по згинальному моменту M від сили P у небезпечному перерізі важеля:

$$\sigma = k_D M / W < [\sigma] = 0,6 \sigma_T,$$

де W - момент опору вигину, що розраховується перетину важеля;

k_D - динамічний коефіцієнт, що враховує характер зміни прикладеної сили при замиканні гальма залежно від типу привода колодкового гальма.



7.2.5 Гальма з осьовим натисканням

7.2.5.1 Дисківі гальма.

У цих гальмах необхідний момент тертя створюється притисненням нерухливих дисків 1 до обертових разом з гальмовим валом дисків 2. Замикаючою силою можуть бути

сила пружини, вага вантажу або зусилля людини, передані за допомогою важільної, гідравлічної або пневматичної систем. Як дискові, так і конічні гальма можуть працювати як без змащення на тертьових поверхнях, так і зі змазаними поверхнями й у масляній ванні. В останньому випадку гальмо звичайно змазується тим же маслом, що й зубчасті передачі.

Перевагою дискових гальм є можливість за рахунок збільшення числа дисків розбудувати більші гальмові моменти при відносно малих габаритах; можливість забезпечення захисту гальм від впливу навколишнього середовища аж до повної герметизації; відсутність радіально діючих на вал сил, а осьові сили можуть бути замкнені усередині гальма й не сприймаються валом і підшипниками машини; більш рівномірне зношування фрикційного матеріалу. Ці гальма застосовують там, де необхідні особливо компактні конструкції.

До недоліків дискових гальм слід віднести складність відводу теплоти з поверхні тертя.

Внутрішній радіус дискового гальма RB вибирають мінімально припустимим з конструктивних міркувань. Зовнішній радіус RH при роботі гальма в масляній ванні звичайно ухвалюють із умов гарного змазування дисків; при цьому $RH = (1,25 \dots 2,5)RB$, а різниця радіусів $RH - RB < 6$ див. Середній радіус поверхні тертя, обумовлений з умови, що робота тертя (тобто добуток тиску на лінійну швидкість розглянутої крапки) для всіх крапок однакова, $R_{cp} = (R_H + RB)/2$.

Осьова сила N , необхідна для створення гальмового моменту M_T ,

$$N = M_T / (mfR_{cp}),$$

де m - число пар поверхонь тертя; f - коефіцієнт тертя.

Середній тиск на тертьових поверхнях

$$p = \frac{N}{\pi(R_H^2 - R_B^2)} \leq [p],$$

де $[p]$ ~ тиск, що допускається.

8. Елементи вантажопідійомних машин. Ходові колеса й рейки.

8.1 Класифікація ходових коліс

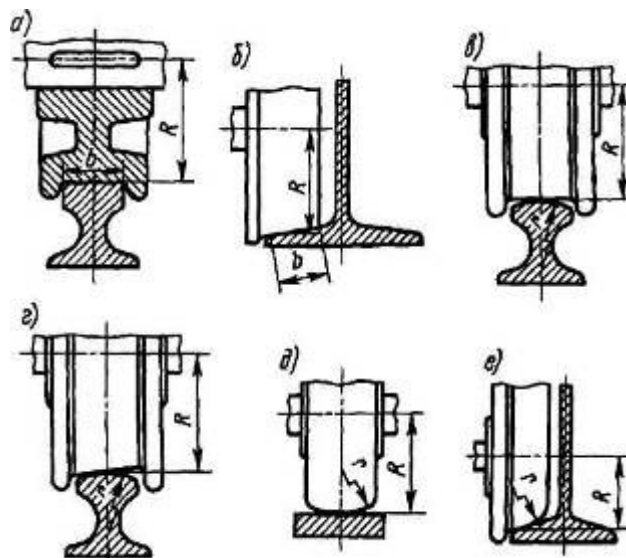
Класифікація кранових ходових коліс:

по конструкції- двухребордные, однорребордные й безребордные;

за формою поверхні — на циліндричні ($a, б$), конічні ($в$) і бочкообразные ($г$).

Залежно від типу поверхні катання колеса й рейки розрізняють лінійний ($a, б$) і крапковий ($в - е$) контакти. У циліндричного колеса радіусом R , що котиться по рейці, що має радіус головки r , або в колеса з округленою поверхнею катання, що котиться по плоскій рейці, майданчик контакту являє собою еліпс, більша вісь якого орієнтована уздовж рейки, якщо $R > r$, або поперек рейки, якщо $R < r$.

Види контакту ходового колеса з рейкою



Ходові колеса вантажопідійомних кранів і машин і їх вантажних візків, в основному, повинні бути двухребордними.

Одноробордні ходові колеса можуть застосовуватися в таких випадках:

- якщо ширина наземного шляху вантажопідйомних кранів не перевищує 4 м і обидві нитки шляху лежать на одному рівні;
- якщо наземні вантажопідйомні крани пересуваються кожною стороною двома рейками за умови, що розташування реборд коліс на одній рейці протилежно розташуванню реборд на іншій рейці;
- в опорних і підвісних візках кранів мостового типу;
- у підвісних візках і талях, що пересуваються по однорейковому шляхові;
- у вантажних візках баштових кранів.

Ходові колеса баштових кранів на рейковому ході повинні бути двухребордними незалежно від ширини шляху.

Застосування безребордних ходових коліс допускається при наявності пристроїв, що виключають сходження коліс із рейок.

В одноробордних колесах опорних вантажопідйомних кранів і опорних вантажних візків ширина обода за винятком реборди повинна перевищувати ширину головки рейки не менш чому на 30 мм.

Ходові колеса механізмів пересування вантажопідйомних кранів і машин і їх вантажних візків можуть виконуватися кованими, качаними, штампованими або литими.

Ходові колеса виготовляються зі сталі. Допускається застосовувати ходові колеса, виготовлені з високоміцного чавуну з кулястим графітом.

Ходові колеса виготовляють такими способами: литтям зі сталі 40Л і 55Л, прокаткою на колесопрокатних станах зі сталі 35, 50, 65Г, 50Г2, 38ХГН і складанням (більших діаметрів); маточина відливається з низьковуглецевої сталі, бандаж виготовляється прокаткою з якісної сталі й надівається з натягом у гарячому стані.

Ковані, штамповані й качані колеса, а також геометричні розміри литих коліс повинні відповідати вимогам ДСТ 28648.

При роботі кранів і візків їх ходові колеса навантажені вагою крана й вантажу, силами інерції маси вантажу й крана, вітровими навантаженнями й силами, що виникають при перекосі крана. Ці навантаження діють у радіальному, окружному й поперечному напрямках і викликають контактні напруги й пластичні деформації, усталосні руйнування, зношування коліс і рейок. Значення навантаження на колесо в процесі роботи може змінюватися в досить широких межах, тому крім розрахунків на зминання при максимальному навантаженні для інтенсивно працюючих кранів ходові колеса треба розраховувати на довговічність при дії постійного навантаження, еквівалентної по заданому терміну служби реальному змінному навантаженню.

8.2 Розрахунки ходових коліс

Розрахунки ходових коліс проводять по рекомендаціях ОСТ 24.099.44-82. При крапковому контакті напруги зминання (МПа)

$$\sigma = 7500kk_f \sqrt[3]{\frac{k_d F}{D^2}} \leq [\sigma_N].$$

При лінійному контакті

$$\sigma = 340kk_f \sqrt{\frac{k_d k_H F}{bD}} \leq [\sigma_N].$$

де k - коефіцієнт, що залежить від відношення радіуса закруглення головки рейки r до діаметра поверхні кочення колеса $D = 2R$ (мал.8.1), прийнятий по наступних рекомендаціях:

Значення r/D	Значення k	Значення r/D	Значення k
0.3	0.176	1.0	0.119
0.4	0.157	1.1	0.117
0.5	0.143	1.2	0.113
0.6	0.137	1.3	0.111
0.7	0.133	1.4	0.108
0.8	0.127	1.5	0.107
0.9	0.123	1.6	0.105

k_f - коефіцієнт, що враховує вплив тангенціального навантаження (сили тертя) на напругу в контакті, прийнятий залежно від умов роботи крана й швидкості його пересування: у закритих приміщеннях при $v < 2$ м/с значення $k_f = 1,05$; при $v \geq 2$ м/с, $k_f = 1,07$; на відкритих майданчиках $k_f = 1,07$;

k_d - коефіцієнт динамічності пари колесо - рейка, $k_d = 1 + av$, v - номінальна швидкість пересування, м/с; a - коефіцієнт, що залежить від твердості кранового шляху с/м; для рейок на шпалах на баласті $a = 0,1$; для рейок на металевих балках $a = 0,15$; для рейки на залізобетонних балках $a = 0,20$; для рейок на масивних фундаментах $a = 0,25$;

D - діаметр поверхні катання ходового колеса, див;

b - робоча ширина головки рейки без обліку закруглень, див;

kh - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по ширині рейки, що залежить від перекосу колеса щодо рейки, обумовленого станом підкранової колії, погрішностями в установці коліс і т.п. Його середнє значення ухвалюють $kh = 2$; при обпиранні кранів на балансірні візки $kh = 1,5$;

F - максимальне статичне навантаження на ходове колесо, кН;

$[b_N]$ -, що допускається напруга при наведеному числі обертів N за термін служби

$$[\sigma_N] = [\sigma_0] \sqrt[3]{10^4/N};$$

$[b_0]$ - напруга, що допускається, для кутих і штампованих коліс при $N \leq 104$.

Для збільшення довговічності ходових коліс і котків слід проводити термообробку поверхні катання, із глибиною загартованого шару не менш наведених у наступних рекомендаціях:

Діаметр поверхні катання, мм Глибина загартованого шару, мм

Від 200 до 250	10
"320 "560	20
" 630 " 900	30
1000	40

Найбільш висока якість характерна для коліс зі сталі 65Г с сорбитной мікроструктурою загартованого шару. Колеса виготовляють штампуванням із прокаткою бігової доріжки.

Розрахункові терміни служби ребордних ходових коліс можна забезпечити тільки в тому випадку, якщо перекис ходових коліс у горизонтальній площині не більше 0,005. При перекосі, що перевищує це значення, колеса швидко виходять із ладу в результаті зношування реборд.

Наведене число обертів колеса за термін служби

$$N = \theta N_c,$$

де N_c - повне число обертів колеса за термін служби;

$$N_c = 36 \cdot 10^4 \frac{v_c}{\pi \cdot D} T_{маш},$$

v_c - усереднена швидкість пересування колеса, м/с;

$$v_c = \beta v$$

де β - коефіцієнт, що залежить від відношення часу несталого руху th (сумарний час розгону й гальмування) до повного часу пересування t .

$T_{маш}$ - машинний час роботи колеса (у годиннику) за строк його служби. Для ходових коліс орієнтовний термін служби встановлюють залежно від групи режиму роботи механізму:

Група режиму роботи	1М-2М	3М-4М	5М-6М
Термін служби, років	12	8	5-4

θ - коефіцієнт наведеного числа обертів

$$\theta = \frac{N_1}{N_c} \left(\frac{F_1}{F} \right)^3 + \frac{N_2}{N_c} \left(\frac{F_2}{F} \right)^3 + \dots + \frac{N_i}{N_c} \left(\frac{F_i}{F} \right)^3,$$

де N_1, N_2, \dots, N_i - число обертів колеса під навантаженням F_1, F_2, \dots, F_i відповідно.

$$N_1 = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} h_1$$

де h_1 - число годин пересування крана зі швидкістю v , м/хв.

8.3 Визначення максимального навантаження на ходове колесо мостового крана

Максимальне статичне навантаження F_c на ходове колесо визначають для найгірших умов роботи крана з номінальним вантажем, коли положення візка мостового крана або стріли таке, що на ходовому колесі виникає максимальне значення навантаження, наприклад, як показано на мал.8.2, для мостового крана вагомий G_M з візком вагою G_T з вантажем вагою G_{gp} , розташованій в розглянутій опорі.

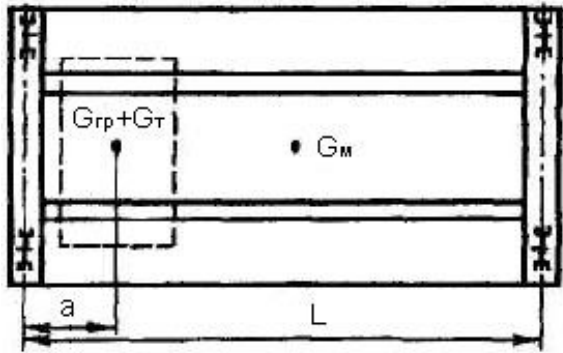


Схема до визначення максимального навантаження на ходове колесо мостового крана

У цьому випадку максимальне навантаження на кінцеву балку, обумовлена з деяким спрощенням, без обліку впливу твердості

мосту визначають із рівняння моментів:

$$R_{max} L = G_M L/2 + (G_{gp} + G_T) (L-a),$$

$$R_{max} = \frac{G_M}{2} + (G_{gp} + G_T) \frac{L-a}{L}.$$

Якщо число ходових коліс на кінцевій балці рівно z , навантаження на ходове колесо $F_c = R_{max} / z$.

8.4 Подтележечний і підкранова рейка

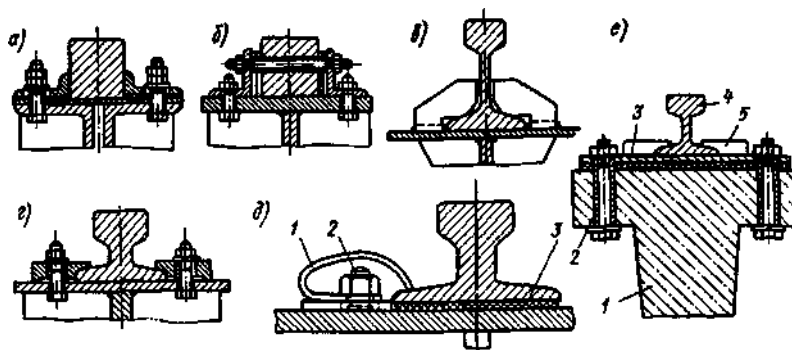
У якості подтележечних і підкранових рейок застосовують:

сталь прокатну смугову за ДСТ 103-57 марки Ст6сп за ДСТ 380-71 і сталь гарячекатану квадратну за ДСТ 2591-71 марки Ст6сп за ДСТ 380-71;

рейки залізничні вузької й широкої колії;

рейки кранові КР спеціального профілю за ДСТ 4121 - 76.

Розмір прийнятого типу рейкового шляху вибирають по ходових колесах з перевіркою на забезпечення зазору між ребрами ходового колеса й головкою рейки для кранових коліс- 30 мм, для коліс візків- 15...30 мм. Для коробчатих балок кранових мостів з рейкою між стінками в якості подтележечних рейок використовують, як правило, залізничні рейки типів Р43 і Р50, тому що вони в порівнянні з відповідними смугами й квадратами мають більші моменти інерції й опору. Це дає можливість установлювати діафрагми балок, що служать опорами для рейки, з більшим кроком. Для балок з рейкою над стінкою ці міркування не мають значення, і в цих випадках іноді встановлюють смуги й квадрати, хоча їх зношування набагато інтенсивніше, чим рейок. Під рейку підкладають резинову прокладку 3 товщиною 5...6 мм, що зм'якшує удари при пересуванні крана, що й зменшує зношування прилягаючих поверхонь рейки й балки. При прикріпленні рейки безпосередньо до залізобетонної балки (е) на балку 1 послідовно укладають пружну прокладку 2 із прогумованої тканини, потім металеву пластину 3 із закріпленням на ній за допомогою притисків 5 рейкою 4.



Кріплення рейки до металевим підкрановим балкам:

a - болтові із привареними куточками; *б* - болтові з куточками; *в* - із привареними скобами; *г* - болтові з накладками; *д* - із пружинними скобами; *е* - кріплення до залізобетонної підкранової балки

9. Привод вантажопідйомних машин.

Залежно від типу, призначення й характеру роботи механізму він може мати машинний або ручний привод. Машинний привод має наступні різновиди: електричний, від двигуна внутрішнього згоряння, гідравлічний і пневматичний; крім того, у ряді машин знаходиться застосування комбінований привод, наприклад дизель-електричний, електрогідравлічний або електропневматичний.

У вантажопідйомних машинах в основному застосовують *електричний привод*, що має наступні переваги: можливість установки самостійного двигуна в кожному механізмі вантажопідйомної машини; економічність; можливість регулювання швидкості в значних межах; простота й надійність роботи різних запобіжних пристроїв; можливість роботи зі значними короточасними перевантаженнями.

Широке застосування в пересувних кранах на різні шасі має *привод від двигунів внутрішнього згоряння*. Застосовують карбюраторні й дизельні двигуни, що працюють на рідкому й газоподібному паливі. Переваги: незалежність від джерел електроживлення; високий КПД, економічність, можливість регулювання швидкості механізму.

До недоліків цього виду привода відносять: неможливість пуску двигуна під навантаженням, що змушує встановлювати фрикційні муфти, що відключають двигун від механізму при пуску; необхідність застосування двигунів із завищеною потужністю для подолання пускових моментів; неможливість реверсування двигуна. Звичайно всі механізми вантажопідйомної машини обслуговуються одним двигуном внутрішнього згоряння через систему зубчастих передач і муфт, причому привод кожного механізму повинен мати пристрою для реверсування.

Гідравлічний привід (гідропривід) вантажопідйомних машин складається з електродвигуна або двигуна внутрішнього згоряння, що приводить у дію насос, що подає робочу рідину в робочий гідроциліндр через систему трубопроводів і клапанів керування. Гідності- компактний, забезпечує широкий діапазон безступінчастого регулювання швидкості; плавний рух, що зменшує динамічні навантаження; простота пристроїв, що запобігають перевантаженням.

Недоліками гідроприводу є: відносно низьке значення ККД (0,7...0,8); знижена економічність при роботі з вантажами, маса яких менше розрахункової (тому що витрата рідини не залежить від маси вантажу); складність подачі робочої рідини до привода пересувної установки; неможливість використання масла в інтервалі температур від - 40 до + 40°C або необхідність застосування дорогих морозотривких рідин; необхідність зміни масла при переході від негативної температури до позитивної; більші гідравлічні опори трубопроводів; немінучі витоки рідини з гідросистеми, що становлять 2...5 %, які слід компенсувати гідронасосом навіть при непрацюючому механізмі; необхідність ретельного спостереження за станом герметизуючих ущільнень; ресурс гідроприводу значно нижче ресурсу електропривода; відносно висока вартість гідроустаткування.

Пневматичний привід (пнеumoпривод) по основних принципах конструювання аналогічний гідравлічному приводу. Робочим тілом у цих системах є повітря, стислий під тиском 0, 4...1, 0 МПа. Повітря звичайно подають від компресорних установок або від повітряних магістралей підприємства за допомогою гнучких шлангів. Перевагами пневматичного привода є: плавність роботи, можливість безступінчастого регулювання швидкості до 1:20, простота конструкції, зручність керування, простота обслуговування й ремонту, можливість роботи з великою частотою включень, наявність пристосувань, що усувають перевантаження. Завдяки малій в'язкості повітря в пневмоприводах допускають більші (перевищуючі 10 м/с) швидкості його руху в пневмолініях.

До недоліків пневматичного привода слід віднести обмежений радіус дії пересувних установок внаслідок наявності живильного повітропроводного шланга; зниження ККД установки при роботі з вантажами малої маси; велика витрата повітря через немінучі витоки; при низькій температурі стійкість роботи пневмопривода знижується внаслідок

обмерзання клапанів; незадовільне позиціонування робочого елемента у випадку відсутності спеціальних фіксуючих пристроїв; відсутність плавного руху при змінних навантаженнях, що визначається високою стискальністю повітря; підвищений рівень шуму при роботі.

Комбінований привод – *дизель-електричний привод*, у якому двигун внутрішнього згоряння з'єднаний з електрогенератором, що харчують двигуни різних механізмів кранів. Застосування дизель-електричного привода дозволяє перевага електропривода й привода від двигунів внутрішнього згоряння. Недоліками дизель-електричного привода є: громіздкість, складність, висока вартість установки й експлуатації привода й відносно низький КПД установки.

9.1 Ручний привод

Для механізмів малої вантажопідйомності, що працюють із малими швидкостями руху в ненапруженому режимі, а також для механізмів допоміжного призначення застосовують ручний привод. Вручну приводяться механізми підйому, пересування й повороту. Розрахунки всіх механізмів ведуть за єдиною методикою.

Механізм підйому (а) складається з барабана діаметром $D_{бар}$, на який намотують канат з підвішеним до нього вантажем вагою G_p , редуктора із загальним передаточним числом, рівним $i_0 = u_1 u_2$, і приводного елемента - рукоятки довгої l або тягового колеса такого ж радіуса, до яких прикладається сила робочого F . На валу з однієї рукояткою можуть одночасно працювати один або дві люди; на валу із двома рукоятками - два або чотири; на ланцюзі тягового колеса - не більш трьох людей.

Робочий момент

$$M_p = \varphi m F l,$$

де m - число робітників;

φ - коефіцієнт, що враховує неодноразовість додатка сили при спільній роботі кількох людей (для двох робітників $\varphi = 0,8$; для трьох - $\varphi = 0,75$ і для чотирьох - $\varphi = 0,7$).

Момент опору на валу барабана від ваги вантажу

$$M_c = S D_{бар} / 2,$$

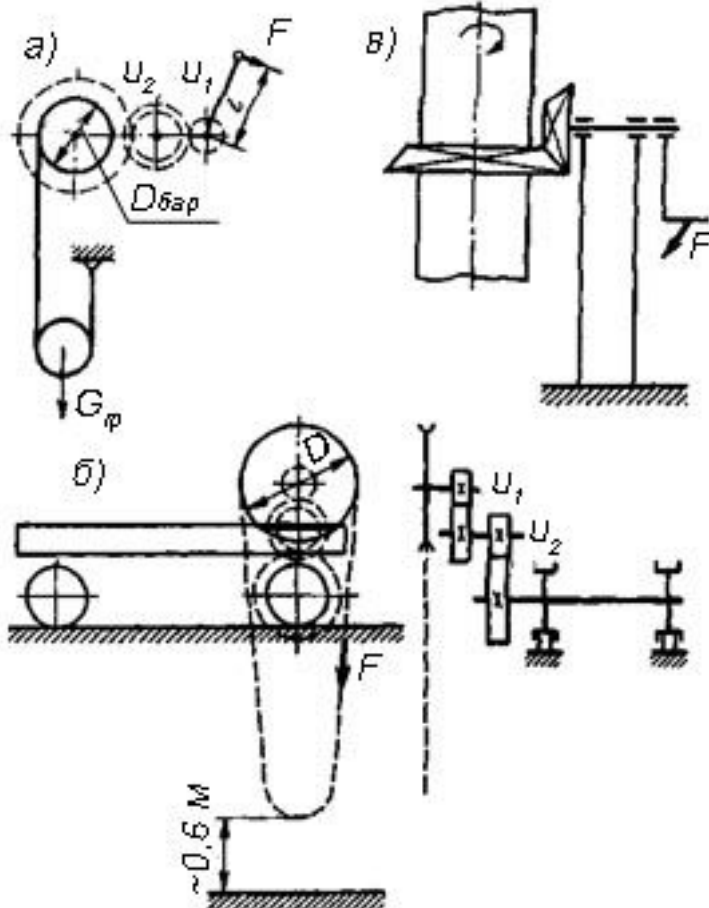
де S - сила натягу тягового елемента на барабані.

При розрахунках привода механізму пересування момент опору на валу ходових коліс

$$M_c = W D_{х.к} / 2,$$

де W - сила опору пересуванню;

$D_{х.к}$ - діаметр ходового колеса.



Для механізму повороту

$$M_c = \sum M_{ci},$$

де M_{ci} - моменти опору від вертикальних і горизонтальних реакцій в опорах щодо осі обертання поворотної частини крана.

Необхідне передаточне число механізму між вхідним (приводним) і вихідним валами лебідки

$$i_0 = M_c / (M_p \eta),$$

де η - КПД передачі.

Інерційними навантаженнями при розрахунках ручного привода звичайно зневажають. При розрахунках слід урахувувати, що залежно від тривалості роботи сила F , що розбудовується робітником, і швидкість руху його руки змінюються. Сила робочого, що прикладається безпосередньо до візка

для її пересування (штовхання), ухвалюється рівної 80, 120 і 200 Н при відповідній тривалості роботи 15, 10 і 5 хв. Найбільша можлива сила при рушанні з місця не перевищує 500 Н. Сила рабочего на важелі керування при рідкій роботі не повинна перевищувати 400 Н.

Схеми механізмів з ручним приводом:

a– механізм підйому;

б– механізм пересування;

в– механізм повороту.

Плече (радіус) обертання рукояток *l* повинне бути не більш 400 мм. Вісь обертання рукоятки розташовують звичайно на висоті 900... 100 мм від рівня підлоги. Якщо приводний вал розташований на висоті, що виключає застосування рукоятки, використовують тягові колеса, що приводяться в обертання нескінченним ланцюгом такої довжини, що нижня частина її батоги перебуває на висоті приблизно 0, 6 м від поверхні, на якій коштує робітник, керуючий машиною (*б*). Для цього звичайно використовують зварений ланцюг, виготовлену із прутка діаметром 5...6мм. Діаметр *D* тягового колеса звичайно становить 300... 1000 мм.

Ручка рукоятки має довжину 300... 350 мм якщо колесо обертає один робітник, і 400... 500 мм - при спільній роботі двох робітників. Дві рукоятки на одному валу розташовують під кутом 120 або 90° одна щодо іншої.

При перевірці елементів ручного керування на міцність розрахунки ведуть на можливий випадковий додаток сили, рівної ваги робітника, прийнятої при розрахунках 800 Н. При ручному механізмі з тяговим ланцюгом розрахункову силу ухвалюють рівної 1200 Н.

Швидкість підйому вантажу вагою G_{zp} у механізмі підйому з ручним приводом визначають із умови рівності робіт:

$$v_{zp} = m F v_p \eta \varphi / G_{zp},$$

де v_p - швидкість руху руки робітника.

Час підйому вантажу на висоту *h* визначають із рівняння рівномірного руху:

$$t = h / v_{zp} = h G_{zp} / (m F v_p \eta \varphi).$$

Аналогічно швидкість пересування візка або крана з ручним приводом механізму

$$V_{nep} = m F v_p \varphi \eta / Wc,$$

кутова швидкість механізму повороту

$$\omega = m F v_p \varphi \eta / (\sum M_{ci}).$$

9.2 Електричний привод

Електричний привод складається з електродвигуна, апаратури керування й механічної передачі від двигуна до робочого органа машини.

У підйомно-транспортних машинах застосовують спеціальні кранові й металургійні двигуни постійного струму серії Д и двигуни загальнопромислового типу серії 2П, кранові й металургійні асинхронні двигуни змінного струму з фазним ротором серії МТФ і МТН, а також кранові й металургійні двигуни з короткозамкненим ротором серії МТКФ і МТКН.

Символами F і H позначені класи ізоляції, використовуваної в цих двигунах. Так, ізоляція класу F, що допускає температуру нагрівання до 155°С, являє собою матеріал на основі слюди, скловолокна й асбоцементу в комбінації із синтетичним матеріалом. Ізоляція класу H допускає температуру нагрівання до 180° і являє собою той же матеріал, але в комбінації із кремнійорганічними складами.

У приводах малої потужності застосовують асинхронні двигуни єдиної серії 4А с короткозамкненим ротором. Так, для привода електроталей, кран-балок і підйомників, а також для привода механізмів пересування широко використовують асинхронні електродвигуни 4 А-ІЗ із короткозамкненим ротором і з підвищеним ковзанням і двигуни 4АР з підвищеним пусковим моментом.

Двигуни постійного струму.

Переваги- здатні створювати більший пусковий момент, дозволяють здійснювати регулювання частоти обертання в широких межах і можуть використовуватися з більшою частотою включень, чому двигуни змінного струму. При опусканні, енергія піднятого вантажу вертається в мережу (рекуперація енергії).

Недоліки- потрібні спеціальні перетворювачі змінного струму в постійний, при цьому суттєво зростають вартість і експлуатаційні витрати.

9.3 Гідравлічний привід

У цей час гідравлічний привід (гідропривід) знаходить усе більш широке застосування в механізмах вантажопідіймних машин завдяки ряду переваг:

більша перевантажувальна здатність по потужності й по моменту;

можливість передавати більші моменти й потужності при малих розмірах і масі гідропередачі;

можливість реверсування й частих перемикань швидкості руху;

можливість дистанційного керування роботою машини, регулювання й автоматизація робочого процесу за допомогою щодо простих засобів;

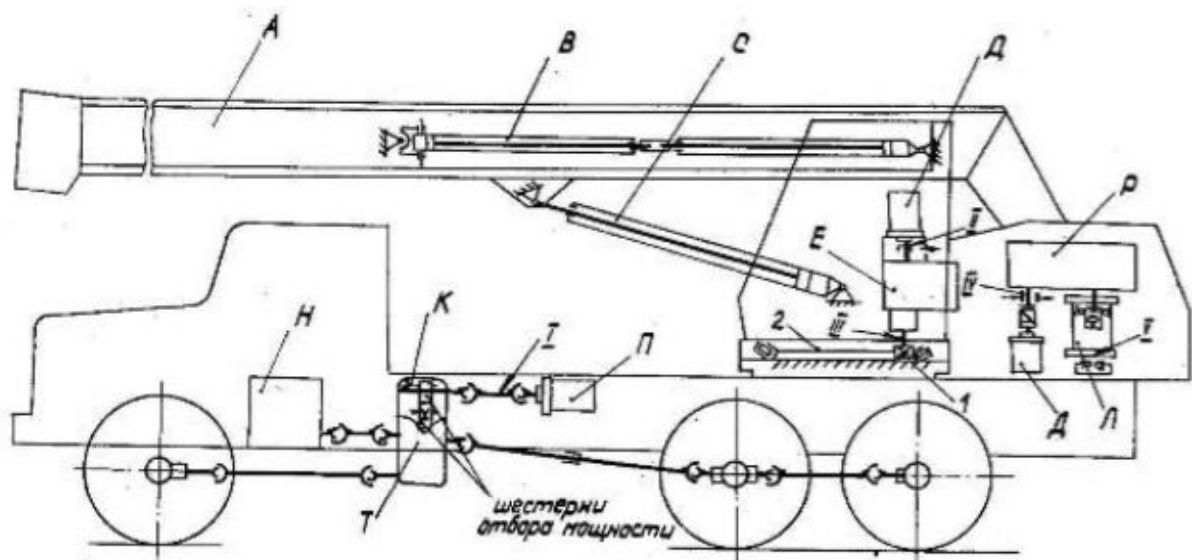
малий момент інерції елементів механізму, які обертаються з більшими прискореннями;

усталена робота при будь-яких швидкісних режимах;

застосування найбільш надійних і дешевих електродвигунів з короткозамкненим ротором (гідрофіцированые механізми кранів можуть працювати при постійно включеному й обертовому з постійною частотою електродвигуні);

висока зносостійкість елементів привода.

Гідравлічний привід установлюють на стрілових самохідних кранах на безрейковому й залізничному ході, а в окремих випадках- на плавучих, порталних, суднових і мостових кранах.



А- висувна секція стріли; В- гідроциліндр висування; З- гідроциліндр підйому стріли; Д- гідромотор; Е- механізм повороту; Р- редуктор;

Л- лебідка вантажна; П- насос; ДО- коробка відбору потужності;

Т- розподільна коробка; Н- коробка передач автомобіля.

Схема кінематична крана на шасі Краз-260

Гідравлічний привід має приводний двигун, насос, що подає робочу рідину в гідродвигун, виконавчий механізм і систему трубопроводів і клапанів керування.

Тиск рідини в приводах сучасних вантажопідіймних машин досягає 25 Мпа. Збільшення тиску сприяє зменшенню габаритів передачі й втрат на тертя, але одночасно підвищує вимоги до надійності герметизующих ущільнень.

Для кранів з гідроприводом повинні бути забезпечені автоматичний останов і фіксація механізмів (повороту вантажний і стрілової лебідок, підйому стріли й виносних опор, висування секцій стріли) при розриві трубопроводів або падіння тиску в гідросистемі.

Гідродвигуни, що перетворюють енергію потоку рідини в механічну енергію, і насоси підрозділяють на *роторні й неротаційні (силові циліндри)*, які значно простіше конструктивно, більш дешеві й надійні в роботі, чому роторні гідродвигуни.

Низкомоментные двигуни– роторні гідродвигуни, що розбудовують на вихідному валу, що обертається з високою частотою обертання, низький крутний момент

Високомоментні двигуни– розвиваючі на вихідному валу високий крутний момент при малій частоті обертання вала. Дозволяють приводити механізм у рух безпосередньо від вала гідродвигуна без використання редукторів або з редуктором, що мають невелике передатне відношення.

Низкомоментные гідродвигуни мають у кілька раз більшу глибину регулювання частоти обертання ротора, чому високомоментні.

Плавне, безступінчасте регулювання частоти обертання вала гідродвигуна досягається шляхом измененія витрати рідини, зміни робочого обсягу двигуна й дроселювання. У механізмах підйому застосування гідроприводу забезпечує плавне регулювання швидкості підйому й спуска в діапазоні: при застосуванні гідродвигунів лопатевого типу - в 15 раз, гідродвигунів поршневого типу - в 25 раз.

Істотною відмінністю гідравлічного є відсутність твердого зв'язку між приводним двигуном і робочим органом механізму. Це охороняє привод і робочий орган від перевантажень, але в той же час неминуче виникають витоку робочої рідини, що зменшують частоту обертання вала гідродвигуна або швидкість переміщення поршня гідроциліндра. У результаті неможливо зупинити вал гідродвигуна шляхом гальмування приводного електродвигуна, якщо на нього діє статичне навантаження.

У роторних гідродвигунах поршневого типу витоку, що викликають переміщення вантажу, становлять 2...3%, а в лопатевих двигунах вони можуть навіть перевищувати 10 %. Тому якщо опускання вантажу зі швидкістю, що становить 2...10% номінальної, неприпустимо, те для втримання піднятого вантажу слід установити гальмо на валу барабана. У механізмах пересування й повороту немає статичного навантаження й немає необхідності в установці гальма, а повну зупинку механізму можна виконати, зупиняючи ведучий вал гідросистемою.

10. Механізми вантажопідйомних машин. Механізм підйому вантажу.

10.1 Кінематична схема механізму підйому вантажу.

Основні кінематичні схеми *механізмів підйому (лебідок) крюкових кранів* :

а– двигун з'єднаний з редуктором зубчастими муфтами й проміжним валом, редуктор з барабаном- зубчастою муфтою;

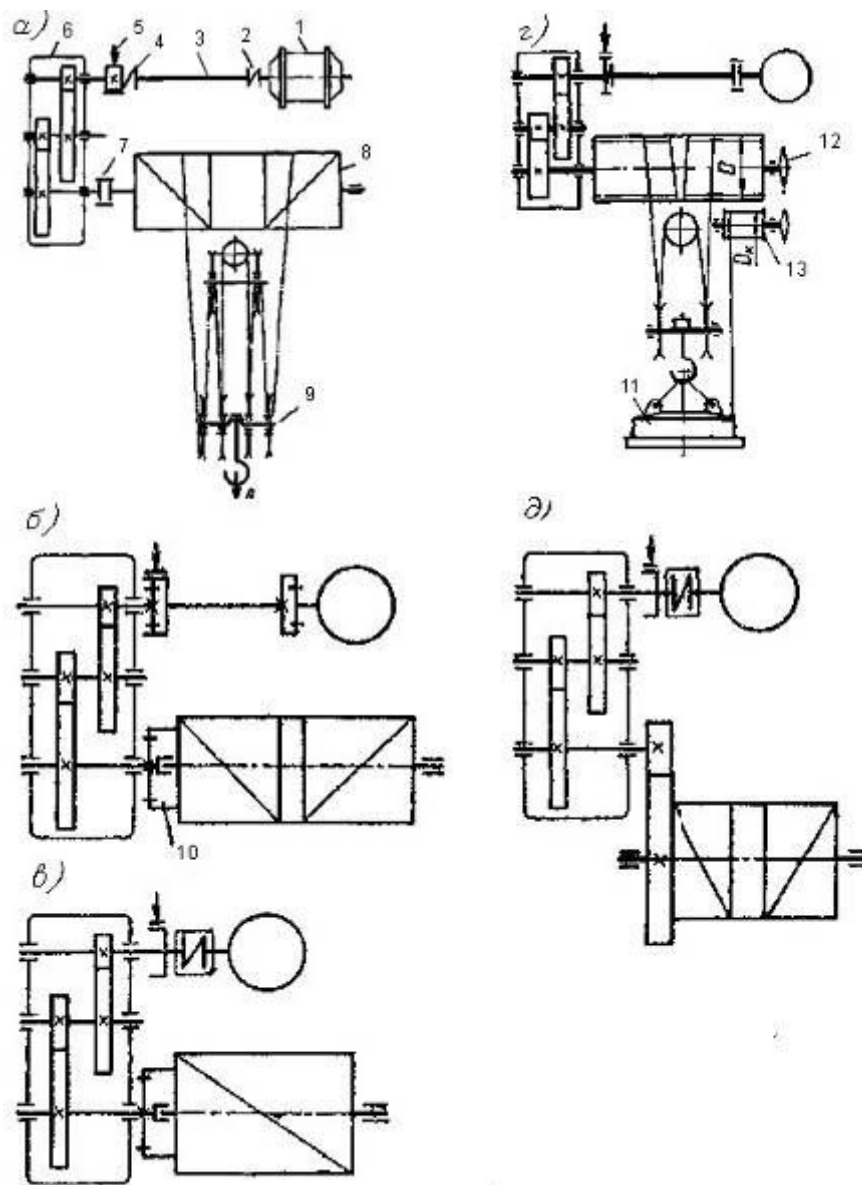
б– двигун з'єднаний з редуктором зубчастими муфтами й проміжним валом, редуктор з барабаном– зубчастим вінцем вихідного вала редуктора;

в– двигун з'єднаний з редуктором пружною або зубчастою муфтою, редуктор з барабаном– зубчастим вінцем вихідного вала редуктора;

г– двигун з'єднаний з редуктором зубчастими муфтами й проміжним валом, редуктор з барабаном– мають загальний вал;

д– двигун з'єднаний з редуктором пружною або зубчастою муфтою, редуктор з барабаном– через відкриту зубчасту передачу.

Механізми підйому вантажу складаються з електродвигуна *1*, сполучної пружної або зубчастої муфти *2, 4, 7 і 10*, проміжного вала *3*, гальмового пристрою *5*, зубчастого циліндричного або черв'ячного редуктора *6* і барабана *8*, на якому закріплений гнучкий вантажний елемент із вантажозахватним пристроєм *9*. При використанні начіпного вантажозахватного пристрою *11*, наприклад електромагніту, механізм обладнається ланцюговою передачею *12* і кабельним барабаном *13*.



1– електродвигун, 2, 4, 7 і 10– сполучна пружна або зубчаста муфта, 3– проміжний вал, 5– гальмовий пристрій, 6– зубчастий циліндричний або черв'ячний редуктор, 8– барабан, 9– вантажозахватний пристрій, 11– начіпний вантажозахватний пристрій, 12– ланцюгова передача, 13– кабельний барабан.

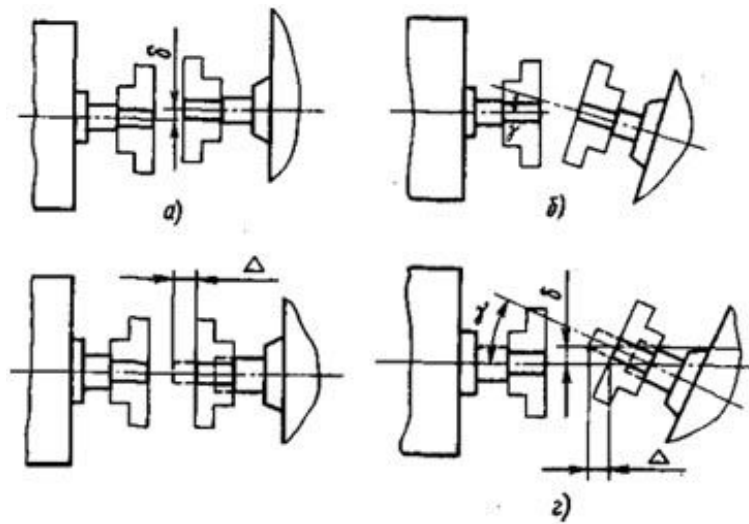
Схеми механізму підйому вантажу з електричним приводом

10.2 З'єднання валів елементів механізму.

Для з'єднання валів електродвигунів зі швидкохідними валами редукторів і їх тихохідних валів з барабанами використовують різні муфти. У таких з'єднаннях муфти повинні забезпечити не тільки передачу заданого крутного моменту, але й мати можливість компенсувати різного роду зсуву геометричних осей, що з'єднуються валів.

Осьові Δ і радіальні δ зсуву валів, а також їх кутовий перекис γ виникають:

- у результаті пружних деформацій деталей під навантаженням;
- у результаті неточностей виготовлення й складання вузлів.



Осьове- Δ , радіальне- δ зсув валів, і їх кутовий перекид- γ

10.2.1 З'єднання валів зубчастими муфтами.

Для з'єднання валів механізмів, що передають основні навантаження й стосовних до груп режиму роботи М7, М8 по ІСО 4301/1 (5М, 6М за ДСТ 25835–83), рекомендується на бруківок і козлових кранах *застосовувати зубчасті муфти* за ДСТ 5006-83.

Муфти з рознімною обоймою (тип 1), що застосовуються для безпосереднього (без проміжного вала) з'єднання валів, складаються із двох зубчастих втулок і двох з'єднаних болтами зубчастих обойм (а).

Зубчасту муфту типу 2 (б), що полягає із зубчастої втулки, зубчастої обойми й фланця, слід застосовувати тільки в з'єднаннях із проміжним валом, що не мають опор, причому фланці муфт потрібно насаживати на вали двигунів, редукторів, коліс і т.д. як більш масивні, а зубчасті втулки на проміжний вал. Застосування зубчастої напівмуфти типу 2 для безпосереднього з'єднання валів (наприклад, вала двигуна зі швидкохідним валом редуктора) приведе до неможливості компенсації радіальних зсувів валів.

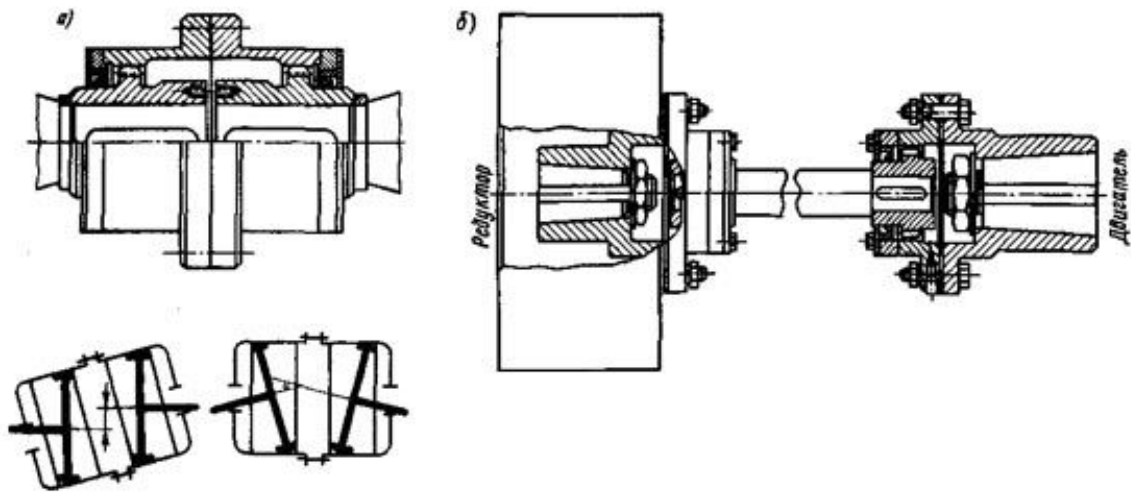
Застосування в з'єднаннях проміжного вала обумовлює:

- поліпшення рівномірності розподілу навантаження на колеса візка крана мостового типу від ваги вантажу і її власної ваги;
- застосування більш простих і, відповідно, більш надійних і дешевих муфт;
- компенсацію більших радіальних зсувів валів.

Зубчасті муфти мають високу навантажувальну здатність, їх можна використовувати в широкому діапазоні кутових швидкостей і переданих моментів. Параметри зубчастих муфт загального призначення для передачі обертаючого моменту від 1000 до 60 000 Нм визначає ДСТ 5006-83.

Для муфт типу I максимально припустимий у процесі експлуатації перекид осей втулок муфт щодо обойми при нульовому радіальному зсуві осей — $1^{\circ}30'$, максимальний радіальний паралельний зсув осей– $0.026 A$, де A – відстань між серединами зубчастих вінців.

Втулки й обойми, а також фланцеві напівмуфти слід виготовляти кутими зі сталей не нижче марок 40 за ДСТ 1050-74 і 35ХМ за ДСТ 4543-71 або литими зі сталі не нижче марки 40Л за ДСТ 977-75. Твердість поверхні зубів втулок і обойм- 42...51 HRC. Для муфт, що працюють при окружній швидкості на ділільній окружності зубчастого з'єднання до 1 м/с, допускається твердість поверхні зубів 248...302 НВ.



а– зубчаста муфта (тип 1) для безпосереднього з'єднання валів;
 б– зубчаста муфта (тип 2) для з'єднання із проміжним валом.
 З'єднання валів за допомогою зубчастих муфт

Основні гідності зубчастих муфт:

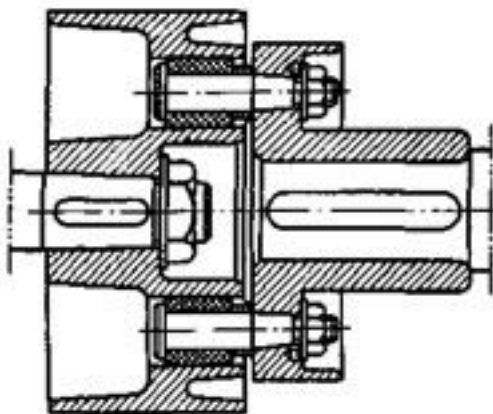
- досить висока несуча здатність і надійність;
- порівняно невеликі габарити;
- здатність компенсувати невеликі зсуви валів.

Недоліки зубчастих муфт:

- наявність бічних зазорів у зубчастих зачепленнях;
- твердість з'єднання в порівнянні із пружними муфтами.

10.2.2 З'єднання валів пружними втулочно-пальцевими муфтами.

Муфти пружні втулочно-пальцеві (ДСТ 21424-75) рекомендують для груп режиму роботи механізмів М1...М6 по ІСО 4301/1 (1М...4М за ДСТ 25835–83). Вони складаються із двох фланцевих напівмуфт, з'єднаних сталевими пальцями з гумовими втулками або набором гумових кілець (мал.10.4).



З'єднання валів за допомогою впругої втулочно-пальнової муфти

Зсуву валів, що з'єднуються, компенсуються деформаціями пружних елементів. Перекіс осей валів не повинен перевищувати $\gamma = 1$, найбільші радіальні зсуви рівні 0,6 мм.

Напівмуфти слід виготовляти кутими зі сталі не нижче марки 40 за ДСТ 1050-74 або литими зі сталі не нижче марки 40Л за ДСТ 977-75.

Муфти пружні втулочно-пальцеві застосовуються тільки для безпосереднього (без проміжного вала) з'єднання валів. Спроба встановити їх на проміжний вал, що не має опор, приведе до сильного биття останнього, тому що в нього з'являється додатковий ступінь волі в радіальному напрямку.

Основні гідності втулочно-пальцевих муфт:

- здатність компенсувати невеликі зсуви валів, що з'єднуються;
- здатні зм'якшити удари й гасити крутильні коливання (динамічні навантаження);
- простота конструкції й менша, у порівнянні із зубчастими муфтами, вартість.

Недоліки втулочно-пальцевих муфт:

- менша, у порівнянні із зубчастими муфтами, несуча здатність.

10.2.3 Використання інших типів сполучних муфт у механізмах підйому.

Застосування фрикційних і кулачкових муфт включення в механізмах підйому вантажопідйомних кранів і машин, призначених для підйому людей, розплавленого металу або шлаків, що отруюють і вибухових речовин, а також у механізмах з електроприводом не дозволяється.

10.2.4 Вибір сполучних муфт.

При виборі муфт спочатку оцінюють можливі зсуви валів, що з'єднуються, через деформації під навантаженням металевих конструкцій, на яких устанавлюють складальні одиниці, що з'єднуються, у попередніх розрахунках можна ухвалювати прогин рам візків рівним 0,0005...0,0006 від відстані між вузлами, що з'єднуються, а кранових мостів-0,0010...0,0014. Далі оцінюють можливі зсуви валів від власних деформацій під навантаженням барабанів, редукторів, ходових коліс і т.д. Вибирають тип муфти, яка здатна компенсувати такі зсуви.

Муфти вибирають залежно від переданого обертаючого моменту й умов роботи з формули

$$M_p = k M_K < [M_K],$$

де M_p – розрахунковий обертаючий момент;

k – коефіцієнт запасу міцності;

M_K – діючий обертаючий момент;

$[M_K]$ –, що допускається (табличний) обертаючий момент, який здатна передати муфта.

У загальному випадку коефіцієнт запасу міцності рівний

$$k = k_1 k_2 k_3,$$

де k_1 - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності з'єднання. При розрахунках по навантаженнях випадку II (*максимальне робоче навантаження*) $k_1 = 1.8$ для механізму підйому й зміни вильоти й $k_1 = 1.3$ для механізму пересування й повороту. При розрахунках по навантаженнях випадку III (*неробочий стан машини*) $k_1 = 1.3$ тільки для механізму підйому й зміни вильоти;

k_2 - коефіцієнт режиму роботи. При розрахунках по навантаженнях випадку I (*нормальне навантаження робочого стану, $M_K = M_{KI}$*) для режиму роботи 1М–3М– $k_2 = 1$, для режиму роботи 4М– $k_2 = 1.1$, для режиму роботи 5М– $k_2 = 1.2$, для режиму роботи 6М– $k_2 = 1.3$. При розрахунках по навантаженнях випадку II (*$M_K = M_{KII}$*)– $k_2 = 1$;

k_3 - коефіцієнт кутового зсуву, який повинен ураховуватися відповідно до ДСТ 5006–83 для вибору зубчастих муфт: для кута перекосу валів 0.25° – $k_3 = 1$, для кута перекосу валів 0.5° – $k_3 = 1.25$, для кута перекосу валів 1° – $k_3 = 1.5$, для кута перекосу валів 1.5° – $k_3 = 1.75$, а для інших типів сполучних муфт $k_3 = 1$.

10.2.5 Установка шків для гальма механізму підйому.

Механізм підйом вантаж й змін виліт обладна_ гальм, що ма кинематически, що неразмыкаемую связь

Механізми підйому вантажу й зміни вильоту вантажопідйомних кранів і машин, що транспортують розплавлений метал і шлаки, що отруюють або вибухові речовини, обладнаються двома гальмами, що діють незалежно друг від друга Механізми підйому спеціальних металургійних кранів (колодцевых, стрипперных і т.п.). призначених для транспортування розпеченого металу, також обладнаються двома гальмами.

У механізмів підйому як гальмового шків можна використовувати одну з напівмуфт з'єднання двигуна з редуктором, що перебуває на валу редуктора. При цьому пружні елементи або зубчасте зачеплення муфти, у процесі гальмування й при втриманні вантажу в підвішеному стані, розвантажені від дії вантажного моменту і їх термін служби збільшується.

Таке з'єднання гарне працює при легених і середніх режимах (1 М-М-4М). У тяжких умовах роботи (режими 5М и 6М) через сильне нагрівання гальмового шків змащення розріджується й може впливати, внаслідок чого зубчаста пара сильно зношується, а шків

замаслюється. У цих випадках необхідно розміщати гальмовий шків на іншій стороні редуктора.

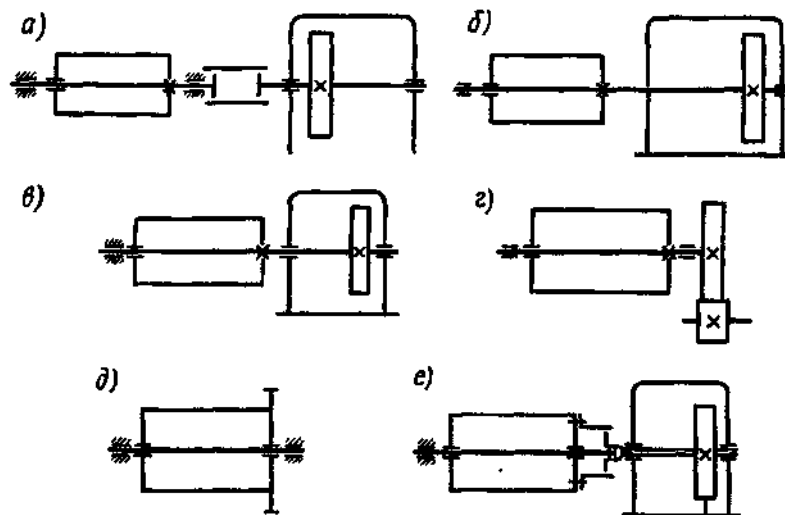
10.3 Види з'єднань барабана з редуктором.

Види з'єднань барабана з редуктором впливають на конструктивні й експлуатаційні характеристики механізму підйому. Існує кілька варіантів виконання цього вузла.

Одним з варіантів є схема з валом барабана, установленим на двох самостійних опорах, а вал барабана з'єднаний з валом редуктора за допомогою муфти (мал.10.6, а). З'єднання, виконані за даною схемою, відрізняються надійністю в роботі, зручністю монтажу й обслуговування механізму, але мають відносно більші габарити.

Зменшити розміри можна, приміняючи двох- і трьохопорні вали механізму підйому, у яких вал барабана є одночасно вихідним валом редуктора. Двохопорний вал (мал.10.6, б) виходить досить важким. Крім того, неточність установки опор барабана приводить до порушення точності зачеплення в редукторі. Трьохопорний вал (мал.10.6, в) дуже чутливий до неточностей монтажу. В обох випадках стає неможливою складання окремо редуктора й порушується принцип блочності конструкції, у зв'язку із чим ці дві схеми не одержали широкого застосування.

У деяких конструкціях крутний момент на барабан передається за допомогою відкритої зубчастої пари. У цьому випадку зубчасте колесо закріплюється на валу барабана (мал.10.6, г) або вінець колеса встановлюють безпосередньо на барабані (мал.10.6, д). Тому що високу надійність і зносостійкість зубчастих передач можна одержати, розміщаючи їх у закритому корпусі, те ці схеми не знаходять широкого застосування.



Схеми з'єднання барабана з редуктором

Для одержання статичної визначності схеми кріплення валів і створення блокової й компактної конструкції найбільш раціональна установка однієї з опор осі барабана усередині консолі вихідного вала редуктора (e). Кінець вихідного вала редуктора виконують у вигляді половини зубчастої муфти, друга половина муфти укріплена на барабані. У цьому випадку й вал редуктора, і вісь барабана встановлені на двох опорах. Вісь барабана працює тільки на вигин.

11. Механізми вантажопідйомних машин. Механізми пересування вантажопідйомних кранів і вантажних візків.

Механізми пересування служать для переміщення вантажу в горизонтальній площині. Розрізняють два типи принципово відмінних схем механізмів пересування. Механізми із приводними ходовими колесами розташовані безпосередньо на переміщуваному об'єкті (на візку або мосту крана); механізми з канатною або ланцюговою тягою розташовані окремо від переміщуваного об'єкта й з'єднуються з ним за допомогою гнучкого елемента (канатом, ланцюгом).

Кранові візки пересуваються по *рейковому шляхові* за допомогою механізмів із приводними колесами або канатною тягою, а крани - з використанням механізмів із приводними колесами.

Вихідні дані. У якості вихідних даних для проектування й розрахунків механізму пересування повинні бути задані:

швидкість пересування v , м/с;

група режиму роботи з ДСТ 25835-83;

проліт крана L , м;

умови роботи крана (у закритому приміщенні або на відкритому повітрі й ін.).

11.1 Механізм пересування із приводними колесами.

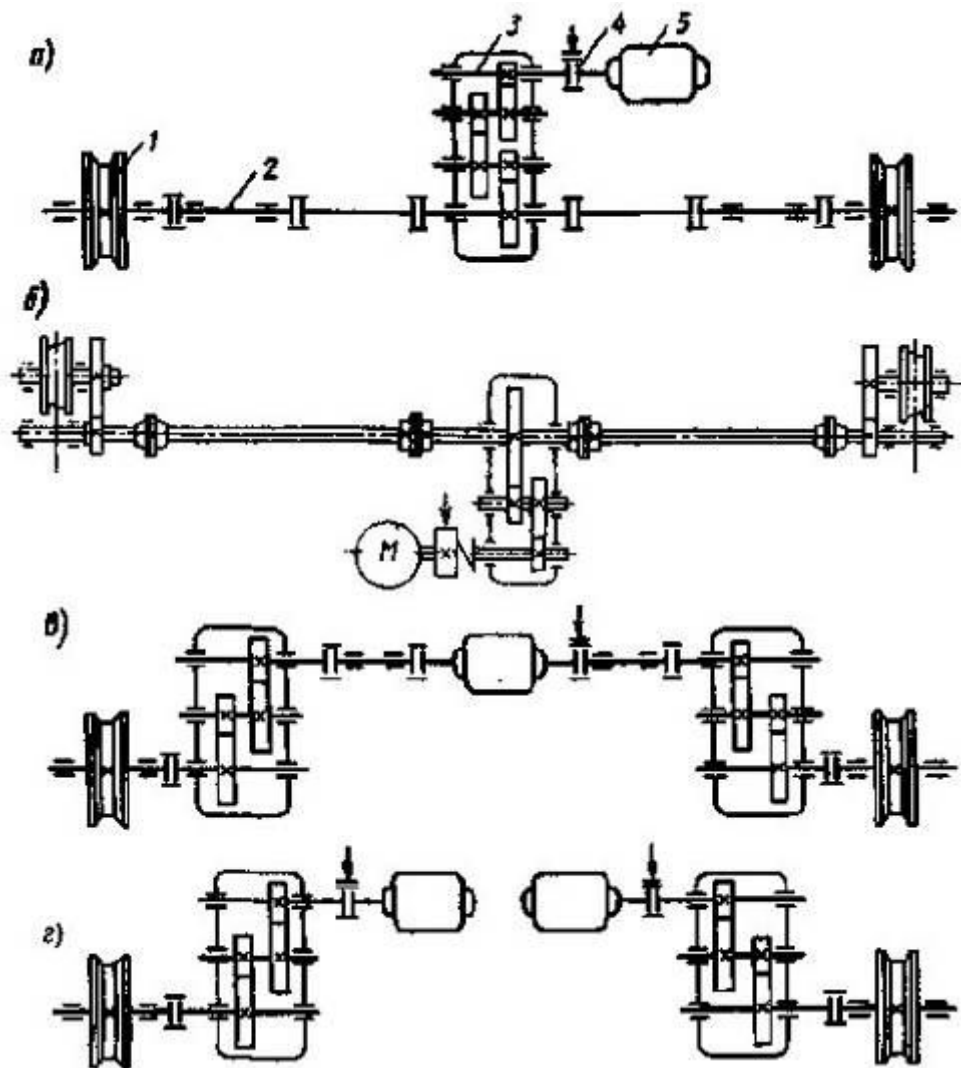
Механізми пересування із *приводними колесами* виконують із роздільним або центральним приводом.

11.1.1 Конструкції механізмів пересування із приводними колесами.

Крани й кранові візки опираються на ходові колеса. Колеса, з'єднані із приводом, є приводними (ведучими), а інші колеса - холостими (неприводними).

11.1.1.1 Механізми пересування із центральним приводом з тихохідним трансмісійним валом

Тут на середній частині мосту встановлюють привод механізму пересування, що полягає із двигуна 5, муфти 4 і редуктора 3. Вихідний вал редуктора з'єднують із трансмісійним валом 2, зібраним з окремих секцій. Секції з'єднані між собою муфтами й установлені на підшипниках, укріплених на майданчику мосту крана. За допомогою муфт трансмісійний вал також з'єднують із валами приводних ходових коліс 1. Трансмісійний вал має ту ж частоту обертання, що й ходові колеса, і передає найбільший крутний момент. Тому вал, муфти й опори вала мають більші розміри, що викликає обважнення механізму. Гальмо встановлюють на муфті 4 або на вільному кінці вала двигуна.



a – з тихохідним трансмісійним валом; *б* – зі середньоскоростним валом;
в – зі швидкохідним трансмісійним валом; *г* – з роздільним приводом
 Схеми механізмів пересування кранів.

11.1.1.2 Механізм пересування зі середньоскоростним трансмісійним валом

Він складається з одного двигуна і одного редуктора, розташованих посередині мосту. На ходових колесах укріплені зубчасті вінці, з'єднані із шестірнями, розташованими на кінцях трансмісійного вала. Внаслідок наявності відкритої тихохідної зубчастої пари малою довговічністю, що відрізняється, ці механізми не знайшли широкого застосування.

11.1.1.3 Механізми пересування із центральним приводом зі швидкохідним трансмісійним валом

При цій схемі трансмісійний вал має ту ж частоту обертання, що й двигун, і передає мінімальний крутний момент. Муфти, підшипники й діаметр трансмісійного вала мають у цьому випадку відносно менші розміри. Необхідне передаточне число привода одержують за допомогою двох однакових редукторів, установлених близько кінцевих балок мосту крана. Вихідні вали редуктора з'єднують із валом ходових коліс за допомогою муфти. Незважаючи на наявність двох редукторів (а не одного, як у попередній схемі), механізм при значних прольотах виходить більш легеньким. Однак через високу частоту обертання трансмісійного вала необхідна висока точність його виготовлення й монтажу, а також проведення балансування.

Швидкохідний вал необхідно перевіряти на твердість при критичній частоті обертання.

Для сталевих валів критичну частоту обертання (про/хв) можна визначити по наближеному вираженню.

$$n_{кр} = 1210 d / l^2,$$

де d — діаметр вала, м;

l — довжина вала між опорами, м.

Критична частота обертання повинна бути більше робочої на 15...20 %.

Щоб при русі не було неприпустимого забігання менш навантаженої сторони мосту ($a-v$), кути закручування трансмісійного вала не повинні перевищувати $1/3^\circ$ на довжині 1 м.

Кут закручування

$$\varphi = M l / (Gp Jp),$$

де M — переданий валом обертаючий момент;

l — довжина ділянки вала, навантаженого моментом;

GP — модуль пружності при крутінні;

JP — полярний момент інерції перетину вала, $JP = \pi d^{4/32}$.

Металоконструкція мосту в цьому випадку також повинна мати підвищену твердість.

Конструкція муфт повинна дозволяти компенсувати деформації майданчиків, що виникають у процесі роботи крана під навантаженням.

При використанні двигунів постійного струму їх включають за схемою з паралельним або змішаним порушенням. Застосування двигунів з послідовним порушенням не рекомендується, тому що при русі мосту без вантажу частота обертання двигуна може перевищити допустиму для даного вала, а це, у свою чергу, може привести до руйнування вала.

11.1.1.4 Механізм пересування з роздільним приводом

Наявність трансмісійного вала збільшує трудомісткість виготовлення крана і його масу й вимагає проведення досить точного монтажу. Щоб усунути ці недоліки, застосовують роздільний привод кінцевих балок мосту. За цією схемою кожна кінцева балка мосту має самостійний привод.

Якщо на одну з опорних (кінцевих) балок мосту навантаження менше, чим на іншу, то частота обертання двигуна на цій опорі збільшується, і опора починає забігати вперед щодо більш навантаженої опори. Але при цьому перший двигун починає сприймати передану через металоконструкцію мосту підвищене навантаження й розвантажує двигун другої опори, за рахунок чого частота обертання першого двигуна зменшується, а частота обертання другого двигуна збільшується, поки вони не вирівняються.

Таким чином, у процесі руху крана з роздільним приводом відбувається перерозподіл навантаження між обома двигунами. Хоча схема механізму з роздільним приводом вимагає наявності двох двигунів, двох гальм і двох редукторів, вона найбільш дешева, має малу масу й проста у виготовленні.

Для нормальної роботи механізмів застосовується *електрична синхронізація роботи окремих двигунів щоб уникнути перекосів мосту*, тобто механічний зв'язок між ходовими колесами за допомогою трансмісійного вала тут замінена електричної («електричний вал»).

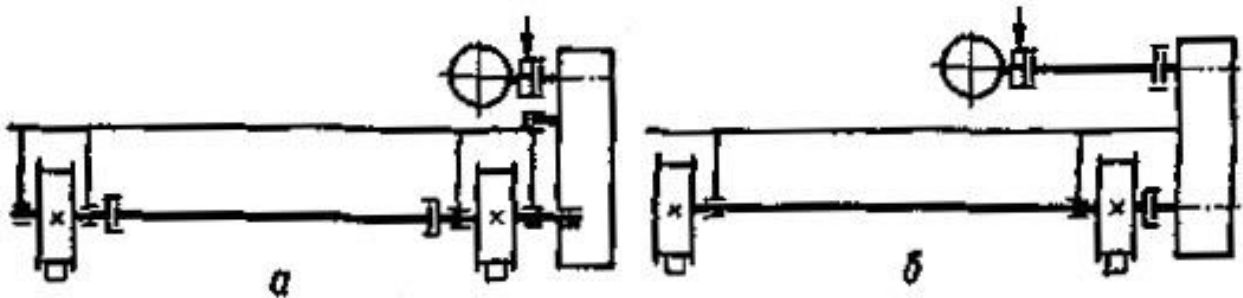
Дослідження механізмів пересування з роздільним приводом показує, що цей привод забезпечує нормальну роботу кранів при $L/B \leq 6$, де L - проліт крана; B - його база. При $L/B > 6$ відзначаються підвищена пружна деформація мосту крана й значні забігання однієї кінцевої балки щодо іншої (при розташуванні візка з вантажем близько однієї з кінцевих балок). Для забезпечення нормальної роботи крана при $L/B > 6$ необхідно підвищити твердість мосту в горизонтальній площині, що пов'язане з його обваженням. Техніко-економічні розрахунки показує, що роздільний привод доцільно застосовувати при прольотах, що перевищують 16 м; при менших прольотах економічно більш вигідний центральний привод механізму пересування. Механізми з роздільним приводом установлюють на робочих майданчиках близько кінцевих балок. Ці механізми одержують усе більше застосування й не тільки в мостових кранах, але й у баштових, порталних, козлових кранах і ін.

11.1.1.5 Механізм пересування візків.

Механізми пересування візків, як правило, мають центральний привод з тихохідним трансмісійним валом.

Краще розташування редуктора посередині між приводними ходовими колесами (а). При цьому обидві половини трансмісійного вала закручуються під навантаженням на однаковий кут, що сприяє одночасному початку руху приводних коліс і ліквідації перекосів. Проте у візках застосовується й схема з бічним розташуванням редуктора, гідність якої – зручність монтажу редуктора. У цих схемах використовують начіпні редуктори (мал. 11.2).

а – з начіпним редуктором і ходовими колесами, установленими на двох опорах;



б – з начіпним редуктором і ходовими колесами встановленими на консолі;

Схеми механізмів пересування вантажних візків.

11.1.2 Установка ходових коліс.

Кількість ходових коліс мосту залежить від вантажопідйомності й прольоту крана. У кранах щодо невисокої вантажопідйомності (до 50 т) звичайно застосовують чотири ходові колеса, букси яких прикріплені безпосередньо до кінцевих балок. При вантажопідйомності понад 50 т застосовують більша кількість ходових коліс, які для рівномірного їх нагрівання й забезпечення статичної визначності кінцевих балок установлюють попарно на балансирах, що з'єднуються з кінцевою балкою нерухливими осями.

Число ходових коліс призначають в залежності від навантажень на ходові частини. Число ходових коліс залежно від вантажопідйомності можна прийняти по наступній рекомендації:

Вантажопідйомність, т	до 50	75...125	150...200	250...300
Число ходових коліс	4	8	12	16

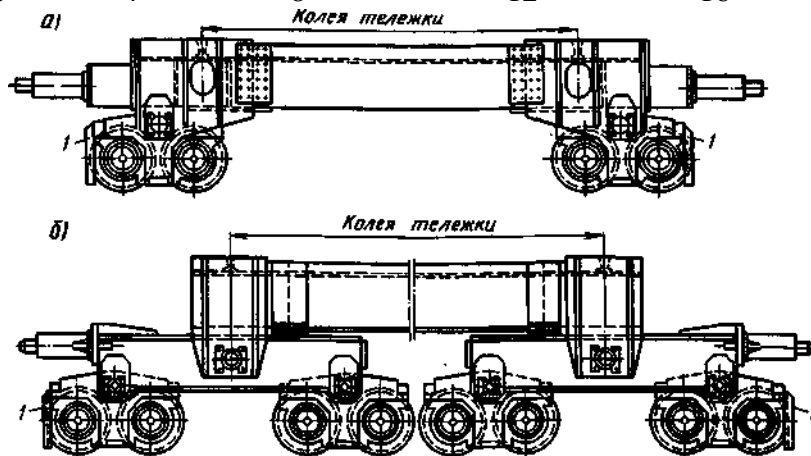
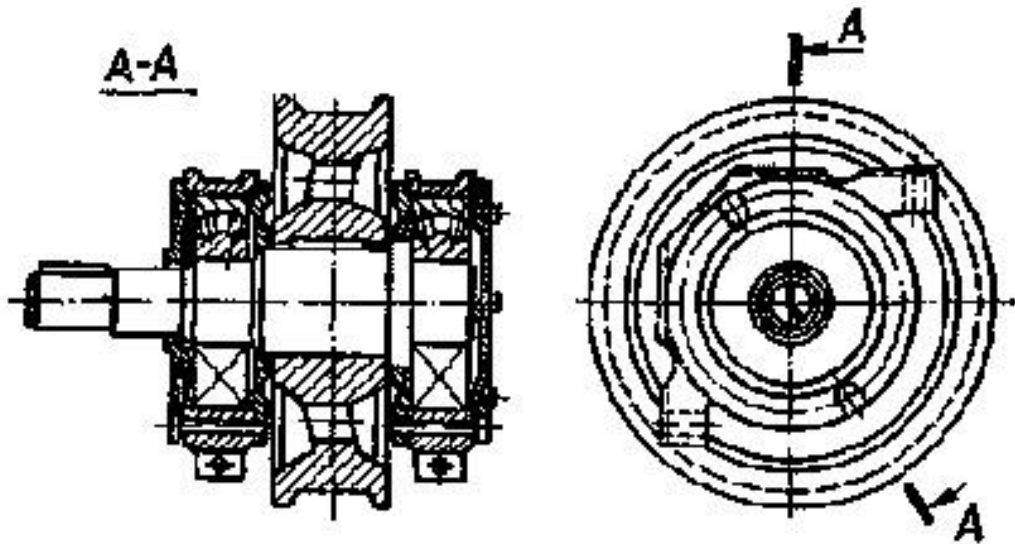


Схема установки ходових коліс на балансирах 8-колісного (а) і 16-колісного (б) кранів

У мостових кранах ходові колеса встановлюють, як правило, на підшипниках кочення. Корпуса підшипників (букси) можуть бути окремими або рознімними. Застосування окремих букс дозволяє викочувати колесо разом з підшипниками, що спрощує проведення ремонту.

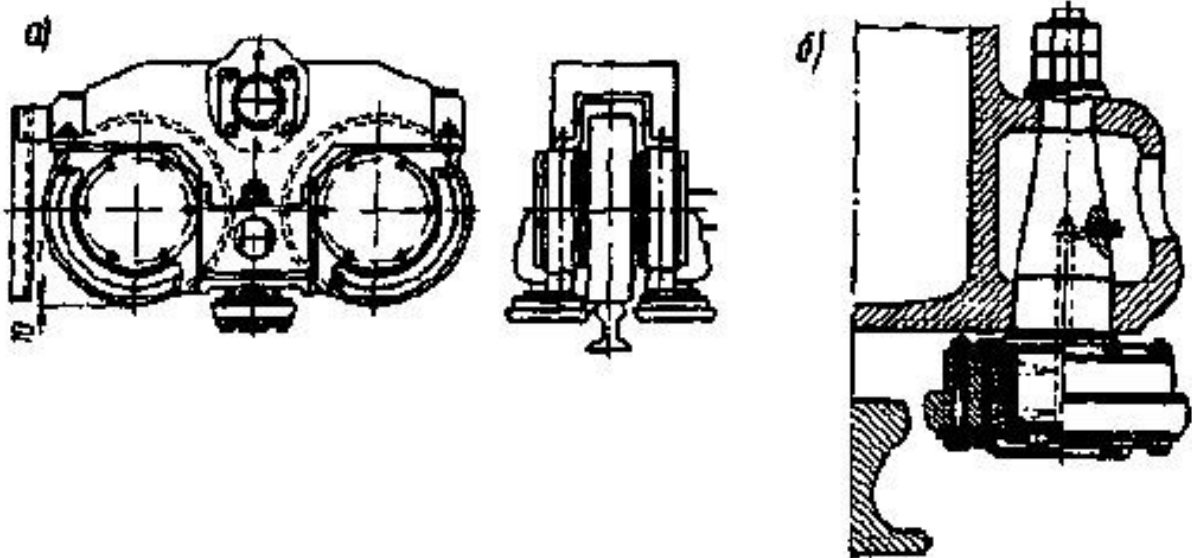


Установка ходового колеса в протъёмной буксі

11.1.3 Установка безребордных ходових коліс.

При *безребордных ходових колесах* для запобігання сходу коліс із рейки застосовують напрямні ролики з вертикальною віссю обертання. Ці ролики можуть переміщатися як по бічних поверхнях підкранових рейок, так і по спеціальних напрямних, закріплених на верхньому поясі підкранової балки. Поверхня катання напрямного ролика може бути сферичною з радіусом закруглення 250... 350 мм. Ширина поверхні катання безребордного ходового колеса повинна бути більше ширини головки рейки не менш чому на 60 мм. Застосування безребордных ходових коліс із напрямними роликами суттєво зменшує втрати на тертя, тому що тертя катання ролика по рейці менше, чим тертя ковзання реборд по рейці, а, отже, знижується й настановна потужність електродвигунів механізму пересування й значно збільшується термін служби ходових коліс.

На мостових кранах, що переміщаються на чотирьох ходових колесах, напрямні ролики встановлюють звичайно із внутрішньої сторони прольоту. На крані з балансирними візками встановлюють по два напрямні ролики на кожному візку, розташовуючи їх по обидва боки підкранової рейки (а).



Установка безребордных ходових коліс у балансирі.

11.1.4 Вибір ходових коліс і підкранової рейки.

Вибір ходових коліс і підкранової рейки здійснюється на підставі рекомендацій, розглянутих у попередніх розділах і наявних регламентуючих вказівок на підставі типу крана, вантажопідйомності, режиму роботи, навантаження на ходове колесо. Після

уточнення всіх розрахункових елементів, при необхідності, виконується перевірка обраних елементів на міцність.

11.1.5 Визначення опору пересуванню механізмів із приводними колесами.

Опір пересуванню при усталеному русі рейкового механізму в загальному випадку залежить від комбінації наступних факторів: ваги вантажу G , власної ваги крана GK або візка GT , ухилу шляху $W_{укл}$ по якому переміщається кран, вітрових навантажень WB , геометричних розмірів ходової частини, типу підшипників, якості шляху і якості монтажу.

11.1.6 Визначення опору пересуванню від сил тертя.

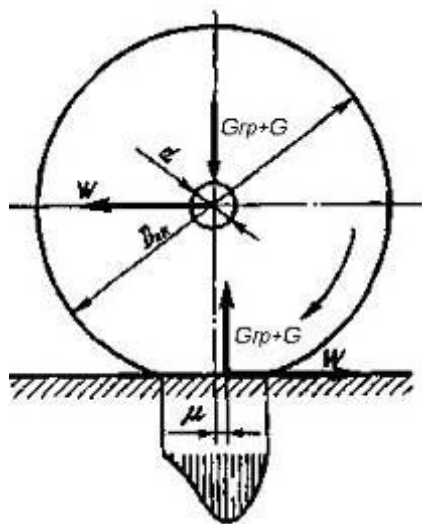
Пересування крана супроводжується тертям в опорах коліс.

Опір у ходових колесах крана (візка) визначається *тертям у підшипниках, тертям катання коліс по рейках, тертям торців маточин, тертям поперечного ковзання колеса по рейці й реборд про рейки* F_p .

При коченні по рейці коліс (мал.11.6), навантажених силою $G_{гр} + G$, в опорах колеса виникає момент тертя, рівний

$$M'_1 = f(G_{гр} + G) d/2,$$

де $G_{гр}$ – вага вантажу, що транспортується, Н;
 G – власна вага візка або крана, Н;
 d – діаметр цапфи, м;
 f – наведений коефіцієнт тертя, що



залежить від типу підшипників.

Схема визначення моменту опору пересуванню

Матеріал коліс по своїх фізичних властивостях не є ідеально пружним, тому при його русі по твердій підставі виявляється, що сума нормальних тисків у крапках, що виходять з-під контакту, менше, чим у крапках, що входять у контакт, тому що відновлення первісного обсягу відбувається з деяким запізнюванням стосовно зняття навантаження. Тому нормальна рівнодіюча реакції $G_{зр} + G$ зміщується від лінії, що проходить вертикально через вісь колеса на розмір μ , називаний *коефіцієнтом тертя катання* колеса по рейці. Опір перекошуванню залежить від пружних властивостей дотичних тіл, кривизни їх поверхонь, пружних мікропереміщень у зоні контакту, величини тисків. На подолання опорів при перекошуванні тіл витрачається робота.

При цьому виникає момент опору від кочення колеса по рейці, рівний

$$M''_1 = (G_{зр} + G) \mu .$$

Загальний момент опору пересуванню від сил тертя

$$M_1 = (G_{зр} + G) \mu + f(G_{зр} + G) d/2.$$

Опір пересуванню, наведене до окружності кочення колеса діаметром $D_{хк}$

$$W'_1 = 2 M_1 / D_{хк} = (G_{зр} + G) \frac{2\mu + fd}{D_{хк}} .$$

При русі кранів мостового типу по різних причинах, у тому числі через неточності укладання підкранової колії, через відмінність у діаметрах поверхні кочення ходових коліс, різного завантаження кінцевих балок при розташуванні вантажного візка не в центрі прольоту мосту, через відмінність у характеристиках електродвигунів при роздільному приводі, відбувається відставання або забігання однієї сторони крана щодо іншої й може утворюватися перекош мосту. При русі крана з перекошом площини кочення ходових коліс не збігаються з напрямками руху й відбувається поперечне ковзання ходових коліс по рейці. Перекош викликає поява поперечних горизонтальних навантажень, які сприймаються або ребордами ходових коліс, або напрямними роликками (при безребордних ходових колесах).

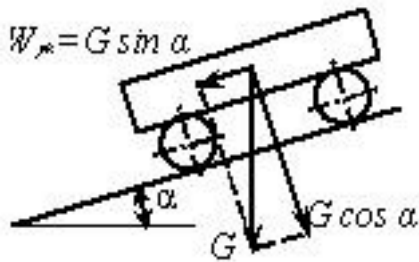
Опір тертя реборд ходових коліс про рейки теоретично оцінити важко, тому що на його значення впливає велика кількість різних факторів (конструкція опор і вид поверхні кочення колеса й рейки, відношення прольоту до бази, швидкість руху, стан підкранової колії, положення крапки контакту реборди з рейкою й ін.). Тому опір реборд у загальноприйнятій практиці розрахунків ураховують коефіцієнтом k_p , названим *коефіцієнтом тертя реборд*, але фактично враховуючим також додаткові опори— тертя торців маточин коліс при їхній установці на підшипниках ковзання, тертя від поперечного ковзання коліс по рейці, тертя при русі струмоznімачів по живильних проводах та ін. Ці додаткові опори умовно ухвалюють пропорційними опорам тертя в опорах колеса й тертя катання колеса по рейці. Значення коефіцієнта k_p установлене на основі узагальнення результатів експериментальних досліджень.

У такий спосіб опір пересуванню з урахуванням тертя реборд ходових коліс про рейки визначають по наступних вираженнях:

$$M_I = (G_{zp} + G) (\mu + f d / 2) k_p.$$

$$W_I = (G_{zp} + G) \frac{2\mu + fd}{D_{HK}} k_p.$$

Вираження $\frac{2\mu + fd}{D_{HK}} k_p$ називається коефіцієнтом тяги.



11.1.7 Визначення опору пересуванню від ухилу шляху.

Зусилля від ухилу шляху (мал.11.7)

$$W_{ук} = (G_{zp} + G) \sin \alpha \approx (G_{zp} + G) \alpha,$$

де α — ухил підкранової колії залежно від типу крана, перебуває в межах 0,001...0,01

Схема визначення опору пересуванню від ухилу шляху

11.1.8 Визначення опору пересуванню від вітрового навантаження.

При роботі на відкритому повітрі крім сил опору від тертя необхідно враховувати додатковий опір пересуванню від зустрічного вітрового навантаження робочого стану, що діє на кран (візок) вантаж, що й транспортується.

$$WB = F_{\kappa} + F_{zp},$$

Відповідно до ДСТ 1451-77. Крани вантажопідйомні. Навантаження вітрове. Норми й метод визначення. - при відсутності додаткових вимог, передбачених технічним завданням на проектування крана, вітрове навантаження, що враховується при визначенні потужності приводних двигунів кранових механізмів, не повинна перевищувати 70% від статичної складової вітрового навантаження на кран або на відповідний елемент крана або на вантаж.

Статична складова вітрового навантаження, що діє на елемент конструкції або на вантаж,

$$F = p A,$$

де $p = qkcn$ — розподілене вітрове навантаження на елемент конструкції або вантажу площею A в даній зоні висоти;

$q = \rho v^{2/2}$ — динамічний тиск вітру на висоті до 10 м над поверхнею землі;

$\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$ — щільність повітря;

v — швидкість вітру;

k — коефіцієнт, що враховує зміна динамічного тиску залежно від висоти розташування елемента над поверхнею землі;

c — коефіцієнт аеродинамічної сили (коефіцієнт лобового опору);

n — коефіцієнт перевантаження: при визначенні вітрового навантаження робочого стану $n = 1$.

ψ	1,25	1,6	2,0	2,5
k	2,25	2,25	1,6	1,25

11.1.13 Вибір гальма.

На механізмах пересування всіх кранів з машинним приводом при швидкості пересування більш 0,53 м/с, згідно з вимогами Госнадзора, установлюють гальма.

Механізми пересування машин, що працюють на відкритому повітрі або, що пересуваються по шляху, покладеному на підлозі цеху, мають гальма незалежно від швидкості пересування. У механізмах пересування допускають установку гальмових шківів безпосередньо на валу двигуна.

На механізмах пересування кранів і кранових візків з механічним приводом, що переміщаються по рейкових шляхах, гальма встановлюють нормально замкненого або комбінованого типу.

Шкідливі опори при гальмуванні сприяють зупинці механізму, збільшуючи затримку й зменшуючи необхідну роботу, чинену гальмом.

Особливістю розрахунків гальма для механізмів пересування піднімальних споруджень із приводними (гальмовими) колесами є те, що величина гальмового моменту обмежується умовою відсутності ковзання ("юз") коліс не навантаженого крана (візка) при зупинці. У цьому випадку візок має найменшу вагу, і ймовірність ковзання коліс найбільша. Розрахунковою величиною для потрібного гальмового моменту гальма є припустиме максимальне прискорення (затримка) крана (візка) при гальмуванні.

Сила зчеплення

$$F_{c\mu} = \Delta G f_{c\mu}$$

де ΔG – частина загальної ваги крана (візка) без вантажу, що доводиться на приводні ходові колеса (зчіпна вага при роботі без вантажу);

$f_{c\mu}$ – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою:

$f_{c\mu} = 0,12$ – для кранів, що працюють на відкритому повітрі;

$f_{c\mu} = 0,2$ – для кранів, що працюють у закритих приміщеннях;

$f_{c\mu} = 0,25$ – при роботі на відкритому повітрі із застосуванням пісочниць.

Для кранів мостового типу й кранових візків зчіпна вага ΔG з достатнім ступенем точності

$$\Delta G = G m / n,$$

де G – загальна вага крана без вантажу;

m – число приводних ходових коліс;

n – загальне число ходових коліс.

Умова відсутності пробуксовування ходових коліс по рейці в період гальмування крана (візка) при русі під ухил убік дії вітрового навантаження

$$F_{c\mu} \geq - (W'_1 - W_{прив} + W_{ук} + W_B + W_{ин})$$

де $W'_1 - W_{прив}$ – сила опору переміщенню від сили тертя в цапфах коліс і тертя катання колеса по рейці без обліку тертя в цапфах *приводних* коліс які загальмовуються

$$W_{прив} = 2 M'_1 / D_{хк} = 2 f \Delta G d / 2 / D_{хк} = f \Delta G d / D_{хк};$$

$W_{ук}$ – сила опору пересуванню від ухилу шляху;

W_B – сила опору вітру робочого стану;

$W_{ин}$ – сила інерції мас, що поступально рухаються, крана.

12. Механізми пересування із гнучкою тягою

Барабан (або зірочку) 1 механізму пересування із гнучкою тягою (мал.12.1) установлюють на вихідному валу привода й з'єднують із візком 5 гнучким елементом 2 (канатом або ланцюгом). З іншої сторони візка гнучкий елемент обгинає обвідної блок 3. На візку є блоки 4 піднімального механізму, які обгинають канат 6 механізму підйому. При обертанні барабана 1 візок пересувається. При цьому одна галузі тягового каната 3 змотується з барабана, а інша намотується - візок переміщається в ту або іншу сторону залежно від напрямку обертання барабана. При переміщенні візка канат 6 механізму підйому

перекочується по блоках 5, а підвішений вантаж переміщається разом з візком, залишаючись на одній і тій же висоті.

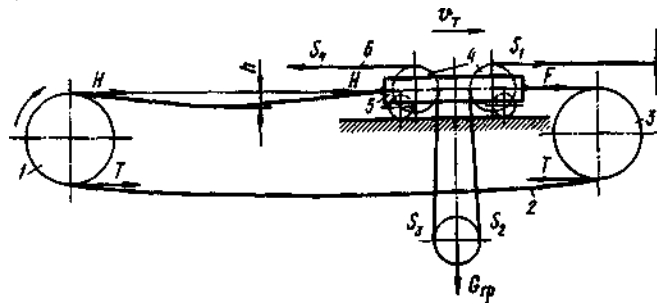


Схема механізму пересування з гнучкою тягою

13. Конструкція й особливості розрахунків вантажопідйомних кранів. Крани мостового типу.

До кранів мостового типу ставляться бруківки й козлові крани.

13.1 Мостові крани.

Мостові крани є одними з найпоширеніших. Призначені для обслуговування технологічних вантажопотоків, виконання вантажно-розвантажувальних транспортних операцій у цехах промислових підприємств, на монтажних, контейнерних майданчиках, у відкритих і закритих складах.

Крани переміщуються по рейкових шляхах, розташованих на підкранових балках на значній висоті від підлоги цеху. У деяких випадках мостові крани розташовують на естакадах.

Основні параметри й розміри мостових кранів вибирають за ДСТ 1575-81. Крани вантажопідйомні. Ряди основних параметрів.

Вантажопідйомність до 1250 т; прольоти кранів 2...34 м; швидкості підйому вантажу до 2 м/с (120 м/хв), пересування кранового візка 0,17...0,6 м/с (10...36 м/хв), пересування мосту 0,66...2,5 м/с (40...150 м/хв).

Найбільше поширення одержали мостові крани вантажопідйомністю 5...320 т. Приблизно 2/3 усіх мостових кранів постачені крюковими підвісками. По вантажопідйомності п'ятитонні крани становлять 20 %, десятитонні — 17 %; найпоширеніший середній режим роботи приблизно 80 % кранів.

Мостові крани комплектують із уніфікованих вузлів. Вони бувають із однієї й двома візками. Залежно від конструкції мосту крани ділять на одне- і двухбалочні (спеціальні крани можуть бути многобалочними). Управляють із кабіни й дистанційно.

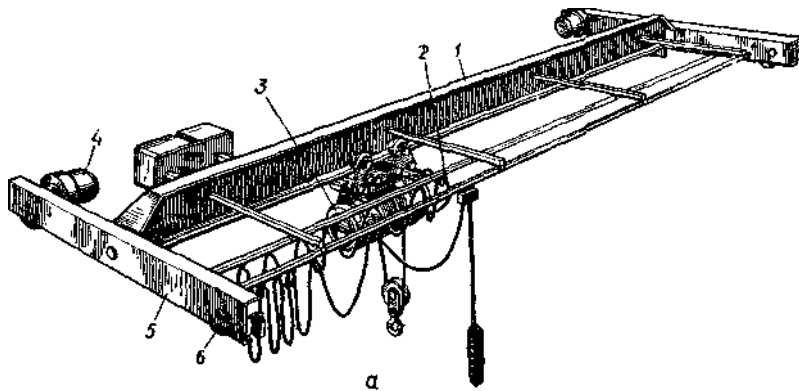
13.1.1 Однобалкові мостові крани.

Однобалкові мостові крани виготовляють вантажопідйомністю 0,25... 100 т з електроталю або спеціальними візками з одним і двома підйомами. Однобалкові крани мають менші розміри (по ширині) і масу (на 10...15 %) у порівнянні із двухбалочними. Зниження маси металоконструкції однобалкового крана особливо відчутно при більших прольотах, які доходять до 40 м.

Однобалковий мостовий кран з електроталю) складається з електротали 3 головної балки, що *пересувається* по нижньому поясу, 1 двотаврового розтину, яка кінцевими балками 5 з ходовими колесами 6 опирається на підкранові колії. Механізм пересування 4 крана роздільний із фланцевими двигунами. Підведення енергії до електродвигунів механізму пересування крана здійснюється троллями, а до електродвигунів талі — гнучким кабелем. Керування краном проводиться з кабіни машиніста або з підлоги (при низьких швидкостях).

Підвісні однобалкові крани переміщуються по підвісному рейковому шляхові.

Особливістю підвісних кранів є можливість обслуговування тих зон між прольотами, куди не дістають звичайні мостові крани.



Однобалковий мостовий кран з електроталью.

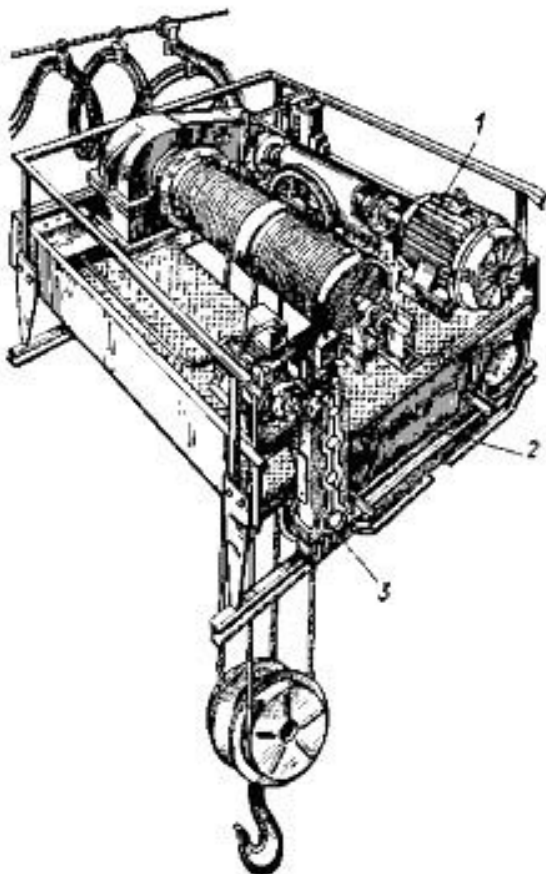
Однобалковий кран великої вантажопідйомності— мал.15.2. Вантажний візок 2 пересувається на колесах 1 по рейках верхнього пояса мосту коробчатого розтину й утримується від перекидання колесами 3.

13.1.2 Двухбалочные мостові крани.

Двухбалочные мостові крани знаходять найбільше поширення для всіх грузоподъемностей. Залежно від призначення на мостовому крані встановлюють вантажні візки з одним і двома механізмами підйому різної піднімальної сили.

Двухбалочний мостовий кран (мал.15.3) складається із двох головних балок, по яких пересувається вантажний візок. Головні балки прикріплені до кінцевих балок, що опираються через ходові колеса на рейки, покладені на підкранові балки. Пересувається кран двома роздільними механізмами. Електричний струм до крана підводить головними троллями, протягненими уздовж прольоту цеху із протилежної від кабіни сторони, до візка крана токовище подається гнучким кабелем. Управляється кран з кабіни. Міст крана виготовляють із суцільних балок або у вигляді ферми зі сталі різних профілів.

Двухбалочный мостовий кран.



13.1.3 Кранові візки.

По конструкції кранові візки бувають одне- і двухбарабанные. Візок (мал.15.5) складається зі звареної металевої рами 2 на ходових колесах, на якій змонтовані механізми підйому 1 вантажу й пересування 3 візка.

Крановий візок мостового крана.

Рама зварена з поздовжніх і поперечних балок з листової сталі; зверху накрита настилом. З метою зниження маси візка й підвищення її твердості застосовують гнуті профілі.

Вузли механізмів змонтовані так, що на поздовжні балки опираються підшипники вала барабана, редуктор і двигун механізму підйому. Механізм пересування встановлений

посередині між ходовими колесами або збоку візка — для зручності монтажу й заміни вертикального редуктора. При конструюванні візків необхідно прагнути до того, щоб її центр ваги наближався до геометричного центру. З метою створення максимальної зчпної ваги й виключення пробуксовок коліс центр ваги візка доцільно трохи змістити убік осі приводних коліс. Розташування механізмів повинне бути зручним для доступу й обслуговування, візка по краях обгороджені поруччям. При проектуванні слід мати у виді, що ширина кранового візка залежить від довжини барабана, а нормальний ряд розмірів коліи, у якій повинні вписуватися всі візки, стандартизований: 1400, 2000 і 2500 мм.

11. Маковский А.М., Лях П.Ф., Лукьянов И.А. Расчеты крановых механизмов с применением электронных таблиц EXCEL. – Краматорск: Изд-во ДГМА, 2003. – 176 с.