

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХЕРСОНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ І ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ.

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ
**«Розрахунок і конструювання вантажопідйомних
машин»**

для студентів	2-3 курсу
підготовки	першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
галузі знань	27 Транспорт
спеціальності	274 Автомобільний транспорт
освітньо-професійної програми	Автомобільний транспорт
факультету	Інженерії та транспорту

Хмельницький 2025

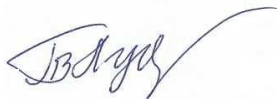
Конспект лекцій з дисципліни «Розрахунок і конструювання вантажопідйомних машин» підготовки фахівців на першому (бакалаврському) рівні вищої освіти спеціальності 274 Автомобільний транспорт

Розробники: к.т.н., доцент Мешков Ю.Є.

Конспект лекцій навчальної дисципліни затверджено на засіданні кафедри транспортних систем і технічного сервісу

Протокол № 1 від «28» серпня 2025 року

Завідувач кафедри

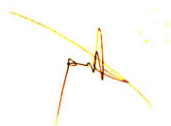


Павло ЛУБ'ЯНИЙ

Схвалено групою забезпечення спеціальності: 274 Автомобільний транспорт

Протокол № _1_ від «28» серпня 2025 року

Керівник групи забезпечення



Сергій РУСАНОВ

Схвалено науково-методичною радою факультету інженерії та транспорту

Протокол № _1_ від «30» серпня 2025 року

Голова



Ольга ВОЙТОВИЧ

Узгоджено з навчально-методичним відділом

Реєстраційний номер №19/118 від 01.09.2025р.

Класифікація технологічного обладнання для ТО і ремонту Автомобілів

На автотранспортних підприємствах (АТП) та на станціях технічного обслуговування (СТО) автомобілів зосереджені сотні тисяч зразків технологічного обладнання. Серед них є дуже складні і дорогі. Разом з тим ефективному використанню обладнання на АТП та СТО не приділяється достатньої уваги. Слід також враховувати, що АТП та СТО укомплектовані спеціалізованим технологічним обладнанням приблизно на 25-30%. Парк автомобілів зростає, потреби в обладнанні збільшуються. За цих умов важливого значення набуває розв'язання проблеми повного і правильного розподілу та використання технологічного обладнання.

За даними Лудченко О.А. в результаті обстеження багатьох АТП та СТО України виявлено, що близько 10-15% зразків обладнання несправні, 2-3% обладнання лежить на складах по кілька років, 8-12% установленого обладнання не використовується. Є обладнання, яке використовується від кількох хвилин до кількох годин на добу, наприклад, стенди для перевірки гальм і кутів установлення коліс. Установки для миття автомобілів в одному АТП і СТО обслуговують 200-400 автомобілів, а в іншому - 20-100 автомобілів. Відповідно до такого завантаження технологічного обладнання змінюється і ефективність його використання. Це свідчить про те, що розподіл фондів технологічного обладнання як між АТП та СТО, так і всередині них робиться без урахування можливості забезпечення максимальної ефективності використання обладнання при мінімумі зведених затрат.

Необгрунтовано розширена номенклатура застосовуваного у АТП та на СТО обладнання. Це утруднює його обслуговування.

Зниженню ефективності використання обладнання сприяє також низький рівень організації ремонтно-обслуговуючого виробництва на багатьох АТП та СТО. Досвід передових АТП і СТО показує необмежені можливості підвищення ефективності використання обладнання на поточкових лініях, спеціалізованих постах для заміни агрегатів автомобілів, за концентрації, кооперації і спеціалізації виробництва.

Одна з основних причин неефективності використання обладнання на АТП та СТО - недостатня кількість висококваліфікованого обслуговуючого персоналу.

Тисячі одиниць обладнання використовуються спрацьованими і застарілими. В Україні понад 60% одиниць обладнання підлягають списанню з цих причин, їх експлуатація знижує ефективність виробництва. Процес старіння устаткування триває. Можливості його оновлення незначні через обмеженість наявних ресурсів. Тому необхідні висококваліфіковані спеціалісти, які володіють необхідними знаннями в галузі проектування і розрахунків технологічних і конструктивних параметрів технологічного обладнання для обслуговування і ремонту автомобілів.

Технічний рівень і якість обладнання яке застосовується на АТП та на СТО не завжди задовольняють зростаючим вимогам. Особливо це стосується солідолонагнітачів, підйомників, домкратів, електрогайковертів, стендів для монтажу і демонтажу шин, електровулканізаторів, стендів для балансування коліс легкових автомобілів, компресорів та ін. Низька надійність цього обладнання спричиняє зниження ефективності його використання.

Деякі моделі обладнання не задовольняють споживачів за ергономічними характеристиками, створюють надмірне напруження в процесі праці, підвищують утомлюваність, знижують працездатність та ін. Низка моделей обладнання ще значно відстає від кращих світових зразків за багатьма показниками і передусім за продуктивністю, ступенем автоматизації, безвідмовністю, довговічністю, матеріаломісткістю, площею, яку вони займають, споживаною електроенергією і технічною естетичністю.

Одна з причин низької ефективності використання обладнання на АТП та на СТО - невідповідність технологічної структури обладнання структурі і трудомісткості виробничої програми ремонтно-обслуговуючого виробництва АТП та СТО. Підприємство не має змоги рівномірно за часом завантажувати основні фонди роботами з ТО і ремонту автомобілів. Це явище прогресує у зв'язку зі збільшенням парку автомобілів нових моделей, які потребують обладнання додаткової номенклатури.

Технологічне обладнання для обслуговування і ремонту автомобілів за виробничим призначенням поділяють на загально виробниче, профілактичне, ремонтне, підйомно-оглядове і складське.

Загальновиробниче обладнання призначене для забезпечення нормальної діяльності всього підприємства. Основні групи цього обладнання наступні;

- технічне обладнання (котельня, вентиляційні установки та ін.);
- транспортне обладнання (електрокари, крани-балки, візки тощо);
- допоміжне обладнання (вогнегасники, насосні установки та ін.);
- канцелярське обладнання (столи, шафи, стільці, друкарські машини тощо).

Профілактичне обладнання призначене для здійснення ТО автомобілів і поділяється на підгрупи залежно від видів обслуговування та діагностування (обладнання зони ЩО, ТО-1, ТО-2, Д-1, Д-2).

Ремонтне обладнання використовують на робочих постах поточного ремонту автомобілів (постове обладнання) і в цехах (спеціальне цехове обладнання).

Підйомно-оглядове обладнання (канави, підйомники та ін.) застосовують при ТО і ремонті автомобілів, тому його доцільно виділити в самостійну групу. Складське обладнання (цистерни, посудини, стелажі тощо) використовують у складських приміщеннях.

Обладнання робочих постів і потокових ліній становить значну частку профілактичного, ремонтного і підйомно-оглядового устаткування. Воно

призначене для забезпечення вільного доступу до всіх елементів автомобіля, створення безпечності й зручності при виконанні технологічних операцій.

Стадії розробки та етапи проектування технологічного обладнання

I етап - розробка технічної пропозиції. У технічній пропозиції обґрунтовують запропонований варіант рішення по реалізації завдання для проектування технологічного обладнання. При цьому аналізують завдання з позицій можливості і доцільності реалізації тих або інших вказаних в ньому параметрів і характеристик, конструктивних схем і т. п.; розглядають різні існуючі і можливі варіанти конструктивних рішень. Технічна пропозиція після узгодження і затвердження в установленому порядку є підставою для розробки ескізного проєкту обладнання для технічного обслуговування і ремонту автомобілів.

II етап - розробка ескізного проєкту технологічного обладнання. При ескізному проєктуванні виконують розрахунки і ескізні креслення, які повинні містити принципові конструктивні рішення, що дають загальне уявлення про пристрій і принцип роботи обладнання, про його габарити і основні параметри. Ескізний проєкт служить підставою для розробки його технічного проєкту.

III етап - розробка технічного проєкту обладнання. При технічному проєктуванні розробляють креслення складальних одиниць і загальних видів вузлів і механізмів обладнання, які повинні містити остаточні рішення, що дають повне уявлення про його пристрій, і початкові дані для розробки робочих креслень. Технічний проєкт служить підставою для розробки робочого проєкту технологічного обладнання для обслуговування і ремонту автомобілів.

IV етап - розробка робочого проєкту - передбачає розробку всіх конструкторських документів, необхідних для виготовлення обладнання: креслення деталей, складальні, монтажні і габаритні креслення, специфікації, відомості купувальних виробів і ін.

V етап - розробка записки пояснення, що містить опис пристрою і принципу дії обладнання, а також розрахунки і інші обґрунтування ухвалених при його розробці технічних рішень.

Опрацювання конструкції технологічного обладнання для ремонту і обслуговування автомобілів

При опрацюванні конструкції технологічного обладнання необхідно пам'ятати, що в конструкторській роботі немає дрібниць. Тільки ретельно і всесторонньо відпрацьована конструкція заслуговує право на застосування.

Для більшості виробів виконання проєкту є лише первинним результатом конструкторської роботи. Звичайно первинний проєкт виробу піддають доробці і коректуванню шляхом виготовлення дослідних зразків. В процесі виробництва і усестороннього випробування дослідних зразків усувають всі конструкторські і технологічні недоліки проєкту і зокрема такі,

як помилки розрахунків, неузгодженість розмірів, не технологічність, утруднення в обслуговуванні і ін.

Доведення конструкції технологічного обладнання для ремонту і обслуговування автомобілів на експериментальних зразках пов'язане з витратами засобів і часу. Ці витрати тим менше, чим ретельніше було первинне опрацювання конструкції технологічного обладнання. Слід враховувати, що навіть незначна зміна розмірів або форми тієї або іншої деталі часто викликає великі утруднення, оскільки з нею може бути зв'язаний цілий ряд інших деталей. Слід обґрунтовувати кожен розмір, кожен лінійний елемент креслення, кожен елемент конструкції. З цією метою виконують розрахунки, використовують стандарти, практичні рекомендації і ін.

Відзначимо деякі особливості виконання розрахунків при проектуванні. Конструктор прагне спочатку виконати весь розрахунок і потім розробити креслення конструкції технологічного обладнання. Це неправильно. Розрахунок конструкції не слід виконувати без її викреслювання, оскільки багато розмірів, необхідних для розрахунку (відстані між опорами валу, місця прикладення навантажень і т. п.), є можливістю одержати тільки з креслення. В той же час поетапне викреслювання конструкції вузлів і механізмів в процесі розрахунку є перевіркою цього розрахунку. Неправильний результат розрахунку звичайно виявляється в порушенні пропорційності конструкції технологічного обладнання.

Перші проектні розрахунки виконують, як правило, спрощеними і наближеними. Остаточний розрахунок проводять у формі перевірного для даної (вже наміченої) конструкції. Більшість розмірів елементів конструкції технологічного обладнання при проектуванні не розраховують, а приймають відповідно до досвіду проектування подібних конструкцій. Проектування найпоширеніших елементів конструкцій узагальнене в стандартах і практичних рекомендаціях - підручниках, довідниках і ін. Наприклад, для зубчатого колеса достатньо визначити розрахунком тільки діаметр і ширину зубчатого вінця, а розміри всіх інших елементів (ободу диску, маточини) можна прийняти по рекомендаціях. Розміри всіх елементів литого корпусу редуктора рекомендують приймати залежно від міжосьової відстані. Для початківців проєктантів використання стандартів і рекомендацій пов'язано з певними труднощами і перш за все тому, що вони ще недосить знайомі з переліком цих стандартів і рекомендацій. При опрацюванні конструкції технологічного обладнання особливу увагу надають правильному рішенню наступних питань:

1. Виконання умов технічного завдання. Технічне завдання є для конструктора документом, що підлягає безумовному виконанню. Якщо у конструктора з'являються пропозиції по поліпшенню завдання або його окремих пунктів, вони можуть бути реалізовані тільки за згодою замовника (консультанта).

2. Дотримання гармонійності конструкції за розмірами вузлів і деталей,

запасам міцності, довговічності, надійності і т. п. Ілюструючи це прикладом, можна відзначити, що конструкція технологічного обладнання буде негармонійною, якщо розміри муфти значно більше розмірів барабану; якщо розмір ведомої зірочки ланцюгової передачі значно більше розмірів тягових зірочок; якщо розміри зубчатих коліс першого ступеня редуктора значно менше розмірів коліс другого ступеня, і т. п.

Для дотримання умов гармонійності розмірів конструктор має в своєму розпорядженні ряд засобів: вибір типу передачі (планетарної, черв'ячної і т.п.); вибір типу муфти; розподіл передаточних чисел в системі приводу технологічного обладнання; вибір матеріалів для виготовлення деталей і т.п.

Важливим показником досконалості конструкції є умова рівної міцності і рівної довговічності елементів. Наявність в конструкції хоча б одного недостатньо міцного або недосить довговічного елемента знижує надійність конструкції в цілому. На практиці зустрічаються випадки, коли різні елементи конструкції розраховують на різну довговічність або на різний ресурс напруження до граничного стану. Наприклад, вали, як правило, розраховують на необмежений, а підшипники - на обмежений ресурс. При цьому допускають заміну підшипників при чергових планових ремонтах. Розрахунок підшипників на більший ресурс в деяких випадках міг би привести до не виправданого завищення ваги і габаритів конструкції технологічного обладнання в цілому. Обмежений ресурс мають ланцюги, паси і деякі інші елементи. Важливо, щоб жоден з цих елементів не виходив з ладу раніше наміченого терміну чергового планового ремонту технологічного обладнання.

3. Раціональна компоновка складальних одиниць, забезпечуючи як найменші габарити, зручність збирання і розбирання, регулювання і обслуговування і ін.

У завданнях на проєкт технологічного обладнання схема компоновки складальних одиниць і тип цих одиниць звичайно є заданими. У такому разі проєктуючий повинен уміти оцінити переваги і недоліки тієї або іншої заданої.

4. Обґрунтований вибір матеріалів і термічної обробки, що забезпечують зниження маси виробу, витрату дефіцитних матеріалів і вартості конструкції технологічного обладнання. Для виготовлення деталей, які є вирішальними у визначенні габаритів і маси виробу (наприклад, зубчаті колеса), слід широко використовувати леговані сталі, термічну і хіміко-термічну обробку, а також зміцнюючу технологію (гарт, азотизація, наклеп і т. п.). Слід широко застосовувати пластмаси, модифіковані чавуни і інші прогресивні матеріали.

5. Вибір технологічних форм деталей з урахуванням масштабу виробництва, способів отримання заготовок, і подальшої їх механічної обробки.

6. Широке використання стандартних виробів (підшипники, муфти, редуктори, кріпильні деталі, змащувальна апаратура, рукоятки, маховики і т. п.), а також стандартів на різні елементи проєктованих деталей (виточки, галтелі, заплечики, ливарні ухили і т. п.). Стандарти розробляють на основі

глибоких досліджень і узагальнення великого досвіду. Тому стандартні деталі і стандартні елементи деталей є найдосконалішими. Стандартизація - найважливіший техніко-економічний чинник, який забезпечує: зменшення об'єму конструкторських робіт завдяки скороченню кількості нових конструйованих вузлів та деталей і виконуваних робочих креслень; зниження термінів виготовлення і загальної вартості виробу за рахунок застосування стандартної технології, готових (купувальних) дешевих стандартних деталей і інструментів; регламентацію всіх характеристик стандартизованих об'єктів, що дає можливість централізації їх виробництва, широкої кооперації, міжнародної заміни і легкої заміни під час експлуатації і ремонту технологічного обладнання.

7. Уніфікація або скорочення кількості типорозмірів деталей і окремих їх елементів у всьому виробі. Уніфікація, так само як і стандартизація, направлена на підвищення техніко-економічних показників конструкції технологічного обладнання. Принцип уніфікації поширюють і на матеріали для виготовлення деталей. Недооцінка принципу уніфікації свідчить про недостатню конструкторську підготовку.

ВАНТАЖОПІДЙОМНІ МАШИНИ. КЛАСИФІКАЦІЯ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОГО ОБЛАДНАННЯ

Існує декілька класифікацій підйомно-транспортних машин і пристроїв, залежно від їх ознак: за характером і напрямком руху переміщуваного вантажу, за родом переміщуваного вантажу, роду рушійної сили, типам конструкцій і т. п.

За характером руху переміщуваного вантажу підйомно-транспортні машини прийнято поділяти на дві групи; машини періодичної (переривчастої) і безперервної дії.

До підйомно-транспортних машин періодичної (переривчастої) дії відносять машини, що переміщують різні матеріали переважно окремими порціями, процес їх роботи циклічний.

До підйомно-транспортних машин безперервної дії відносять пристрої, що переміщують різні матеріали переважно безперервним потоком.

За характером роботи і способу переміщення матеріалів підйомно-транспортні машини (як періодичної, так і безперервної дії) діляться на три базові групи: що переміщують матеріали в горизонтальному і злегка похилому напрямку; переміщують матеріали в вертикальному і різко похилому напрямку; переміщують матеріали в змішаному напрямку (горизонтальному, вертикальному і похилому).

Підйомно-транспортні машини періодичної дії, що переміщують матеріали в горизонтальному і злегка похилому напрямку, включають в себе наступні види техніки: різні ручні і механічні візки, механічні лопати, скрепери і т. п.

Машини періодичної дії, що переміщують матеріали в вертикальному і різко похилому напрямку, включають в себе наступні види техніки: талі, штабелеукладчики, вантажні ліфти, ковшові підйомники і т. п.

Машини періодичної дії, що переміщують матеріали в змішаному напрямку, включають в себе наступні види техніки: самохідні навантажувачі, електроталі, різні крани і т. п.

Підйомно-транспортні машини безперервного дії, що переміщують матеріали в горизонтальному і злегка похилому напрямку, включають в себе наступні види техніки: різні конвеєри, наземні дороги з механічною тягою і т. п.

Машини безперервної дії, що переміщують матеріали в вертикальному і різко похилому напрямку, включають в себе наступні види техніки: елеватори, багато люлькові підйомники і т. п. Машини безперервної дії, що переміщують матеріали в змішаному напрямку, включають в себе наступні види техніки: просторові конвеєри, підвісні канатні дороги і т. д.

Поряд із зазначеними класами техніки існують спеціальні допоміжні пристрої, що служать для вантажно-розвантажувальних робіт. До техніки цього класу відносять розвантажувальні естакади, бункерні і напівбункерні пристрої, вагоноперекидачі і т. п.

За функціональним призначенням: вантажно-розвантажувальні машини; транспортуючі машини; штабелери і стелажообслуговуючі машини; вантажопідйомні машини; універсальне обладнання.

За рівнем механізації: засоби малої механізації; механічні пристосування і машини; електромеханічні машини; напівавтоматичні та автоматичні стелажообслуговуючі машини з програмним управлінням.

По виду вантажу який переробляється: машини для переміщення товарно-штучних вантажів; машини для переміщення насипних і навалочних вантажів; машини для перекачування, зберігання і зливу наливних вантажів.

За періодичністю дії: машини циклічної дії; машини безперервного дії.

За видами приводу: механізми ручного дії; машини з електричним приводом; машини з двигунами внутрішнього згоряння; гравітаційні пристрої; машини з комбінованим приводом.

Види підйомно-транспортного обладнання

1. Ручні візки і електровізки
2. Електротягачі
3. Електро і автонавантажувачі
4. Штабелери.

Візки: ручний низько підйомний і виловний візок; ручний високопідйомний візок з електропідйомником вантажу; візок з електроприводним підйомом і ходом; ручний крановий візок з гідроприводом.

Гідравлічні візки - найбільш універсальний і поширений вид вантажно-розвантажувальної техніки.

Принцип роботи гідравлічних візків полягає в наступному: хитанням рукоятки з зусиллям 3-5кг, розміщений на піддоні вантаж піднімається над підлогою, після чого перевозиться в потрібне місце з невеликим зусиллям тяги оператора.

Вантажопідйомність гідравлічних візків від 800 до 2500кг. У приміщенні, де використовуються ці візки, підлога повинна бути твердою і рівною. Використовуються візки з гумовими колесами, а також з нейлоновими або поліуретановими колесами, які менш ушкоджують поверхню підлог, легше переміщаються, але вимагають більш високої якості підлог.

Високопідйомні візки з електропідйомом вантажу мають такі технічні характеристики:

- вантажопідйомність: 630 - 1000кг
- висота підйому вантажу: 1,6 і 3,0м
- маса: 220-420кг.



Рис. 1. Візки вантажопідйомні

1 - ручний низькопіднімальний виловний візок; 2 і 3 - ручні високопідйомні візки з електропідйомником вантажу; 4 - високо і низькопіднімальні візки з електроприводним підйомом і ходом

У приміщеннях з хорошим покриттям підлоги рекомендується використовувати візки з нейлоновими або поліуретановими колесами, які менш ушкоджують поверхню підлог. Найбільш поширеним є ручний низькопіднімальний виловний візок з гідроприводом. Призначений він для навантаження і розвантаження товару з вантажних автомобілів, контейнерів і переміщення товару на піддонах на малі і середні відстані при мінімальному зусиллі обслуговуючого персоналу під час підйому і пересування. Умовою його безпечної і надійної експлуатації є міцні і рівні підлоги без вибоїн і порогів.

Техніко-економічна характеристика: габарити - 1505x520x1200мм; відстань між підлогою та верхньою площиною вил - 85-215мм; маса - 75кг; вантажопідйомність - 2000кг; максимальна висота підйому 125мм.

Візок вантажопідйомністю до 1000кг призначено для електроприводного переміщення і підйому товару на велику висоту (до 3м). Візок оснащено акумуляторною батареєю напругою 12В, ємністю 125 або 180м³, що забезпечує його експлуатацію протягом двох робочих змін.

Техніко-економічна характеристика різних моделей цих візків приведена в таблиці 2.1.

Ринок підйомно-транспортного обладнання пропонує також ручні візки з електродвигунним підйомом вил. Електроживлення - трифазний струм з напругою 400Вт і частотою 50Гц з резервним перемиканням. Вантажопідйомність до 1000кг.

Підключення візків до електричної мережі здійснюється окремим приводом, який не входить в комплект поставки. Візки призначені для переміщення і складування пакетованих товарів в невеликих складах.

Таблиця 1.

Техніко-економічна характеристика ручних високопідйомних візків з електропідйомом вантажу

	F6A	F10A	V10A3	F8M	F10M	F10M3
Вантажопідйомність, кг	630	1000	1000	800	1000	1000
Висота, мм	1600	1600	3000	1600	1600	3000
Габарити, мм	1550 х 700 х 1980	1820 х 800 х 1980	1820 х 1000х 1980	1550 х 760 х 1980	1820 х 800 х 1980	1820 х 1000 х 1980
Маса, кг	225	342	380	240	380	420

Високопіднімальний і низькопіднімальний візки з електроприводним ходом і підйомом вил. Джерело енергії - акумуляторна батарея. Управління операціями здійснюється з спеціального пульта, на якому розташовані важелі і кнопки рухом вперед або назад і підйому або опускання вил. Візки призначені для обробки товарів на піддонах в малогабаритних контейнерах або безпосередньо на вилах.

Високопіднімальні візки іноді називають штабелювальними.

За допомогою штабелювальних візків можна здійснювати розвантаження і навантаження автотранспорту, всередині складського і всередині авторемонтного приміщення, укладання товарів в штабелі, на стелажі і гірки.

Головна їхня перевага - полегшення найбільш трудомістких операцій з підйому вантажів.

Штабелювальні візки випускаються з електроприводом. Джерелом електроенергії служить акумуляторна батарея.

Кранові візки призначені для маніпуляції з громіздкими вантажами, максимальна вага яких може бути 500, 700 і 1200кг.

Зручні для демонтажу автомобільних моторів, при ремонті і зміні, транспортуванні і навантаженні обладнання. Візки оснащені ручним гідравлічним приводом з системою захисту від перевантаження.

Таблиця 2

Техніко-економічна характеристика кранових візків

	J5RS	J7RS	J12RS
Вантажопідйомність, кг	500	700	1200
Висота, мм	2500	2450	2500
Габарити, мм	1600 x 950 x 1630	1330x900x1600	2680x1295x1950
Маса, кг	90	110	260

Якими б не були зручні і популярні ручні гідравлічні візки, вони мають обмежені можливості застосування, тому для складів з значним вантажообігом доцільніше використовувати візки з електроприводом.

Електровізки значно полегшують працю працівників, зайнятих переміщенням вантажів, знижують фізичні навантаження, сприяють підвищенню продуктивності праці. Візки з електроприводом можуть виконувати деякі функції навантажувачів, з їх допомогою полегшується транспортування вантажів, знижуються витрати. Управління таким візком дуже просте, не вимагає великих зусиль, тому оператором можуть бути жінки.

Електричні гідравлічні візки застосовуються на складах і в крупних авторемонтних підприємствах. Підйомний пристрій приводиться в дію гідравлічною системою, забезпеченої тиском від насоса, зблокованого з електродвигуном.

Завдяки тому, що деякі моделі електричних візків володіють частиною функцій штабелювальних (підйом і укладання вантажів на висоту до 2м), вони можуть успішно застосовуватися для складування товарів.

Широко застосовуються на складах і підйомно-транспортні машини.

Електрокари ЕТ-2047 і ЕТ-2047А мають фіксовану платформу і чотири колеса, завдяки чому мають гарну стійкість. Призначені вони для прискороного перевезення вантажів (швидкість до 40км/год, вантажопідйомність до 1т) по внутрішній (якщо на акумуляторному живленні) і зовнішньої території гіпермаркету або оптової бази. Являють собою міцну суцільнозварну конструкцію з сталевих профілів і листів, що передбачає вільний доступ до окремих систем при обслуговуванні.

Таблиця 3

Техніко-економічна характеристика електрокарів

	ЕТ-2047	ЕТ-2047А
Вантажопідйомність, кг	2000	2000
Найменший зовнішній радіус повороту, мм	3300	3300
Розмір вантажної платформи, мм	2400 x 1200	2400 x 1200
Висота вантажної платформи, мм	800	800
Ширина робочого проїзду при повороті в проїзді на 90 ⁰ градусів, мм	4200	4200
Ширина робочого проїзду при повороті на 90 ⁰ в пересічних проїздах, мм	2400	2800
Швидкість руху з (без) вантажем, км / год	17 (19,2)	17 (19,2)
Здолаючий ухил на довжині 12м з вантажем, %	12	12
Шини	Пневматичні	Пневматичні
Габарити, мм	3525x1200x1460	3700x1560x1600
Маса, включаючи батарею, кг	1700	1900

Електротягач АТ-60 призначений для перевезення вантажів масою до 1,5т в складських приміщеннях і на майданчиках з твердим рівним покриттям. Просте обслуговування і зручне робоче місце водія значно сприяють високій продуктивності. Велика тягова потужність, швидкість і маневреність є особливими перевагами тягачів з дизельним електроприводом.

Причіпний пристрій розташований в задній частині тягача.

Залежно від модифікації електротягача можна використовувати різні вантажозахватні пристосування, наприклад:

- вила, зміщуються в поперечному напрямку (що забезпечує точне підведення вил до вантажів без повторення маневрів машини);
- вила, що нахиляються по вертикалі (дозволяють надійно підтримувати деревину, сталеві матеріали та ін.);
- вила з лебідкою, що нахиляються по вертикалі (підходять для

підтягання в недоступних місцях, а також для підйому вантажів, що знаходяться нижче рівня навантажувача);

- повноповоротне захоплення для бочок (забезпечує безпечне і надійне перевантаження бочок);

- захоплення для картонних ящиків (затискає картонні ящики та ін. з двох сторін, що виключає потребу в застосуванні піддонів);

- захоплення з верхнім притиском (захищає коробки з пляшками і банками від розвалювання і забезпечує надійне перевезення);

- без блочна кранова стріла (може швидко переміщати вантажі, для яких застосування піддонів не представляється можливим);

- штир (штир, вставляється в порожнистий циліндричний вантаж, піднімає і перевозить його).

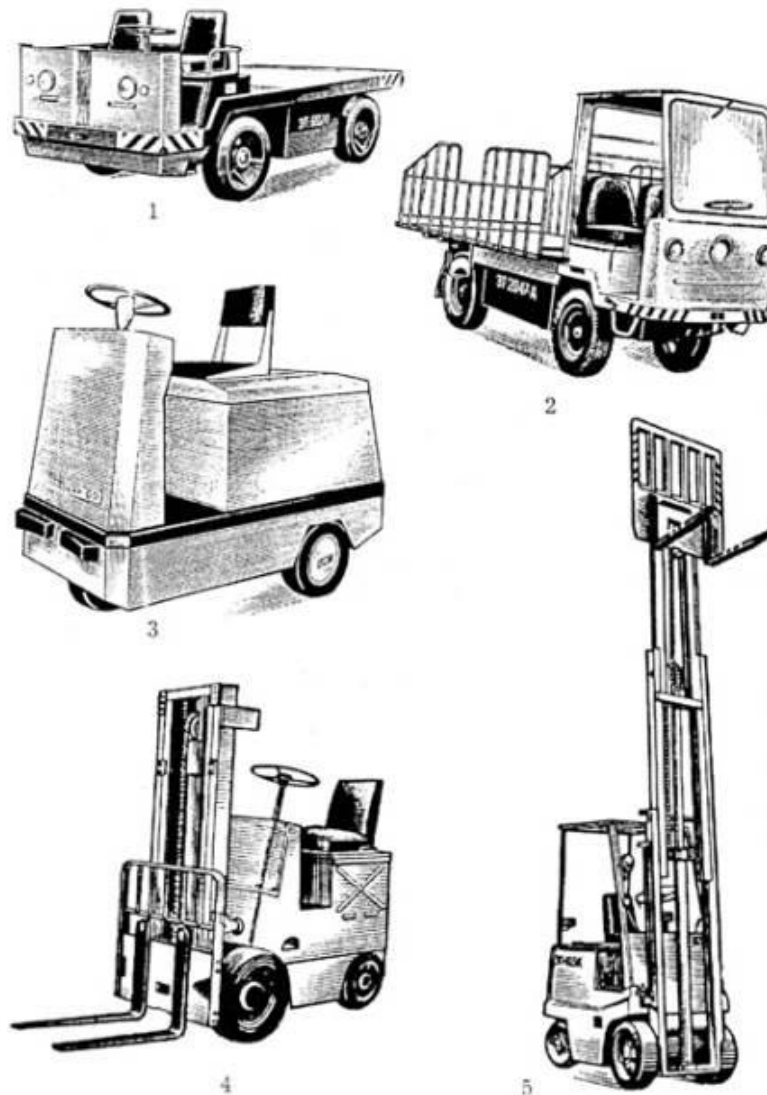


Рис. 2. Підйомно-транспортні машини

1 і 2 - електрокари з відкритою (ЕТ-2047) і закритою (ЕТ-2047А) кабіною;

3 - електротягач АТ-60; електронавантажувачі: 4 - ЕП-103К; 5 - ЕП-103;

Техніко-економічна характеристика електротягачів АТ-60: тягове зусилля на гаку (в режимі 60хв) - 60кгс; найменший зовнішній радіус повороту - 1600мм, швидкість руху з (без) вантажем - 45 (50)км/год; напруга - 24В; габарити - 1446х700х1288 мм; маса, включаючи батарею - 760кг.

Навантажувач - незамінний там, де потрібне переміщення і укладання вантажів на відкритих майданчиках і в закритих приміщеннях баз і складів, що мають тверде і рівне покриття підлоги. Його гідростатична трансмісія забезпечує рух вперед і назад в широкому діапазоні швидкостей при управлінні тільки двома педалями. Легкість рульового управління забезпечується гідропідсилювачем.

Конструкція вантажопідйомника дозволяє мати хорошу оглядовість і можливість переміщення вантажу в низьких приміщеннях.

Всі навантажувачі можна розділити на електронавантажувачі і автонавантажувачі.

Електронавантажувач - це самохідна універсальна підйомна транспортна машина на гумовому колісному ході, оснащена різними вантажозахоплюючими пристроями для навантаження, розвантаження і штабелювання вантажів. Основними пристосуваннями електронавантажувача є вила для підхоплення штучних вантажів, штирові захвати, бічні захоплюючі, безблочні стріли і т. п.

Електронавантажувач має наступні основні вузли: кузов машини з рамою, вантажопідйомний механізм, передній (ведучий) і задній (ведений) мости, електродвигун, апаратуру управління. Джерелом енергії служить акумуляторна батарея, встановлена в спеціальному ящику в кузові електронавантажувача. Чотириколісна схема ходової частини застосовується на всіх виловних навантажувачах загального призначення. Вона забезпечує стійкість навантажувача при відносно великій висоті штабелювання і щодо високої швидкості пересування.

Триколісну схему мають спеціальні виловні навантажувачі підвищеної маневреності, які використовуються для роботи у вузьких проходах. Електронавантажувачі можуть працювати як усередині приміщення, так і на вулиці. Головна відмінність всіх електронавантажувачів - тип батареї (кислотна або лужна). Кислотні батареї працюють без підзарядки в 1,5-2 рази довше лужних. Однак забороняється заряджати в одному приміщенні навантажувачі з різними типами батарей.

Електронавантажувачі ЕП-103, ЕП-103К - призначені для механізації вантажно-розвантажувальних і транспортних робіт з пакетованими і тарно-штучними вантажами в закритих приміщеннях і на відкритих майданчиках. Шасі виконано по трьохопірній схемі. Електродвигун пересування з'єднаний з головною двоступеневою передачею заднього моста. Електродвигун

управляється за допомогою магнітного контролера.

Телескопічний двухрамний вантажопідйомний пристрій шарнірно прикріплено до переднього моста. Гідроциліндр підйому - плунжерного типу, два гідроциліндри нахилу - двосторонньої дії. Рама вантажопідйомника може відхилятися вперед при захопленні вантажу і назад при його переміщенні, для чого є два гідравлічних циліндри. У кузові машини встановлений гідравлічний привід, що складається з електродвигуна, який приводить в дію насос гідравлічного розподілу, масляного баку і арматури, рульового управління, електродвигуна пересування. Джерелом енергії служить акумуляторна батарея, розташована в ящику під заднім мостом.

Корпус електронавантажувача являє собою сталеву зварену раму з двох бортів, з'єднувального мосту і поперечних зав'язків. Рульове управління виконано по типу автомобільного, з розрізною трапецією. Застосування приводу з розрізною кермовою трапецією до задніх керованих коліс дозволяє отримати різні внутрішні і зовнішні кути повороту задніх коліс, необхідні для забезпечення руху без прослизання коліс при повороті електронавантажувача.

Електронавантажувачі ЕП-02/04 і ЕП-1631 - призначені для вантажно-розвантажувальних і транспортно-складських робіт з вантажами масою до 1500 і 1600кг, укладеними на стандартні піддони.

Техніко-економічна характеристика електронавантажувачів різних моделей наведена в таблиці 4.

Таблиця 4

Техніко-економічна характеристика електронавантажувачів

	ЕП-103	ЕП-103К	ЕП-02/04	ЕП-1631
Вантажопідйомність, кг	1000	1000	1500	1500
Висота максимального підйому, м	2,0; 2,8; 4,5	2,0; 2,8; 4,5	1,5; 2,75	2,0; 2,8
Найменший зовнішній радіус повороту, мм	1600	1600	2100	1850
Ширина робочого проїзду при штабелюванні під кутом 90°, мм	2950	2950	3500	3300
Ширина робочого проїзду при переміщенні з піддоном розміром 800 - 1200мм	1800	1800	2100	1950
Швидкість руху з (без) вантажем; підйому з (без) вантажем; опускання з (без) вантажем, м/с	12(13) 0,2 (0,26) 0,4 (0,26)	12(13) 0,2 (0,26) 0,4 (0,26)	6,5 (7,5) 0,09 (0,15) 0,33 (0,13)	10,5 (12,5) 0,15 (0,25) 0,3 (0,1)
Габарити, мм	1800x930x x1700- 2150	1857x950x x1455- 2105	1800x950x x1700- 2150	1800x950x x1700- 2150
Маса, включаючи батарею, кг	2400	2400	2400	2400

Автонавантажувач - це вантажно-розвантажувальна машина з двигуном внутрішнього згоряння, призначена для роботи на відкритих майданчиках і складах. Автонавантажувач може бути обладнаний різними змінними вантажозахоплювальними пристроями.

Дизельні і газові навантажувачі - найбільш оптимальний вид вантажно-розвантажувальної техніки для роботи на відкритих площадках або в добре провітрюваних приміщеннях. На дизельні навантажувачі, що працюють в закритому приміщенні, є можливість встановити нейтралізатор вихлопних газів.

Захватні пристрої можуть обертатися на 360°. Вони можуть захоплювати також інші різні вантажі циліндричної форми в широкому діапазоні діаметрів.

Зіштовхувач - має передню раму, яка переміщується в подовжньому напрямку і зіштовхує вантаж. Використовується для завантаження вагонів і автомашин, а також ліфтів в місцях з обмеженим вільним простором.

Вантажозахватне пристосування з боковим захватом для картонних коробок - призначене для безпечного транспортування картонних коробок, завантажених на піддон, котрі тримаються з боків.

Вилковий захват, що висувається зручний для навантаження вантажів на вантажні автомобілі і в вантажні вагони, а також для штабелювання вантажів на обмеженому просторі.

Вибір підйомно-транспортного устаткування рекомендується проводити так, щоб тип машин відповідав: технології обробки вантажів з урахуванням їх асортименту і габаритів; обсягом вантажно-розвантажувальних і складських робіт; характером і типом виконуваних на складі операцій з прийому, складування і видачі вантажів з урахуванням загальної технології складських робіт; умовами проведених робіт (на відкритих складських майданчиках або в закритих складських приміщеннях); режиму робіт складів; правилам техніки безпеки; вимогам санітарних норм і протипожежної безпеки.

Вантажопідйомність автонавантажувачів 1-2т при відстані до центру вантажу 600мм.

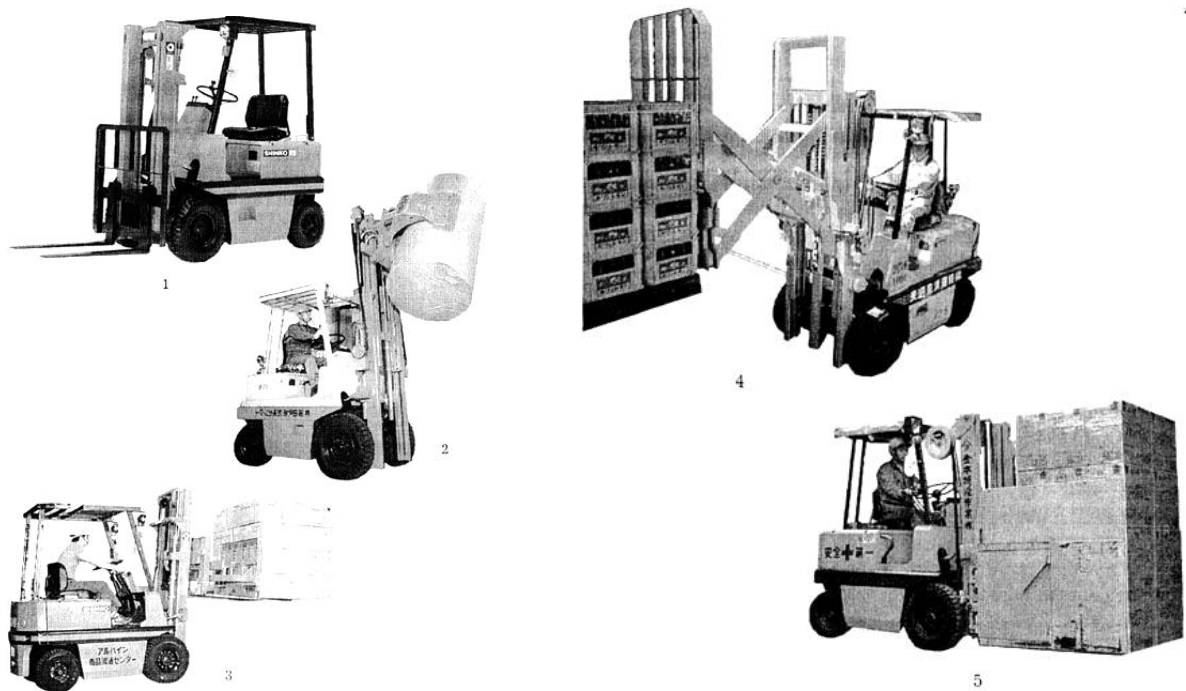


Рис. 3. Автонавантажувач з різними вантажозахоплюючими пристроями
1 - загальний вигляд; 2 - з захватними щелепами для рулонів паперу; 3 - з зіштовхувачем; 4 - з боковим зажимом для картонних коробок; 5 - з висувним вилковим захватом.

Газові навантажувачі - працюють на зрідженому газі. Витрата газу при повному навантаженні зазвичай не перевищує 50л на добу. Як правило, на складах використовують п'ять 50-літрових балонів для кожного навантажувача, які заряджають один раз в тиждень. Головні переваги газових навантажувачів - відмінні екологічні показники (краще, ніж у дизельного навантажувача з нейтралізатором) і низька вартість палива. Завдяки цьому, навантажувачі, що працюють на газі, набули в європейських країнах все більшої популярності.

Інший вид вантажно-розвантажувальної техніки - **штабелери**. Вони можуть бути як з ручною, так і електричною тягою. Призначення штабелерів - складування вантажів на різних висотах. Особливо зручні вони для невеликих складів з малим вантажообігом. Там, де вантажообіг великий, доцільно використовувати навантажувачі.

Електроштабелер ЕШ-188 - являє собою самохідний візок на чотирьох колесах, на якому змонтовані каретка з вантажопідіймником, приводні механізми, вузли управління і встановлено джерело електроенергії - акумуляторна батарея.

Він призначений для роботи на складах з вузькими проходами між стелажми. Каретка поперечного зсуву та механізм повороту

вантажопідійомника дозволяють захоплювати вантаж з фронту і з обох сторін по ходу машини. Електроштабелер може переміщувати і штабелювати тарно-штучні вантажі, укладені на піддони розміром 800x1200мм, як в закритих приміщеннях, так і на відкритих майданчиках з твердим і рівним дорожнім покриттям. Найбільша ефективність досягається при переміщенні вантажів на короткі відстані - до 70м.

Корпус електроштабелера має несучу конструкцію, виконану у вигляді звареної рами, призначену для розміщення і кріплення складальних одиниць, апаратів і агрегатів. Корпус складається з остова і напрямних. Напрямні, з'єднані між собою, служать для установки і переміщення каретки з вантажопідійомником. Напрямні осі, жорстко встановлені, служать для установки задніх коліс. До напрямних за допомогою гвинтів прикріплені текстолітові накладки, на яких встановлена акумуляторна батарея. Вгорі, над акумуляторною батареєю, в спеціальному відсіку з швидко знімною кришкою встановлена контакторна панель.

Ліворуч і праворуч до корпусу на болтах закріплені направляючі ролики, що полегшують роботу водія в вузьких проходах. Задні колеса електроштабелера встановлені на консольних осях, що забезпечує кращий підхід до них і полегшує демонтаж. Колесо обертається на підшипниках, напесованих в маточину. Привід ведучого здвоєного колеса складається з електродвигуна і двоступеневого редуктора, що включає планетарну передачу і пару конічних шестерень.

Електроштабелер обладнаний двома системами незалежних гальм: гідравлічним (робочим) гальмом задніх коліс з приводом від ножної педалі і механічним (стоянковим) гальмом, встановленим на валу двигуна пересування, з приводом від важеля.

Гідравлічне гальмо призначене для гальмування електроштабелера при його русі і для зупинки. Стоянкове гальмо - для загальмування електроштабелера на стоянках і утримування його на ухилах. Користуватися стоянковим гальмом працівникам забороняється, крім аварійних випадків виходу з ладу робочого гальма.

На електроштабелер встановлено вантажопідійомник трьохкамерної конструкції з циліндром підйому плунжерного типу. Вантажопідійомник шарнірно закріплений на остові механізму нахилу і може бути нахилений назад до 7°.

Вантажопідійомник складається з внутрішньої і середньої рам, циліндра підйому, каретки і ланцюгів.

Рамами є вертикальні стояки, виконані з двотаврового профілю, з'єднані між собою поперечними зв'язками. Переміщення внутрішньої рами щодо середньої, а середньої щодо зовнішньої відбувається на котках і роликах. Котки виконані на підшипниках кочення. До нижнього зв'язку внутрішньої рами кріпиться ланцюг.

Технічна характеристика електроштабелера ЕШ-188: номінальна

вантажопідйомність - 0,5т, номінальна висота підйому вил - 4500мм; висота підйому вил без збільшення габаритної висоти електроштабелера - 1100мм, швидкість пересування з номінальним вантажем - 7км/год, без вантажу - 7,5км/год; габарити - 2235x1390x2090 (5480)мм, маса електроштабелера - 2250кг.

Техніко-експлуатаційні вимоги до підйомно-транспортних машин.

Навіть поверхневе ознайомлення з машинами і пристроями для перевезення і транспортування різних матеріалів показало, що з цією метою можуть вільно застосовуватися найрізноманітніші типи підйомно-транспортних машин і пристроїв.

Зручність і економічна ефективність застосування тих чи інших механізмів залежить від специфіки вантажообігу, а також від характеру матеріалів що транспортуються, їх ваги, габаритних розмірів, і інших умов.

Встановити і вибрати найбільш вигідний для даного підприємства тип підйомно-транспортної машини дозволяє ретельний економічний аналіз, оснований на інженерно-математичних розрахунках. В першу чергу вибір підйомно-транспортних машин і пристроїв визначається наступними факторами:

- 1) експлуатаційна надійність в роботі машин і пристроїв, необхідна міцність і стійкість, невелика власна вага;
- 2) безпека машин і пристроїв для обслуговуючого персоналу;
- 3) відповідність продуктивної потужності машин і пристроїв умовам та обсягу робіт;
- 4) максимальна однотипність машин і пристроїв для вантажно-розвантажувальних і робіт в середині складу на конкретній ділянці або на конкретній стадії технологічного процесу (за рахунок чого досягаються взаємозаміна, комплексна механізація, автоматизація, зручність обслуговування техніки);
- 5) забезпечення машинами і пристроями якісного і кількісного збереження матеріалів що переробляються;
- 6) відповідність машин і пристроїв наявності місцевих енергетичних ресурсів;
- 7) облік виду габаритних розмірів і ваги матеріалів що переробляються при виборі типу підйомно-транспортних машин;
- 8) економічність застосовуваних машин і пристроїв при високому ККД.

Призначення і класифікація вантажопідйомних машин

Вантажопідйомні машини - це машини циклічної дії, тобто періоди роботи їх механізмів чергуються з періодами пауз.

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

механізми, крани, підйомники.

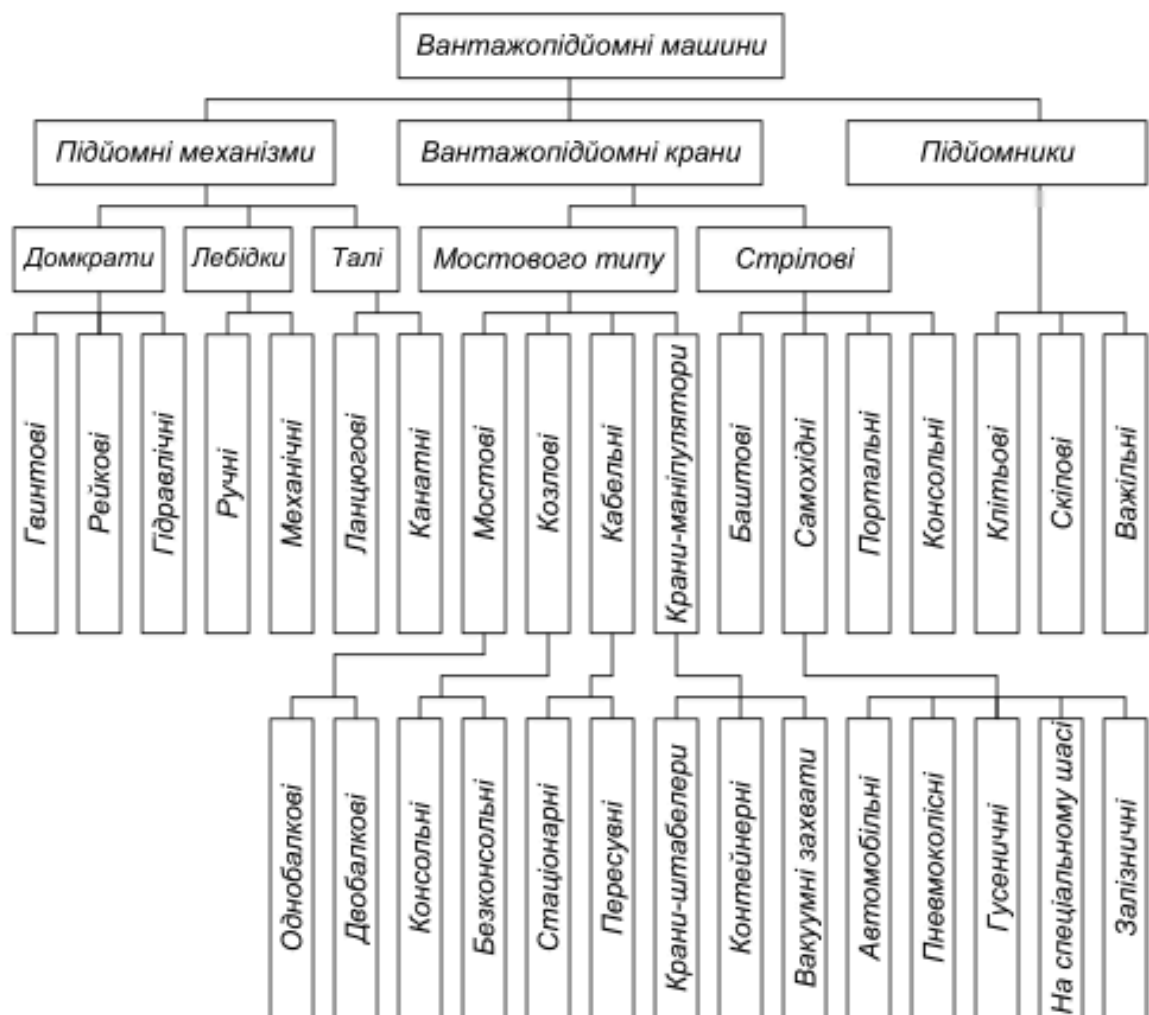


Рис. 2.1.1. Класифікація вантажопідйомних машин

Лебідки (рис. 2.1.3) виконуються у вигляді привідного барабану з закріпленим на ньому тяговим органом - сталевим канатом. Розрізняють підйомні і тягові лебідки. Підйомні лебідки використовують головним чином для вертикального підйому вантажу, тягові лебідки - для горизонтального переміщення вантажу. Тягові лебідки застосовують для укладання в штабелі круглих лісових матеріалів, при вивантаженні круглого лісу з піввагонів. Підйомні підвісні лебідки називають талями, а при наявності у них механізму пересування по підвісним шляхах - пересувними талями.

Електроталь - вантажопідйомна машина з електроприводом і механізмом підйому і горизонтального переміщення. Електроталь складається з трьох основних вузлів: вантажопідйомного механізму, який служить для підйому і опускання вантажу, ходового візка, до якого підвішується вантажопідйомний механізм; кнопкової станції для управління електроталлю. Вантажопідйомний механізм складається з корпусу, в якому знаходяться вантажний барабан, електродвигун підйому, редуктор підйомного механізму,

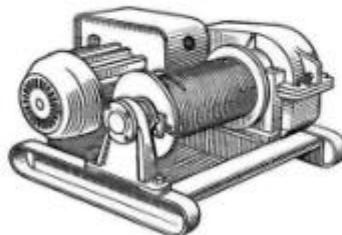
електромагнітне гальмо, канат, підвіска. Електродвигун підйому вбудовано в барабан. Ходовий візок електроталі чотириколісний, пристосований для пересування по тавровій балці. Привідні колеса приводяться в рух від електродвигуна пересування. Електроталь забезпечується електроенергією від мережі. Пуск електродвигуна здійснюється магнітними пускачами. Управління електроталлю відбувається за допомогою кнопочового механізму з підлоги.

Пересувні електроталі застосовують для виконання вантажопідйомних робіт на складах, на вантажних платформах, під навісами. Вони можуть працювати на відкритому повітрі, але обов'язково під загальним або місцевим навісом, що захищає від попадання в механізм снігу і дощу.

Якщо електроталь об'єднана з монорельсовим візком і переміщується під стелею будівлі по монорельсу, то такий пристрій називають **тельфером**. Управління тельферами здійснюється за допомогою магнітних носіїв, що приводяться в дію пусковими кнопками кнопочової станції, підвішується на гнучкому кабелі на висоті 1,2м від підлоги. Іноді ними керують за допомогою тягових шнурів. Якщо тельфером обслуговується велика територія, то управління ним можливо з центрального пульта.



а



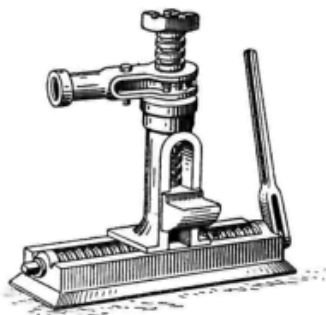
б



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

Рис. 2.1.4. Таль

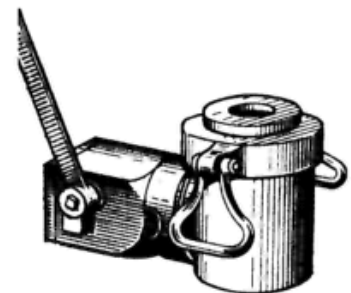
Домкрати (рис. 2.1.2) виконуються у вигляді штовхача - гвинтового, рейкового, гідравлічного і призначені для піднімання вантажів на невелику висоту (у межах до 0,6м) при виконанні монтажних та ремонтних робіт.



а



б



в

Рис. 2.1.2. Домкрати:

а) гвинтовий; б) рейковий; в) гідравлічний

Рухомий підйомний стіл з ручним керуванням (рис. 2.22) призначений для механізованого завантаження і вивантаження вантажів з автомашин і з залізничних вагонів при відсутності вантажно-розвантажувальних рамп, а також для навантаження і розвантаження пакетованих і затарених вантажів.

Його техніко-економічна характеристика наступна: вантажопідйомність - 320кг; висота підйому вантажу 300- 1400мм; габарити столу - 900х700х924мм, маса - 145кг.

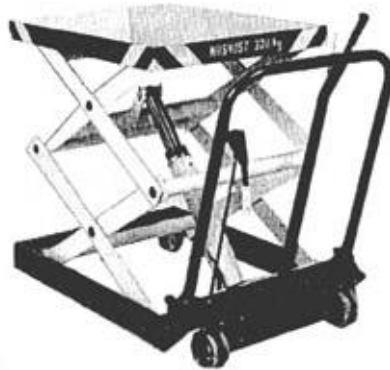


Рис. Рухомий підйомний стіл

Вантажопідйомні крани - здійснюють транспортування штучних вантажів (або насипних матеріалів у контейнерах) у просторі за довільною траєкторією, яка може включати вертикальні, горизонтальні і похилі ділянки, в межах радіусу дії.

Розрізняють крани мостового типу і стрілові, з вільним підвісом вантажу і з жорстким підвісом і керованим захватом вантажу, крани загального призначення і спеціальні.

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

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

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

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

крана, пересування вантажного візка.

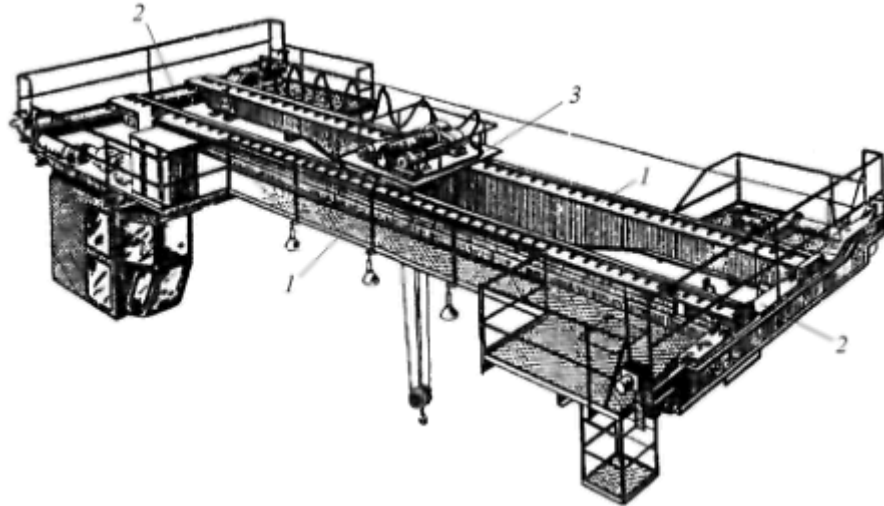


Рис. 2.1.5. Мостовий двобалковий кран

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

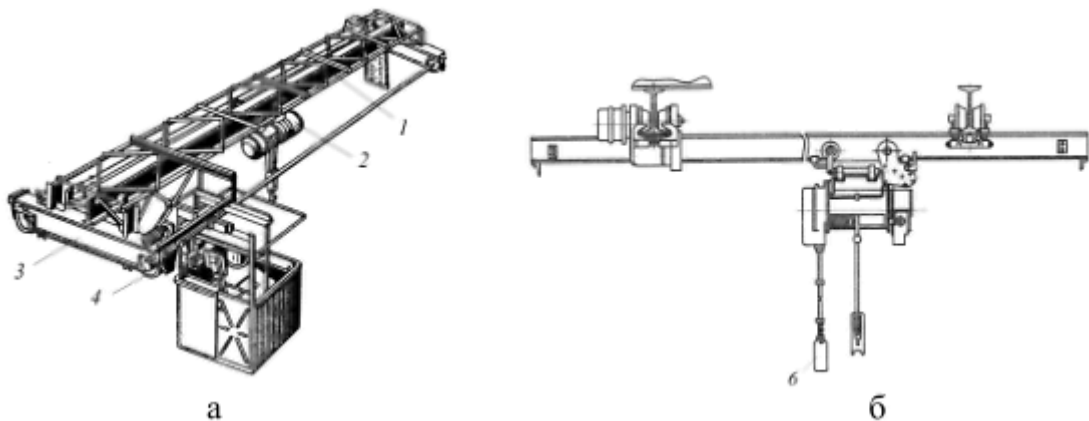


Рис. 2.1.6. Мостові однобалкові крани:
а) опорний; б) підвісний

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

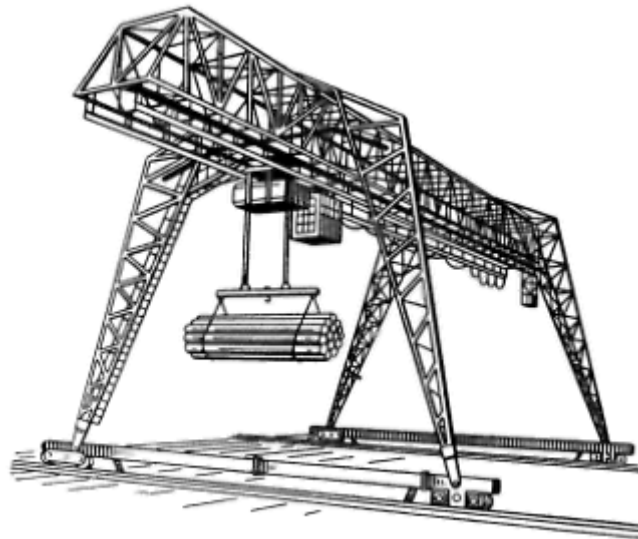


Рис. 2.1.7. Козловий двоконсольний кран

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

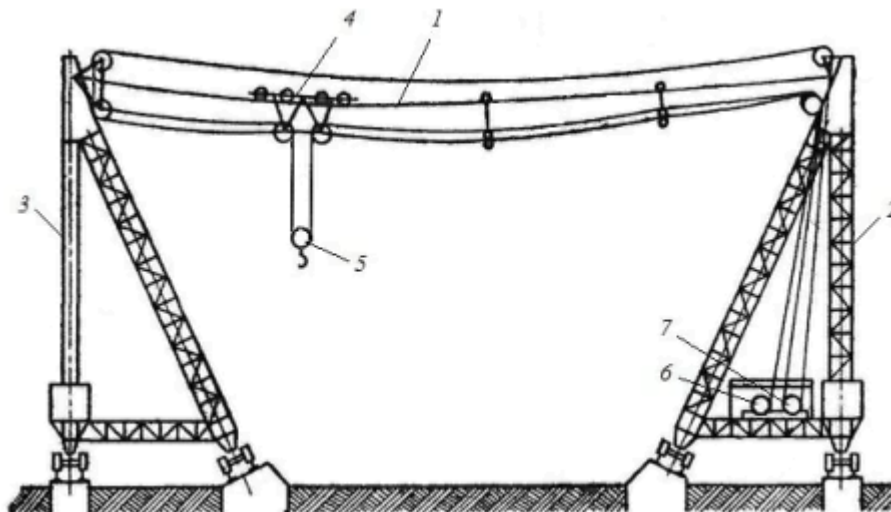


Рис. 2.1.8. Кабельний кран

Широке впровадження, особливо у складському господарстві, на транспорті та у перевантажувальних комплексах, отримують крани з жорстким підвісом і керованим захватом вантажу - **крани-маніпулятори** (рис.

2.1.9). До них зокрема відносять кран-штабелери: мостового типу (рис. 2.1.9,а) і стелажні.

Кран-штабелери призначені для механізації та автоматизації складського господарства і особливість їх використання полягає у тому, що наведення, захоплення та звільнення вантажу виконується автоматично, без участі допоміжного персоналу. На базі таких кранів з'являється можливість подальшої автоматизації виробництва. Бортові крани-маніпулятори (рис. 2.9.1,6) використовуються для виконання навантажувально-розвантажувальних операцій на транспортних засобах.

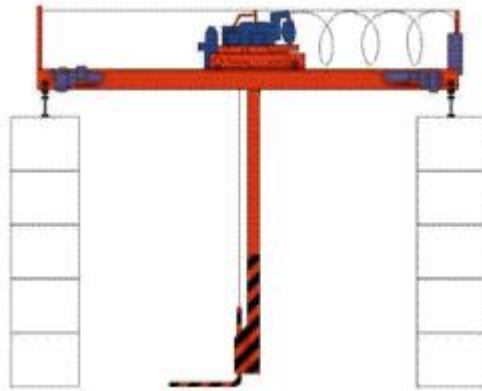
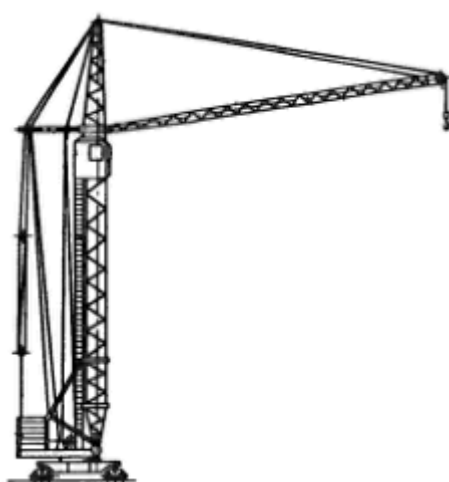
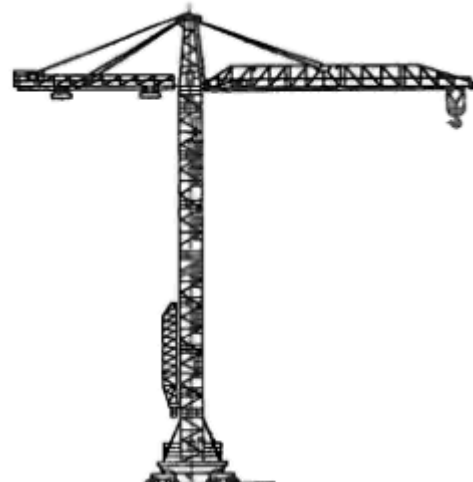


Рис. 2.1.9. Крани-маніпулятори:
а) кран-штабелер мостовий; б) бортовий маніпулятор

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



а



б

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

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

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



а



б



в



г

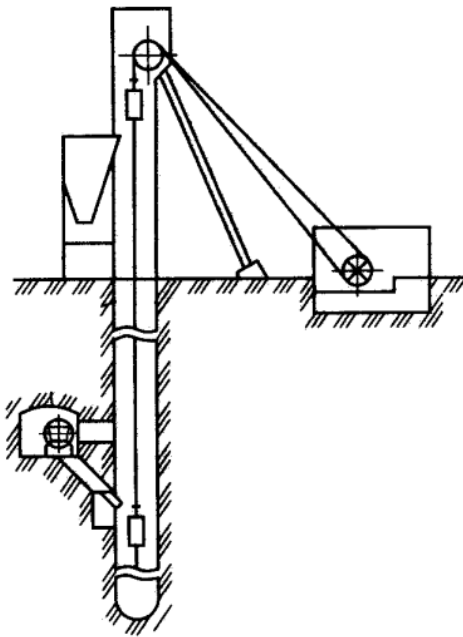


д



е

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



а



б

Рис. 2.1.12. Крани - підйомники:
а) скіповий; б) важільний

Призначення, види гаражного підйомно-транспортного обладнання і вимоги, які пред'являються до нього

Даний вид гаражного обладнання підрозділяється на підйомно-оглядове, підйомно-транспортне; транспортуєме і призначене для забезпечення доступу при ТО і ремонті до вузлів і агрегатів автомобілів для їх монтажу-демонтажу

та здійснення внутрішньо гаражних транспортувань.

До основного підйомно-оглядового обладнання відносяться підйомники різного типу; а до допоміжного - гаражні домкрати, перекидачі автомобілів та інші пристрої.

До підйомно-транспортного обладнання відносяться кран-балки, талі (електротельфери), пересувні малогабаритні вантажопідйомні крани, а також різні моделі візків з нескладними підйомними вантажозахоплювальними механізмами. До цієї ж групи обладнання можна віднести механізовані комплекси (пости) із заміни агрегатів та вузлів автомобілів, які знаходять все більше застосування.

До основного транспортуемого обладнання слід віднести конвеєри для переміщення автомобілів по постах поточних ліній для ТО, електро або автонавантажувачі, а до допоміжного - звичайні візки, іноді з різнопрофільними ложементами і захопленнями для відповідних вузлів і агрегатів автомобілів.

Вищевказані види обладнання в залежності від конструкцій, призначення і способу установки можуть бути стаціонарними або пересувними, а за діапазоном моделей автомобілів - універсальними або спеціалізованими.

Механізоване обладнання класифікується також за типом приводу - воно може бути пневматичним, електрогідравлічним, комбінованим (наприклад, пневмогідравлічним) і т. п., включаючи звичайний ручний або ножний, з використанням додаткових пристроїв (насосів плунжерного типу і т. п.).

До підйомно-транспортного обладнання пред'являються наступні основні вимоги:

- забезпечення максимальних зручностей для робітників;
- надійність в роботі, включаючи страховку і фіксацію (наприклад, вивішених автомобілів), а також надійність кріплення різних вузлів і агрегатів автомобілів при виробництві монтажних-демонтажних робіт і їх транспортуванні, тобто забезпечення безпеки робіт;
- зменшення габаритів і металоємності конструкцій устаткування з одночасним підвищенням маневреності на обмежених виробничих площах;
- зменшення енергоємності за рахунок використання новітніх технологій;
- легкість в управлінні і простота обслуговування;
- вартість обладнання не повинна перевищувати розумних меж з метою його швидкої окупності.

При виборі найбільш оптимальної моделі для конкретного виробництва слід враховувати і санітарно-гігієнічні аспекти використання, а також зарубіжний досвід. Наприклад, за даними оглядової НТІ, в США немає жодної оглядової канами для ТО автомобілів, застосовуються виключно підйомники найрізноманітніших моделей, саме тому, що вони мають цілу низку істотних переваг перед оглядовими канавами, а саме:

- низькою вартістю;

- можливістю підняти автомобіль на будь-яку зручну висоту (в залежності від росту робочого і виду робіт, що виконуються);
- кращим доступом до вузлів і агрегатів, що полегшує їх монтаж-демонтаж;
- кращою природною вентиляцією і освітленістю, в результаті чого можливе застосування механізованого прибирання приміщень;
- кращим контролем робочих місць і загальної ситуації на постах, а також мобільністю, що зручно використовувати, наприклад, при реконструкції виробництва.

Тама 3. Типи автосервісного підйомно-оглядового обладнання

Відповідно до технології робіт пости ТО і ПР повинні бути оснащені спеціальним підйомно-оглядовим устаткуванням: 1) пристроями для огляду і роботи з різних сторін автомобіля – згори, збоку, знизу; 2) механізмами для вивішування коліс; 3) транспортним устаткуванням задля переміщення автомобілів вздовж постів потокових ліній.

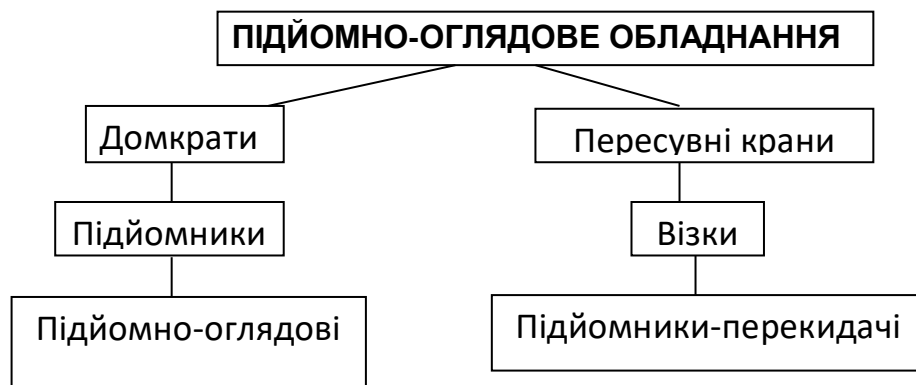


Рис 3.1. Класифікація підйомно-оглядового обладнання

Гаражні домкрати

Домкрати призначені для вертикального підйому вантажу на невелику висоту. Домкрати є допоміжним устаткуванням робочих постів і призначені для вивішування різних частин автомобіля, для монтажу й демонтажу агрегатів при ремонті.

Домкрати бувають механічні, гідравлічні й пневматичні. Механічні домкрати можуть бути ручні та з електроприводом. Гідравлічні – з ручним або приводним насосом. Пневматичні домкрати внаслідок надзвичайно високої пружності робочого тіла, широкого поширення не знайшли.

Домкрати підрозділяють на *дорожні, гаражні і канавні*.

Дорожні домкрати призначені для вивішування коліс автомобіля при усуненні несправностей у дорозі, вони входять у комплект інструмента водія.

Гаражні домкрати використовують для роботи на підлогових постах,

не обладнаних оглядовими пристроями. Гаражні домкрати виконують пересувними з ручним приводом вантажопідйомністю до 20т; висота підйому до 0,5...0,6м. Гаражний гідравлічний домкрат (рис. 3.8) складається з підстави 1 на котках, піднімальної стріли з опорною п'ятою 2, робочого циліндра 3 з насосом ручного приводу 4. Рукоятка для переключування домкрата одночасно є важелем насосу.

Канавні домкрати застосовують на оглядових канавах, а також на естакадах і підйомниках при установленні автомобіля на робочі пости на колесах. Для зручності підходу до різних частин автомобіля знизу та для самовивішування мостів при установленні на механізовані канави передбачають можливість переміщення канавного домкрата уздовж поздовжньої осі автомобіля, створюючи візки, які вивішують.

Канавні домкрати виконують стаціонарними або на візках. Вантажопідйомність домкратів до 10т, висота підйому 0,3...0,6м. При ручному приводі застосовують гідравлічні циліндри й механічні пристрої, при механізації підйому використовують також пневматичні, електромеханічні й інші виконавчі пристрої. Найбільш поширені гідравлічні та електромеханічні домкрати.

Стаціонарні домкрати розміщують у бічних нішах канав, забезпечуючи вільний прохід. Вони мають дві або чотири опори для одночасного вивішування відповідно одного або двох мостів автомобіля. До стаціонарних домкратів простіше підводити енергію, наприклад при електромеханічному приводі.

Пересувні канавні домкрати складаються з візків на котках, які забезпечують переміщення домкрата уздовж канави по ребордах або по спеціальним напрямним, і одного або двох властиво піднімальних пристроїв з опорами. Гідро-, пневмоциліндр або стійки механічних домкратів, як правило, можуть переміщуватися в поперечній площині канави по візку. Переміщення домкратів у канаві дозволяє використовувати їх не тільки для вивішування автомобіля, але й для інших робіт. Для більшої свободи дій у канаві домкрати іноді не поєднують поперечним візком, а передбачають можливість переміщення їхніх стійок уздовж кожного борта канави.

Механічні ручні домкрати розподіляють на гвинтові, рейкові й важільно-рейкові.

Найпростіший гвинтовий домкрат (рис. 3.) складається з корпусу 1, у який запресована бронзова втулка-гайка 2 із прямокутною або трапецеїдальною нарізкою, гвинта 3 і п'яти 4. Гвинт переміщається при обертанні рукоятки 5.

Щоб п'ята домкрата добре прилягала до поверхні вантажу, її здебільшого виготовляють самоустановлювальною. При підйомі вантажу вона не обертається. Гвинтові домкрати самогальмуються, внаслідок чого безпечні в експлуатації. Гвинт домкрата виготовляється зі сталі 40 або 45. Головка гвинта обов'язково піддається термообробці до HRC = 40...45. ККД гвинтів,

які самогальмуються, завжди менше 0,5. Для самогальмування необхідно, щоб $\beta < \rho$, де β - кут підйому гвинтової лінії; ρ - кут тертя. При коефіцієнті тертя в парі гвинт-гайка $f = 0,1$; $\rho = 5,5^\circ$; $\beta = 4 \dots 5^\circ$.

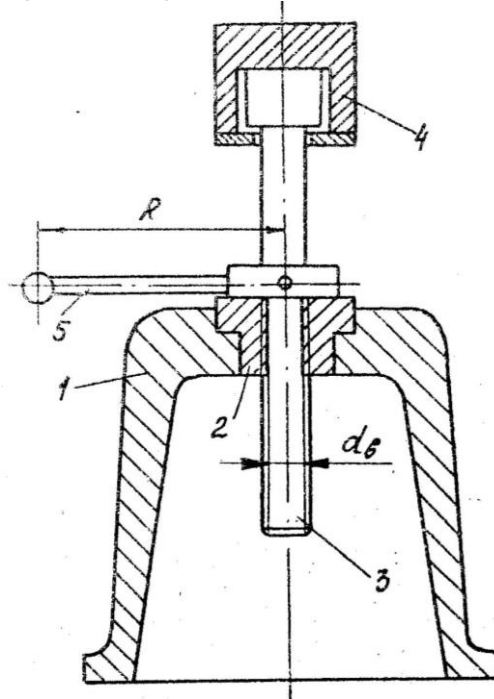


Рис. 3.2. Гвинтовий домкрат:

1 – корпус; 2 – гайка; 3 – гвинт; 4 – п’ята; 5 – рукоятка

Внутрішній діаметр гвинта d_6 визначають орієнтовно (із розрахунку на стиснення за зниженому на 30 % припустимому напруженні)

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{G}{(0,7[\sigma_{ст}])}, \quad (3.1)$$

де G - сила, діюча на гвинт.

Звідси

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{0,7 \cdot \pi [\sigma_{cm}]}} \text{ м.} \quad (3.2)$$

$$[\sigma_{cm}] = \frac{[\sigma]_B}{[n]};$$

де $n = 2,5 \dots 3$ – коефіцієнт запасу міцності;

$$[\sigma]_B = 180 \dots 200 \text{ Н/м}^2.$$

Розрахувавши d_6 , згідно (ДСТУ ISO 6336-3:2005) обирають для трапецеїдальної, прямокутної або упорної різьби крок t , середній діаметр різьблення d_{cp} і зовнішній діаметр d_3 .

Потім перевіряють умову самогальмування гвинта $\beta < \rho$,

де

$$\beta = \arctg \left[\frac{t}{\pi \cdot d_{cp}} \right]. \quad (3.3)$$

Якщо $\beta \geq \rho$, необхідно зменшити крок гвинта.

Крутний момент, прикладений до гвинта

$$M_{кр} = G \cdot \left(\frac{d_{cp}}{2} \right) \cdot tg(\beta + \rho) + M_{\Pi}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.4)$$

де M_{Π} - момент тертя на опорній поверхні п'яти, який залежить від конструкції опори (рис. 3.3).

Коли гвинт опирається безпосередньо плоским торцем (рис. 3.3, а), момент становить

$$M_{\Pi} = G \cdot f_0 \cdot \frac{d_1}{3}.$$

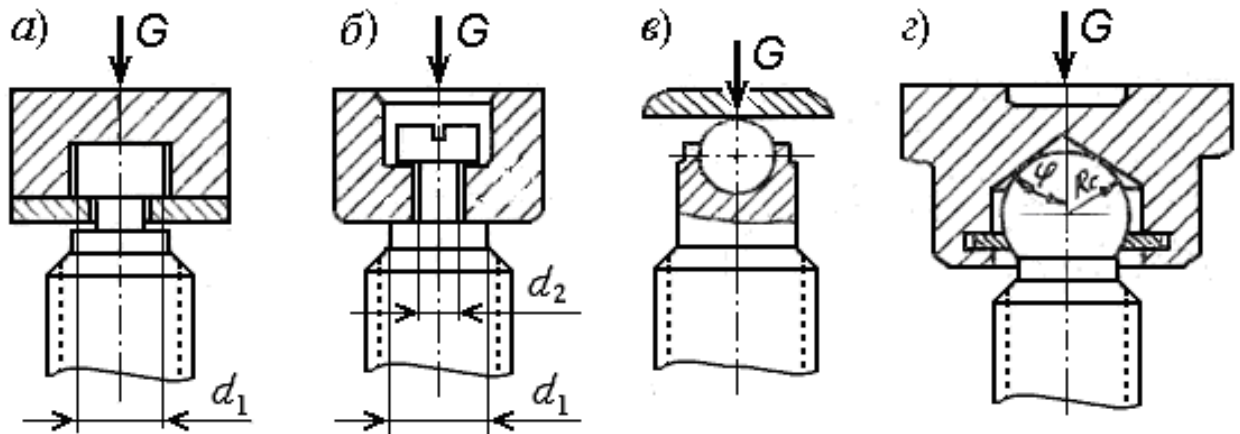


Рис. 3.3. Схеми до розрахунку опорних частин силових гвинтів

Для конструкції за (рис. 3.3,б) момент тертя визначається наступною формулою

$$M_{\Pi} = \frac{1}{3} \cdot G \cdot f_0 \cdot \frac{d_1^3 - d_2^3}{d_1^2 - d_2^2},$$

де $f_0 = 0,1 \dots 0,2$ - коефіцієнт тертя в контактї поміж п'ятою та гвинтом;

d_1, d_2 - розміри, згідно рисунку 3.3,б.

Якщо опора сферична (рис. 3.3,в), моментом M_{Π} можна знехтувати.

При сферичному кінці, який опирається на конусну поверхню п'яти (рис. 3.3,г), дотик відбувається вздовж кола діаметром

$$d = 2 \cdot R_c \cdot \cos \phi;$$

де R_c - радіус сфери,

ϕ - половина кута при вершині конусу.

Нормальний тиск на опорну поверхню при цьому

$$N = \frac{G}{\sin \phi}.$$

Тоді $M_{II} = N \cdot f_0 \cdot d = G \cdot f \cdot R_c \cdot \operatorname{ctg} \phi.$

Для створення крутного моменту використовують рукоятку, довжина якої $R = 0,4 \dots 0,6 \text{ м}$, а зусилля на рукоятці не повинне перевищувати 300Н. Задавшись довжиною рукоятки, знаходять зусилля

$$P_p = \frac{M_{кр}}{R} \leq 300 \text{ Н}. \quad (3.5)$$

Якщо умова не виконується, необхідно збільшити довжину рукоятки (що вкрай небажано) або зменшити крок гвинта. Гвинт перевіряють на спільну дію стиску та крутіння, а при значній довжині ще й на стійкість.

Наведені напруги

$$\sigma_{II} = \sqrt{\sigma_{CT}^2 + 4 \cdot \tau_{KP}^2}, \quad (3.6)$$

де τ_{KP} – дотична напруга.

$$\tau_{KP} = \frac{M_{KP}}{0,2 \cdot d_B^3}$$

Умова достатньої міцності $\sigma_{II} \leq [\sigma_{II}]$. Для більшості сталей, з яких виготовляються гвинти, можна прийняти $[\sigma_{II}] \leq 90 \text{ МПа}$.

На стійкість гвинт перевіряють за формулою Ейлера

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_p}{\ell_2} \quad (3.7)$$

де $P_{кр}$ – критична сила, Н;

$E = 200 \text{ МПа}$ – модуль пружності сталі;

$$J_p = \frac{\pi d_g^4}{64} \text{ м}^4;$$

l – максимальна висота підйому, м.

Запас стійкості

$$n_{CT} = \frac{P_{кр}}{G} \geq 4. \quad (3.8)$$

Потім визначають число витків гайки

$$Z \geq \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot (d_H^2 - d_g^2) \cdot [q]}, \quad (3.9)$$

де $[q]$ – питомі тиски, що допускаються у контактї гвинта і гайки, Н/м². Значення питомих тисків що допускаються наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Значення питомих тисків що допускаються

Матеріал гвинт-гайка	$[q]$, МПа	Матеріал гвинт-гайка	$[q]$, МПа
Сталь-чавун	5...6	Сталь-сталь	7...13
Сталь-антифрикційний чавун	10...13	Сталь-бронза	7...13

Кількість витків різьби гайки не повинно перевищувати 10. Для випадку $z > 10$, слід обрати інший матеріал або збільшити діаметр гвинта.

Висоту гайки визначають за формулою

$$H = Z \cdot t. \quad (3.10)$$

ККД домкрата

$$\eta = \frac{A_n}{A},$$

де $A_n = t \cdot G$ – робота по підняттю вантажу за 1 оберт гвинта, Дж;

$A = 2P_p \pi R$ – робота, виконана робітником за 1 оберт гвинта, Дж.

Гідравлічні домкрати прості у виготовленні, надійні в експлуатації, можуть мати більшу вантажопідйомність і ККД, компактні. На рамі гідравлічного домкрата (рис. 3.8) змонтовані піднімальний пристрій і силовий агрегат, що складається з гідравлічного циліндра та ручного плунжерного насоса подвійної дії.

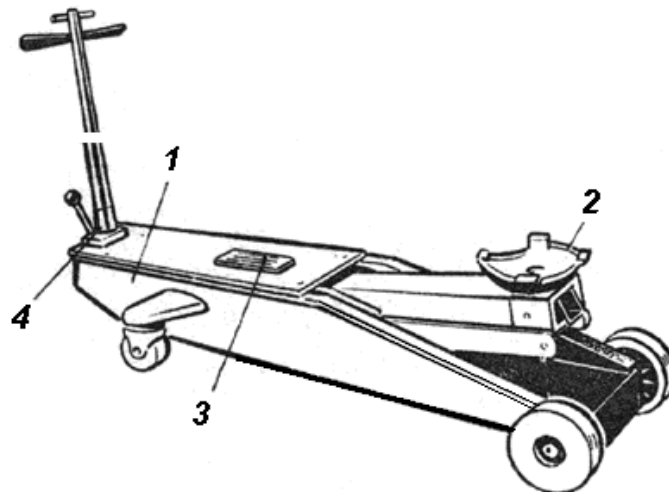


Рис. 3.2. Гаражний гідравлічний домкрат

Підняття п'яти 2 піднімального пристрою здійснюється хитанням важеля (їм є рукоятка для переміщення домкрата), пов'язаного із плунжером насоса. Стріла являє собою рівноплечий шарнірний паралелограм, що забезпечує паралельне до поверхні підлоги положення опорної поверхні п'яти

при будь-якому її положенні. Опускають стрілу за рахунок зниження тиску в гідравлічній системі, для чого відкривають голку запобіжного клапана насосу.

Керують голкою за допомогою важільця, встановленого на рукоятці домкрата. Рукоятку за допомогою важільця фіксують у двох положеннях. Рама домкрата триколісна. Заднє колесо є самоустановлювальним.

На рис. 3.9 наведена схема підйомника з гідравлічним приводом. Підйомник призначений для зміни висоти підхватів візка. Підйомник має гідравлічний привід з живленням від плунжерного насосу. Плунжерний насос приводиться від педалі, закріпленої на рамі візка, через систему тяг. До неї закріплені два коромисла, які дозволяють направити зусилля від педалі уздовж осі плунжера.

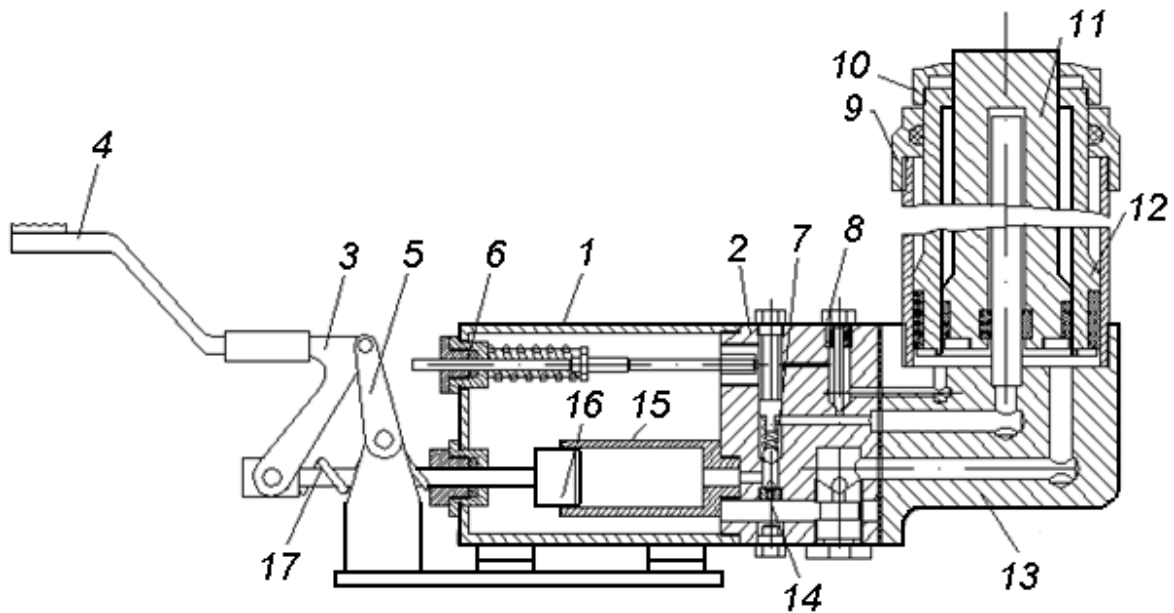


Рис. 3.9. Підйомник з ножним гідравлічним приводом:

- 1 – корпус; 2 – розподільник; 3-5 – коромисло; 4 - педаль нагнітання;
6 - голчастий клапан; 7 - напірний клапан; 8 - голчастий клапан; 9-10 кришка;
11- шток; 12 - шток циліндра; 13 – перехідник; 14 – клапан; 15 - циліндр
насосу; 16 – плунжер; 17 - пружина зворотна; 18 - педаль опускання

Плунжер насосу 16, переміщаючись ліворуч, створює розрідження усередині циліндра 15. Під дією розрідження відкривається кульковий клапан 14 і мастило з резервуара 1 надходить у циліндр 2. При ході плунжера праворуч в циліндрі створюється тиск, під дією якого відкривається кульковий клапан 7 і мастило надходить у центральний канал. При цьому кульковий клапан 14 закриває прохід мастилу в резервуар. Із центрального каналу через перехідник мастило надходить у допоміжну порожнину внутрішнього штока гідроциліндра, тому що голчастий клапан 8 закритий. Мастило, що подається насосом, буде перекачуватися у внутрішню порожнину штока, впродовж холостої ходи підйомника. При цьому на шток діє невеликий тиск мастила,

забезпечуючи своїм тиском на малу площу прискорений хід підхоплення.

Голчастий клапан, вбудований у випускний штуцер, буде закритий доти, поки тиск у системі не перевищить тиск, на яке відрегульована пружина клапана (до 2МПа) (регулювання здійснюється заверненням і відверненням пробки, що служить корпусом клапана). Якщо відбувається підйом стенда із виставленим мостом, то опір від вантажу зростає. Тому при певній величині тиску відкривається нагнітальний голчастий клапан 8 і мастило починає надходити верхнім каналом в основну порожнину гідроциліндра. При цьому мастило діє на повну площу торця штока. Коли навантаження буде максимальним, тиск у системі також досягне граничної величини, тоді відкриється випускний голчастий клапан 6. При цьому мастило з основної порожнини гідроциліндра та із центрального каналу буде надходити на вихід, поки тиск не знизиться і випускний голчастий клапан не закриється.

Верхня пробка розподільника служить для випуску повітря з гідравлічної системи при заповненні мастилом. Нижня пробка дозволяє при необхідності зливати мастило. Нижній канал пропускає мастило при прискореному ході штока. Це необхідно тому, що в основній порожнині створюється розрідження при переміщенні штока, на якому встановлені мастиlostійкі манжети. Опускання стенда відбувається під дією власної ваги при відкритті зливальної лінії шляхом відкриття випускного голчастого клапана 6.

Хід плунжера вліво і забір рідини здійснюється за допомогою пружини. Подібним способом улаштований привод педалі зливання рідини. На педалях наклеєні гумові накладки для запобігання ковзання.

Розрахунок гідравлічного домкрата. На рис. 3.10 показано гідравлічний домкрат з ручним приводом. Вантажопідйомним елементом є шток 1. Для розширення діапазону висоти підйому часто верхня частина штока обладнується гвинтом 2. Шток переміщається в корпусі 3, усередині якого є порожнини 4, які заповнюються мінеральним мастилом або сумішшю води і гліцерину. Заповнення проводиться через пробку 5. Підйом вантажу виробляється в процесі нагнітання рідини ручним плунжерним насосом 6 із клапанами 8 у порожнину під штоком 7. Для опускання вантажу відкривають кран 9 і рідина з порожнини 7 перетікає в порожнину 4.

Наведемо розрахунок основних параметрів гідравлічного домкрата вантажопідйомністю 50000Н. Основні позначення розмірів прийняти відповідно до рис. 3.10.

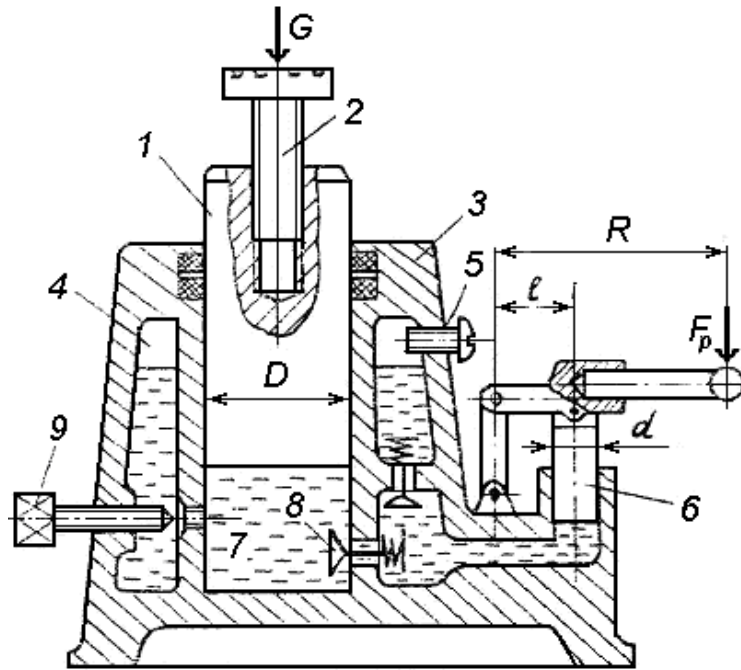


Рис. 3.10. Гідравлічний домкрат:

1 - шток; 2 - гвинт; 3 - корпус; 4 - порожнина; 5 - пробка; 6 - насос;
7 - порожнина під штоком; 8 - клапан; 9 - кран

Максимальна вантажопідйомність домкрата визначається за формулою

$$G = F_p \cdot \frac{R \cdot D^2}{\ell \cdot d^2} \cdot \eta, \text{ Н}, \quad (3.11)$$

де $F_p \leq 300$ зусилля на рукоятці, Н;

D і d - відповідно, діаметри штока і плунжера, м;

η - ККД домкрата (приймається в середньому 0,7);

R - довжина рукоятки;

ℓ - довжина важеля плунжера, м;

Для автомобільних домкратів довжина рукоятки $R \leq 0,5\text{ м}$, а довжина важеля плунжера $\ell = 0,02 \dots 0,03\text{ м}$.

Діаметр плунжера приймають у межах $0,008 \dots 0,01\text{ м}$.

Звідси діаметр штока

$$D = \sqrt{\frac{G \cdot \ell \cdot d^2}{F_p \cdot R \cdot \eta}}, \text{ м}. \quad (3.12)$$

Приймаємо значення величин: $d = 0,01\text{ м}$; $F_p = 200\text{ Н}$; $\ell = 0,025\text{ м}$; $R = 0,5\text{ м}$;
 $\eta = 0,7$

тоді

$$D = \sqrt{\frac{50000 \cdot 0,025 \cdot 0,01^2}{200 \cdot 0,5 \cdot 0,7}} = 0,042\text{ м}.$$

Повна герметичність з'єднання досягається установкою манжет згідно ГОСТ 14896-74, що працюють при тисках до 50 МПа. Розміри цих манжет

визначені стандартом, тому розрахунковий діаметр D варто збільшити до найближчого стандартного розміру кільця. Припускаємо, що шток ущільнюється стандартною гумовою манжетою з внутрішнім діаметром 45мм. Тоді остаточно маємо $D = 0,045$ м.

Тиск робочої рідини на виході з насосу

$$p_0 = \frac{4 \cdot F_p \cdot R}{\pi \cdot d^2 \cdot l} \cdot \eta, \text{ Н/м}^2. \quad (3.13)$$

$$p_0 = \frac{4 \cdot 200 \cdot 0,5}{\pi \cdot 0,01^2 \cdot 0,025} \cdot 0,7 = 35,65 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 35,65 \text{ МПа}.$$

Продуктивність плунжерного насосу

$$Q_n = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 60} \cdot S_0 \cdot n \cdot c_1, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.14)$$

де $S_0 = (0,7 \dots 0,9) \cdot l$ – хід плунжера, м;

$c_1 = (0,95 \dots 0,98)$ – коефіцієнт корисного використання насосу;

n – число переміщень плунжера у хвилину.

За правилами Держтехнагляду $n \leq 30$.

$$Q_n = [(\pi \cdot 0,012)/(4 \cdot 60)] \cdot 0,7 \cdot 0,025 \cdot 30 \cdot 0,95 = 6,52 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Швидкість підйому вантажу

$$V_G = \frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot D^2}, \text{ м/с}. \quad (3.15)$$

$$V_G = (4 \cdot 6,52 \cdot 10^{-7})/(\pi \cdot 0,045^2) = 0,41 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}.$$

З метою запобігання витрат робочої рідини з порожнини високого тиску поверхня штока обробляється з високою точністю, піддається загартуванню ТВЧ до HRC 45 і більше й хромується.

Тема 4. Типи підйомників для обслуговування автомобілів.

Гаражні підйомники призначені для підйому автомобіля над рівнем підлоги на висоту, яка забезпечує зручність проведення робіт знизу та збоку автомобіля. Максимальна висота підйому 1,3...1,8м. Час підйому 0,3...2,0хв.

В автотранспортних підприємствах застосовуються **стаціонарні і пересувні гаражні підйомники**. Гаражні підйомники мають ряд переваг у порівнянні з оглядовими канавами і естакадами. Вони дозволяють регулювати висоту підйому автомобіля, що значно полегшує працю робітників, забезпечуючи їх безпеку. Недоліки – ускладнене застосування при потоковому методі ТО, бо неможливе одночасне виконання робіт зверху та знизу автомобіля.

При оснащенні постів підйомниками поліпшуються санітарно-гігієнічні умови праці, забезпечуються природне освітлення, достатня вентиляція, чистота, вільне переміщення на робочих місцях. Однак вимоги до техніки безпеки ускладнюються – автомобіль треба ретельно закріплювати на підйомнику спеціальними упорами, для запобігання від мимовільного опускання підйомника варто встановлювати спеціальні підставки, штанги, фіксатори і т.д.

Підйомники застосовують на тупиковому та проїзному паралельному, універсальному й спеціалізованому постах ТО й ПР. Компонування таких постів у потокові лінії незручні. Перекидачі використовують тільки на спеціалізованих постах для робіт знизу автомобіля (зварювання, фарбування) на великих ПАТ і СТОА.

Залежно від призначення робочого поста або конструкції автомобіля використовують підйомники з різними опорними пристроями: під колеса, під мости або під кузов (рис. 4.1). Конструкція опорного пристрою також впливає на зручність підходу до нижніх частин автомобіля.

Застосовують підйомники різної конструкції. Одні підйомники вимагають розміщення їхніх вузлів нижче рівня підлоги. Тому ці підйомники можна розміщувати лише на першому поверсі. Інші встановлюють на підлозі із кріпленням або на колесах. Такі підйомники можна розміщувати на міжповерхових перекриттях; з ними легко проводити при необхідності перепланування зон робочих постів.

На даний час найбільш поширені підйомники з гідравлічним і електромеханічним приводом.



Рис. 4.1 Підйомники з різними опорними пристроями та типом приводу

Гаражні гідравлічні підйомники для автомобілів

Гідравлічний підйомник - має один або кілька циліндрів з плунжерами і опорними рамами або захватами, резервуар з гідравлічною рідиною, гідронасос, кран керування, манометр, клапани і трубопроводи.

Стаціонарні підлогові гідравлічні підйомники можуть бути одно, двох і багатоплунжерні, з вантажопідйомністю від 2 до 12т і більше.

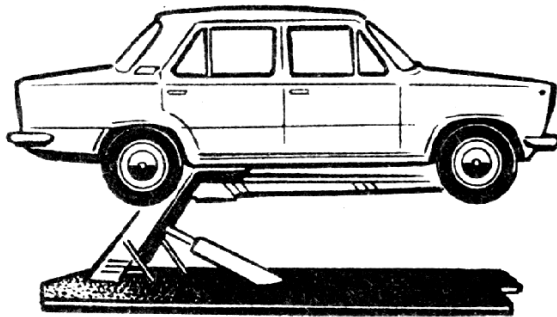


Рис. 4. 2 Підлоговий гідравлічний важільний підйомник автомобілів

Стаціонарні підлогові гідравлічні підйомники можуть бути одно, двох і багатоплунжерні, з вантажопідйомністю від 2 до 12 т і більше.

В одноплунжерному підйомнику (рис. 4.3) при підйомі мастило забирається з бака 9 насосом 8 і через гідророзподільник 6 та зворотний клапан 5 подається в нижню порожнину циліндра 2. При нагнітанні в циліндр мастила плунжер висувається, і відбувається підйом автомобіля. Підйом плунжера 1 з піднімальною платформою 12 обмежується упорною шайбою і напрямним циліндром.

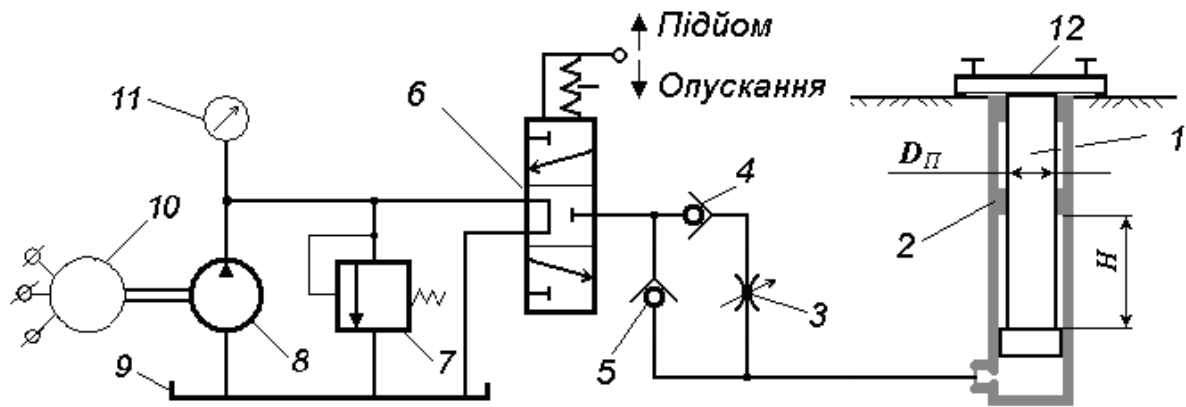


Рис. 4.3. Схема гідравлічного автомобільного підйомника:

1 – плунжер; 2 – гідроциліндр; 3 – гідравлічний дросель; 4, 5 – зворотні клапани; 6 – гідророзподільник; 7 – напірний клапан; 8 – гідронасос; 9 – гідробак; 10 – електродвигун; 11 – манометр; 12 – траверса

При досягненні максимальної висоти спрацьовує клапан 6 і мастило перекачується в бак. Висота підйому до 1,5м. Швидкість підйому близько 2м/хв (0,033 м/с).

При опусканні підйомника електродвигун 10 не працює і плунжер опускається під дією сили ваги автомобіля – рідина із циліндра видавлюється плунжером через кран керування в бак. Швидкість опускання можна регулювати дроселем 3 з клапаном 4, дроселюючи зливальний отвір. Для попередження мимовільного опускання плунжера підйомник обладнують запобіжною стійкою з отворами під фіксуючий стрижень.

Недоліком одноплунжерного підйомника є ускладнений доступ до механізмів автомобіля знизу. Крім того, при найменшому перекосі плунжера при його монтажі відбувається мимовільний поворот рами з розташованим на ній автомобілем. Проте за умови правильного монтажу цей недолік перетворюється в перевагу, тому що можливий поворот автомобіля навколо вертикальної осі в будь-яке зручне положення. За рахунок цього може заощаджуватися виробнича площа, яка відводиться для маневрування автомобіля та його проїзду.

Циліндри одно, двох і трьохплунжерних підйомників розміщують у бетонних колодязях глибиною приблизно 2м під робочим постом. Чотирьох, шести, восьмиплунжерні підйомники виконують підлоговими, розмішуючи циліндри усередині стійок. Підлогові компактні підйомники застосовують і без стійок – важільної конструкції, що під дією хитного гідроциліндра розвертається, піднімаючи автомобіль.

Одноплунжерний підйомник дозволяє повертати опорну раму навколо осі плунжера, що полегшує установку автомобіля на пост. Разом з тим, центральне розміщення плунжера ускладнює підхід до окремих вузлів автомобіля знизу. Двоплунжерний підйомник з невеликими рамами або

захватами на кожному плунжері забезпечує кращий підхід до вузлів, а також дає можливість установлювати автомобіль похило під кутом до 40° . Для підйому автомобілів з різною базою передбачають можливість зміни відстані між плунжерами.

Двохплунжерні гідравлічні підйомники застосовують для підйому автомобілів масою до 16т. Вони складаються з двох одноплунжерних підйомників, циліндри яких заглиблені в підлозі. Кожен плунжер має коротку раму, а іноді кільчасту опору (підхоплення) для осей автомобіля. Обидва плунжери приводяться в дію від однієї насосної установки. Для вирівнювання швидкостей переміщення плунжерів використовується тросоперетягуючий пристрій. Гідравлічні підйомники, незважаючи на простоту конструкції, плавність і безшумність у роботі, мають певні недоліки. Внаслідок зношування або деформації ущільнюючого сальника плунжера може відбуватися мимовільне опускання платформи з автомобілем. Гідравлічні підйомники, заглиблені в підлозі, ускладнюють перепланування виробничих приміщень. Крім того, їх не можна розміщувати на міжповерхових перекриттях.

Наведено розрахунок гідравлічного підйомника. Навантаження, що приходить на один плунжер підйомника становить

$$G_{\text{пл}} = \frac{G_a \cdot K_p}{n}, \text{ Н}, \quad (4.1)$$

де G_a – сила ваги, Н;

$K_p = 1,1 \dots 1,3$ коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по плунжерах;

n – число плунжерів.

Діаметр плунжера розрахуємо з виразу

$$D_{\text{пл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{пл}}}{\pi \cdot p_n \cdot \eta}}, \quad (4.2)$$

де p_n – тиск, створюваний насосом, Па;

η – ККД підйомника (0,94...0,98).

Після розрахунку діаметру плунжера підбирають ущільнювальну манжету згідно ДСТУ 14896-84 і потім коректують розрахований діаметр.

Визначимо ємність бака

$$V_0 = \frac{n \cdot \pi \cdot D_{\text{пл}}^2 \cdot H \cdot K}{4}, \text{ м}^3, \quad (4.3)$$

де H – висота підйому, м;

$K = 4 \dots 5$ – коефіцієнт запасу.

Продуктивність насосу визначиться з виразу

$$Q_n = \frac{n \cdot \pi \cdot D_{пл}^2 \cdot V_n}{4 \cdot \eta_0}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (4.4)$$

де $\eta_0 = 0,7$ об'ємний ККД насосу.

Визначимо потужність електродвигуна

$$N = V_n \cdot p_n, \text{ Вт}. \quad (4.5)$$

Електромеханічні гаражні підйомники

Електромеханічні підйомники мають один або кілька електродвигунів, зусилля від яких за допомогою механічних передач різного типу передаються до опорних пристроїв, що вертикально переміщуються вздовж напрямних стійок.

Застосовуються електромеханічні підлогові підйомники одностійкові вантажопідйомністю до 1,5т, двох, чотирьох і шестистійкові вантажопідйомністю до 14 і більше тонн. У цих підйомниках використовують різні типи механічних передач, а саме: гвинтові, ланцюгові, тросові, карданні, важільно-шарнірні.

Зважаючи на надійність конструкції, все більш широке застосування набули електромеханічні підйомники з гвинтовими передачами, у яких зусилля передається або на гвинти, або на вантажонесучі гайки.

На схемі (рис. 4.4) наведена одна стійка такого підйомника, у якого зусилля від електродвигуна 1 передається через редуктор 2 на вертикальний гвинт 3. При обертанні гвинтів вантажонесучі гайки 4 переміщуються вертикально, спричиняючи підйом або опускання опорного пристрою 5 з автомобілем.

Такі підйомники застосовують у вигляді комплектів пересувних стійок з пультом керування, що забезпечує синхронну їхню роботу. Залежно від маси автомобіля можна використовувати різну кількість стійок.

Після підйому автомобіля під нього встановлюють підставки регульованої висоти, для можливості проведення подальших видів обслуговування. У цей час стійки підйомника переміщують на інші пости. Підйомник-комплект стійок можна використовувати без яких-небудь монтажних робіт на будь-якій площадці з твердим рівним покриттям.

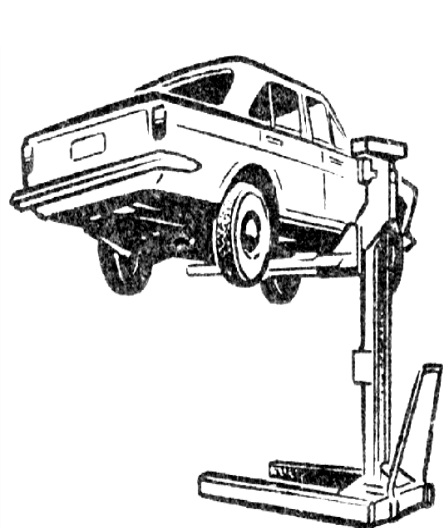


Рис. 4.4 Підлоговий електромеханічний одностояковий підйомник

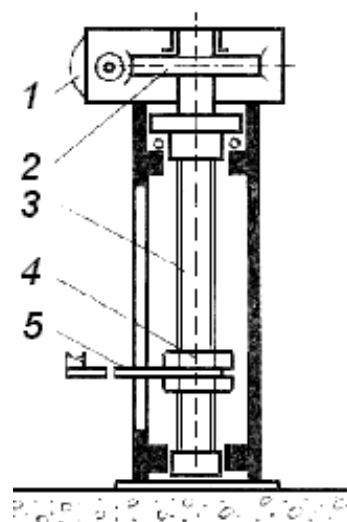


Рис. 4.4 Схема стійки електромеханічного підйомника

1 – електродвигун; 2 – редуктор; 3 – вертикальний гвинт; 4 – вантажонесучі гайки; 5 – опорний пристрій



Рис. 4.5 Підлоговий електромеханічний двостояковий підйомник

Розрахунок електромеханічного підйомника. Навести розрахунок двохстійкового електромеханічного підйомника для автомобіля УАЗ-3741. Вага автомобіля – 33104Н; ширина – 2,5м; швидкість підйому – 2м/хв. Висота підйому – 1,75м. Час підйому – 45с. У розрахунках використати схеми дії сил згідно рис. 4.6.

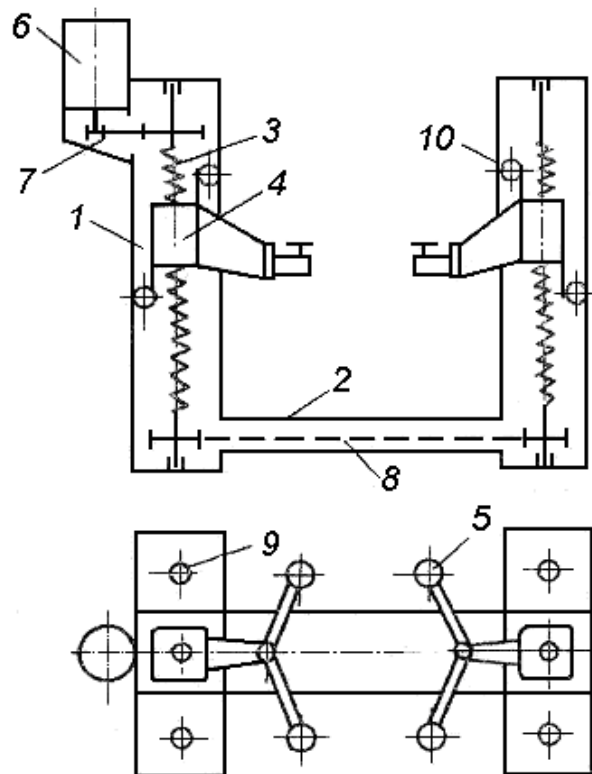


Рис. 4.6. Схема гвинтового електромеханічного підйомника:
1 – стійка; 2 – поперечка; 3 – гвинт; 4 – гайка; 5 – підхват; 6 – електродвигун;
7 – редуктор; 8 – ланцюгова передача; 9 – анкерний болт

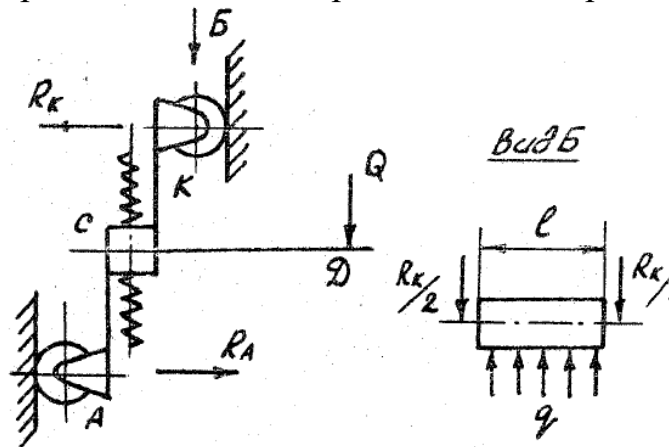


Рис. 4.7. Схема дії сил на опорні ролики

Навантаження на один гвинт

$$Q = \frac{G_a \cdot K_p}{n} \text{ Н}, \quad (4.6)$$

де n – число стійок;

G_a – сила ваги автомобіля, Н;

$K_p = 1,1 \dots 1,3$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу сили ваги по стійках.

Більше значення K_p обирається для чотирьохстійкових, а менше - для двохстійкових підйомників;

$$Q = \frac{33104 \cdot 1,1}{2} = 18207, \text{ Н.}$$

Довжина плеча підхвату

$$CD = (1/4) \cdot B + L, \quad (4.7)$$

де B – ширина автомобіля, м;

$L = 0,25 \dots 0,4$ запас по ширині на сторону, м. Менше значення L обирається для легкових автомобілів; $CD = 2,5 : 4 + 0,3 = 0,925$ м.

3. Відстань між роликами AK , становить $AK = (0,3 \dots 0,5) \cdot CD$;

$$AK = 0,35 \cdot 0,925 = 0,323 \approx 0,3 \text{ м.}$$

4. Сили, діючі на ролик; $R_a = R_k$ – незалежно від співвідношення розмірів AK і CK ; $R_k = Q \cdot CD / AK$

$$RA = RK = 18207 \cdot 0,925 / 0,3 = 56138 \text{ Н.}$$

5. Якщо ролик сталевий і зазнав попереднього об'ємного загартування (термообробки), тоді контактуючі поверхні розраховуються за контактними напругами:

$$[\sigma_k] \leq 0,418 \cdot \sqrt{\frac{q \cdot E_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}}}}, \quad (4.8)$$

де q – розподілене навантаження;

$E_{\text{пр}} = 2 \cdot E_1 \cdot E_2 / (E_1 + E_2)$ - приведений модуль пружності;

$\rho_{\text{пр}}$ – приведений радіус кривизни.

Якщо ролик і напрямна виготовлені з однакового матеріалу маємо

$$E1 = E2 = E_{\text{пр}}, \quad \frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}, \quad (4.9)$$

де r_1 – радіус ролика;

r_2 – радіус напрямної.

Якщо $r_2 = \infty$, то

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{r_1}.$$

$$[\sigma_k] = 2,8 \cdot \sigma_m = 2,8 \cdot 650 \cdot 106 = 1820 \cdot 106 \text{ Н/м}^2.$$

Розподілене навантаження q обчислюється за формулою

$$q \leq \frac{[\sigma_k]^2 \cdot d}{2 \cdot 0,174 \cdot E \cdot S}, \text{ Н/м}, \quad (4.10)$$

де d – діаметр ролика;

E – приведений модуль пружності, $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$;

$S = 1,2 \dots 1,3$ коефіцієнт запасу.

При діаметрі ролика $d = 0,06 \text{ м}$, розподілене навантаження

$$q \leq \frac{(1820 \cdot 10^6)^2 \cdot 0,06}{2 \cdot 0,174 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 1,3} = 2200 \cdot 10^3, \text{ Н/м}.$$

6. Довжина ролика

$$l = R_k/q, \text{ м}; \quad (4.11)$$

$$l = 56138/2200 \cdot 10^3 = 0,025 \text{ м}.$$

7. Додаткове зусилля на гвинті за рахунок перекочування роликів

$$Q_d = R_k \cdot z \cdot f, \quad (4.12)$$

де $f = 0,01$ коефіцієнт тертя кочення;

z – число роликів в стійці,

$$Q_d = 56138 \cdot 0,01 \cdot 2 = 1122 \text{ Н}.$$

8. Уточнене зусилля на гвинті $Q_y = Q + Q_d$, Н;

$$Q_y = 18207 + 1122 = 19329 \text{ Н}.$$

Розрахунок гвинта підйомника ведеться аналогічно розрахунку гвинта домкрата. Внаслідок збігу навантажень на гвинт у попередньому та наведеному прикладах, припускаємо $d_s = 0,033 \text{ м}$; $d_{cp} = 0,037 \text{ м}$; $d_n = 0,040 \text{ м}$; $P = 0,006 \text{ м}$.

Верхня опора гвинта спроектована у відповідності з рис. 3.15. Для опори обрано упорний підшипник № 8209 з діаметром доріжки тіл кочення $d_n = 0,059 \text{ м}$. Статична вантажопідйомність підшипника 90500 Н.

Крутний момент, прикладений до гвинта на упорному підшипнику, розраховується згідно формули:

$$M_{кр} = Q_y \cdot \frac{d_{cp}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho) + Q_y \cdot f_1 \cdot \frac{d_n}{2}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4.13)$$

де $f_1 = 0,01$,

d_n – діаметр доріжки тіл кочення упорного підшипника, м.

$$M_{кр} = 19329 \cdot \frac{0,037}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,95 + 5,5) + 19329 \cdot 0,01 \cdot \frac{0,059}{2} = 58,8, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Швидкість підйому V приймається рівною 1,5...2м/хв. Частота обертання гвинта визначається виразом

$$n = V/P; \quad (4.14)$$

$$n = 2/0,006 = 333 \text{ об/хв.}$$

Задаючи певну частоту обертів ротора електродвигуна (750, 1000, 1500 або 3000об/хв), можна визначити передаточне число від електродвигуна до гвинта

$$u = n_{ов}/n. \quad (4.15)$$

При значеннях $u \leq 4$, слід використати для передачі моменту від електродвигуна до гвинта клинопасову передачу. У протилежному випадку необхідно підібрати редуктор.

При використанні електродвигуна з частотою обертів ротора $n_{ов} = 950$ об/хв, тобто з передаточним числом

$$u = 950/333 = 2,85,$$

передача крутного моменту від електродвигуна до гвинта може бути здійснена клинопасовою передачею.

Потужність електродвигуна однієї стійки

$$N = \frac{M_{кр} \cdot \omega}{\eta_m} = \frac{M_{кр} \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot \eta_m}, \text{ Вт}, \quad (4.16)$$

де η_m – механічний ККД трансмісії; при використанні клинопасової передачі $\eta_m = 0,96$.

Потужність електродвигуна однієї стійки

$$N = 58,8 \cdot 3,14 \cdot 333 / (30 \cdot 0,96) = 2135 \text{ Вт}.$$

Розрахунковим параметрам задовольняє електродвигун потужністю 2,5кВт.

Електричні та гідравлічні піднімальні пристрої для спеціальних стендів.

Універсальність даної групи піднімальних пристроїв обумовлює можливість швидкого регулювання робочої ширини пересувними платформами. Пристрої для проведення робіт з перевірки та регулювання підвіски автомобіля, мають відборткування по внутрішньому краку кожної платформи.

Підйомник чотирьохстійковий електрогідравлічний призначений для проведення слюсарних робіт. Висота додаткового підйомника в складеному стані 50мм. Розміщення гідравлічних роликів зовні платформ. Постійне змащення високоміцних тросів і шківів обумовлено конструкцією підйомника.

Платформи, які пересуваються, дозволяють регулювати ширину робочої частини підйомника. Автоматична система безпеки із пневматичним випуском, дозволяє фіксувати платформу без навантаження тросів. Передбачені система безпеки блокування та можливість розміщення траверси для вивішування автомобіля.

Підйомник чотирьохстійковий електрогідравлічний під «розвал-сходження» (рис. 4.8) має площадки під поворотні кола (рис. 4.9) й задні ковзні пластини (рис. 3.20) зі спеціальними блокаторами для їхньої фіксації. Додаткові вставки забезпечують швидкий перехід від мінімального розміру кузова до максимального.



Рис. 4.8 Чотиристійковий підйомник мод. П-137 з підйомною рамою колійного типу.

У кожній стійці підйомника змонтована блочно-тросова система, пов'язана з трапами підйомної рами. В одному з трапів знаходиться гідроциліндр з плунжером і блоками, кінематично пов'язаними з блочно-тросовою системою підйомника. Насосна станція, що складається з електродвигуна потужністю 2,2 кВт, шестеренного насосу і бачка для мастила, встановлена з краю одного з трапів. Підйомник оснащений запобіжною

рейкою з фіксатором для запобігання самовільного опускання рами з встановленим на ній автомобілем. При пуску електродвигуна насосна станція подає мастило в гідроциліндр, шток починає висуватися, впливаючи при цьому через блочно-тросову систему на трапи колійної рами, яка в свою чергу починає піднімати встановлений на ній автомобіль. Висота підйому платформи досягає 1720мм. З огляду на поганий доступ до вузлів і агрегатів автомобіля на підйомниках з колійною рамою, їх застосовують в основному для організації постів контролю установки керованих коліс автомобілів, використовуючи при цьому додаткове проекційне обладнання, систему шкал і т.п. Причому для вивішування в ході робіт передніх мостів дуже зручно використовувати пересувну по трапах траверсу з встановленим на ній пневматичним домкратом БС-200, а для страхівки користуватися підставкою, регульованою по висоті.

Чотирихстійковий електромеханічний підйомник з робочими парами гвинт-гайка обладнаний у верхній частині робочими майданчиками з огороженням і сходами для входу. На такому підйомнику можна проводити одночасно роботи як знизу, так і зверху автомобіля. Широкого поширення такі підйомники не знайшли через підвищену металоємності і занадто великих настановних габаритних розмірів.



Рис. 4.9 Електрогідравлічний чотирихстійковий підйомник з додатковим підйомником

Наявність в'їзних рамп забезпечує швидкий заїзд автомобілів з низьким спойлером. Додатковий колісний підйомник для вивішування автомобіля, керований з пульта управління, забезпечує рівномірний розподіл автомобіля по центральній осі.

Підйомник шиномонтажний пневматичний (рис. 4.10), для підйому автомобілів масою до 2500кг. Використовується при заміні коліс і завдяки довгих платформ, підходить для будь-яких легкових автомобілів. Оснащений пультом керування, забезпечуючи точне вирівнювання горизонтальної поверхні платформи на будь-якій висоті. Передбачено механічне блокування в піднятому положенні.



Рис. 4.10 Підйомник шиномонтажний пневматичний

Використовується при заміні коліс і завдяки наявності довгих платформ, підходить для будь-яких легкових автомобілів.

Оснащений пультом керування, забезпечуючи точне вирівнювання горизонтальної поверхні платформи на будь-якій висоті. Передбачено механічне блокування в піднятому положенні.

Підйомник шиномонтажний електрогідравлічний

Електрогідравлічний шиномонтажний підйомник для заміни коліс має гідравлічну систему, яка забезпечує синхронізацію підйому і опускання платформ.



Рис. 4.11. Підйомник шиномонтажний електрогідравлічний

Електрогідравлічні двохстійкові підйомники мають низьку основу (40...50мм), асиметричні (рис. 4.12) або телескопічні лапи. Низька базова основа (40мм) забезпечує швидкий і простий заїзд автомобіля, у тому числі й спортивних з низькими порогами і максимально розширює робочий простір. Мінімальна висота лап від підлоги – 95мм. Синхронізація підйому лап здійснюється підйомом одного поршня з наступною передачею на інший пост за допомогою сталевого троса, який проходить в коробі, розміщеному між стійками на підлозі або згори.

Обладнані системою автоматичного блокування важелів від провороту, електричними стопорами й пристроями блокування електросистеми. Електродвигун оснащений системою безпеки у випадку перегріву. Система

безпеки гідросистеми з автоматичним плавним вимиканням у випадку пошкоджень. Клапан захисту від перевантаження. Електродвигун оснащений системою безпеки у випадку перегріву. Система безпеки гідросистеми з автоматичним плавним вимиканням.



Рис. 4.12. Електрогідравлічний двохстійковий підйомник

Колонні підйомники для вантажних автомобілів і автобусів

Підйомник колонний мобільний електромеханічний, для підйому автомобілів масою до 10000 кг.

Основні особливості колонних підйомників

1) електронна синхронізація всіх колон; 2) керування з головної колони; 3) другорядні колони мають можливість підйому і обладнані кнопкою зупинки; 4) пари колон можуть виставлятися з різними висотами при збереженні рівня синхронізації; 5) можливість збільшення стійок; 6) автоматична система змазування постійного режиму роботи під час підйому й опускання лабетів; 7) низький коефіцієнт тертя й синхронізація гарантує плавний і одночасний підйом вантажних автомобілів; 8) електродвигун оснащений системою безпеки у випадку перегріву.

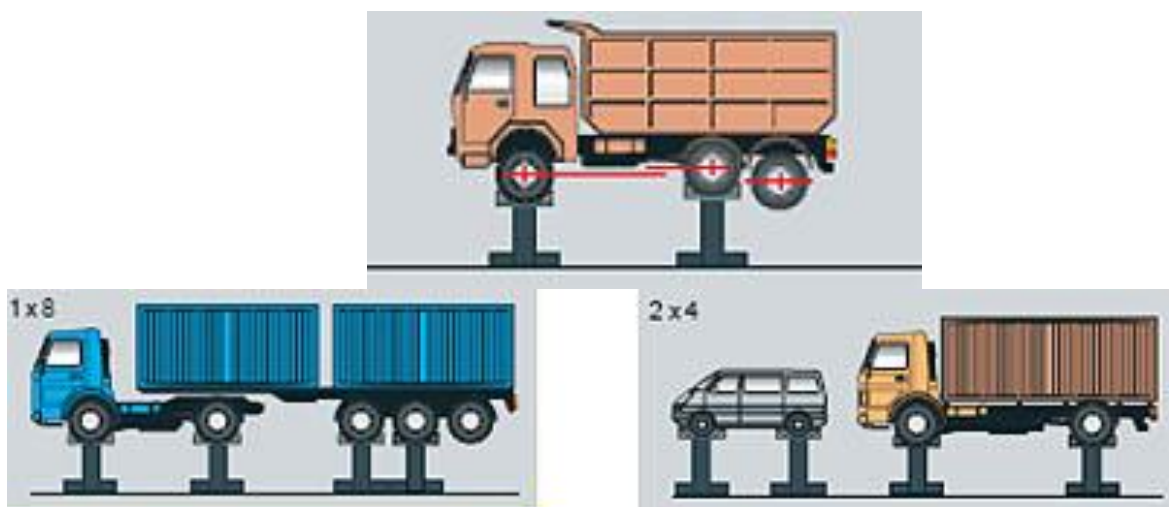


Рис. 4.13 Схеми установки автомобілів на колонних підйомниках

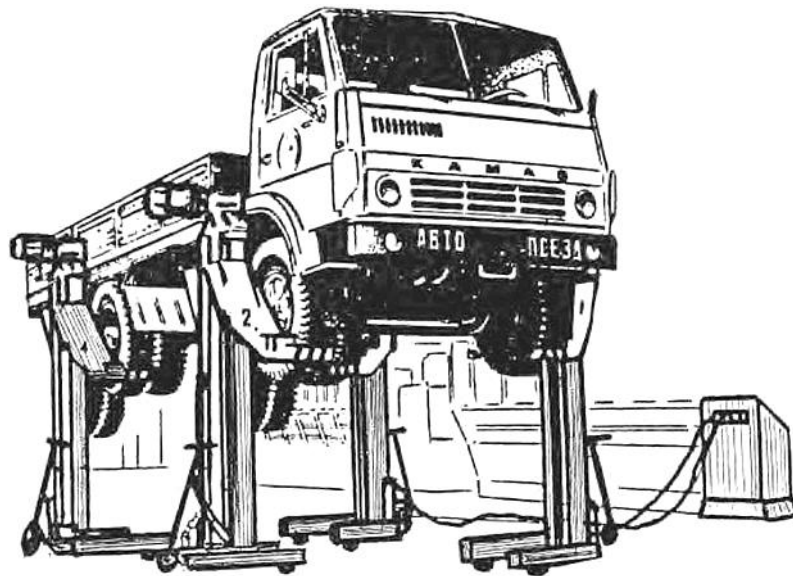


Рис. 4.14. Підйомник - комплект пересувних стійок мод. П-238

Для вивішування вантажних автомобілів, переважно на додаткових або тимчасових постах ТО і ТР, розпочато випуск підйомників мод. П-238, які комплектуються з чотирьох пересувних стійок. Кожна стійка являє собою візок зі змонтованою на ній вертикальної рамою, на якій встановлена потужна каретка з вільчаті захопленнями (під колеса автомобілів), пов'язана з ходовою вантажний гайкою на вантажно-несе гвинті, розташованому в спеціальних опорах рами. Привід гвинта здійснюється від мотора-редуктора потужністю 3кВт. На кожній стійці є індивідуальний пульт, а в комплект підйомника входять підставки під раму, що дозволяє по черзі вивішувати окремі колеса, мости і т.п. Для одночасного підйому або опускання захоплень всіх стійок з автомобілем є пересувний загальний пульт управління, суміщений з апаратним шафою і системою синхронізації підйому і спуску.

Принцип роботи підйомника мод. П-238 аналогічний розглянутим вище стаціонарним електромеханічним підйомників з робочою парою гвинт-гайка.

Аналогічний підйомник з шістьма, восьми підкатними стійками мод. П-252 знайшов широке застосування для вивішування вантажних автомобілів з напівпричепами і зчленованих автобусів (Mercedes-Benz Citaro O530, MAN A23, Solaris Urbino 18, Setra SG321, Scania та Volvo. Також у вжитку зустрічаються моделі Ikarus, Karosa,.) Його загальна вантажопідйомність становить 24 000кг. Висота підйому становить 1600мм. Загальна потужність шести електродвигунів - 18 кВт.



Рис. 4.15 Розташування автобуса на колонних підйомниках

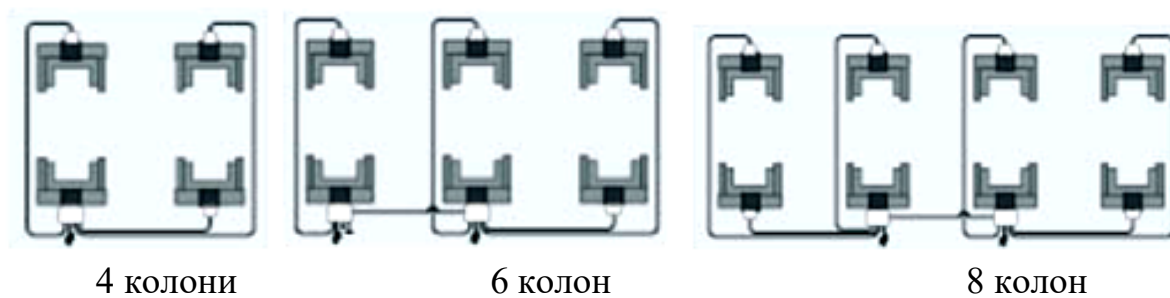


Рис. 4.16 Можливі схеми підключення колонних підйомників



Рис.4.17 Колонний електромеханічний підйомник

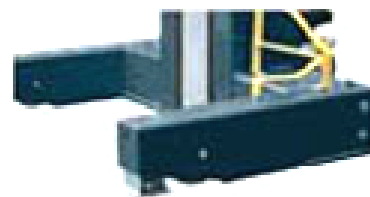


Рис. 4.18 Конструкція опор колонних підйомників



Рис. 4.19 Спеціальні піднімальні домкрати для переміщення колон

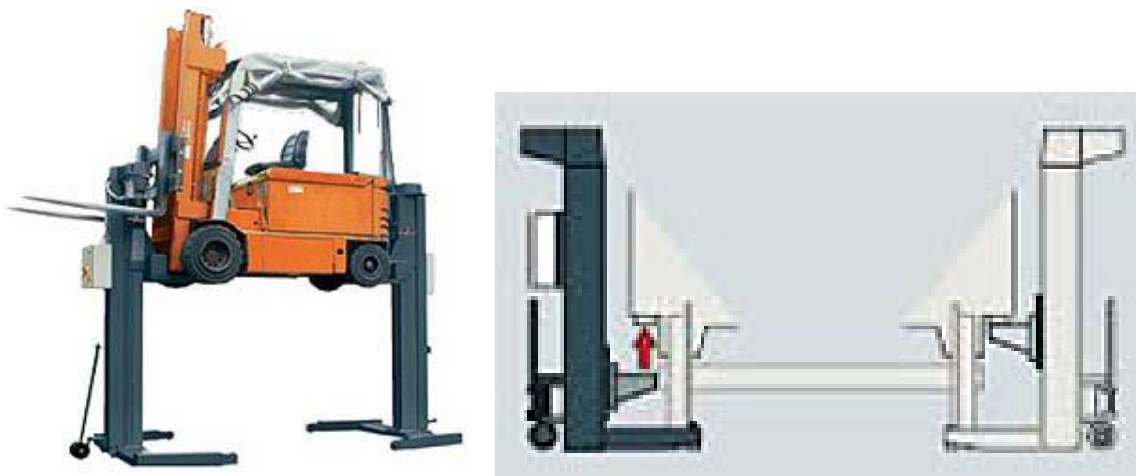


Рис. 4.20. Набір мобільних колонних підйомників для підйому навантажувачів

Перекидачі для легкових автомобілів.

Різновидом підйомників є перекидачі, що забезпечують зручний доступ до нижніх частин автомобіля поворотом його навколо поздовжньої осі на кут до 80°.

Електромеханічний підйомник-перекидач мод. 461 здійснює нахил набік легкових і малотоннажних вантажних автомобілів, забезпечуючи зручний доступ до низу автомобіля при проведенні оглядових, ремонтних, очисних і малярських робіт.

Незначні габарити й легкість монтажу підйомника дозволяють його розміщення на будь-якому поверсі приміщення або на відкритих площадках.

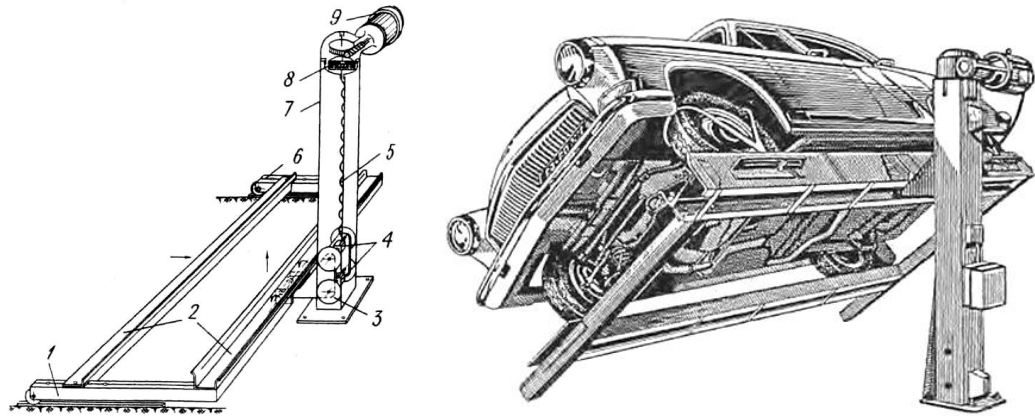


Рис. 4.21. Конструктивна схема підйомника-перекидача
1, 6 - поперечки рами; 2 - поздовжні балки рами; 3 - каретка;
4 - вантажопідйомні гайки; 5 - ходовий гвинт; 7 - стійка; 8 - черв'ячний
редуктор; 9 - електродвигун

Перед роботою на перекидачі необхідно зливати паливо з баків, охолоджуючу рідину та мастило з двигуна та знімати акумуляторні батареї.

Підйомник складається із трьох вузлів (рис. 4.21) – стійки 7, рами 2 і механізму привода рами. Стійка 7 являє собою дві швелерні балки, приварені до фундаментної плити. На стійці розміщений механізм привода, який включає в себе електродвигун 9, черв'ячний редуктор 8, ходовий гвинт 5 і каретку 3, з жорстко закріпленими в ній двома вантажопідйомними гайками 4. Каретка шарнірно з'єднана з рамою.

Рама складається із двох поздовжніх балок 2 і двох поперечок 1 і 6. Одна із продовжених балок рухома, що дозволяє змінювати відстань між балками залежно від колії коліс автомобілів, які обслуговуються. Балка фіксується пальцями в гніздах на поперечках. До консольних частин поперечок закріплені котки, на яких рама спирається на опорні планки, що прикріплюються до підлоги. Поздовжні балки мають фасонний профіль, який забезпечує простоту і точність установки автомобіля на підйомник і стійкість при знаходженні на ньому. На нерухливій поздовжній балці розташовані два захвати для фіксації коліс автомобіля.

Підйом рами з одночасним нахилом її щодо підлоги відбувається в результаті переміщення каретки по обертовому вантажному гвинті.

Підйомник обладнаний трьома кінцевими вимикачами для відключення електродвигуна в разі досягнення кареткою крайніх положень або при потраплянні під раму підйомника сторонніх предметів.

Підйомно-оглядові стенди

Там, де можливо заглиблення в підлозі для установки робочого циліндра, широко використовують електрогідравлічний одноплунжерний підйомник мод. П104 (рис. 4.22). Він відрізняється надійністю в роботі і високим терміном служби. Складається з робочого гідроциліндра 1,

змонтованого в бетонному колодязі, з плунжером 5, у верхній частині якого встановлена платформа 6 з чотирма консольними балками 3, наявні висувні підхоплення 7, які підводяться під короба жорсткості кузова або до місця установки домкратів. Приводная станція 4 складається з шестерневого насоса Г11-24 і електродвигуна потужністю 2,2кВт. Мимовільне опускання плунжера попереджається запобіжною стійкою 2 з отворами під фіксуючий стержень. Після пуску електродвигуна і установки рукоятки управління 8 в положення «Підйом» насос нагнітає мастило в гідроциліндр під плунжер і починається підйом автомобіля. Тиск мастила контролюється манометром. Редукційний клапан, перепускає мастило в бак в момент припинення підйому, відрегульований на тиск 0,9МПа. Опускання плунжера відбувається під дією маси автомобіля (при непрацюючому електродвигуні) при установці рукоятки управління в відповідне положення. Підйомник має наступні характеристики:

Вантажопідйомність підйомника, кг 2000

Висота підйому платформи, мм 1600

Час підйому штока на максимальну висоту, хв 1,0 с

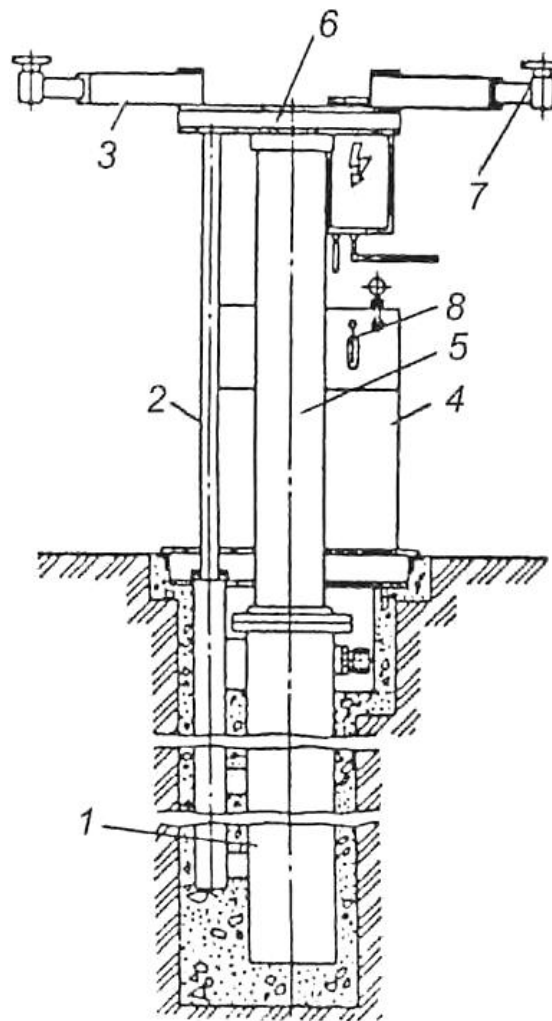


Рис. 4.22. Монтажна схема підйомника мод. П-104К

З огляду на широке використання оглядових каналів в нашій країні і необхідність вивішування мостів автомобілів в ході проведення ТО і ТР, розроблені і широко використовуються найрізноманітніші моделі наканавних підйомників.

Пересувний одноплунжерний підйомник на візку мод. П-113 може бути використаний не тільки для вивішування мостів, а й для заміни коробок передач, редукторів і т. П. З застосуванням спеціальних профільних захоплень, монтованих на кінці штока. Гідроциліндр 1 з насосом плунжерного типу, з ручним приводом, змонтований на малій візку 10 і може переміщатися в поперечному напрямку по напрямних 9 всередині рами підйомника, яка, в свою чергу, на ковзанках 4 може переміщатися уздовж каналу по напрямних 6. Така конструкція збільшує площу охоплення робіт під автомобілем. Вантажопідйомність при зусиллі на рукоятці насоса в 20кг становить 4000кг. Хід плунжера - до 600мм. Аналогічний по конструкції малогабаритний підйомник мод. П-227 вантажопідйомністю 1000кг застосовується при ТО і ТР легкових автомобілів.

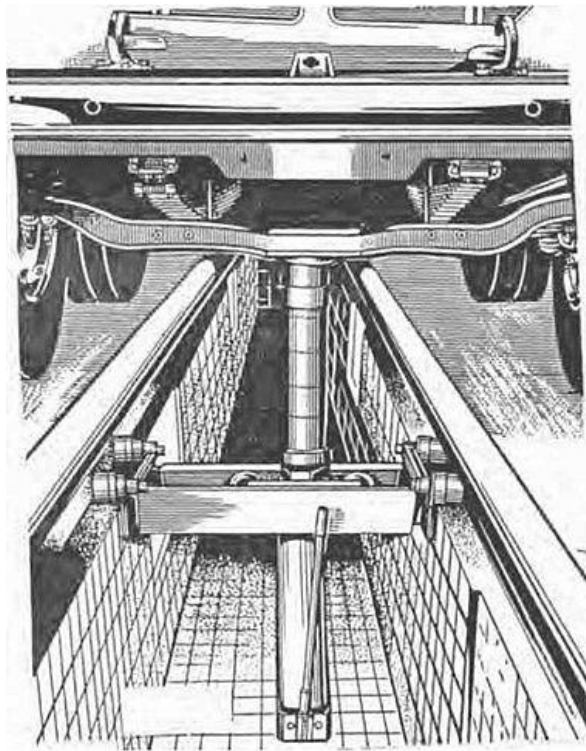


Рис. 4.23. Наканавний одноплунжерний гідравлічний підйомник мод. П-113

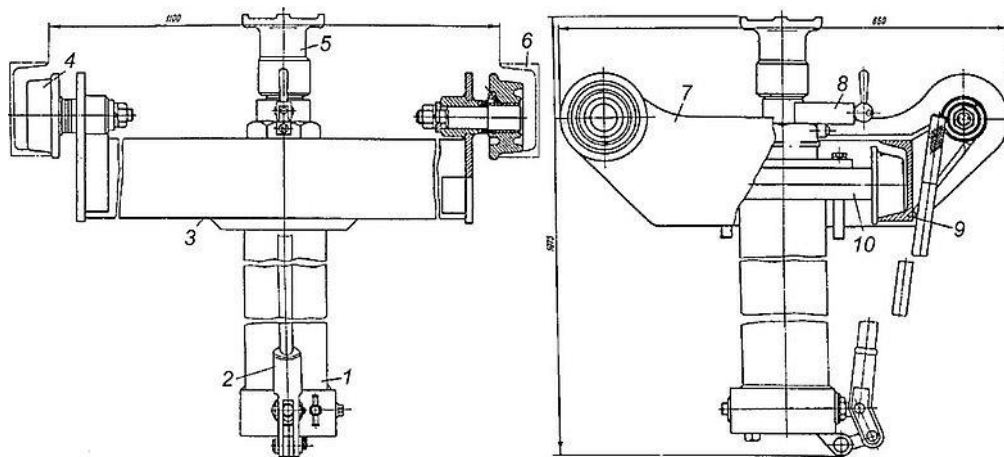


Рис. 4.24 Підйомник на візку мод. П-113:

1 - гідравлічний циліндр; 2 - насос; 3 і 9 - балка рами (напрямна катка візка підйомника); 4 - каток рами; 5 - підхоплення; 6 - балка канами (напрямна катка рами підйомника); 7 - сполучна планка рами; 8 - фіксуєчий пристрій; 10 - візок.

Тема 5. Гаражне підйомно-транспортне обладнання

5.1. Типи підйомно-транспортного обладнання підприємств автомобільного транспорту

Підйомно-транспортні пристрої забезпечують підйом та транспортування агрегатів автомобілів. Транспортне обладнання розміщується на робочих постах, тому повинно задовольняти всім розглянутим вимогам до підйомно-оглядових пристроїв відносно зручності розміщення робочих місць і проведення робіт, витрат на придбання та утримування. Додатковою вимогою до транспортного встаткування є забезпечення постійної готовності до прийому та одночасності переміщення автомобілів поміж робочими постами.

У зоні ТО і ПР автомобілів застосовуються такі підйомно-транспортні пристрої:

- 1) вантажні візки;
- 2) талі;
- 3) конвеєри;
- 4) електротельфери;
- 5) кран-балки;
- 6) мостові крани;.

Переміщення автомобілів поміж постами поточкових ліній ПМР, ТО-1, ТО-2, діагностики та інших робіт забезпечують відповідні конвеєри.

До підйомного обладнання відносяться ручні талі вантажопідйомністю 0,2...2,0 т з висотою піднімання до 3 м; електричні талі (0,25...5,0 т) з висотою піднімання до 18 м; лебідки (1...10 т); механічні і гідравлічні підйомники; вантажозахватні пристрої (схватки, ланцюги, троси).

Підйомно-транспортне обладнання – це однорейкові шляхи (монорейки) для переміщення деталей, які кріпляться до елементів будівельних конструкцій – (колони, балки, ферми); консольні поворотні крани; підвісні кран-балки вантажопідйомністю 1...5т; мостові крани (5...20т і більше).

Підйомно-транспортне обладнання – машини і механізми, призначені для переміщення вантажів і людей на відносно невеликі відстані. За характером переміщень та призначенням підйомно-транспортні машини розподіляються на:

- 1) вантажопідйомні машини й механізми;
- 2) транспортуючі машини;
- 3) машини підвісного однорейкового транспорту;
- 4) машини напільного (наземного) транспорту;
- 5) вантажно-розвантажувальні машини.

Розрізняють підйомно-транспортні машини періодичної (циклічної) дії, безперервної дії, наземний і підвісний транспорт.

До підйомно-транспортних машин періодичної дії відносять піднімальні крани, підйомники, ліфти, лебідки і т.п.; до підйомно-транспортних машин безперервної дії – конвеєри, ескалатори, пристрої пневматичні та гідравлічні, транспорти (приводні) і спуски, сліпи, рольганги (безприводні); до наземного і підвісного транспорту – монорейкові й канатні дороги.

До транспортних засобів належать: ручні і причіпні візки, електрокари (до 2т), пересувні стенди, конвеєри (пластинчасті, роликові, підвісні).

Пересувні крани застосовують для зняття, розміщення та транспортування агрегатів автомобіля на невеликі відстані у випадку відсутності монорейкових піднімальних пристроїв або кран-балок. Широко використовуються пересувні крани вантажопідйомністю до 1 т.

Підвісні або опорні кран-балки з ручним або електричним приводом застосовують для обслуговування робочого простору зони ТО й ПР у трьох взаємно перпендикулярних напрямках.

Вантажні візки служать для зняття та розміщення на автомобіль окремих агрегатів (наприклад, візки для зняття й установки коліс автомобіля).

Зняття та розміщення агрегатів, вузлів і деталей масою більше 20 кг на автомобілі та стенди при ПР, а також транспортування цих агрегатів усередині виробничих приміщень провадять за допомогою вантажопідйомних, транспортних або об'єднуючих ці дві функції засобів механізації. Широко застосовується різне універсальне обладнання загальнотехнічного призначення підвісного й напільного типу (рис. 5.1): ручні талі, і електротельфери, виставлені на монорейках; кран-балки, стаціонарні й пересувні крани; навантажувачі, вантажні візки.

В АТП для підйомно-транспортних робіт при монтажі-демонтажі вузлів і агрегатів автомобілів з подальшою доставкою їх на склад, на спеціальні майданчики для складування або під допоміжні цехи по ремонту (моторний,

агрегатний і т.п.) Використовується досить широкий спектр різного обладнання.

Кран мод. П-208 пересувний гідравлічний з поворотною підйомною стрілою 5 призначений для заміни коробок передач, редукторів мостів вантажних автомобілів, що обслуговуються на оглядових канавах (кран розміщується при цьому в канаві) і підйомниках. Силowym органом крана є робочий гідроциліндр 4, який діє від гідронасосу 2 плунжерного типу з педальним приводом 7. Циліндр і стріла змонтовані на стійці 3, яка може обертатися на опорі, що знаходиться на одному з кутів горизонтальної П-образної рами на катках. На кінці стріли, що представляє собою систему рівноплечих важелів, закріплений вертикальний важіль з отвором для установки змінних захоплень 6 для вузлів і агрегатів (всього в комплекті шість різнопрофільних захоплень з зажимами для фіксації знятих агрегатів). Система рівноплечих важелів дозволяє знаходитися захопленню з вантажем на будь-якій стадії роботи в горизонтальному положенні.

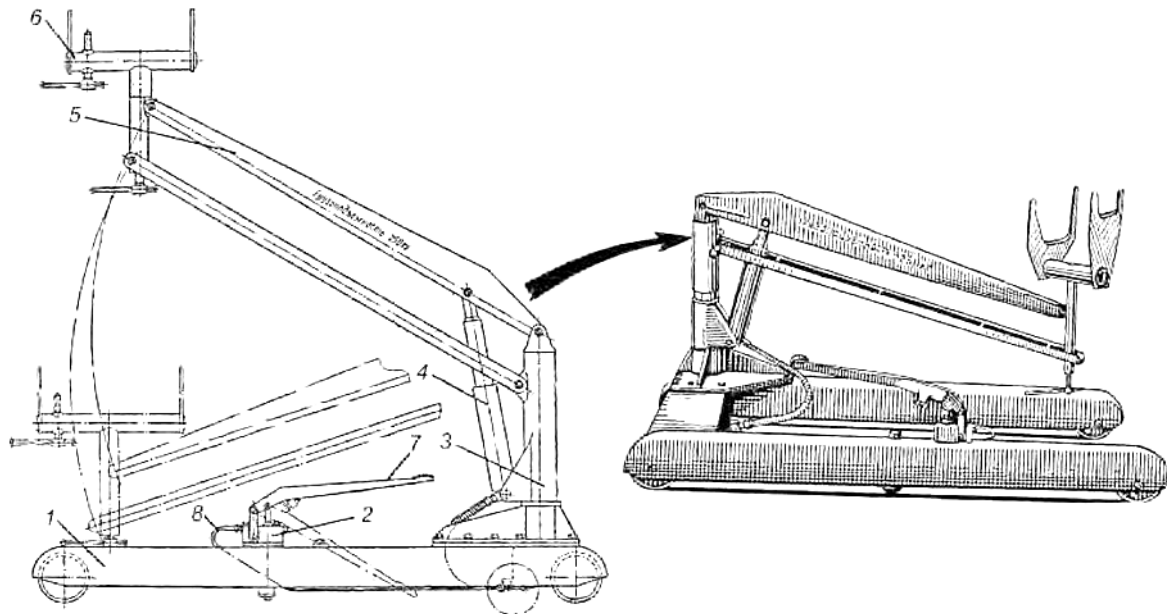


Рис. 5.1. Кран для заміни та транспортування агрегатів мод. П-208:

1 - візок; 2 - ножний гідронасос; 3 - поворотна стійка; 4 - робочий гідроциліндр; 5 - підйомна стріла; 6 - захоплення; 7 - педаль; 8 - трубопровід

Дана конструкція забезпечує широкий діапазон переміщення захоплення в просторі, а також легкість і точність його підведення, наприклад, під демонтований агрегат. При декількох натисканнях на педаль рідина з плунжерного насоса надходить в гідроциліндр, який починає впливати на стрілу, плавно підводячи її разом з захопленням. Залишається тільки повернути всю систему на опорі рами, щоб точно підвести під демонтований агрегат. Після зняття агрегату стріла легко виводиться разом з ним з канави з-під автомобіля для подальшого транспортування. Монтаж проводиться в

зворотній послідовності. Опускання крана здійснюється поворотом спеціальної рукоятки.

Вантажопідйомність крана становить 250кг, висота підйому підхоплення - 1750мм.

Для монтажу-демонтажу ресор вантажних автомобілів широко використовують пересувні гідравлічні візки з поворотною підйомною стрілою і спеціальним захватом для утримування ресори. До них відноситься візок мод. П-216.

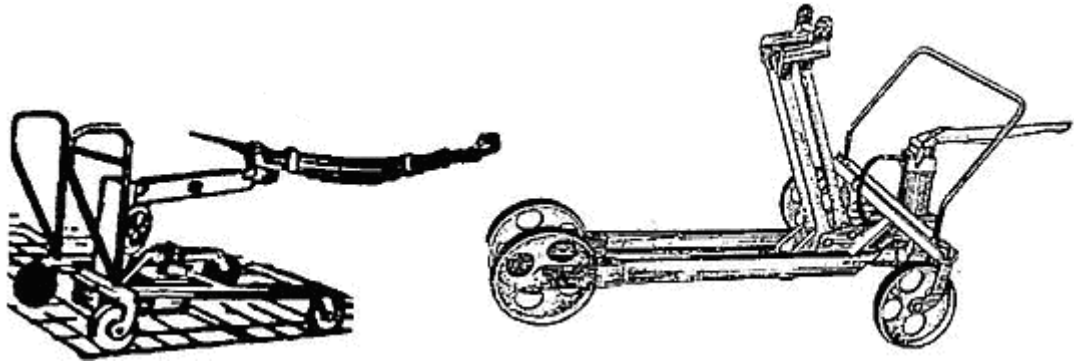


Рис. 5.2. Візок мод. П - 216 для заміни і транспортування ресор

В даний час випускається більш сучасний модернізований варіант візка мод. П-241. На рамі візка з катками змонтована поворотна (вручну за допомогою черв'ячної передачі) підйомна стріла (пантограф) із захопленням, виконана у вигляді рівноплечих важелів з метою забезпечення сталості заданого нахилу ресори при її опусканні або підйомі. Стріла зв'язана зі штоком гідроциліндра, що приводиться в дію педальним (або ручним) приводом плунжерного насосу. Візок має наступні характеристики:

Вантажопідйомність, кг до 100

Висота підйому стріли, мм 750

Місткість бачка гідросистеми, л 5

Для монтажу-демонтажу двигунів (переважно в невеликих гаражах), а також для підняття і переміщення на невеликі відстані агрегатів та інших вантажів масою не більше 1000кг використовується кран мод. 423М. Кран складається з горизонтальної У-подібної рами 5 на катках (з поручнем), на якій встановлена вертикальна трубчаста стійка 4, у верхній частині якої шарнірно закріплена підйомна стріла 2 з висувним (фіксується в декількох положеннях) подовжувачем 7, несучим ланцюг з вантажозахватним крюком. Зі стрілою шарнірно зв'язаний шток гідроциліндра 3, приводиться в дію ручним поршневим насосом (подвійної дії). Циліндр шарнірно закріплений на поперечині рами.

Характеристики крана:

Вантажопідйомність на максимальному вильоті стріли, кг 200

Висота підйому стріли, мм від 2840 до 3250

Місткість бачка, л 3,5.

Специфіка технологічного процесу організації робіт в АТП вимагає широкого використання різного транспортного, а також спеціалізованого підйомно-транспортного обладнання для зняття і установки агрегатів і вузлів (масою понад 20кг) на автомобілі або стенди при поточному ремонті, для їх внутрішньогаражного транспортування, для механізації складських робіт і т.п. У цих цілях використовують найрізноманітніші підлогові засоби - від автомобільних і акумуляторних навантажувачів до звичайних візків.

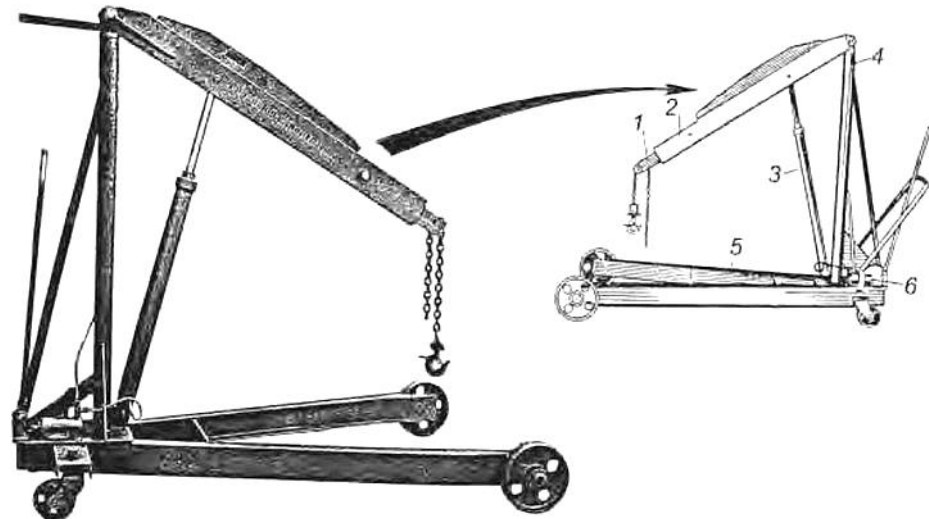


Рис. 5.3. Вантажопідйомний кран мод. 423М:

1 - висувний подовжувач з вантажозахватним гаком; 2 - підйомна стріла; 3 - силовий гідроциліндр; 4 - трубчаста стійка; 5 - У-подібна рама; 6 - ручний гідронасос плунжерного типу

Особливо зручні малогабаритні маневрені акумуляторні навантажувачі мод. ЕП-0601 (вантажопідйомністю 630кг), ЕП-0801 (800кг). Причому замість звичайних вилчастих захоплень можна встановлювати спеціальні профільні захоплення з додатковими затискачами і використовувати навантажувачі для безпосереднього монтажу-демонтажу вузлів і агрегатів автомобілів на постах поточного ремонту (в основному оснащених підйомниками для вивішування автомобілів) і подальшого транспортування їх на пости зовнішньої мийки, в цеху або на агрегатний склад. Для механізації складських робіт дуже зручні навантажувачі типу ЕШПВ-0,5 з поворотним вантажопідйомником і висувними вилами.

Для монтажу-демонтажу агрегатів автомобілів, вивішених на підйомниках (в основному легкових автомобілів) і їх подальшого транспортування на невеликі відстані, а також для інших вантажопідйомних робіт дуже зручні чотириколісні, на поворотних котках візки з вертикальною вантажопідйомною рамою, оснащеної гідроциліндром (з ручним приводом) і вилчастим захопленням, мод. ТШ-630 (вантажопідйомністю 630кг і висотою підйому вил до 2380мм).

Невеликі виробничі площі, занадто вузькі проїзди в цехах вимагають використання підвісного обладнання. У цехах (наприклад, в моторному і агрегатному) для установки агрегатів і великогабаритних вузлів на стенди для ремонту, для подальшого їх транспортування на суміжні виробничі ділянки (склад агрегатів, станцію обкатки і т.п.) широко використовують електроталі (електротельфери) на монорейках, закріплених скобами і анкерними болтами на стельових перекриттях.

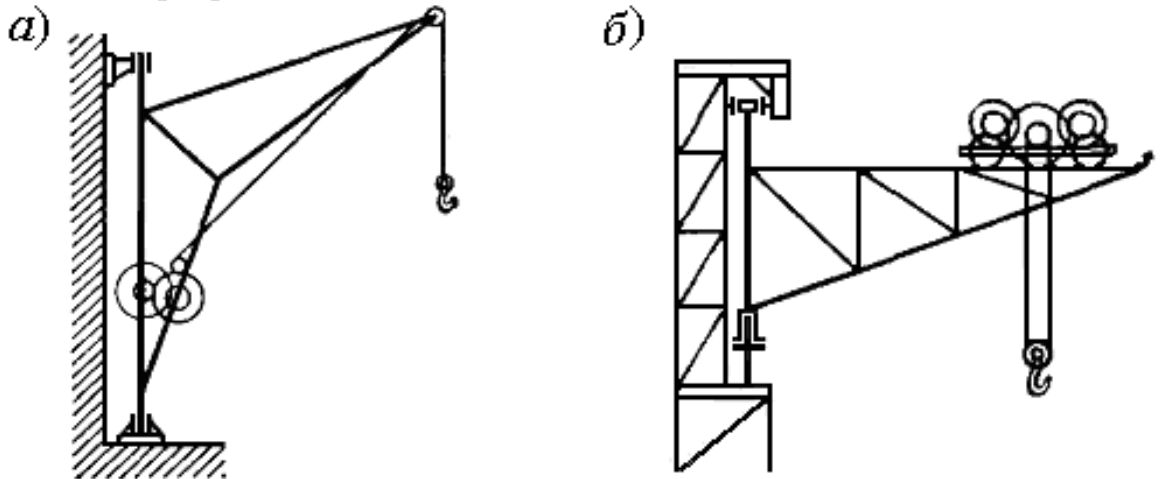


Рис. 5.4. Піднімальні стрілові крани:
а – поворотний настінний; б – консольний на колоні

Підвісне обладнання (табл. 5.4) дозволяє не лише піднімати агрегати, але й переміщувати їх на значні відстані.

Таблиця 5.1

Підвісне підйомно-транспортне обладнання, що використовується при ремонті агрегатів автомобілів

На монорейці		Кран-балки [проліт $L_{II} = f(q)$]		Кран-штабелер, наприклад, $G = 0,5$ т $L_{II} = 4,5 \dots 9,0$ м
Ручна таль	Електротельфер	Коткові $L_{II} = 4,5 \dots 28,5$ м	Підвісні $L_{II} = 3,0 \dots 15,0$ м	
$G = 0,25 \dots 3,0$ т		$G = 0,25 \dots 5,0$ т		

Обслуговування певної площі приміщення здійснюють кран-балками з різним прольотом L_{II} , у яких поздовжнє переміщення забезпечується коченням візків балки (коткові кран-балки) вздовж підкранової колії або рухом підвісок балки (підвісні кран-балки) по двох стельових рейках, а поперечне переміщення – рухом тельфера по монорейці балки. Вантажопідйомність таких кран-балок сягає $q = 0,25 \dots 5,0$ т.

При неможливості закріплення підвісного підйомно-транспортного обладнання до будівельних елементів будинку і для спеціальних робіт застосовують **підлогове обладнання** – пересувні консольні та порталні

(козлові) крани, які дозволяють переміщувати вантаж на невелику відстань з виставленням на транспортний засіб або стенд. Крани мають ручні талі або гідравлічні циліндри з насосом ручного приводу, забезпечуючи вантажопідйомність: консольні - до 1,5т; порталні - до 3т. Крани, як правило, універсальні й призначені для зняття та розміщення всіх агрегатів автомобіля. Консольні крани іноді спеціалізують, наприклад, під час проведення робіт у моторному відсіку автобуса. В якості консольного крану під час експлуатації використовують і пересувний одностійковий електромеханічний підйомник зі спеціальним оснащенням.

Складність розміщення на автомобілі різних агрегатів викликала доцільність застосування спеціалізованих підйомно-транспортних пристроїв для зняття, розміщення та транспортування окремих агрегатів автомобілів різної конструкції при різному оснащенні робочих постів. Це обладнання в основному застосовують при одномарочному або однотипному рухомому складі на вантажних і автобусних підприємствах.

До транспортного, а також спеціалізованого підйомно-транспортного обладнання, відносять і різного типу візки (табл. 4.2).

Таблиця 5.2

Підлогове підйомно-транспортне обладнання, що використовується при ремонті агрегатів автомобілів

Крани			Навантажувачі		Візки		
Консольні, поворотні 0,5...3,0т	Портальні поворотні до 7т	Спеціальні пересувні для зняття і переміщення агрегатів	Автонавантажувачі	Електронавантажувачі	Вантажні	Для зняття, установки, транспортування	Стенд-візок для ремонту

5.2. Вантажопідйомні механізми

Таль (від голл. *talie*) – підвісний вантажопідйомний пристрій з лебідки та візка з ручним, електричним або пневматичним приводом, що підвішується до балок або спеціальних візків, які переміщуються по підвісній колії. Підвісні колії для пересування талі мають дві рейки, стрілки, закруглення та невеликі ухили – до 2°.

Талі з однорейковими візками називаються **тельферами**.

Тельфер (англ. *telpher*, від грецького *tele* – далеко і *phero* – несу) – вантажопідйомний пристрій, який складається з лебідки і ходової частини з ручним або електричним приводом. Пересувається завдяки однорейковому підвісного шляху. Тельфери застосовують як засіб внутрішнього цехового транспорту. Найпоширеніші серед них саме є електричні, з вантажопідйомністю $q = 1 \dots 5\text{т}$.

Талі і електротельфери на монорейках забезпечують лінійне переміщення вантажу з радіусом закруглення $R_{\text{л}} > 1,5\text{м}$, їх застосовують при вантажопідйомності $q = 0,25 \dots 3\text{т}$. Електропривід у тельферах використовується для підйому вантажу, а при вантажопідйомності більше 1т і для пересування.

Талі призначені для підйому, опускання і горизонтального переміщення вантажу, підвішеного на крюковій підвісці. Ручні талі вантажопідйомністю 0,1...10т бувають стаціонарні або пересувні. Ручні талі (з ручним приводом) здійснюють підйом вантажу за допомогою вантажних пластинчастих або зварених комбінованих ланцюгів, які приводяться в рух вручну за допомогою зірочок.

На рис. 5.5 показана таль із ручним приводом. Її підвішують до опори за гак 3.

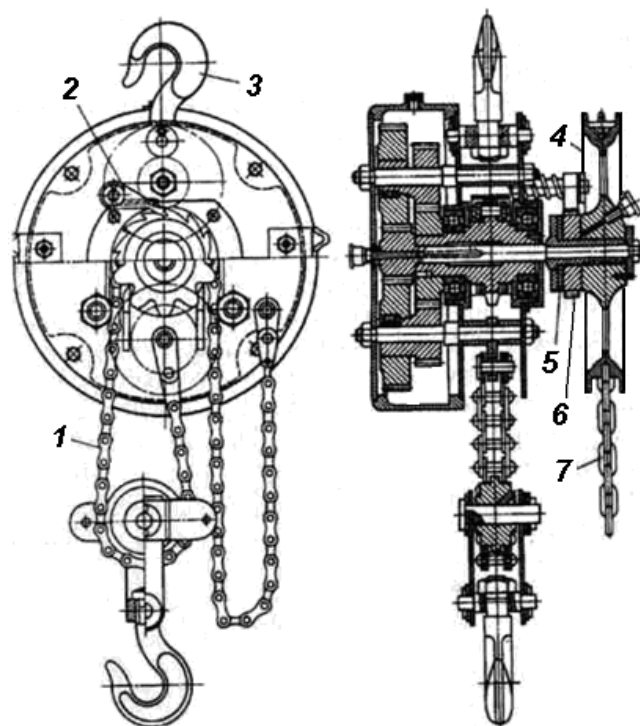


Рис. 5.5. Таль з ручним приводом і співвісною зубчастою передачею:
1 – ланцюг; 2 – собачка гальма; 3 – гак; 4 – приводне колесо; 5 – дискове гальмо; 6 – храпове колесо гальма; 7 – ланцюг

Привод талі здійснюють за допомогою ланцюга 7, що перебуває в зачепленні з приводним колесом 4. Вантажним елементом талі служить пластинчастий 1 або зварений калібрований ланцюг. Піднятий вантаж утримують у нерухомому стані дисковим гальмом 5, яке замикається вагою вантажу. У цьому випадку маточину ланцюгового колеса 4 виконують у вигляді гайки, яка затискає храпове колесо 6 гальма. Собачку 2 гальма закріплюють на корпусі талі.

Для переміщення вантажу вздовж горизонталі, талі підвішують до візків, які переміщуються підвісними однорейковими коліями, виготовленими з

прокату двотаврового перетину. Візки виконують без приводу (при вантажопідйомності до 1т їх пересувають, штовхаючи підвішений вантаж), а також з ручним або механічним приводом.

Вантажопідйомність електроталей становить від 0,25 до 15т, швидкість підйому від 5 до 25м/хв, а швидкість пересування 20...30м/хв. Швидкість горизонтального пересування талі визначають залежно від довжини колії та призначення талі.

Пневматичні талі вантажопідйомністю до 0,1т застосовують у тих випадках, якщо наявність електричного струму неприпустима за умовами виробництва. Довжина колій пересування обмежується можливостями подачі стисненого повітря.

Пневматичні талі використовують для роботи у вибухонебезпечному середовищі, де використання електродвигунів неприпустиме. Пневматична таль має механізм підйому, встановлений на приводному монорейковому візку, а також приводний монорейковий візок, шарнірно з'єднаний з не приводним візком, за допомогою якого вона переміщується підвісною монорейковою колією.

Електричний тельфер (рис. 5.6) складається з механізмів підйому 1 і пересування 2, гакові підвіски 3, кнопкової станції 4, вантажного каната 5. Керування механізмом підйому електричної талі проводять за допомогою кнопкового пульта, підвішеного до корпусу. Підведення струму виконують у вигляді тролей або гнучкого кабелю. Механізм підйому підвішений до траверси 8, в склад якої входять електродвигун (на рис. 5.6 не показаний), барабан 9 (або двигун-барабан), редуктор 10, шафа електроапаратури 11, гакова підвіска 3. Барабан або двигун-барабан розміщується в литому або звареному корпусі талі 12. На траверсі 8 також закріплюються елементи механізму підйому – зрівнювальний блок 14 і панель з кінцевим вимикачем (на рис. 4.3 не показана). Розташування барабану або двигун-барабану щодо рейки 13 може бути як поперечним, так і поздовжнім. Механізм пересування містить у собі приводний 6 і холостий 7 візки, які шарнірно з'єднані з траверсою 8. Напрямні ролики 15 і буфер 16 входять у комплектацію приводного і холостого візків механізму пересування талі.

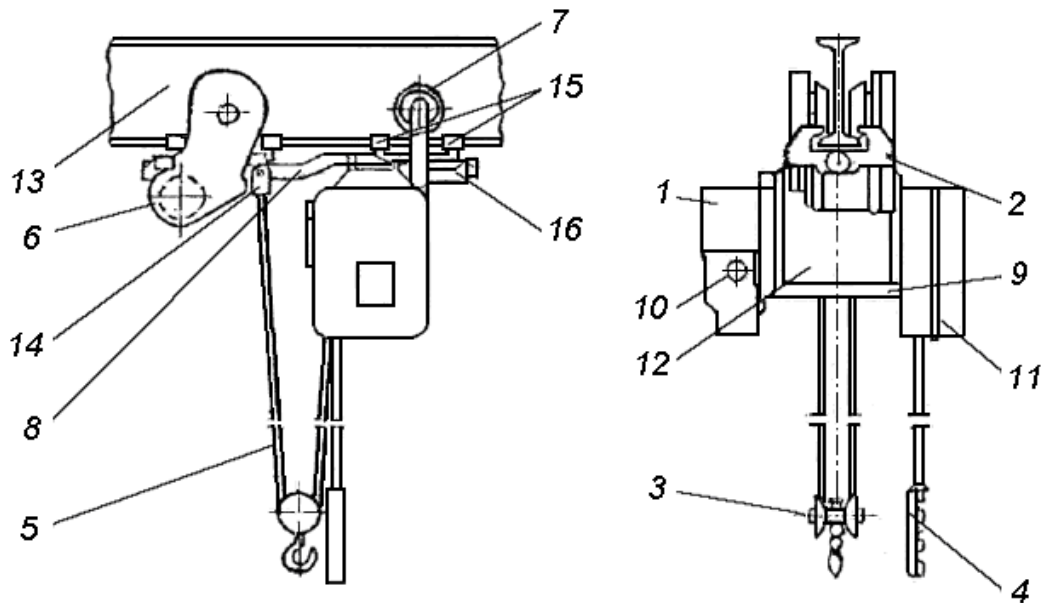


Рис. 5.6. Електропідйомник – тельфер

Для забезпечення безпеки праці, талі обладнують відповідними пристроями, більша частина яких діє автоматично. За допомогою цих пристроїв вимикаються: механізм підйому (при досягненні гаковою підвіскою крайнього верхнього положення) та механізм пересування (при підході обмежників талі до упорів).

Розрахунок основних параметрів підйомного механізму.

Необхідну потужність N електродвигуна механізму підйому оцінюють за формулою

$$N = \frac{G \cdot V_1}{\eta_0}, \quad (5.1)$$

де G – вантажопідйомність, Н;

V_1 – швидкість підйому вантажу, м/с;

η_0 – коефіцієнт корисної дії (ККД) механізму підйому ($\eta_0 = 0,88$).

Будь-який обраний електродвигун характеризується наступними параметрами: $N_{\text{дв}}$ – потужність двигуна, кВт; $n_{\text{дв}}$ – частота обертання валу двигуна, хв^{-1} .

На підставі табл. 5.3 слід обрати тип і кратність поліспаду.

Таблиця 5.3

Тип і кратність поліспаду

Вантажопідйомність талі G , кН	Тип поліспаду та його кратність, m
до 10	Простий поліспад, $m = 1$
10 ... 20	Простий поліспад, $m = 2$
20 ... 60	Здвоєний поліспад, $m = 2$
50 ... 100	Здвоєний поліспад, $m = 2; 3$

Максимальний натяг у гілці канату, яка набігає на барабан, становить

$$F = \frac{G}{a_n \frac{1-\eta_{\delta l}}{1-\eta_{\delta l}} m} H, \quad (5.2)$$

де a_n – число поліспастів;

$\eta_{\delta l} = 0,98$ – ККД блоку;

m – кратність поліспасту.

Обрати канат, згідно значенню розривного зусилля P_k .

Визначити $K_k = \frac{P_k}{F_{max}}$ – запас міцності каната та порівняти його з припустимим значенням $[K_k]$, наведеним у табл. 5.4.

Таблиця 5.4

Значення коефіцієнтів $[K_k]$ та e для талі

Привод механізму	Режим роботи механізму	K_k	e
Ручний	–	4,0	18
Машинний	Л (легкий) ПВ = 15%	5,0	20
	С (середній) ПВ = 25 %		25
	Т (важкий) ПВ = 40 %	6,0	30
	(досить важкий) ПВ = 60 %	6,0	35

За умовою конструктивного розміщення двигуна, обрати діаметри барабану та блоку з урахуванням залежності

$$D_{\delta 1} \geq e \cdot d_k, \quad (5.3)$$

де $D_{\delta 1}$ – діаметр барабану по центру каната, мм;

e – коефіцієнт, який залежить від режиму роботи талі (табл. 4.3);

d_k – діаметр каната, мм.

Визначити найменший діаметр барабану по дну канавок

$$D_{\delta} = d_k \cdot (e - 1), \text{ мм.} \quad (5.4)$$

Розрахувати фактичне значення коефіцієнта e і кількість робочих витків каната на барабані

$$e = \frac{(D_{\delta} + d_k)}{d_k}; \quad (5.5)$$

$$z_p = \frac{H \cdot m}{\pi \cdot (D_{\delta} + d_k)}, \quad (5.6)$$

де H – висота підйому вантажу, м;

m – кратність поліспасту.

Визначити загальну кількість витків на барабані

$$z = z_p + z_{\partial}, \quad (5.7)$$

де $z_{\partial} = 2$ – додаткова кількість запасних витків, яка залишається на барабані при спуску вантажу на повну висоту.

Обчислити довжину L нарізної частини барабану

а) для одинарного (простого) поліспаду

$$L = z \cdot t;$$

де t – шаг гвинтової нарізки канавок на барабані, мм;

б) для зведеного поліспаду повна довжина барабану

$$L_{\Pi} = (m \cdot z \cdot t) + L_0; \quad (5.8)$$

де $L_0 = 0,8 \cdot D_{\partial}$ при $m = 2$.

Визначити частоту обертання барабану

$$n_{\partial} = \frac{60 \cdot V_1}{\pi \cdot (D_{\partial} + d_k)} \cdot \text{хв}^{-1}; \quad (5.9)$$

де V_1 – швидкість підйому, с^{-1} ;

D_{∂} – діаметр барабану, м;

d_k – діаметр каната, м.

Розрахувати передаточне число редуктора, розподіливши його по ступеням

$$u_p = \frac{n_{\partial}}{n_{\partial}} = u_1 \cdot u_2 \dots u(i-1) \cdot u_i; \quad (5.10)$$

де $u_1 \cdot u_2 \dots u(i-1)$;

u_i – передатні числа ступіней від 1 до i .

Розрахувати величини частоти обертів $n_1; n_2; \dots n_i$ та крутних моментів $M_1; M_2; \dots M_i$ на валах (нумерацію валів здійснювати від валу електродвигуна):

$$n_1 = n_{1\partial}; n_2 = \frac{n_1}{u_1}; n_i = \frac{n_{i-1}}{u_{i-1}}; \quad (5.11)$$

$$M_1 = \frac{30 \cdot N_{\partial}}{\pi \cdot n_1}; M_2 = M_1 \cdot u_1 \cdot \eta_1; M_i = M_{i-1} \cdot u_{i-1} \cdot \eta_{i-1}; \quad (5.12)$$

де $n_1, n_2, \dots n_{i-1}, n_i$ – частота обертання 1, 2, 3, ..., $i-1$, i -го валу, хв^{-1} ;

$M_1, M_2, \dots M_{i-1}, M_i$ – крутні моменти на 1, 2, 3, ..., i -ому валах.

Навести розрахунок на міцність ступіней редуктора відповідно до заданого типу та схеми редуктора механізму підйому.

5.3. Поворотні стрілові крани з зовнішніми опорами

Поворотні крани застосовуються для обслуговування обмежених площ, що примикають до стін або металоконструкцій прольотів, і передачі вантажу з одного прольоту в інший. Вони можуть бути стаціонарні та пересувні (пересувні встановлюють у вузьких прольотах цеху).

Найпростіший поворотний стріловий кран (рис. 5.7) складається з поворотної колони 1, яка нижнім кінцем опирається на підп'ятник 7, а верхнім - на підшипник 2. До колони кріпиться металоконструкція стріли 3. На стрілі змонтована піднімальна лебідка 4. Кран повертається механізмом 5 з черв'ячним редуктором 6 і зубчастою передачею.

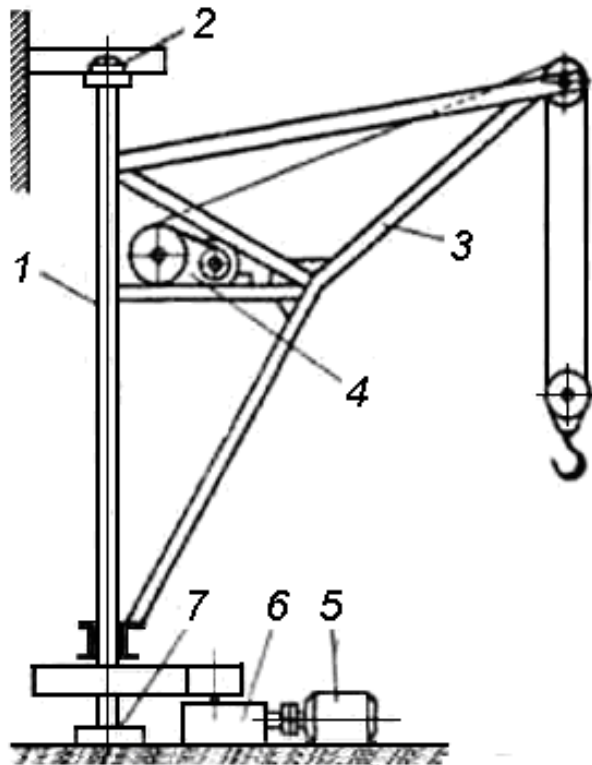


Рис. 5.7. Поворотний стріловий кран з зовнішніми опорами:

- 1 - поворотна колона; 2 - підшипник; 3 - стріла; 4 - піднімальна лебідка;
5 - механізм повороту; 6 - черв'ячний редуктор; 7 - підп'ятник

Конструкція опорно-поворотних пристроїв залежить від характеру навантажень. Верхня опора навантажена горизонтальними зусиллями, які сприймаються радіальними підшипниками кочення. У нижній опорі, де діють осеві і радіальні навантаження, вставлений упорний і радіальний підшипники кочення. Для компенсації похибок монтажу та деформації колони застосовують самоустановлювальні підшипники або підшипники з сферичною шайбою.

5.4. Однобалкові мостові крани

Однобалкові мостові крани виготовляють здебільшого вантажопідйомністю 0,25...100т з електроталлю або спеціальними візками з одним і двома підйомами.

Кран-балка (від голл. *kraanbalk*) - різновид піднімального крану мостового типу, у якого електроталь пересувається вздовж балки яка їздить. Балка опирається колесами на рейки, покладені, як правило, на верхні полиці підкранових балок, розташованих під стелею приміщення, що обслуговується, критої площадки або ділянки. Вантажопідйомність кран-балок до 5т. Схема однобалкового мостового крану з електроталлю показана на рис. 5.8.

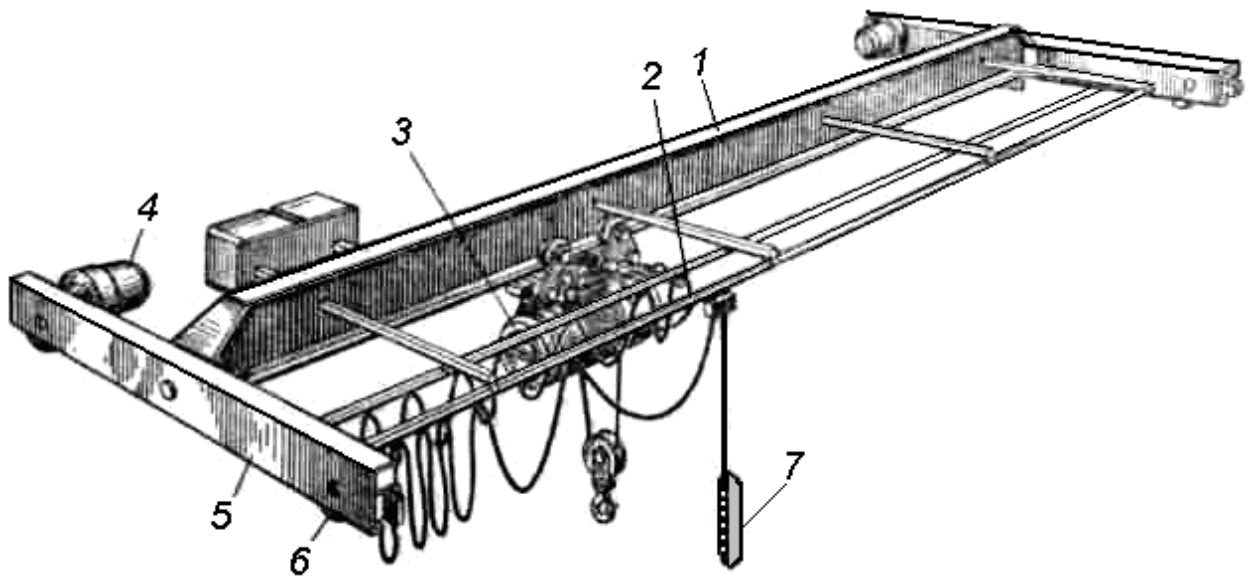


Рис. 5.8. Однобалковий мостовий кран:

1 - головна балка; 2 - балка кабелю; 3 - електроталь; 4 - механізм пересування крану; 5 - кінцеві балки; 6 - ходові колеса; 7 - кнопковий пульт

Електроталь 3 пересувається нижнім поясом головної балки 1 двотаврового перетину, яка кінцевими балками 5 з ходовими колесами 6 опирається на підкранові колії. Механізм 4 пересування крану роздільний з фланцевими двигунами. Підведення енергії до електродвигунів механізму пересування крану забезпечується тропеями, а до електродвигунів талі - гнучким кабелем. Керування краном здійснюється з підлоги завдяки наявності кнопкового пульта 7.

Тема 6. Конвеєри для переміщення автомобілів на лініях технічного обслуговування. Класифікація конвеєрів

Конвеєри на автомобільному транспорті використовуються, переважно, для переміщення автомобілів на потокових лініях технічного обслуговування. Переміщення автомобілів може здійснюватися власним ходом або перекочуванням. Однак при переміщенні автомобілів власним ходом, часті запуски двигуна, призводять до забруднення повітря виробничих приміщень відпрацьованими газами. Перекочування, яке здійснюється вручну силами ремонтників, застосовується для переміщення легкових автомобілів. Іноді, для зменшення зусилля перекочування використовують візки на рейковому ході, які виставляють під осі автомобіля. Але в цьому випадку виникає проблема повернення візків у початок лінії.

Найбільш досконалий спосіб переміщення автомобілів за допомогою конвеєрів. Конвеєри за конструкцією підрозділяються на несучі (ланцюгові і транспортуючі пластинчасті), штовхаючі та тягнучі (ланцюгові або тросові).

За способом передачі руху автомобілів розрізняють конвеєри: 1) тягнучі; 2) штовхаючі; 3) несучі. Конвеєри для потокових ліній за характером руху підрозділяють на:

- конвеєри безперервної дії, що використовуються на постах ЩО;
- конвеєри періодичної дії для виконання ЩО, ТО-1 і ТО-2.

Класифікація конвеєрів наведена на рис. 6.1.

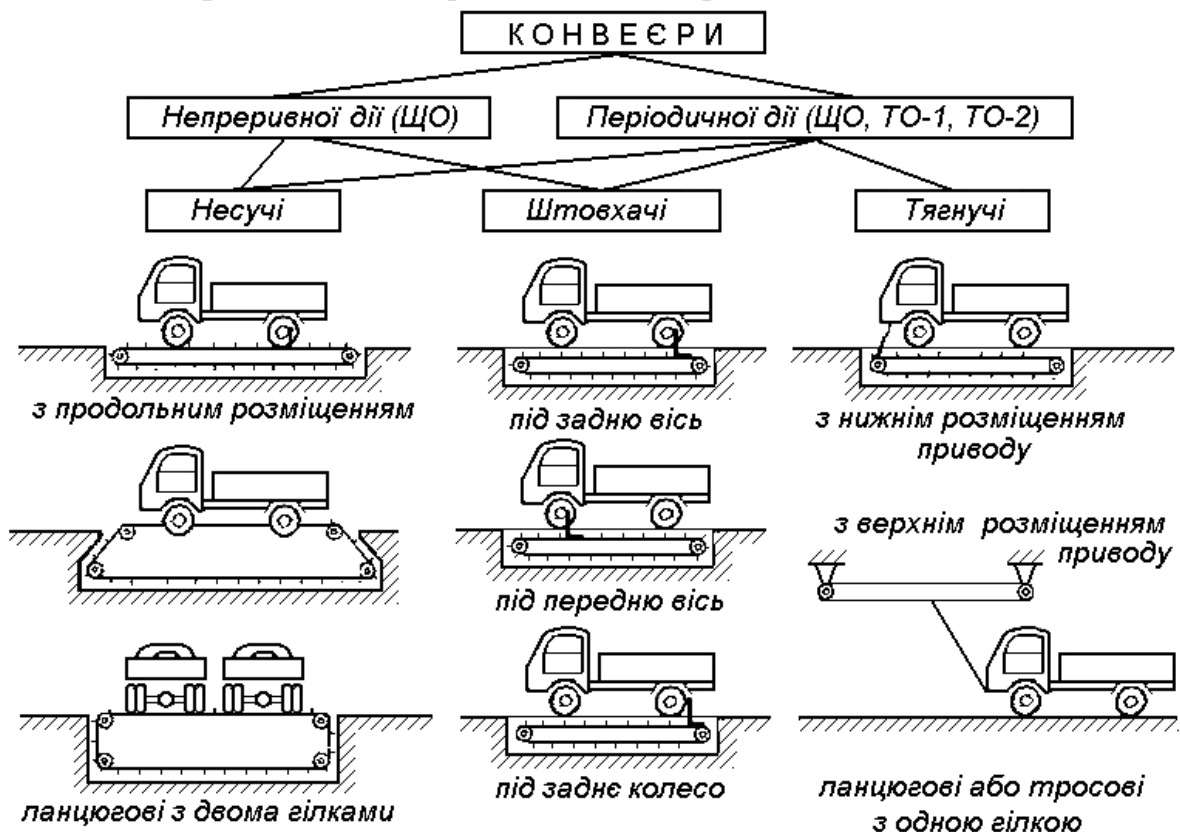


Рис. 6.1 Класифікація конвеєрів

Несучі конвеєри для переміщення автомобілів.

Несучі конвеєри являють собою транспортуючу нескінченну ланцюгову стрічку, що рухається напрямними коліями за допомогою приводної станції. Несучі конвеєри можуть мати одну або дві ланцюгові стрічки, на які автомобіль встановлюється колесами або вивішується, спираючись на ланцюги передніми і задніми мостами. Автомобілі на несучих конвеєрах можуть розміщуватися поздовжньо та поперечно.

Несучі конвеєри з поперечним переміщенням автомобіля в основному застосовують для обладнання поточкових ліній ТО-2, а з поздовжнім – для ЩО.

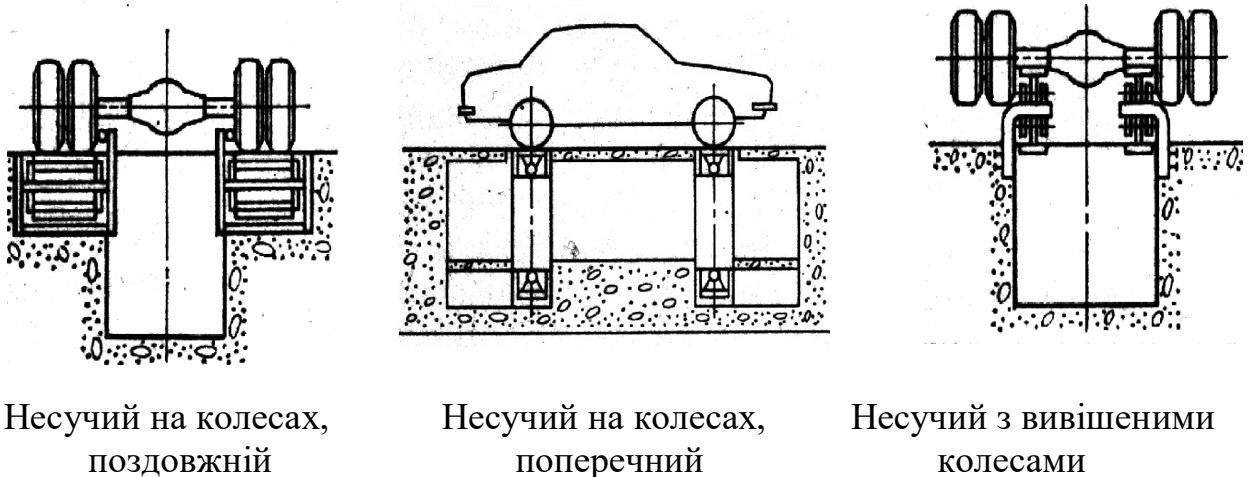


Рис. 6.2 Схеми установки автомобілів на несучі конвеєри

Пластинчасті транспортуючі конвеєри з двома гілками застосовують також у лініях ТО-2 з поперечним розташуванням автомобілів (рис. 6.2). На таких конвеєрах можуть обслуговуватися лише автомобілі, з однаковою базою. При цьому, лінія стає компактною, що дозволяє зняти автомобіль з будь-якого поста.

Найбільш універсальними та одночасно складними є **несучі конвеєри**, на які автомобіль виставляється всіма колесами (рис. 6.3) або з вивішуванням коліс. Застосування несучого конвеєра доцільно при ТО-2, де проводиться багато робіт з вивішуванням коліс автомобіля, при цьому можливе переміщення автомобіля поміж постами як на колесах, так і на спеціальних підставках, розміщених на тягових смугах.

Несучий конвеєр є доцільним у випадку тупикового розміщення постів потокової лінії, коли проводять поперечне переміщення автомобіля, тобто тягові смуги повинні перебувати на відстані бази автомобіля.

Застосовують транспортуючі пластинчасті конвеєри з однією несучою віткою, на якій розташовані візки, що штовхають автомобіль під колесо. Таким чином, один з боків автомобіля транспортується конвеєром, а другий – котиться вздовж напрямних. На лініях ЩО і ТО-1 можуть використовуватися

конвеєри з однією або двома вітками при поздовжньому розташуванні автомобілів.

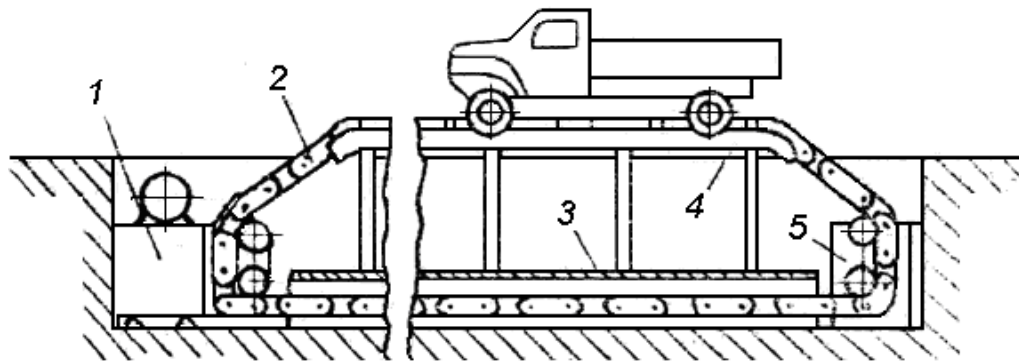


Рис. 6.3 Транспортуючий ланцюговий конвеєр

1 - натяжна станція; 2 - напрямний жолоб; 3 - закритий запобіжний жолоб;
4 - ланцюг; 5 - приводна станція

Холості вітки ланцюгів рухаються в закритих жолобах, розташованих врівень з підлогою канами. Пальці ланок транспортуючого ланцюга з роликами зміщені вниз стосовно осі симетрії ланки (рис. 6.4). Тому в нижній частині ланцюга ролики виступають, будучи опорами кочення вантажної вітки напрямними жолобами.

Існують транспортуючі пластинчасті конвеєри, де автомобіль виставляється на несучі вітки колесами. Особливістю їхньої конструкції є пластини, прикріплені до тягового ланцюга, які створюють суцільний настил. Такі конвеєри можуть мати одну або дві несучі вітки.

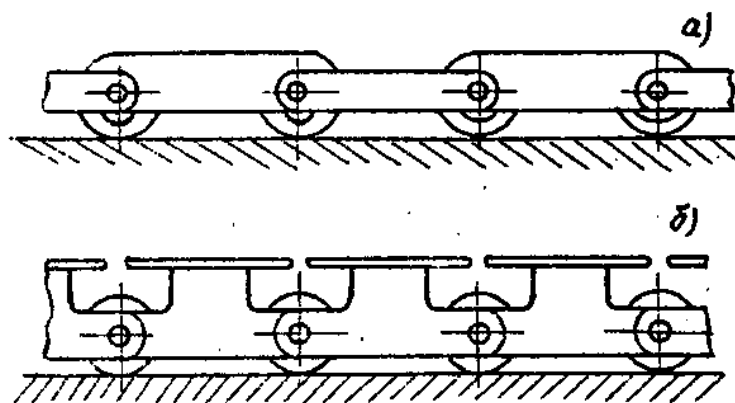


Рис. 6.4 Транспортуючі ланцюги

а - з зміщеними роликами; б - з несучими пластинами

На рис. 6.5 показана схема будови конвеєра - штовхача періодичної дії. Конвеєр має тяговий орган з ведучою і веденою вітками, розташованими на напрямних.

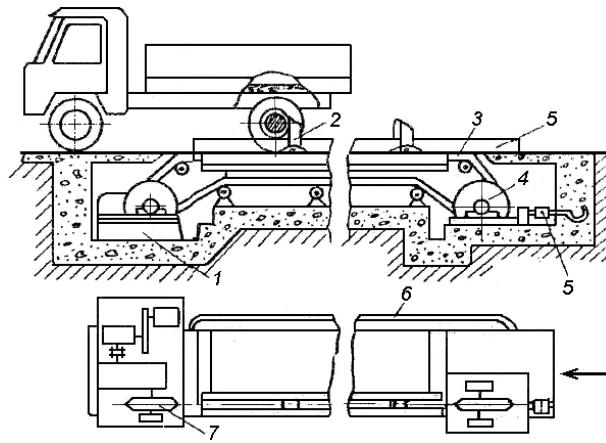


Рис. 6.5 Схема конвеєра, що штовхає автомобіль під задню вісь
1 - приводна станція; 2 - візок, що штовхає; 3 - ланцюг; 4 - натяжна станція;
5 - натягувач; 6 - колесовідбійник; 7 - ведуча зірочка

Рух тягового органу забезпечується приводною станцією 1, а його натяг - натяжною станцією, які розташовані, відповідно, в кінці та на початку конвеєра. Тяговий орган може складатися з втулково-роликів ланцюгів, тросів, шарнірно з'єднаних ланок або візків, що котяться по рейках. Натяжна станція служить для регулювання натягу ланцюга, яке здійснюється за допомогою гвинтового механізму.

Тяговий орган (рис. 6.6) складається з однієї вітки пластинчато-втулкового ланцюга, у яку вмонтовані візки, що штовхають, з кроком штовхачів, які обираються в залежності від довжини автомобіля.

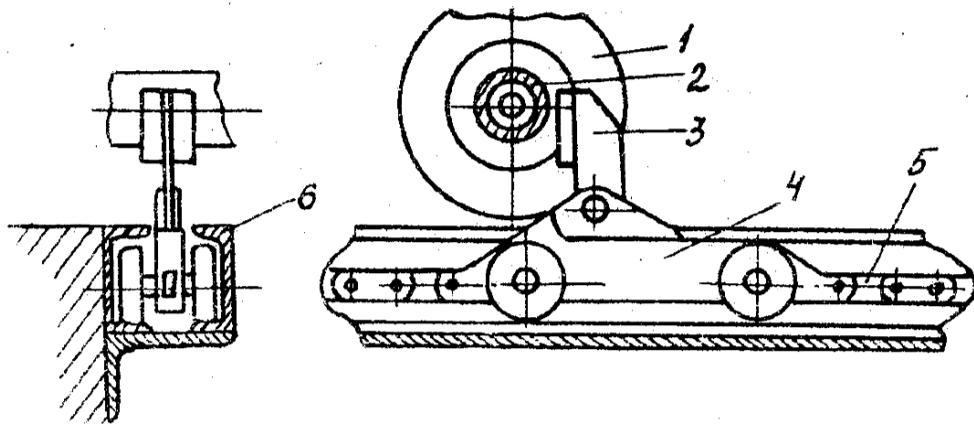


Рис. 6.6 Тяговий орган конвеєра
1 - колесо автомобіля; 2 - балка моста; 3 - штовхач; 4 - візок; 5 - ланцюг;
6 - напрямна

Кожний візок опирається на чотири котки, що перекочуються напрямними коліями. Кількість візків відповідає кількості постів на лінії. Візки за допомогою приводної станції та кінцевих перемикачів здійснюють зворотно-поступальний рух на величину, рівну кроку постів.

Штовхачі, що впираються в балку заднього моста, встановлені на ланцюзі шарнірно і можуть нахилитися убік руху конвеєра при проходженні над ними низько розташованих частин автомобіля. У вихідне положення штовхачі повертаються за допомогою пружин. Це охороняє їх від пошкодження при русі автомобіля самоходом. Для збереження прямолінійного руху автомобіля його передні колеса розміщуються в спеціальні бетонні або металеві жолоби. Якщо внутрішня колія передніх і задніх коліс однакова, жолоби не використовують, обмежуючись колесовідбійниками.

Автомобіль або встановлюється на приводну вітку тягового органу, або з'єднується з нею спеціальним контактуючим пристроєм. Привідна станція конвеєра (рис. 6.5) з поступальним рухом складається з електродвигуна 1, редукторів 3 (іноді з перемикачем швидкостей), муфт 2, зірочок або шківів 4, а станція конвеєра з зворотно-поступальним рухом додатково передбачає реверсивний механізм.

В останніх рішеннях конвеєрів - штовхачів з поступальним рухом тягового органа, зірочки встановлюють горизонтально, що забезпечує можливість розміщення конвеєра практично на рівні підлоги приміщення, а, отже, над входами в канали та на міжповерхових перехресттях.

Проїзні пости потокової лінії дозволяють перекочувати автомобіль на колесах, передаючи зусилля, від тягового органу конвеєра через різні контактуючі пристрої. Такий конвеєр простіше несучого, для нього досить однієї тягової смуги. Застосовуються конвеєри, у яких контактуючим пристроєм є (рис. 6.6) пластинчаста смуга, що несе колеса однієї сторони автомобіля; візок з штовхачем під заднє колесо автомобіля; штовхач під передній або задній міст; пристосування для зчіпки з передньою віссю, буфером або буксирними гаками. Залежно від розміщення контактуючого пристрою (позаду або попереду автомобіля) конвеєр штовхає або тягне.

З'єднання автомобіля з тягнучим конвеєром проводить механік, якому іноді доводиться переносити зчіпні пристрої з кінця лінії до її початку. Штовхачі автоматично входять у з'єднання з частинами автомобіля, при цьому шарнірно-пружинне кріплення штовхача на тяговому органі дозволяє автомобілю наїжджати на конвеєр. Цим пояснюється більш широке застосування **конвеєрів - штовхачів**.

Для проведення прибирально-мийних робіт застосовують конвеєри безперервної дії, що безперервно переміщують автомобілі з швидкістю 2...7м/хв. Для інших робіт використовують конвеєри періодичної дії, що пересувають автомобілі поміж постами через деякий інтервал часу з швидкістю до 8...12м/хв.

Тягнучі конвеєри

Тягнучі конвеєри мають тяговий нескінченний ланцюг, розташований уздовж потокової лінії знизу або зверху (під або над автомобілем). До тягового ланцюга автомобіль приєднують передньою віссю або буксирним гаком за

допомогою спеціальних захватів. З поста на пост автомобіль пересувається на колесах.

Через додаткові витрати ручної праці на причеплення та перенесення захватів, що звільнилися, на початок лінії тягнучі конвеєри мають обмежене застосування.

Автомобіль кріплять до тягового ланцюга буксирним захопленням за передній буксирний крік. Він переміщується, перекочуючись на своїх колесах. В кінці лінії захоплення автоматично відчіплюється від автомобіля. Дані конвеєри одноколісні з поздовжнім напрямком руху автомобіля.

Тягнучі конвеєри мають обмежене застосування через додаткові операції: причеплення і перенесення захоплень що звільнилися на початок лінії. При верхньому розташуванні конвеєра перенесення захоплень що звільнилися не потрібно.

Конвеєри з верхнім розташуванням тягового ланцюга зручніші при обслуговуванні автомобіля знизу і можуть встановлюватися на міжповерхових перекриттях.

Управління конвеєром. Сучасні гаражні конвеєри зазвичай мають автоматичне керування. Пуском і рухом конвеєра управляє оператор за допомогою спеціального пульта. Зупинка конвеєра проводиться автоматично без участі оператора. Автомобіль, переміщений на останній робочий пост, своїми колесами натискає на кінцеві вимикачі.

Оператор включає пуск конвеєра після того, як на пульт управління надійде сигнал про закінчення робіт на всіх робочих постах. Додатково оператор зв'язується з робочими постами гучномовним зв'язком, по якому він повідомляє про пуск конвеєра. Крім цього може подаватися звуковий або світлові сигнали. Оглядові канали, обладнані конвеєрами, мають бічні траншейні входи і не повинні мати входи з торців.

Випускаються декілька моделей конвеєрів, різних модифікацій, що відрізняються довжиною (від 26 до 52м) і числом одночасно навантажених штовхачів (від 3 до 12) для переміщення автомобілів різних марок.

Одні конвеєри призначені для ліній ЩО, інші - для ліній ТО-1. Для ТО-2 конвеєри використовуються рідко, головним чином для уніфікованих ліній (ТО-1 і ТО-2 в різні зміни).

Ефективність використання конвеєрів при проведенні ЩО, залежить від наявності або відсутності на тій же лінії робочих постів з виконанням ручних операцій (прибирання, обтирання, дозаправка, контроль). У першому випадку, щоб обслуговуючий персонал міг працювати вручну, доводиться знижувати швидкість конвеєра і продуктивність механізованої мийної установки використовується неповністю. У другому випадку виникають складності з організацією всіх робіт крім мийних, так як прибиральні, контрольні і дозаправочні роботи важко механізувати.

За будь-яких обставин, технологічний процес ТО з застосуванням конвеєра більш ефективний: продуктивність праці і ритмічність роботи

підвищуються. Для транспортних робіт конвеєри використовуються тільки в порядку виконання нетрудомістких робіт, супутніх ТО.

Обґрунтування вибору типу оглядового і підйомно-транспортного устаткування залежить від обраного способу виконання робіт, технології і приміщення, в якому проводяться операції. Але головним критерієм служить економічне обґрунтування застосування того чи іншого обладнання з урахуванням його вартості і ефективності.

В даний час використовується в основному один тип конвеєра, який являється найоптимальнішим і життєздатним. Він складається з однієї вітки пластинчато-втулкового ланцюга 6 в яку з певним кроком (наприклад, 6, 9, 16м), в залежності від типу і бази автомобіля, вмонтовані штовхаючі каретки 7 з роликом 3 під заднє колесо автомобіля. Ланцюг переміщується по напрямних шляхах 4, між натяжною 5 і приводною станцією 1, що складається з редуктора, електродвигуна, клинопасової передачі та зірочки. Відтягування зірочки натяжної станції (при розтягуванні ланцюга) проводиться гвинтовим механізмом. Конвеєри даного типу можуть бути безперервного або періодичної дії (наприклад, в зонах ЩО), крім того, вони можуть бути двошвидкісними з урахуванням ступеня забруднення автомобілів. Швидкість переміщення конвеєрів на лініях ЩО становить зазвичай 4,7 або 6,35м/хв. На потокових лініях ТО-1 і ТО-2 швидкість конвеєра в момент переміщення автомобілів 9...9,25м/хв. Потужність електродвигуна приводної станції конвеєра мод. 4096 - 3,0кВт, а мод. 4120 (для автомобілів великої вантажопідйомності) - 7,5кВт. Недоліком даного типу конвеєра слід вважати його низьку універсальність.

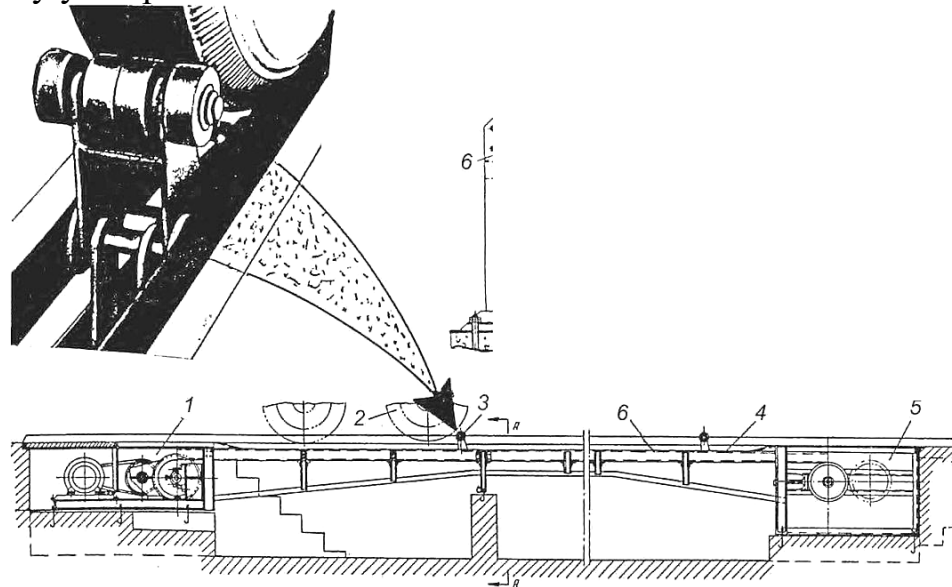


Рис. 6.7. Конвеєр ланцюговий, штовхаючого типу, з роликом під колесо зі схемою установки автомобілів на конвеєри:

- 1 - привідна станція; 2 - заднє колесо автомобіля; 3 - ролик штовхача;
4 - напрямні шляхи; 5 - натяжна станція; 6 - тяговий ланцюгової орган;
7 - каретка штовхача

Розрахунок тягнучого тросового конвеєра.

Для розрахунку задаються розрахунковою схемою (рис. 6.7), призначенням конвеєра (ТО-1, ТО-2 або ЩО), типом автомобілів, що обслуговуються, кількістю постів на лінії і періодичністю дії.

Спочатку визначають тягове зусилля

$$F_T = N_n \cdot G_a \cdot \phi \text{ Н} \quad (6.1)$$

де N_n – число постів на лінії;

G_a – вага автомобіля, Н;

ϕ – коефіцієнт опору коченню.

Так як в зонах ТО і ПР підлоги виконуються з бетону, $\phi = 0,03$.

Для того щоб натяжна станція протягала трос без ковзання, його необхідно попередньо натягнути.

Сила натягу тросу

$$F_0 \left(\frac{F_T}{2} \cdot \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right) \right) \text{ Н}; \quad (6.2)$$

де α – кут охопту тросом барабану приводної станції, рад;

f – коефіцієнт тертя тросу по матеріалу барабану.

Для зменшення зношування тросу та запобігання його від корозії, трос змащують. Крім того, можливе потрапляння на трос мастила і нафтопродуктів при виконанні ТО. Тому коефіцієнт тертя береться, як для тертя сталі по сталі з змащенням ($f = 0,015$).

Сумарне зусилля у верхній, найбільш навантаженій гілці

$$F = \left(\frac{F_0}{2} + F_T \right) \cdot k_3 \text{ Н}; \quad (6.3)$$

де $k_3 = 2...5$ – коефіцієнт, що враховує запас міцності тросу.

Визначившись з зусиллям на тросі згідно ДСТУ 3067-80, вибирають діаметр тросу d_T .

Діаметр барабанів $d_{\delta} = (20...30)d_T$.

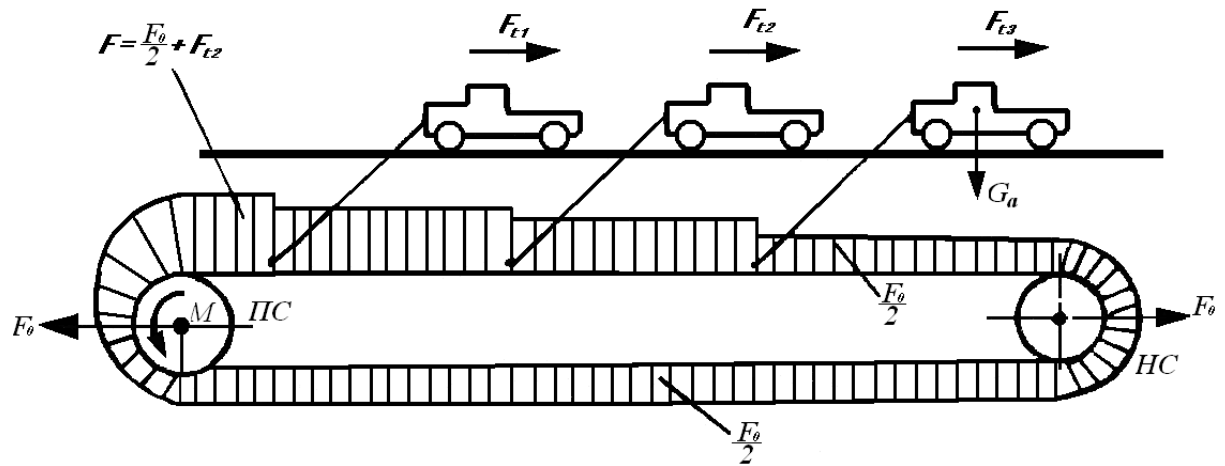


Рис. 6.8. Розрахункова схема тросового конвеєра
ПС – приводна станція; НС – натяжна станція

Виходячи із призначення конвеєра та режиму праці (безперервної або періодичної дії), задаються швидкістю переміщення автомобіля. Наприклад, для ліній ЩО доцільно застосовувати конвейєри безперервної дії з швидкістю переміщення 3...9м/хв, а для ТО-1 і ТО-2 використовують конвеєри періодичної дії зі швидкістю 7... 25м/хв.

Частота обертів барабану

$$n_{\delta} = \frac{V_k}{\pi \cdot d_{\delta}}, \text{ об/хв}, \quad (6.5)$$

де V_k – швидкість конвеєра, м/хв.

Далі, задаючись частотою обертання валу електродвигуна $n_{\delta\delta}$ (750; 1000; 1500; 3000об/хв) визначають передаточне число редуктора приводної станції

$$u_p = \frac{n_{\delta\delta}}{n_{\delta}}. \quad (6.6)$$

Виходячи з передаточного числа за каталогом обирають тип редуктора (черв'ячний або циліндричний багатоступіневий).

Потужність електродвигуна

$$N_{\delta\delta} = \frac{(F_m + \Delta F_{\delta}) \cdot V_n \cdot k}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta_p}, \text{ кВт}, \quad (6.7)$$

де ΔF_{δ} – втрати тягового зусилля на барабанах;

$k = 1,5$ коефіцієнт запасу по потужності;

η_p – ККД редуктора.

Витрати тягового зусилля

$$\Delta F_{\delta} = F^t \cdot (1 - \eta), \text{ Н} \quad (6.8)$$

де η – ККД барабану (блоку).

F^t – сумарне навантаження на підшипники барабанів і блоків, Н.
Для блоків з підшипниками кочення $\eta = 0,990...0,995$.

Для зменшення похибки, витрати тягового зусилля необхідно розрахувати для кожного барабану або блоку, а потім підсумувати. Для розглянутої схеми з двома блоками з достатньою точністю $F' = 2 F_0 + F_m$.

Знаючи потужність, передану через редуктор і його передаточне число по каталогу обирають електродвигун і конкретний редуктор. При цьому, якщо значення η коливається в широких межах, слід здійснити перевірку.

Якщо $k \geq \frac{\eta_p}{\eta_k}$, то розрахунок є задовільним. У протилежному випадку у формулу визначення потужності підставляють значення η_k і розрахунок повторюють. Нагадаємо, що η_k – ККД редуктора по каталогу, а η_p – попередньо обраний ККД.

Іноді не вдається точно узгодити між собою швидкість конвеєра, передаточне число редуктора та частоту обертів електродвигуна. У цьому випадку первинний вал редуктора приводять в обертання від електродвигуна через пасову передачу з передаточним числом

$$u = \frac{n_{ог}}{n_i}. \quad (6.9)$$

Кругові конвеєри для обслуговування автомобілів

У деяких ПАТ застосовуються кругові конвеєри. Несучий орган конвеєра – поворотне коло з розташованими вздовж радіусів (рівновіддалених один від одного та від центра прорізами за кількістю робочих постів). Параметри прорізів відповідають параметрам стандартної оглядової канави. Коли проріз поворотного кола збігається з виступом, утвориться стандартна оглядова канава.

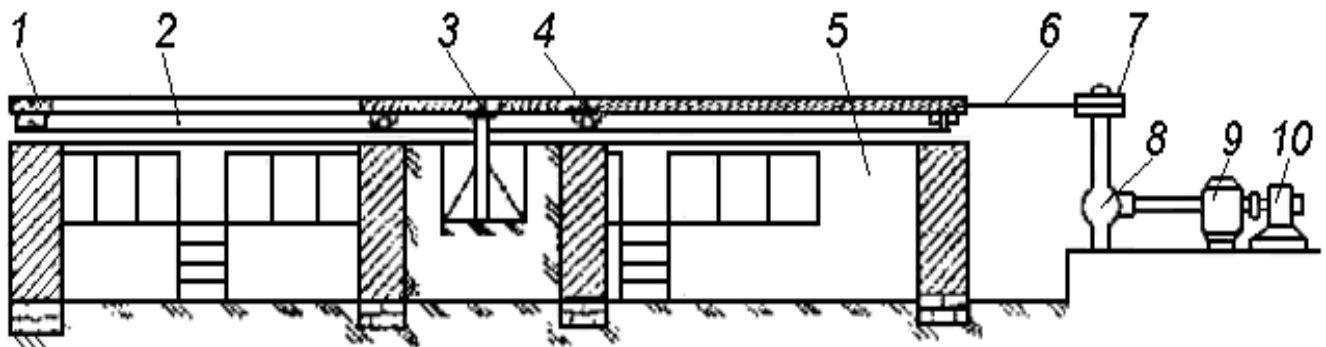


Рис. 6.9. Схема кругового конвеєра

1 – поворотне коло; 2 – проріз; 3 – маточина на осі обертання кола; 4 – коток;
5 – робоче приміщення; 6 – ланцюг; 7 – зірочка; 8 – редуктор з кутовою передачею; 9 – редуктор; 10 – електродвигун

Підколові простори між виступами використовуються як робочі зони. Тут знаходяться верстати, стелажі для запасних частин і деяких вузлів, шафи для обтирального матеріалу. Концентрація постів на одному поворотному колі зменшує відстані транспортування вузлів та деталей і дозволяє оперативніше керувати постами.

Підвісні конвеєри для транспортування агрегатів

Для транспортування агрегатів, вузлів і деталей на окремих виробничих ділянках і між цехами застосовують підвісні конвейєри. Залежно від способу руху (рис. 4.14) конвеєри розподіляють на:

- вантажонесучі;
- вантажоштовхаючі;
- вантажотягнучі.

За видом траси вони бувають горизонтальні та просторові.

У підвісних конвеєрах маса вантажів, що транспортуються, становить від кілограма до 2,5т; довжина – до 4,5км. Швидкість руху конвеєрів 0,05...0,75м/с.

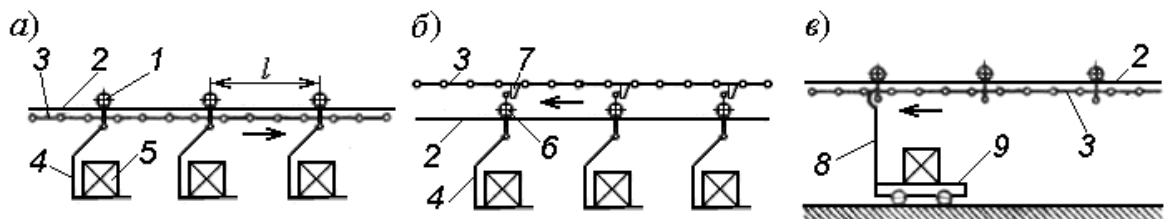


Рис. 6.10. Схеми підвісних конвеєрів для транспортування агрегатів.

а – вантажонесучі; б – вантажоштовхаючі; в – вантажотягнучі

Тема 7. Конструкція, область застосування, засоби виготовлення і розрахунок зварювальних і пластинчастих ланцюгів ДСТ 231Ч-70; ДСТУ EN818-1-2001; ДСТУ EN818-2-21101; ТУ12.0173856.015-86; ТУ ВКФР 303613.005-93

Зварювальні ланцюги - виготовляються за допомогою ковальського чи контактного зварювання з круглої сталі (Ст 2; Ст 3; Ст 10 з межею міцності $\sigma_{тим} = 370...450 МПа$) з овальними ланками.

За точністю виготовлення ланцюги поділяються на два види виконання:

- 1 - калібровані (відхилення від номінального кроку $t \pm 0,03d$);
- 2 - не калібровані ($t \pm 0,1d$).

До позначення ланцюга включають: тип (А, В), виконання (1, 2), діаметр прутка (калібр), крок та номер стандарту.

Наприклад:

Ланцюг типу А, виконання 1, 10мм калібру з кроком 28мм;

Ланцюг А1-10х28 ДСТ 2319-81;

Ланцюг типу В, виконання 2, 10мм калібру, з кроком 35мм;

Ланцюг В2-10х35 ТУ У 12 44.10.015-94.

Ланцюги залежно від відношення між розмірами кроку t та діаметром прутка d , діляться на:

- коротколанкові (рис. 7.1д), тип А: $t < 3d$,
- де t - крок ланцюга, d - діаметр прутка;
- довголанкові (рис. 7.1б) тип В: $t > 2d$;
- ланцюги морського виконання (рис. 7.1в); при цьому для підвищення міцності у ланки уварюють додаткові перемички.

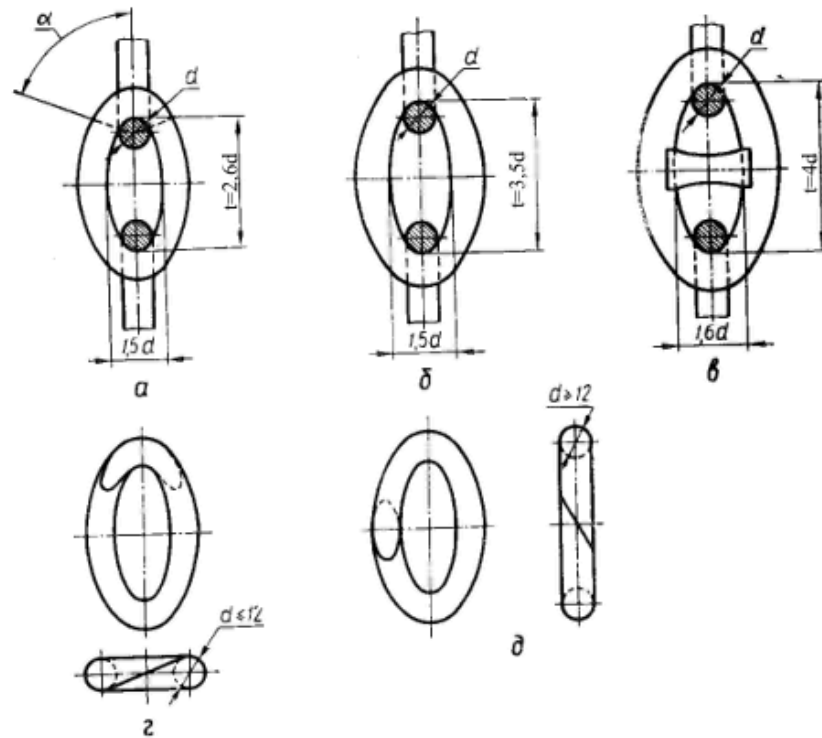


Рис. 7.1. Конструкція ланок простих зварних ланцюгів (а, б, в) та розташування місць зварювання ланок ланцюгів (г, д)
Діаметр початкового кола (рис. 7.2):

$$D_{нк} = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{z}}\right)^2}$$

де t - крок ланцюга;

d - діаметр прутка ланцюга;

z - число гнізд на зірочці (умовне число зубців).

Для каліброваних ланцюгів $z \geq 5$, ланки каліброваних ланцюгів лежать не на циліндричній поверхні, а на плоскій поверхні гнізд, тому вони не відчують додаткового вигину, що має місце при роботі ланцюга на гладкому барабані з гвинтовими канавками. Ця обставина дає можливість працювати на зірочках малого діаметру.

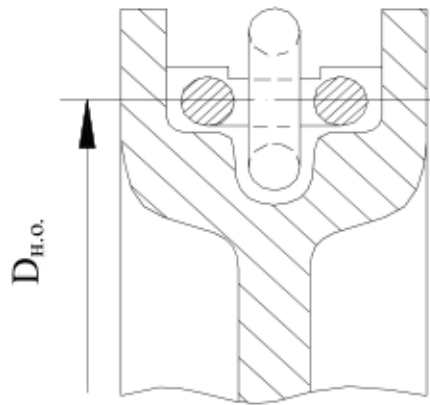


Рис. 7.2. Ведуча зірочка каліброваного ланцюга

Шарнірні пластинчасті ланцюги

Шарнірні ланцюги складаються з пластин, шарнірно з'єднаних між собою валиками (рис. 7.3). Число пластин від двох до дванадцяти.

Пластинчасті ланцюги працюють тільки з зірочками:

- 1-й тип - характерний тим, що збирання ланцюга складається в розклепуванні валика, недолік - деформація валика;
- 2-й тип - в розклепуванні валика під шайбу;
- 3-й тип - збирання ланцюга за допомогою шплінта;
- 4-й тип - за допомогою шплінта і шайби.

Переваги пластинчастих ланцюгів у порівнянні зі зварними ланцюгами: виготовляються з цільних елементів без застосування зварювання; надійні в роботі; мають велику плавність у роботі і не затискуються у западинах зірочки.



Рис. 7.3. Варіанти пластинчастих ланцюгів

Недоліки: велика вага; висока вартість виготовлення; зношування шарнірів ланцюга; ланцюг не згинається в поперечному напрямку.

Матеріал для пластин і пальців: Сталь 10, Сталь 40, Сталь 45 і Сталь 50, $\sigma_{тим} = 570...600 \text{ МПа}$.

Розміри ланцюгів - ДСТ 191-82.

Швидкість ланцюга $V \leq 0,25 \text{ м/с}$, при підвищенні швидкості до $1,5 \text{ м/с}$ запас міцності варто збільшити до 8.

Цей вид ланцюгів у ВПМ застосовується дуже рідко при особливо стислих габаритних умовах у ручних і тихохідних машинах і лебідках (заміна барабану зубчатим блоком значно меншого діаметру), а також при роботі у воді і при високих температурах, тому що вони менш чутливі до іржі і температури, чим дротові канати.

Розрахунок пластинчастих ланцюгів - аналогічний зварним ланцюгам, тобто

$$S \frac{S_{розр}}{K_{max}}$$

де $K \geq 5$ - для механізмів з машинним приводом;

$K \geq 3$ для механізмів з ручним приводом.

Профіль зубців зірочки - приведено у ДСТУ 591-69. Діаметр початкового кола

$$D_{нк} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

де t - крок ланцюга; z - кількість зубців зірочки (рис. 7.4).

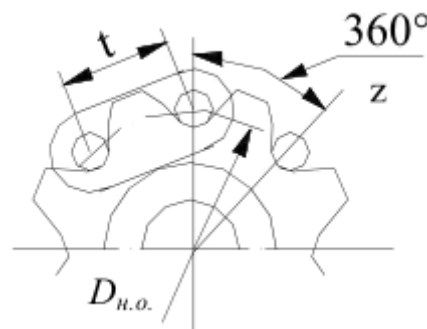


Рис. 7.4. Зірочка з пластинчастим ланцюгом

Розрахунок ланцюгових конвеєрів

У ланцюгових конвеєрах тягове зусилля передається зачепленням від ведучої зірочки, тобто здійснюється жорсткий кінематичний зв'язок приводу і тягового органу.

До переваг їх відносять надійність передачі тягового зусилля, мале

первинне натягнення. Недоліки велика власна маса ланцюгів і знос шарнірів ланцюгів. Для забезпечення спокійного набігання ланцюга на зірочку використовують натяжний пристрій, зазвичай гвинтового типу.

Групу конвеєрів, у яких ланцюг є тільки тяговим органом, називають *ланцюговими тягнучими*.

Якщо автомобіль знаходиться безпосередньо на ланцюгах або спеціальних траверсах, закріплених на ланцюгах, конвеєри називаються *ланцюговими транспортуючими*. Конвеєри, у яких на ланцюг кріплять несучий пристрій, наприклад, пластини, що утворюють настил, називають *пластинчастими*.

В якості тягового органу бувають ланцюги кругло ланкові і пластинчасті втулково-роликові (ДСТУ 13568:2006), а також тягові розбірні (ДСТУ 191-82) (рис.2.7).

Кругло ланкові зварні ланцюги приводяться в рух від зубчастих блоків або зірочок і рідше - від гладких барабанів (фрикційний привід). Зварні ланцюги розраховуються на розтяг. Вони зазвичай виготовляються зі сталі Ст3 з межею міцності $\sigma_p \leq 350 \dots 400 \text{ МПа}$.

Рівняння міцності

$$\sigma_p = \frac{4F_m \cdot k_3}{2\pi d^2} = \frac{0,64F_m \cdot k_3}{d^2} \leq [\sigma_p]$$

Звідси

$$d \geq 0,8 \sqrt{\frac{F_m \cdot k_3}{[\sigma_p]}} \quad (7.1)$$

де d - діаметр дроту, з якої виготовляють ланки ланцюга;

F_m - статичне тягове зусилля, Н;

$k_3 = 2 \dots 5$ - коефіцієнт запасу міцності.

Зірочки для зварних ланцюгів виготовляють зварними або литими з чавуну або сталі (рис.7.4).

Діаметр початкової окружності тягової зірочки $D \geq 30d$. Для напрямних зірочок орієнтовно $D = (20 \dots 25)d$.

Число гнізд для ланок ланцюга

$$Z \geq \frac{\pi D}{t}$$

де $t = (4 \dots 5)d$ - крок ланцюга.

Якщо Z виходить дробовим, його округлюють до цілого числа в більшу сторону і уточнюють D .

Уточнений діаметр початкової окружності при $Z > 9$ і $d(16 \cdot 10^{-3} \text{ м})$:

$$D = \frac{t}{2 \sin\left(\frac{90^\circ}{Z}\right)} \text{ м} \quad (7.2)$$

Вибір пластинчастого втулково-роликового ланцюга, конвеєра що тягне (штовхає) проводять по розривному зусиллю, виходячи із запасу міцності $k_s = 2 \dots 5$.

Спочатку розмір ланцюга вибирають конструктивно. Ланцюг рухається в напрямних, виконаних з швелера № 12...14. Для вільного переміщення ланцюга, його ширина приймається меншою ширини направляючих на 5...10 мм. Параметри ланцюга вибирають по ДСТУ EN 818-1-2001.

Статичне тягове навантаження на ланцюг

$$P_{cm} = \phi_n (F_m + F_u) H \quad (7.3)$$

де F_u - тягове зусилля на переміщення ланцюга, Н;

ϕ_n - коефіцієнт одночасної передачі тягового зусилля.

Для одинланцюгового транспортера $\phi_n = 1$, для дволанцюгового $\phi_n = 0,75$.

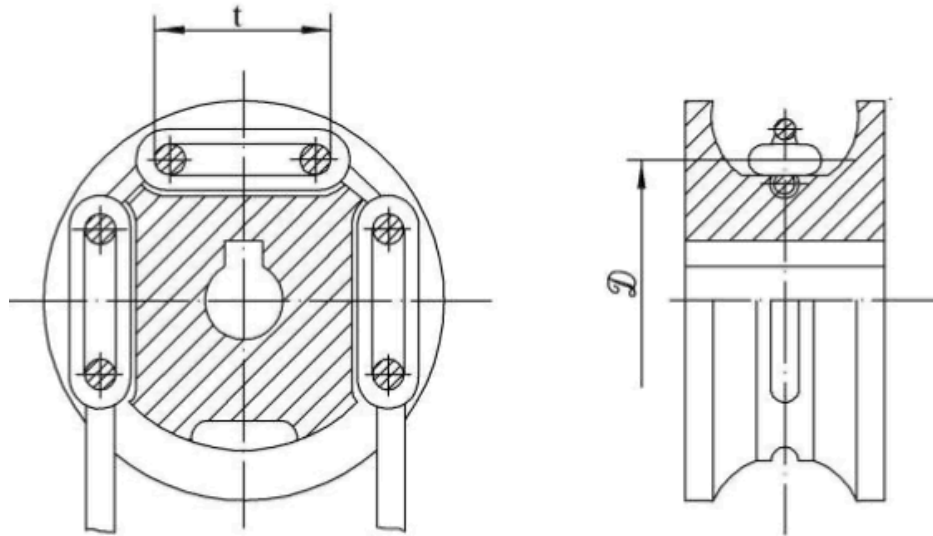


Рис.7.5. Зірочка для круглланцюгового ланцюга

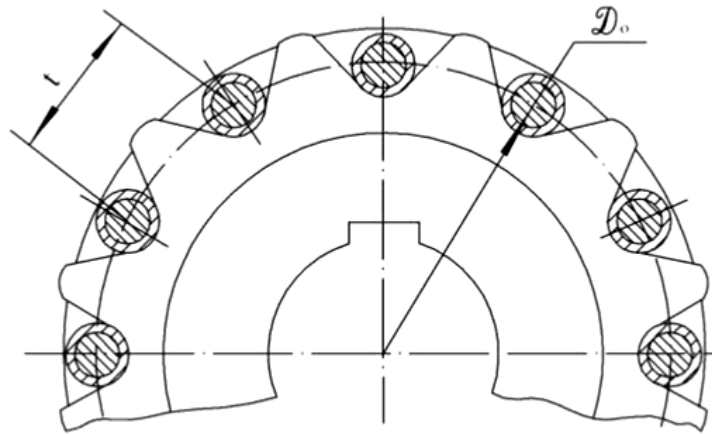


Рис.7.6. Зірочка для пластинчатого ланцюга

Для визначення F_u розраховується довжина лінії обслуговування;

$$L_n = N_n \cdot L_a + a(N_n - 1), \text{м} \quad (7.4)$$

де L_a - довжина автомобіля, м;

$a = 1,5$ відстань між автомобілями на лінії, м.

Довжина одного ланцюга, що рухається по напрямних.

$$L_u = 2L_n, \text{м} \quad (7.5)$$

Сила ваги ланцюга

$$G_u = K_u q g H. \quad (7.6)$$

де q - маса погонного метра ланцюга, кг;

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ - прискорення сили тяжіння.

Тягове зусилля, що припадає на одну ланцюг,

$$F_u = G_u \phi' / H, \quad (7.7)$$

де $\phi' = 0,01$ - тертя кочення роликів ланцюга по напрямній.

Діаметр початкового кола зірочки (рис.2.9) для пластинчастої ланцюга визначають за формулою

$$D = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)} \text{м} \quad (7.8)$$

де t - крок ланцюга;

$Z > 6$ число зубців зірочки.

При великому кроці ланцюгів, коли D_0 отримується занадто великим, застосовують багатогранні блоки з чотирма - шістьма гранями. Ланки ланцюга лягають на грані і утримуються на них силою тертя. Щоб ланцюг не зісковзував з гранованого блоку, на ободі роблять зовнішні огорожувальні борти або кулаки, що входять між пластинами. При використанні таких блоків

ланцюг має значну нерівномірність ходу. Тому швидкість конвеєра приймають не більше 12м/хв. Але навіть при використанні ланцюгів з досить малим кроком швидкість руху не залишається постійною в процесі обертання зірочки, що представляє собою правильний багатогранник (рис.7.7).

Лінійна швидкість ланцюга змінюється за законом

$$V_x = V_0 \cdot \cos \psi = \omega R \cos \psi; \quad (7.9)$$

де V_0 - колова швидкість зірочки, м/с.

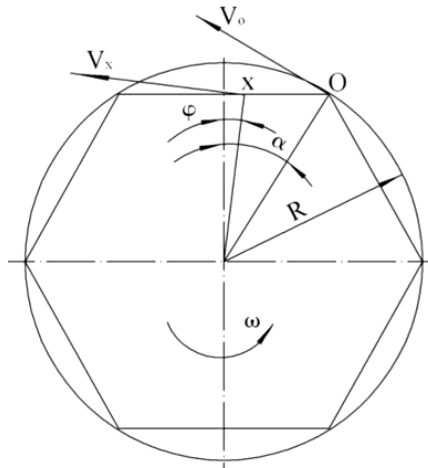


Рис.7.7. До розрахунку лінійної швидкості ланцюга

Прискорення ланцюга

$$a = \frac{dV_x}{dt} \frac{d(\omega R \cos \psi)}{dt} = -\omega R \sin \psi \frac{d\psi}{dt} \quad (7.10)$$

Так як
$$\frac{d\psi}{dt} = \omega$$

то
$$a = -\omega^2 R \sin \psi.$$

Найбільше прискорення буде при $\psi = \pm \alpha$. Таким чином, $a_{\max} = \omega^2 R \sin \alpha$

Якщо виразити a через крок ланцюга, ω - через частоту обертання n і застосувати другий закон Ньютона, за яким $F = -ma$ отримаємо величину динамічного навантаження на ланцюг

$$P_{\text{дин}} = \frac{mn^2 t}{60} = \frac{mV_0^2 60}{Z^2 t} \text{ Н} \quad (7.11)$$

де m - приведена маса ланцюга, кг.

Динамічні навантаження діють і на зварений ланцюг;

$$P'_{\text{дин}} = 6m \left(\frac{nV_0}{Z} \right)^2 \left(\frac{t}{4\ell^2} \right) \quad (7.12)$$

де $\ell = t - d$.

Однак через порівняно великі величини z і малого кроку ланцюга t значно менше $P_{ст}$, тому при розрахунку зварних тягових ланцюгів динамічними навантаженнями можна знехтувати.

Повне навантаження на ланцюг

$$S_p = P_{ст} + P_{дин}, \text{ Н} \quad (7.13)$$

Приведена маса розраховується за формулою

$$m = q_1 + cqL \text{ кг}, \quad (7.14)$$

де q_1 - маса автомобіля, що припадає на одну ланцюг конвеєра, кг,

q - маса погонного метра ланцюга, кг/м;

L - загальна довжина ланцюга, використовуваної в одній гілці конвеєра м;

c - коефіцієнт приведення, що залежить від довжини лінії обслуговування L_l .

При $L_l < 25\text{м}$ $c = 2$; при L_l від 25 до 60м $c = 1,5$;

При $L_l > 60\text{м}$ $c = 1$.

Потужність приводу ланцюгових конвеєрів визначають для руху, який встановився та періоду пуску.

У період сталого руху розрахункове зусилля, що діє на ланцюг,

$$P_c = S_p + W_{лан} \cdot H;$$

де $W_{лан}$ - опір тягового органу при обгинанні зірочок і внаслідок тертя в підшипниках вала зірочки.

Наближено

$$W_{лан} = S_p(1 - \eta);$$

де $\eta = 0,96 \dots 0,98$.

У період пуску:

$$P_{пуск} = S_p + W_{лан} + P_{ин} = P_c + P_{ин} \quad (7.15)$$

$$P_{ин} = m \frac{dv_0}{dt} \approx m \frac{v_0}{t} \quad (7.16)$$

де t - час розгону, за який буде досягнута швидкість V_0 .

Для практичних розрахунків $t = 0,5 \dots 1,0\text{с}$.

Розривне зусилля ланцюга P_p визначене за довідником, має бути більше зусилля $P_{пуск}$.

З урахуванням запасу міцності

$$P_p \geq k_z \cdot P_{пуск}; \quad (7.17)$$

де $k_z = 2 \dots 5$ коефіцієнт запасу міцності.

Потужність в період сталого руху

$$N_c = \frac{NP_c V_0}{1000 \eta_m} \text{кВт} \quad (7.18)$$

У період пуску

$$N_{\text{пуск}} = \frac{NP_{\text{пуск}} V_0}{1000 \eta_m} \text{кВт}$$

де N - число паралельних віток в конвеєрі;

η_m - механічний ККД всіх ланок механізму від валу приводної зірочки до валу двигуна.

Для асинхронних двигунів необхідно дотримуватися умови

$$\frac{N_{\text{пуск}}}{N_c} < 1,5 \quad (7.19)$$

в іншому випадку слід використовувати електродвигуни з поліпшеними пусковими характеристиками, наприклад, кранові. У розрахунках не враховується зусилля натягу ланцюга, тому що для конвеєрів, де ланцюги рухаються по напрямних, натяг ланцюга становить не більше 1% від S_p .

Решта розрахунків виконуються так само, як і при розрахунку тросового конвеєра. Транспортуючий ланцюговий конвеєр розраховується аналогічно тягнучому.

Однак, силу ваги автомобіля, що припадає на ланцюги, необхідно застосувати при розрахунку статичного тягового навантаження на ланцюг.

$$G_c = \left(\frac{N_n G_a}{N} + L_u q \right) g, \text{ Н.}$$

Якщо розраховується пластинчастий конвеєр, в останній формулі, а також обчисленні приведеної маси ланцюга (2.22) необхідно враховувати масу несучих пластин настилу.

Послідовність розрахунку конвеєрів

При розрахунку конвеєрів рекомендується дотримуватися наступного порядку.

1. Визначити тягове зусилля приводної станції.
2. Підібрати, виходячи з умови міцності трос або зробити попередній підбір ланцюга.
3. Розрахувати діаметр барабанів приводної і натяжної станцій. Для ланцюгового конвеєра визначити число зубців зірочки і діаметр початкової окружності зірочки.
4. Уточнити величину тягового зусилля з урахуванням динамічних навантажень. Уточнити параметри ланцюга.

5. Уточнити частоту обертання барабану приводної станції. Визначити передаточне число редуктора.

6. Розрахувати потужність електродвигуна. Перевірити його за умовою (2.27). Підібрати електродвигун. Для тросового конвеєра, така перевірка не проводиться, з огляду на пружності тягової ланки.

Приклад розрахунку.

Приклад 1.

Розрахувати тягнучий тросовий конвеєр періодичної дії для трьохпостової лінії ТО-I автомобілів ЗІЛ 431410. Розрахункову схему конвеєра прийняти відповідно до рис. 2.6. Сила ваги автомобіля 43000Н.

Визначаємо тягове зусилля.

$$F_T = 3 \cdot 43000 \cdot 0,03 = 3870\text{Н}.$$

Сила попереднього натягу тросу при куті охоплення тросом барабану $\alpha = \pi$

$$F_0 \rangle \frac{3870}{2} \left(\frac{e^{0,015 \cdot 3,14} + 1}{e^{0,015 \cdot 3,14} - 1} \right) = 82560\text{Н}.$$

Визначаємо сумарне зусилля у верхній, найбільш навантаженій вітці.

$$F = \left(\frac{82560}{2} + 3870 \right) \cdot 4 = 172860\text{Н}.$$

Відповідно до ДСТУ EN 818-1-2001 на зусилля 172860Н розрахований трос діаметром 20мм. Виходячи з діаметру троса d_T діаметр барабанів приводної і натяжної станції

$$d_{\sigma} = (20 \dots 30)d_T = 25 \cdot 20 = 500\text{мм} = 0,5\text{м}.$$

Швидкість конвеєрів періодичної дії становить від 7 до 25м/хв. Якщо швидкість 15м/хв, то частота обертання ведучого барабану

$$n = \frac{15}{3,14 \cdot 0,5} = 9,55 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

Втрата тягового зусилля за рахунок тертя в підшипниках барабанів.

$$F_{II} = 2 \cdot 82560 + 3870(1 - 0,995) = 844\text{Н}.$$

Визначимо необхідне передаточне число редуктора приводної станції при частоті обертання валу електродвигуна $n_{\partial\partial} = 1000\text{об/хв}$.

$$u = \frac{1000}{9,55} = 104,7.$$

Таке велике передаточне число може мати черв'ячний редуктор. Середній ККД черв'ячних редукторів $\eta_p = 0,75$.

Визначимо попередню потужність електродвигуна конвеєра.

$$N = \frac{(3870+844) \cdot 15 \cdot 1,5}{60 \cdot 1000 \cdot 0,75} = 2,4 \text{ кВт}$$

Дана потужність може бути передана редуктором РЧУ - 160 - 63 з передаточним числом $u_p = 63$ і ККД $\eta_p = 0,71$.

Так як необхідне передаточне число редуктора приводної станції не збігається з передаточним числом підбраного редуктора, необхідно між електродвигуном і редуктором встановити пасову передачу з передаточним відношенням

$$u_{nac} = \frac{n_{дв}}{n \cdot u_p} = \frac{1000}{9,55 \cdot 63} = 1,66.$$

ККД пасової передачі $\eta_n = 0,96$, остаточно

$$N = \frac{(3870+844) \cdot 15 \cdot 1,5}{60 \cdot 1000 \cdot 0,71 \cdot 0,96} = 2,64 \text{ кВт}$$

Приклад 2.

Розрахувати ланцюговий конвеєр, що транспортує періодичної дії для трьохпостової лінії ТО-1 автомобілів ЗІЛ 431410. Розрахункову схему конвеєра прийняти відповідно до рис.2.4. Сила ваги автомобіля 43000Н.

Конвеєр має два несучі ланцюги, що переміщуються в напрямних, розташованих по обидві сторони оглядової канами. Попереднє тягове зусилля на переміщення автомобіля без урахування ваги ланцюга визначимо по формулі

$$F_m = N_{II} \cdot G_A \cdot \phi \cdot \phi_{II};$$

де ϕ - коефіцієнт тертя кочення сталевих коліс малого діаметру по сталевим напрямних. Оскільки в напрямних завжди є грязьові відкладення, в даному прикладі $\phi = 0,05$;

$\phi_{II} = 0,75$ - коефіцієнт одночасності передачі тягового зусилля.

Попередній розмір ланцюга вибирається конструктивно. Зазвичай для транспортуючих (несучих) ланцюгових конвеєрів приймаються втулково-роликові ланцюги. Так як в широко поширених довідниках немає втулково-роликових ланцюгів, для розрахунку можна взяти ланцюг роликовий пластинчатий М 224 по ДСТУ 13568:2006. Такий ланцюг має найбільшу ширину 98мм, при навантаженні що руйнує, параметрами в якості направляючих можна застосувати швелер № 12 по ДСТУ 3436-96 (рис 7.8).

Визначимо довжину лінії обслуговування

$$L_n = 3 \cdot 13000 \cdot 0,05 \cdot 0,075 = 4837 \text{ Н.}$$

Довжина одного ланцюга, що рухається по напрямних у верхній і нижній частинах конвеєра.

$$L_{II} = 2 \cdot 23 = 46 \text{ м.}$$

Сила ваги ланцюга $G_{\text{Ц}} = 46 \cdot 8,76 \cdot 9,8 = 3949\text{Н}$.

Сила тертя ланцюга в напрямних

$$F_{\text{Ц}} = 3949 \cdot 0,05 = 197\text{Н}.$$

Статичне тягове навантаження на ланцюг

$$P_{\text{СТ}} = P_m + P_{\text{Ц}} = 4837 + 197 = 5034\text{Н}$$

Діаметр початкового кола зірочки при числі зубів $Z = 6$

$$D_0 = \frac{0,4}{\sin\left(\frac{180}{6}\right)} = 0,8\text{м}.$$

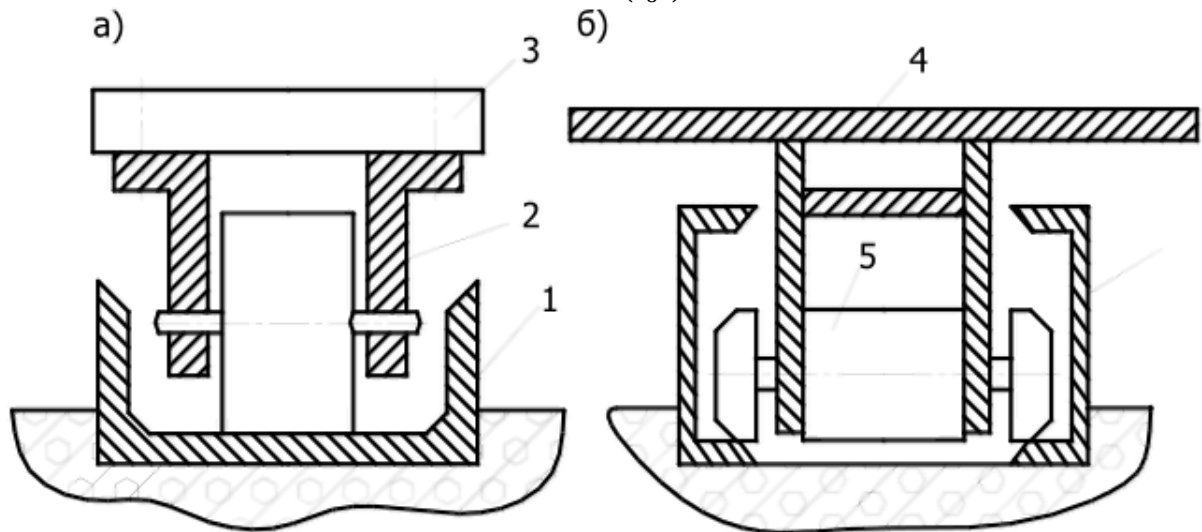


Рис. 7.8 Конструкції напрямних: а) конвеєр ланцюговий транспортуємий; б) конвеєр несучий пластинчастий;

1 - швелер; 2 - ланцюг; 3 - траверса; 4 - пластина; 5 - візок

При обчисленні приведеної маси слід враховувати масу автомобілів, що транспортуються одним ланцюгом.

Для дволанцюгового конвеєра

$$q = \frac{N_{\text{П}} \cdot m_{\text{Д}}}{2} = 6450\text{кг};$$

де $m_{\text{Д}} = 4300\text{кг}$ - маса одного автомобіля.

Тоді приведена маса

$$M = 6450 + 1,5 \cdot 8,76 \cdot 54 = 7160\text{кг}$$

Тут L : довжина ланцюга однієї гілки конвеєра,

$$L = 2L_{\text{Д}} + e;$$

де $\ell = 4\text{м}$ - довжина ланцюга який збігає.

Динамічне навантаження на ланцюг, яке розраховано для швидкості конвеєра $V_0 = 12\text{м/хв}$ (0,2м/с) становить

$$P_{\text{дин}} = \frac{7160 \cdot 0,2^2 \cdot 60}{6^2 \cdot 0,4} 1192\text{Н}$$

Визначимо повне навантаження на ланцюг

$$S_p = 5034 + 1192 = 6224\text{Н.}$$

З урахуванням коефіцієнта запасу міцності $\kappa = 5 \dots 6$, максимальне навантаження на ланцюг становить не більше 37000Н, що в 6 раз менше руйнівного навантаження, тобто ланцюг проходить за умовою міцності.

Опір тягового органу при обгинанні зірочок і внаслідок тертя в підшипниках валу зірочок

$$W_{\text{ланки}} = 6224 \cdot (1 - 0,97) = 186\text{Н.}$$

Розрахункове зусилля на тихохідному валу редуктора в період сталого руху двох ланцюгів

$$P_c = (6224 - 186) \cdot 2 = 12821\text{Н.}$$

Сила інерції, діюча додатково на тяговий орган в період пуску конвеєра

$$P_{\text{ін}} = \frac{2 \cdot 7460 \cdot 0,75}{0,75} = 3818\text{Н}$$

Сумарне зусилля на тяговому органі в період пуску

$$P_{\text{пуск}} = 12821 + 3818 = 16639\text{Н.}$$

Потужність електродвигуна приводної станції в період сталого руху конвеєра при використанні черв'ячного редуктора і пасової передачі

$$N_c = \frac{12821 \cdot 0,2}{1000 \cdot 0,75 \cdot 0,96} = 3,56\text{кВт}$$

Потужність в період пуску

$$N_{\text{пуск}} = \frac{16639 \cdot 0,2}{1000 \cdot 0,75 \cdot 0,96} = 4,62\text{ кВт}$$

Відношення $\frac{N_{\text{пуск}}}{N_c} = \frac{4,62}{3,56} = 1,3(1,5$ тому в конвеєрі можна використовувати асинхронний двигун широкого застосування, наприклад, серії 4А по ДСТУ 8277:2015.

Частота обертання зірочки приводної станції

$$n = \frac{12}{3,14 \cdot 0,8} = 4,77\text{об/хв}$$

При використанні електродвигуна з частотою обертання валу $n = 750 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$, сумарне передаточне число редуктора і пасової передачі

$$u = \frac{750}{4,77} = 157$$

Тема 8. Конструктивні матеріали для ВПМ, приводи механізмів, механізми підйому вантажу. Поліспасти.

В вантажопідйомних машинах розрізняють силове і гальмівне обладнання. Силове обладнання призначене для приводу механізмів, які виконують відповідну робочу операцію, гальмівне обладнання - для зниження швидкості руху і зупинки механізму.

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

Електропривод є основним видом приводу вантажопідйомних машин.

Переваги електроприводу порівняно з іншими приводами: високий ККД; простота конструкції та керування; надійність та ремонтпридатність; можливість виготовлення на будь-яку потужність.

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

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

Розглянемо та охарактеризуємо основні типи електродвигунів.

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

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

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

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

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

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

Переваги електродвигунів з фазним ротором: плавність пуску і

гальмування; регулювання швидкості; зменшення втрат в обмотках при перехідних режимах; значний пусковий момент; можливість частих пусків і зупинок.

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

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

Двигуни постійного струму використовуються в кранах при необхідності плавного і глибокого регулювання швидкості. Співвідношення швидкостей може складати 1/10 і більше. Використовуються при великих навантаженнях в металургійних кранах, в будівельних кранах при значній висоті підйому, а також в механізмах пересування кранів з пневмоколісним ходовим обладнанням.

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

- загальний (груповий) привід - коли всі механізми отримують рух безпосередньо від ДВЗ через систему механічних передач;
- індивідуальний привід - на всіх механізмах встановлено електро (гідро) двигуни, які отримують енергію від генератора (гідронасосу). У випадку, коли використовується схема ДВЗ-генератор привід називається дизель-електричним, оскільки, частіше використовуються дизельні двигуни.

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

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

Гідропривід. В вантажопідйомних машинах широко використовується об'ємний гідропривід з використанням поршньових гідронасосів та гідродвигунів. Гідропривід - вторинний привід, тому що приводиться від електродвигуна або ДВЗ.

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

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

У кранах застосовуються гідропередачі переважно з розімкненою циркуляцією рідини, в яких одна з ліній насосу є напірною і з'єднана з гідродвигуном, а друга - всмоктувальною і з'єднана з гідробаком.

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

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

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

Конструктивні матеріали для ВПМ

Характеристика матеріалів для ВПМ

ВПМ відносяться до машин, що працюють в умовах різко виражених змінних і ударних навантажень. Тому, до основних механічних характеристик конструкційних матеріалів ВПМ пред'являються підвищені вимоги, а саме:

- а) до межі міцності;
- б) до межі плинності;
- в) до межі витривалості;
- г) до ударної в'язкості (для машин, що працюють при низьких температурах).

Елементи ВПМ поділяються на три групи:

1. *Нерозраховані елементи* (сходи, настили, огороження).
2. *Невідповідальні елементи* (діафрагми, кронштейни та ін).
3. *Відповідальні елементи* (несучі балки).

Матеріали вибираються за ступенем відповідальності металоконструкції. Сталь виробляється мартенівським і бесемерівським способом. Правилами Держнаглядохоронпраці *забороняється* застосування сталі, виготовленої *бесемерівським (конвертерним способом)* тому, що ці сталі містять багато шкідливих домішок, що сприяють деформації, особливо при низьких температурах. Дозволяється застосовувати сталі, отримані тільки *мартенівським способом*. Але мартенівські сталі можуть бути спокійної, напівспокійної та киплячої плавки. Найкращі властивості для металевих конструкцій мають сталі спокійної плавки. Сталі киплячої плавки можна застосовувати для металевих конструкцій, кранів, що працюють у закритому приміщенні чи на відкритому повітрі при температурі навколишнього середовища не нижче -20°C .

Для металоконструкцій і вузлів рекомендовано:

- для 1-ї групи (нерозраховані елементи) рекомендуються: Ст0; МСт0;
- для 2-ї групи (невідповідальні елементи) рекомендуються: Ст2, СтЗкп, СтЗ; ВСт 3; ВСтЗкп;
- для 3-ї групи (відповідальні елементи) рекомендуються: ВСтЗ, СтЗ (до -40°C)

Ст 3кп (до -20°C); ВМСтЗсп, М16С; СтЗмост (застосовуються у зварених, а також клепаних конструкціях при особливо низьких температурах - до -40°C); - для кранів, що працюють при важких і дуже важких умовах роботи, застосовується Сталь М-18а.

Останнім часом застосовуються низьколеговані сталі: для роботи при низьких температурах: 15ХСНД, ІОХСНД, 09Г2, 09Г2С при температурі до -65°C .

Ці низьколеговані сталі не рекомендується застосовувати в металевих зварених конструкціях при важких умовах роботи тому, що вони схильні до утворення тріщин від утомленості, особливо у місцях концентрації напруги. Краще ці сталі застосовувати для листових чи клепаних конструкцій. Вони істотно знижують вагу конструкцій у тих випадках, коли розміри перетинів визначаються з умов міцності, а не з умов деформації, стійкості чи втоми. Тому чим більше вантажопідйомність машин, тим більш раціональне їхнє застосування. Усі низьколеговані сталі мають високе значення межі текучості (вони мають у 1,5 рази більше значення $\sigma_{\text{тек}}$, ніж низьковуглецеві), меншу холодноламкість, велику стійкість проти корозії, добре зварюються.

Недоліки: велика вартість, велика чутливість до концентрації напруг.

Усі конструкційні сталі поділяються на три групи:

1. Група А - поставляється за гарантованими механічними властивостями. Наприклад: Ст0, Ст1, Ст 2, Ст 3, Ст 4, Ст 5.

2. Група Б - поставляється за гарантованим хімічним складом. Наприклад: БСт 0, БСт 1, БСт 2, ... БСт 6.

3. Група В - поставляється за гарантованими механічними властивостями і хімічним складом. Наприклад: ВСт 1, ВСт 2, ... ВСт 6, мартенівська сталь МСт 2.

Сталі спокійної плавки на 10 - 25% дорожче сталі киплячої плавки. Треба бути особливо уважним при виборі сталі для машин, що працюють при низьких температурах.

Приклад. Ст 3кп застосовується при t не нижче -20°C , тому, що ударна в'язкість цієї сталі зі зниженням температури дуже швидко знижується.

Так, для Ст 3кп при зниженні t з $+15$ до -40°C ударна в'язкість знижується в 16 раз, у той час як для Ст 3, ВСт 3 при зниженні t з $+15$ до -40°C ударна в'язкість знижується у 2 рази. При більш низьких t рекомендується застосовувати ВМСт Зсп, М16С, 10ХСНД, І5ХСНВ і т.п., які відрізняються гарною зварюваністю.

Конструкційні матеріали старіють з часом і дія старіння така ж, як і дія низьких температур. При старінні основні механічні характеристики меж міцності і плинності підвищуються, наближаючись до рівня крихкої міцності і зближуються між собою. Процес старіння прискорюється дією вібраційних навантажень. Дрібно-кришталева структура при старінні переходить у крупно-кришталеву і матеріал стає крихким.

Поліспасты

Поліспасты. Схеми поліспастів

Вантажі підвішуються до механізмів підйому безпосередньо не до канату, а до поліспастів (у величезній більшості випадків).

Поліспастом називається конструкція, яка складається з ряду блоків (рухливих і нерухомих), що огинаються гнучким елементом, яка застосовується для виграшу в силі (силові поліспасты) чи швидкості (швидкісні поліспасты). Поліспасты залежно від призначення поділяються на: а) кратні; б) ступеневі.

Кратні:

- для виграшу в силі;
- для виграшу у швидкості.

Для вантажопідйомних машин найчастіше використовуються кратні, вони забезпечують:

- а) зменшення навантаження на вантажні канати;
- б) зменшення крутного моменту на барабані піднімальної установки, зменшення габаритів і ваги механізму підйому.

На рис. 7.1 представлені конструктивні схеми одинарних поліспастів.

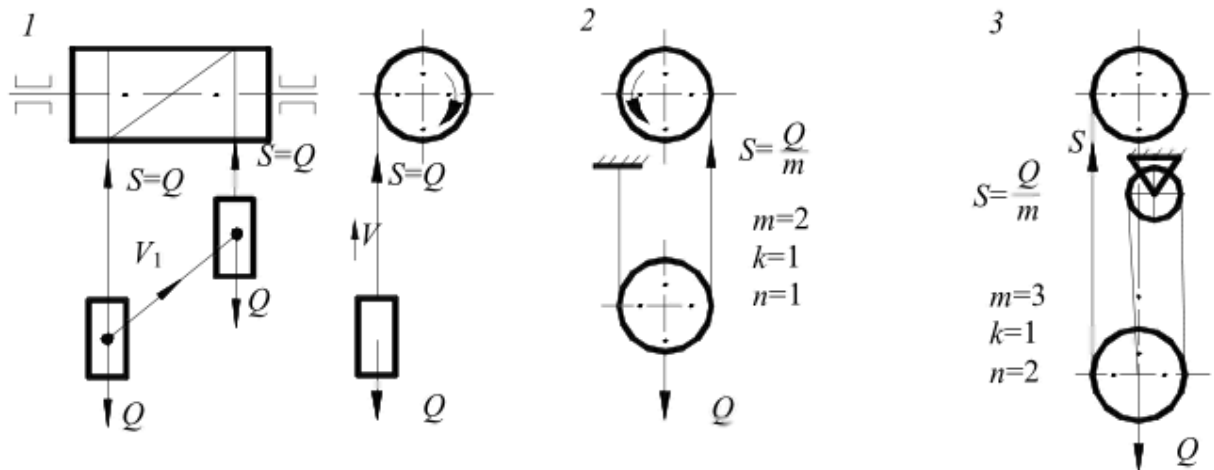


Рис. 8.1. Одинарні поліспасты:

m - число віток канату, до яких підвішується вантаж; n - число блоків;
 k - число віток канату, що йдуть до барабану

Якщо $k = 1$ - це *одинарні поліспасты*.

Їх недоліки:

- немає можливості точно вертикально переміщувати вантаж.
- не забезпечується стійке положення вантажу.

Ці недоліки виправляються *подвоєними поліспастами*.

Можна було б замість урівнювального (D_y) блока ставити важільний (урівнювальний) балансир.

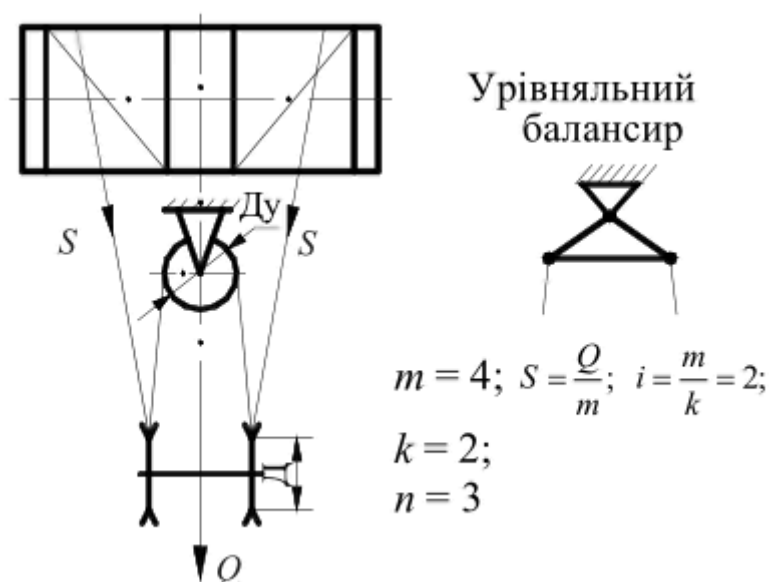


Рис. 8.2. Подвоєний поліспаст великої довжини.

При цьому, замість одного канату встановлюються два, що особливо вигідно в механізмах з великою кратністю поліспасту, де вимагаються канати великої довжини. При коливаннях вантажу відбувається зміна напруг і потрібно застосовувати урівнювальний блок, що вирівнює натяг в окремих вітках канату при коливанні вантажу.

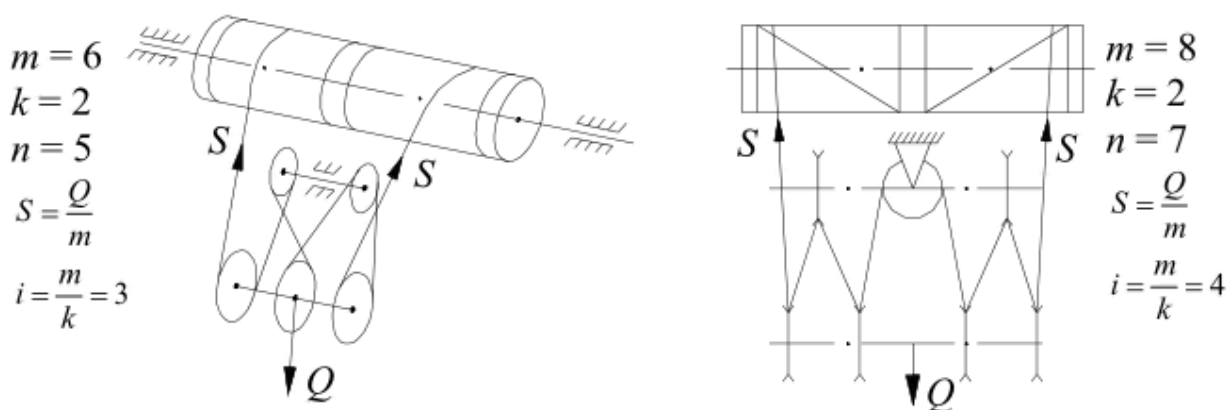


Рис. 8.3. Подвоєні поліспасти

Цей поліспаст забезпечує вертикальний підйом, але виключити коливання не може.

Кількість віток m залежить від вантажопідйомності. Якщо блок переміщується з вантажем по вертикалі, то такий блок називається **рухливим**. Рухлива група блоків - гакова обойма.

На практиці найчастіше застосовуються *подвоєні поліспасти*. **Урівнювальний блок** - вирівнює натяг в окремих вітках канату. Урівнювальний блок може бути замінено балансиром.

Кратність поліспастів

Кратність поліспастів (передаточне число поліспасти - i) - це відношення числа віток канату, на яких висить вантаж, до числа віток канату, які йдуть на барабан $i = \frac{m}{k}$.

ККД поліспастів

Під ККД поліспасти розуміють відношення натягу канату без урахування втрат до натягу канату з урахуванням втрат:

$$\eta_0 = \frac{S_0}{S}$$

Визначення ККД кратних поліспастів для виграшу в силі

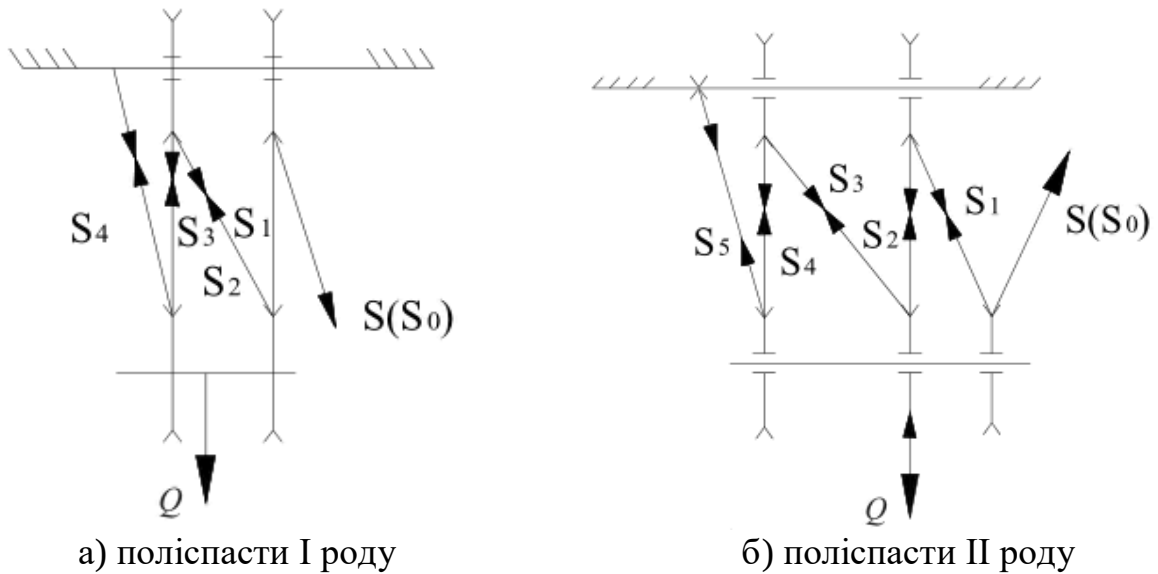


Рис. 8.4. Схема до визначення ККД в поліспасти I (а) і II роду (б):

m - кількість віток канату, на яких висить вантаж; n - число блоків рухомих і нерухомих; k - кількість віток канату, які йдуть на барабан; S_0 - натяг у вітках канату, без урахування втрат у блоках; S - натяг у тих же вітках при підйомі вантажу з урахуванням втрат

за схемою а (рис.8.4)

$$S_0 = \frac{Q}{m} = \frac{Q}{n};$$

$$Q = S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_n = S_n = S_n^n = S \cdot \eta + S\eta^2 + S\eta^3 + S\eta^4 =$$

$$= S\eta \cdot (1 + \eta + \eta^2 + \eta^{n-1}) = S\eta \cdot \frac{\eta^n - 1}{\eta - 1};$$

$$Q = S\eta \cdot \frac{\eta^n - 1}{\eta - 1} = S\eta \cdot \frac{\eta^{n+1} - \eta}{\eta - 1};$$

$$S = \frac{Q(\eta - 1)}{\eta^{n+1} - 1} = \frac{Q(1 - \eta)}{\eta(1 - \eta^n)}$$

$$\eta_0 = \frac{S_0}{S} = \frac{Q}{n} \cdot \frac{(\eta^{n+1} - \eta)}{Q \cdot (1 - \eta)} = \frac{1}{n} \cdot \frac{(\eta^{n+1} - \eta)}{\eta - 1} = \frac{\eta \cdot (\eta^n - 1)}{\eta \cdot (\eta - 1)} = \frac{\eta \cdot (1 - \eta^n)}{\eta \cdot (1 - \eta)} = \eta_0$$

$$S = \frac{Q}{n \cdot \eta_{0 \text{ поліспаст I роду}}} = \frac{Q}{m \cdot \eta_{0 \text{ поліспаст I роду}}}$$

за схемою б (рис.8.4)

$$S_0 = \frac{Q}{m} = \frac{Q}{n+1};$$

$$Q = S + S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S + S\eta +$$

$$+ S\eta^2 + \dots + S\eta^n = S \cdot (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^n) = S \cdot \frac{1 - \eta^{n+1}}{1 - \eta};$$

$$S = \frac{Q(1 - \eta)}{1 - \eta^{n+1}},$$

тому що

$$1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^n = \frac{\eta^{n+1} - 1}{\eta - 1}$$

тобто, змінюємо знаки на зворотні

$$\eta_0 = \frac{S_0}{S} = \frac{Q}{n+1} \cdot \frac{1 - \eta^{n+1}}{Q \cdot (1 - \eta)} = \frac{1 - \eta^{n+1}}{(n+1)(1 - \eta)} = \eta_0$$

$$S = \frac{Q}{m \cdot \eta_{0 \text{ поліспаст II роду}}} = \frac{Q}{(n+1) \cdot \eta_{0 \text{ поліспаст II роду}}}$$

тобто ККД поліспасту залежить від η блоків та кількості блоків.

Кратні поліспасти для виграшу у швидкості

$S=Q$; m - кількість віток канату, які сприймають силу Z ;

n - кількість блоків;

S_0 - зусилля плунжеру при нерухомому стані вантажу;

S - зусилля плунжеру при підйомі вантажу.

ККД поліспасту $\eta_{\text{пол}} = \frac{Z_0}{Z}$; $\frac{Z}{Z_0}$, тому що деяку частину Z треба затратити на подолання опору в осях блоків і на подолання жорсткості канату (рис. 7.5).

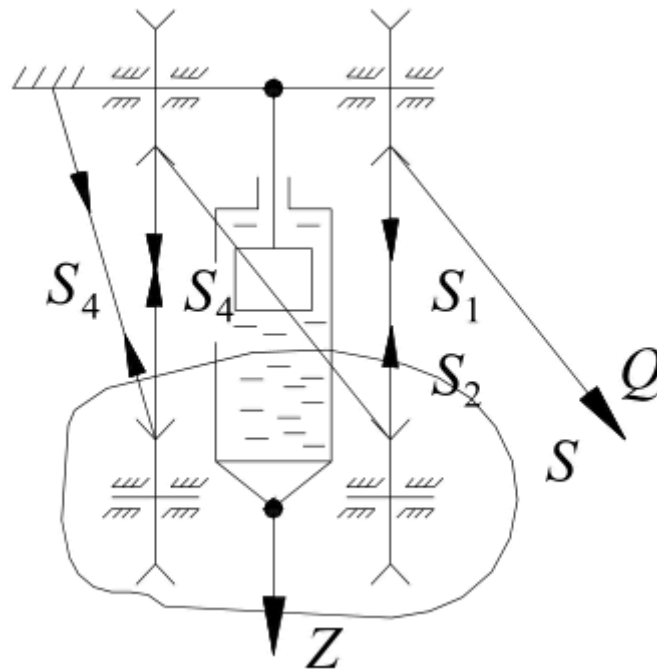


Рис. 8.5. Схема кратного поліспасти для виграшу у швидкості

$$\left. \begin{aligned} S_{10} = S_{20} = S_{30} = S_{40} = Q \\ Z_0 = m \cdot Q = n \cdot Q \end{aligned} \right\} \text{у нерухомому стані;}$$

$$S_1 \rangle Q; S_2 \rangle S_1; S_3 \rangle S_2; S_4 \rangle S_3; \dots$$

Розв'яжемо нижню частину для поліспасти

$$\begin{aligned} S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_n &= Z - \text{у русі} \\ S_1 \cdot \eta &= Q; S_1 = \frac{Q}{\eta} = \varepsilon \cdot Q; \end{aligned}$$

де ε - коефіцієнт опору блоку $\varepsilon > 1$;

$$S_2 = \frac{S_1}{\eta} = \varepsilon \cdot S_1 = \varepsilon^2 \cdot Q; S_n = \varepsilon^n \cdot Q;$$

$$\varepsilon \cdot Q + \varepsilon^2 \cdot Q + \varepsilon^3 \cdot Q + \dots + \varepsilon^n \cdot Q = Z;$$

$$\varepsilon \cdot Q(1 + \varepsilon + \varepsilon^2 + \dots + \varepsilon^{n-1}) = Z$$

$$\text{чи } \varepsilon \cdot Q(1 + \varepsilon + \varepsilon^2 + \dots + \varepsilon^{n-1}) = Z$$

$$\eta_{\text{поліспасти}} = \frac{Z_0}{Z} = \frac{n \cdot Q}{\varepsilon \cdot Q \left(\frac{1 - \varepsilon^n}{1 - \varepsilon} \right)} = \frac{n}{\varepsilon} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{(1 - \varepsilon^n)}.$$

Є можливість одержати важливу розрахункову величину, наприклад тиск у гідроприводі $P = \frac{Z}{F}$ МПа; Z збільшується з коефіцієнтом опору кожного блоку, кількістю блоків, з ростом Q .

Ступеневі поліспасти для виграшу в швидкості.

Недоліки: великі габарити по вертикалі.

$$S = \frac{Q \cdot 2^n}{\eta_n}$$

де n - число рухливих блоків.

$$\eta_n = \eta^{n+1} \cdot \left(\frac{2}{1+\eta}\right)^n;$$

де η_n - ККД поліспасти;

n - загальне число рухливих блоків;

η - ККД окремого блоку.

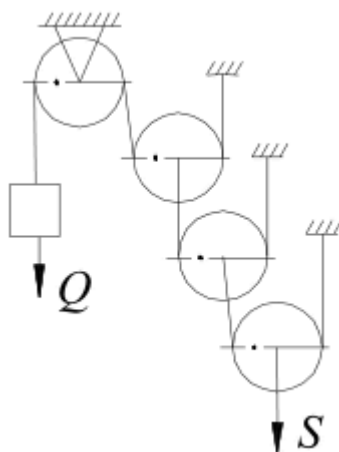


Рис. 8.6. Схема ступеневого поліспасти

Поліспастні системи

Механізми підйому використовують для вертикального переміщення вантажів. Механізми підйому вантажу основного виду вантажопідйомних машин-кранів складається із поліспастної системи і лебідки (рис. 8.7; 8.8).

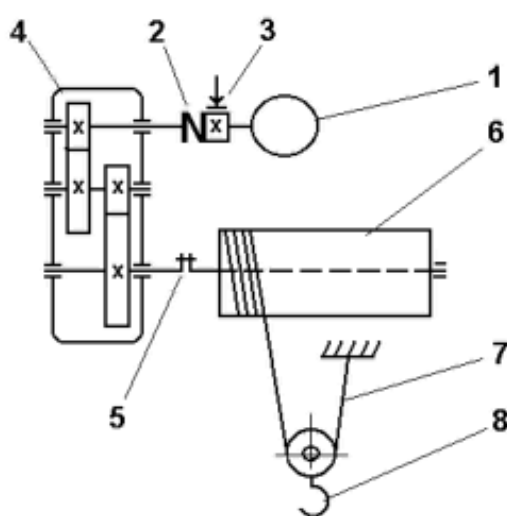


Рис. 8.7. Схема механізму підйому

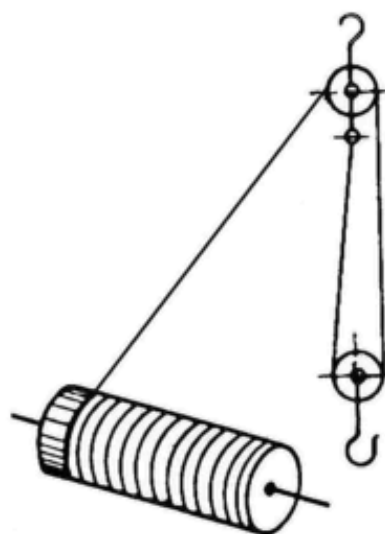


Рис. 8.8. Поліспаст

До складу лебідки входять електродвигун 1, пружна муфта 2, гальмо 3, редуктор 4, жорстка муфта 5, барабан 6.

Поліспаст 7 складається з канату, канатних блоків і містить вантажозахоплювальний пристрій 8, який з'єднується з блоками рухомої обойми. Таким чином, барабан є елементом, який об'єднує поліспаст і лебідку в механізм підйому.

Поліспастні системи, в яких на барабан навивається нитка канату, що сходить з блоку рухомої обойми блоків (рис. 8.7) використовуються у мостових кранах. В поліспасту стрілових кранів на барабан навивається нитка канату, що сходить з блоку нерухомої обойми блоків (рис. 8.8).

Поліспаст - це система рухомих і нерухомих (у просторі) блоків, що огинаються гнучким тяговим органом - канатом, яка призначена для виграшу в силі - силовий поліспаст, або швидкості - швидкісний поліспаст.

У підйомних механізмах застосовують в основному силові поліспасты, з метою зменшення зусилля у канаті та отримання менших значень передаточного числа редуктора.

Для силового поліспасту (рис. 2.2.3,а) натяг канату F і швидкість канату V_k

$$F = \frac{G_{вн}}{2\eta} \quad (8.1)$$

$$V_k = 2V_{вн} \quad (8.2)$$

де $G_{вн}$; $V_{вн}$ - вага та швидкість вантажу.

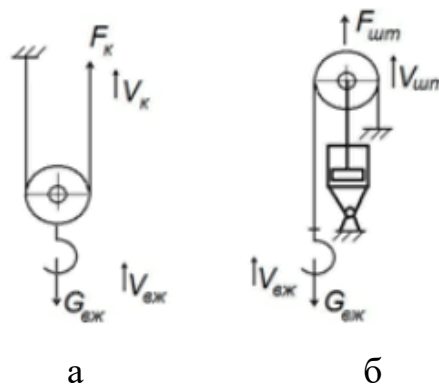


Рис. 8.9. Поліспасты для виграшу у силі (а) та швидкості (б)

Швидкісні поліспасты (рис. 8.9, б) використовуються досить обмежено - у тихохідних гідро та пневмомеханізмах.

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

$$V_{ван} = 2V_{шт}; \quad (8.3)$$

$$F_{шт} = \frac{2G_{ван}}{\eta}, \quad (8.4)$$

За конструкцією силові поліспасти розрізняють одинарні (прості) і подвоєні залежно від числа канатів, що намотуються на барабан. В одинарних поліспадах (рис. 8.10, а) верхні блоки нерухомі в просторі, нижні - рухомі, тобто переміщуються разом з вантажем. Недоліком одинарних поліспастів є те, що під час піднімання (опускання) вантаж переміщується також по горизонталі, внаслідок чого точність встановлення вантажу не забезпечується.

Подвоєні поліспасти (рис. 8.10, б) позбавлені такого недоліку. Подвоєний поліспаст складається з двох однакових поліспастів, які оснащені урівняльним блоком. При підніманні (опусканні) вантажу на барабан намотуються дві нитки канату, а урівняльний блок при цьому не обертається, а лише вирівнює довжини правої і лівої ниток канату при їх нерівномірному витягуванні. Через це діаметр урівняльного блоку може призначатися меншим, ніж для основних блоків.

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

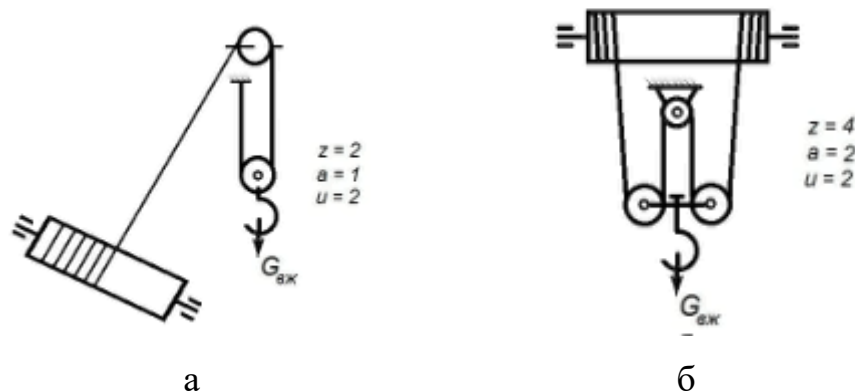


Рис. 8.10. Простий (а) та подвоєний (б) поліспасти

Втрати у канатному поліспасті, як наслідок втрат на канатних блоках та від жорсткості канату, оцінюють коефіцієнтом корисної дії поліспасти. Визначимо ККД поліспасти з наступних міркувань.

Якби у одинарному поліспасті (рис. 8.11) кратністю u не було шкідливих опорів, то натяг (назвемо його «ідеальний») у кожній з ниток канату (і S_{ϕ}^{id} , також) визначався б таким чином:

$$S_{\phi}^{id} = \frac{G_{вант}}{u} \quad (8.5)$$

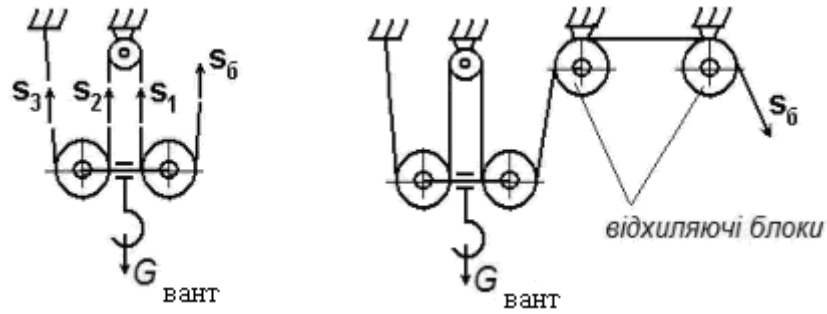


Рис. 8.11. Схеми до визначення ККД поліспасту

В дійсності
причому:

$$S_0 > S_1 > S_2 > S_3,$$

$$S_1 = S_0 \cdot \eta_0$$

де η_0 - ККД блоку;

$$S_2 = S_1 \cdot \eta_0 = S_0 \cdot \eta_0^2;$$

$$S_3 = S_2 \cdot \eta_0 = S_0 \cdot \eta_0^3.$$

Зусилля у n - ій нитці канату $S_n = S_0 \cdot \eta_0^n$ (де $n = u - 1$).

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

$$G_{\text{вант}} = S_0 + S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_n = S_0(1 + \eta_0 + \eta_0^2 + \eta_0^3 + \dots + \eta_0^n).$$

Вираз в дужках є рядом, сума якого дорівнює

$$\frac{1 - \eta_0^{n+1}}{1 - \eta_0} \text{ або } \frac{1 - \eta_0^u}{1 - \eta_0}$$

Тому маємо

$$G_{\text{вант}} = S_0 \frac{1 - \eta_0^u}{1 - \eta_0},$$

а звідси

$$S_0 = G_{\text{вант}} \frac{1 - \eta_0}{1 - \eta_0^u}$$

Визначимо ККД поліспасту

$$\eta_n = \frac{S_{\text{до}}}{S_0} = \frac{G_{\text{вант}}}{u} \cdot \frac{1 - \eta_0^u}{G_{\text{вант}}(1 - \eta_0)} = \frac{1 - \eta_0^u}{u(1 - \eta_0)} \quad (8.6)$$

У випадку, коли в поліспасті використовуються відхиляючі блоки (рис. 8.11), то враховується ККД кожного з них:

$$\eta_n = \frac{\eta_0^m (1 - \eta_0^u)}{u(1 - \eta_0)}$$

де m – число відхиляючих блоків.

Тема 9 Канати, барабани ВПМ

Пенькові та бавовняні канати

Пенькові та бавовняні канати (ДСТ 483-55, 1088-71) мають низькі механічні властивості: швидке зношування, невелику міцність, схильність до механічних пошкоджень та їх характеристики значною мірою залежать від стану атмосфери. Через це вони у ВПМ застосовуються рідко, головним чином як чалочні для обв'язки підйомного вантажу та прикріплення його до гаку механізму підйому. Як підйомні елементи вони зустрічаються тільки у підйомних пристроях з ручним приводом.

Пенькові та бавовняні канати звивають із трьох скалок (кабалок) еліптичного перерізу; скалки звивають з окремих волокон та для запобігання розкручування канату мають напрямок звивання, протилежний напрямку звивання скалок у канаті.

В експлуатації застосовують пенькові та бавовняні канати двох видів:

- прості несмолені (більні канати);
- канати, що просочувані смолою (смоляні канати).

Більні канати мають велику міцність, але застосовуються тільки у сухих приміщеннях тому, що вони легко руйнуються під дією вологи.

Смоляні канати добре чинять опір волозі, але органічні кислоти, що утримуються у смолі, ослаблюють волокна скалок, тому міцність смоляних канатів на 10% нижче, ніж більних. Для більних канатів межа міцності на розтягування $[\sigma] = 10 \text{ МПа}$, для смоляних $[\sigma] = 9 \text{ МПа}$.

Сталеві дротяні канати. Розрахунок канатів

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

Ланцюги застосовуються рідше через недоліки характерні для них:

- велика власна вага;
- низька надійність;
- складність контролю стану ланцюга під час роботи;
- недопущення високих швидкостей і різкої зміни навантаження через небезпеку розриву;
- висока вартість.

Сталеві дротяні канати. Вони мають у порівнянні з ланцюгами наступні переваги: високу міцність, велику гнучкість в усіх напрямках, меншу лінійну (погонну) масу, краще сприйняття поштовхів, безшумність роботи, більшу довговічність та надійність у роботі тому, що зовнішні дроти руйнуються раніше внутрішніх та сигналізують про небезпеку задовго до розриву канату.

Перші дротяні канати, застосовувались на початку XIX століття для висячих мостів, були не заплетені, а складалися з ряду паралельних дротів і на деякій відстані стягувались кільцями.

У 1834 р. на Гарцьких рудниках (Німеччина) були застосовані перші заплетені дротяні канати, які винайдені керівником гірничого округу на Гарці Альбертом. Періодично дослідники канатів (проф. Мелентьев О. П.) звертаються до прашурів сучасних канатів - окремих дротів зі сталі або стрічок, виготовлених із високоміцної сталі завтовшки 0,1...1мм, і пропонують їх використовувати, наприклад в ліфтовому підйомі.

Однак, такі конструкції не стали розповсюдженими. Нині Україна продукує широкий спектр вантажопідйомних канатів на Харківському, Одеському, (Харцизькому сталє-дротовому заводі, Макіївському канатному (які з 13 квітня 2014 року, на шостий день після проголошення «Донецької народної республіки» опинились під контролем терористів).

Дротяний канат уявляє конструкцію, що звита з деякої кількості канатних пасм, кожна з яких звита з певної кількості дротів.

Канати виготовляються на канатозвивних машинах із сталевих дротинок. Спочатку дротинки скручується у сталку (рис. 9.1), а потім сталки звиваються навколо осердя в канат. Такі канати називають - подвійного звивання. Якщо канат в цілому являє собою лише одну сталку, то це канат одинарного звивання, який є більш жорсткий (рис. 9.2,а).

Осердя канату може бути сталеве (рис. 9.2,б) або органічне (рис. 9.2,в,г). Органічне осердя містить мастильний матеріал.

Виготовляється органічне осердя з рослинного волокна – коноплі, або синтетичних матеріалів.

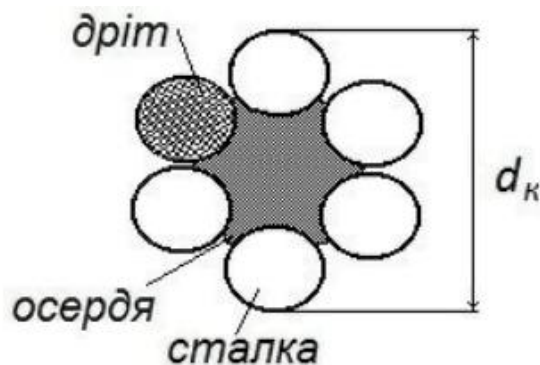


Рис. 9.1. Будова канату

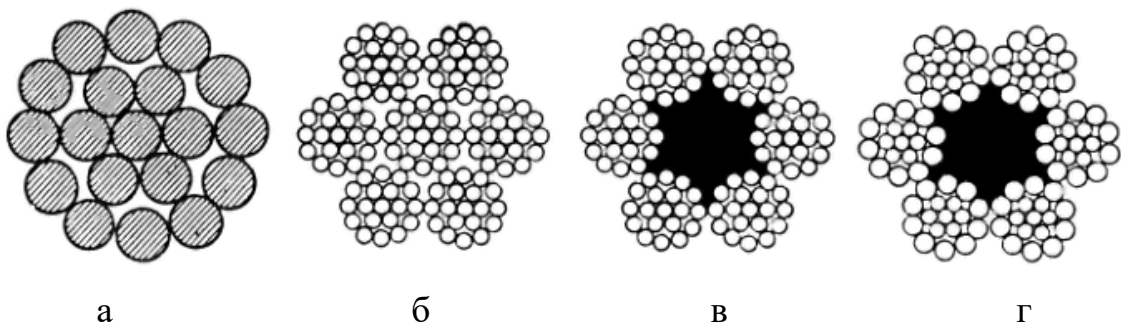


Рис. 9.2. Сталеві дротяні канати

Виготовляють канати для вантажопідйомних машин із високоміцного сталевго дроту діаметром 0,4...4мм, з межею міцності $\sigma_s=1600...2000\text{МПа}$. Такий дріт отримують шляхом холодного волочіння, в результаті чого на поверхні дроту виникає наклеп. Довжина канатів, які виготовляють на спеціальних заводах - 250, 500, 1000, 1500м.

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

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

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

- за механічними властивостями: марки ВК- вищої якості; марки В - підвищеної якості; марки І – звичайної якості;
- за характеристиками міцності: з маркувальними групами по тимчасовому опору розриву однієї дротинки 1370...2160МПа;
- за типом покриття поверхні дроту: без покриття; для особливо жорстких агресивних умов - ОЖ; для жорстких умов - Ж; для середніх умов- С;
- за типом звивання сталок: з точковим контактом окремих дротів суміжних шарів при різнобічному звиванні - ТК; з лінійним контактом окремих дротів по всій довжині при однобічному звиванні - ЛК; з точково-лінійним контактом, де два шари дроту звиваються в один бік, а третій в протилежний - ТЛК;
- за напрямом звивання: правостороннього; лівостороннього - Л;
- за способом звивання: хрестового звивання, коли напрям звивання сталок канату і напрям звивання дроту у сталці є протилежними; одностороннього, коли напрям звивання сталок і дротинок у сталці є однаковим - О; комбінованого - К;
- за розкручуванням: такі, що не розкручуються - Н; такі, що розкручуються - Р;
- за точністю виготовлення: нормальної точності; підвищеної точності - Т;
- за призначенням: вантажні - Г; вантажно-людські – ГЛ.

За механічними властивостями дроту канати розділяють на канати з дротом вищої марки В, першої - І, другої - ІІ. Дріт марки В застосовують для особливо відповідальних канатів. Для інших канатів застосовують дріт марок І та ІІ. Для спеціальних умов дроти канатів виготовляють із нержавіючої сталі.

За конструкцією, що визначається кількістю звивання, канати розрізняють на канати *одинарного, подвійного та потрійного* звивання.

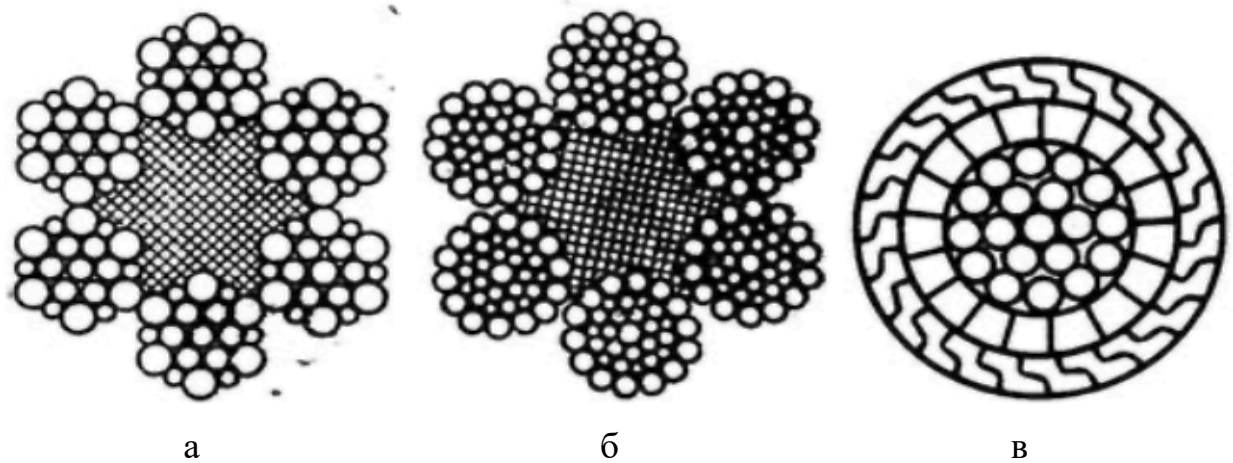


Рис. 9.3. Переріз канатів

а - подвійного звивання типу ЛК-Р 6х19 дротів з одним органічним осердям ДСТ 2688-80; б - подвійного звивання типу ЛК-РО 6х36 дротів з одним органічним осердям ДСТ 7668-80; в - закритий несучий спіральний канат з одним шаром зет подібного дроту та осердям типу ТК, ДСТ 7675.

Найбільш простим канатом є *спіральний* канат одинарного звивання. У ньому усі дроти розташовуються концентричними шарами таким чином, що напрямок звивання одного шару протилежний іншому. Ці канати мають велику поперечну жорсткість, тому їх застосовують звичайно як несучі у канатних дорогах та кабельних кранах. Недоліками цих канатів є перетирання та відгинання зовнішніх дротів.

Закриті спіральні канати, які мають рівну циліндричну зовнішню поверхню та складаються з дротів спеціального не круглого перерізу, від цього недоліку позбавлені.

Для вантажопідйомних машин звичайно застосовують канати подвійного звивання, які виготовлені з пасм, що звиті навколо осердя. Кожне пасмо складається з центрального дроту, навколо якого вздовж гвинтової лінії у декількох шарах також звиті дроти.

У канатах потрійного звивання замість звичайних дротів використовують пасма, що виготовлені з дротів малого діаметру. Ці канати частіше застосовують для підйомників. Вони менш довговічні, ніж канати звичайної конструкції, по причині зношування тонких дротів, однак мають підвищену гнучкість.

За напрямком звивання пасм у канаті розрізняють канати *лівого* та *правого* звивання.

Напрямок звивання має значення тільки при ненарізних барабанах. При підвісці гаку або грейфера на двох та більше гілках для зменшення кручення доцільно застосовувати канати різною звивання.

Напрямок звивання канату визначається:

- для канатів одинарного звивання - напрямком звивання дротів зовнішнього шару;

- для канатів подвійного звивання - напрямком звивання пасм зовнішнього шару;

- для канатів потрійного звивання - напрямком звивання стренг у канатах (стренга - мотузок, з якого скручують трос).

За напрямком звивання канатів та його елементів розрізняють канати таких звивань (рис. 9.4):

- хрестового (напрямок звивання канату та напрямки звивання стренг і пасм протилежні) - *a* - лівого та *б* - правого;

- однобічного (паралельного - напрямки звивання канату та звивання пасм по зовнішнім дротам однакові) - *в* - лівого та *г* - правого;

- комбінованого (напрямки звивання пасм чергуються через одне пасмо) - *д* - лівого та *е* - правого.

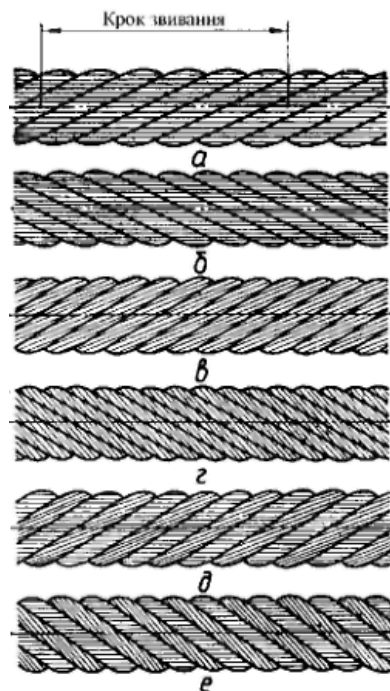


Рис. 9.4. Зовнішній вигляд дротяних канатів з різними напрямками звивання дротів та пасм:

a, б - хрестова відповідно ліва та права; *в, г* - однобічна відповідно ліва та права; *д, е* - комбінована відповідно ліва та права

Канати потрійного звивання виготовляють тільки *хрестового звивання*.

Такі канати мають підвищену жорсткість, менш довговічні через точковий контакт дротів з поверхнею барабану. Строк служби їх на 25...50% менше, ніж канатів з паралельним звиванням. Вони кращі для багатошарового навивання на барабан.

Канати *паралельного звивання* найбільш гнучкі та зносостійкі, однак вони самостійно розкручуються при підвішуванні вантажу до одного канату, тому їх застосовують переважно у ліфтах, де одночасно працюють 2-4-6-8 канатів.

Залежно від конструкції осердя розрізняють канати з гнучкими пеньковими і синтетичними, з жаростійкими азбестовими та жорсткими стальними осердями. Дослідженнями доведено, що працездатність канатів значною мірою залежить від конструкції та якості осердя. Найбільш поширені органічні осердя (з рослинних волокон - пеньки), які є нагромаджувачем мастила, зменшують знос дротів та запобігають корозії. Також застосовують канати з осердям із синтетичних волокон (нейлон, капрон). Канати з азбестовим осердям використовують для роботи у гарячих цехах.

Канати з металевим осердям використовують для підвищення його структурної міцності, особливо при багатшаровому навіванні на барабан та при різко змінюваних навантаженнях, при необхідності підвищити розривне зусилля канату без збільшення його діаметру. Як металеве осердя застосовують окреме пасмо або канат подвійного звивання. Канати з металевими осердями значно жорсткіші і швидше зношуються.

За способом звивання дротів у пасма розрізняють канати з контактом дротів: точкове (ТК), лінійне (ЛК), точково-лінійне (ТЛК). Якщо дроти двох суміжних шарів паралельні, то утворюється лінійний контакт дротів, якщо ні, - то спостерігається точкове дотикання дротів у шарах пасм.

Якщо два шари дроту навиті в один бік, а третій - в протилежний, то це канат типу ТЛК.

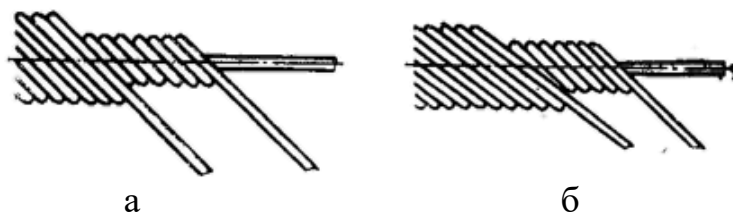


Рис. 9.5. Пасма дротяних канатів з контактом дротів
а - лінійним, б - точковим

Залежно від конструкції пасм канати типу ЛК, виготовлені з двошарових пасм, розділяють на канати з дротами: рівного діаметру в зовнішньому шарі пасма ЛК-О (рис. 9.6, а); різного діаметру в зовнішньому шарі пасма ЛК-Р (рис. 9.6, б); різного та рівного діаметрів в окремих шарах пасма ЛК-РО (рис. 9.6, в), з дротами заповнення (дроти малого діаметру заповнюють проміжки між двома шарами основних дротів) ЛК-З (рис. 9.6, г).

Канати типу ЛК частіше застосовують у ВПМ тому, що вони мають краще заповнений переріз, гнучкіші (довговічніше в 1,5 рази, ніж канати типу ТК), міцніше канатів з точковим дотиканням дротів. Причому пасма типу ЛК-Р мають краще заповнення перерізу, ніж пасма типу ЛК-О, та у більш товстих зовнішніх дротах пасм типу ЛК-О швидше настає втомлюючий злам, через це у ВПМ частіше застосовують канати типу ЛК-Р. Канати типу ТК використовують при невеликих навантаженнях.

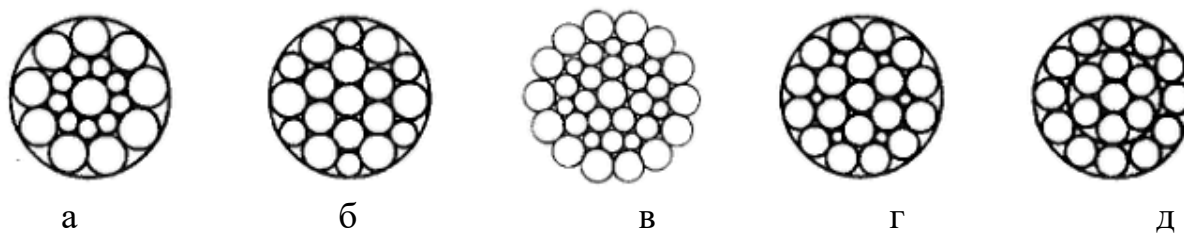


Рис. 9.6. Конструкції пасм сталевих дротяних канатів
 а - тип ЛК-0 (тип Сил); б - тип ЛК-Р (тин Варрінгтон); в - тип ЛК-РО (тип Варрінгтон-Сил); г - тип ЛК-3 (тип Філлер); д - стандарт

За кордоном, а також у нашій країні в минулому, канати типу ЛК-Р носили назву Варрінгтон; канати типу ЛК-0 - типу Сил, канати типу ЛК-3 з дротами заповнення малого діаметру типу Філлер. Є також канати типу Варрінгтон-Сил, у яких у зовнішньому шарі дроти однакового діаметру, а у суміжному внутрішньому - дроти різних діаметрів, і є канати стандарту (рис. 6д)

На основі досвіду експлуатації кранів та досліджень з усієї різноманітності канатів можна орієнтуватися на два типи канатів:

ЛК-Р 6x19 + 1о.с за ДСТ 2688-80 (типу Варрінгтон);

ЛК-РО 6x36 + 1ос за ДСТ 7668-80 (типу Варрінгтон-Сил).

Залежно від типу звивання розрізняють канати простого, нерозкрутного та некрутного звивання.

Нерозкрутні канати звиті з дротів та пасм, яким перед звиванням надано форми, відповідної їх положенню у канаті. Вони відрізняються відсутністю внутрішнього напруження у ненавантаженому стані, більшою гнучкістю, довговічністю завдяки підвищеному опору втомленим напруженням при згині канату та більш рівномірному розподіленню зусиль на розтягування між пасмами.

Некрутні канати звиваються з пасм, що мають протилежний напрямок звивання пасм в окремих шарах. Недоліком цих канатів є випинання окремих пасм при переході канатних блоків та внаслідок зношення.

З метою підвищення довговічності промисловість випускає нові конструкції сталевих дротяних канатів, виготовлених із шести пластично радіально-обтиснутих пасм.

У результаті протяжки пасма з дротів круглого перерізу через спеціальний калібр, лінійний контакт дротів перетворюється на контакт по поверхні. При цьому розміщення дротів ущільнюється, підвищується опір зношуванню при незначному збільшенні звичайної жорсткості. На основі дослідних даних та результатів заводських випробувань сталеві канати з пластично радіально-обтиснутими пасмами мають підвищений тимчасовий опір розриву на 15...18% та підвищену довговічність на 30...50%. Таким чином, залежно від технології виробництва пасм, сталеві канати розрізняються на канати з вільно розташованими та радіально-обтиснутими пасмами.

Залежно від покриття канати розділяються на канати, що мають або не мають антикорозійне покриття дротів. Як антикорозійне покриття використовують оцинкування. Однак ці канати менш міцні та погано опираються дії кислот.

Залежно від форми пасм розрізняють канати з круглими та фасонними (овальними та тригранними) пасмами. У канатах з фасонними пасмами зменшуються контактні напруження в канавках шківів, і вони довговічніше круглопасмових, однак вони відрізняються більшою конструкційною складністю та вартістю. У середині овального пасма розташовано один овальний дріт, у середині тригранного пасма - три фасонних дроти, які утворюють форму трикутника.

Залежно від кількості пасм канати поділяються на одно, три, п'яти, шести, семи, восьми і вісімнадцятипасмові.

Найпоширеніші в підйомних машинах шестипасмові канати хрестового звивання з числом дротів 222 і 366; для підйомників використовують канати паралельного звивання. Нові (семипасмові) канати з центральним металевим пасмом на 15% міцніше, ніж шестипасмові.

Восьмипасмові канати застосовують для підйомних механізмів з малим діаметром барабану або у підйомниках з канатоведучими шківками. Закриті спіральні канати можуть бути використані як напрямні, наприклад у шахтних підйомниках при будівництві шахт або несучі - в канатних дорогах.

Приклад умовного позначення для канату, який виготовлений за ДСТ 7675, діаметром 12мм, вантажно-людського призначення, підвищеної якості, лівого одностороннього звивання, такого, що не розкручується, підвищеної точності, маркувальної групи 1770 МПа:

Канат 12-ГЛ-В-Л-О-Н-Т-1770 ДСТ 7675

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

Максимальне зусилля в канаті

$$S_{max} = \frac{G_{ван}}{z \cdot \eta_{п}} \quad (9.1)$$

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

Розривне зусилля

$$F_0 = S_{max} \cdot z_p \quad (9.2.)$$

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

Мінімальний діаметр канату визначається за формулою

$$d = C \cdot \sqrt{S} \quad (9.3)$$

де C - коефіцієнт вибору канату, S - максимальне зусилля в канаті.

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{K'} \cdot \frac{1}{R_0}} \quad (4)$$

де K' - емпіричний коефіцієнт мінімального розривного навантаження канату даної конструкції по ISO 2408-85 (табл. 9.1);

R_0 - мінімальна межа міцності на розтягання дротів канату, Н/мм²; у більшості ВПМ застосовують канати з $R_0 = 1568$ Н/мм² та $R_0 = 1666$ Н/мм²;

Z_p - мінімальний фактичний коефіцієнт використання, залежить від класифікаційної групи механізму (табл. 9.2);

S - максимальне зусилля в канаті:

$$S = \frac{Q}{m \cdot \eta_{\Pi}} \quad (9.5)$$

де Q - вантажопідйомність, Н;

m - кількість канатів на яких висить вантаж;

η_{Π} - ККД поліспасту.

У табл. 10.1 наведені данні для канатів вітчизняного виробництва, які найбільш поширені у ВПМ.

Таблиця 9.1

Значення емпіричного коефіцієнту мінімального розривного навантаження канату K'

Конструкція канату	Найбільш поширені канати за стандартами		Коефіцієнт K' для канатів	
	з органічним осердям	з металевим осердям	з органічним осердям	з металевим осердям
Від 6 х 9 до 6 х 37	2688-80	3081 - 80	0,330	0,356
	3074-80			
	3079-80			
	7665-80			
	7668-80			

Таблиця 9.2

Значення коефіцієнту Z_p			
Група класифікації механізму		Мінімально допустимий коефіцієнт використання канату Z_p	
По ISO 4301/1	По ДСТ 25835-83	рухомі канати	нерухомі канати
M1	1M	3,15	2,5
M2	1M	3,35	2,5
M3	1M	3,55	3,0
M4	2M	4,0	3,5
M5	3M	4,5	4,0
M6	4M	5,6	4,5
M7	5M	7,1	5,0
M8	6M	9,0	5,0

Вибраний канат перевіряють за формулою

$$F_0 \geq S \cdot Z_p \quad (9.6)$$

де F_0 - розривне зусилля канату, Н, що приймається за сертифікатом.

Розрахунок діаметру барабану і блоку канатів.
Держнаглядохоронпраці регламентує мінімальне співвідношення між діаметром обраного канату і діаметром барабану чи блоку

$$D_{\delta} \geq d \cdot h \quad (9.7)$$

де d - діаметр канату;

D_{δ} - діаметр блоку або барабану, обмірюваний по середній лінії навитого канату;

h - коефіцієнт, прийнятий за нормами Держнаглядохоронпраці залежно від режиму роботи і типу вантажопідйомної машини (табл. 9.3).

Розрахунок канату за терміном служби зводиться до того, щоб канат даної конструкції в даних умовах забезпечував заданий термін служби, [33]. Термін служби окремих канатів коливається у межах від декількох тижнів до декількох років.

Першим кроком у розрахунку піднімальних канатів повинні бути після вибору конструкції - визначення діаметру d .

Таблиця 9.3

Коефіцієнти вибору діаметру

Класифікаційна група механізму	Коефіцієнт вибору діаметру		
	барабану h_1	блоку h_2	вирівнювального блоку h_3
1М	11,2	12,5	11,2
1М	12,5	14,0	12,5
1М	14,0	16,0	12,5
2М	16,0	18,0	14,0
3М	18,0	20,0	14,0
4М	20,0	22,4	16,0
5М	22,4	25,0	16,0
6М	25,0	28,0	18,0

Підрахунки показують, що діаметр канатів може бути прийнятий у межах

$$0,29\sqrt{T} < d < 0,36\sqrt{T} \quad (9.8)$$

де T - робочий натяг канату. В усіх випадках повинне бути:

$D/d > 14$ для канатів 6х37 + 1о.с.

$D/d > 20$ для канатів 6х19 + 1о.с.

Маючи діаметр канату по (1), знаходимо діаметр блоків.

Розв'язання задачі: вибираємо комбінацію D і d . Одна з можливих для забезпечення заданого терміну служби канату, що дозволяє оптимізувати конструкцію піднімального пристрою,

$$D = A \cdot B \cdot C \cdot E \cdot F \cdot \left(d + 0,2 \frac{T}{d}\right);$$

де A, B, C, E, F - розрахункові табличні коефіцієнти:

A - враховує число перегинів канату на блоках поліспасти;

B - враховує конструкцію канату;

C - вводиться для обліку впливу розмірів канату (залежить від d , мм, найбільш оптимальним діаметром є ($d = 18...20$ мм));

E - коефіцієнт групи режиму роботи крану;

F - коефіцієнт блоку (враховує радіус канавки блоку і матеріал блоку).

Запас міцності в канаті:

$$K = \frac{P}{T} K_{min}$$

де P - розривне зусилля;

$$K \frac{2}{\gamma} \left(\frac{d}{D}\right)^2_{min};$$

γ - береться з таблиць і залежить від числа обривів дротів у відсотках.

Напрацювання $N = C(D/d)^2$ (довговічність) канату - для кожного канату при конкретному K . напрацювання,

$$N = C \cdot (K - 2) \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^2,$$

де K - коефіцієнт запасу міцності на розтягування;

C - постійний коефіцієнт.

Серед факторів, що визначають термін служби канату, основним є відношення D/d , потім впливає величина - середня номінальна напруга розтягування в канаті, наприклад, $K = 5$, з цього видна варіантність рішення задачі: вибирається комбінація D і d . Як одна з можливих для забезпечення заданого терміну служби канату, що дозволяє оптимізувати конструкцію піднімального пристрою.

Тема 10 Канатні барабани, блоки

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

Геометричні параметри жолоба канатних блоків (рис. 7), які регламентуються в залежності від діаметру канату d_k : радіус жолобу - $r = (0,6 \dots 0,7)d_k$; глибина жолобу - $h = (1,5 \dots 2)d_k$; кут $2\beta \approx 60^\circ$; $b = (2 \dots 2,25)d_k$, допускають бокове відхилення канату до 6° .

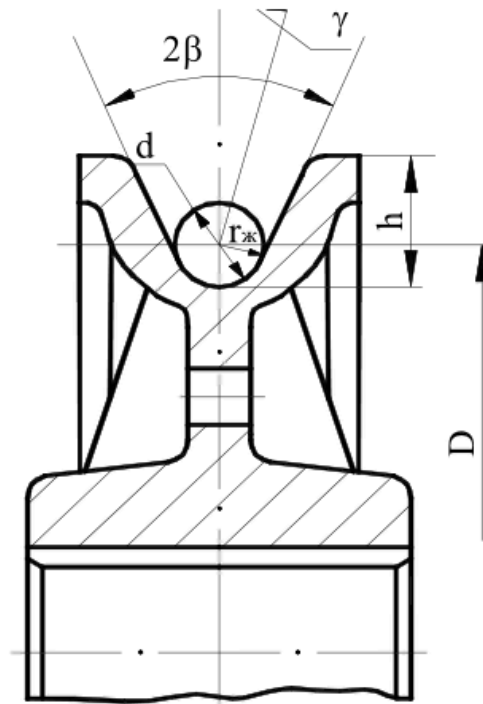


Рис. 10.1. Профіль жолобу

S_0 - зусилля в збігаючій вітці, при нерухомому вантажі;

S - зусилля збігаючої вітки при підйомі вантажу Q ; $S > S_1 = Q$, тому що треба перебороти опір жорсткості канату, опір у опорі; тобто виконується не тільки корисна робота, але і робота на подолання опору від сил тертя у опорах від жорсткості канату.

При підйомі вантажу:

$$S > S_1 = Q; S \cdot \eta = S_1 = Q; \eta = \frac{S_1}{S} = \frac{Q}{S}$$

Розглянемо рівновагу сил, що діють на блок. Складемо ΣM відносно осі.

$$S \cdot R = S_1 \cdot R + \alpha \cdot S_1 \cdot R + A \cdot \mu \cdot \frac{\alpha}{2};$$

$$S \cdot R = S_1 \cdot R + \alpha \cdot S_1 \cdot R + 2S_1 \cdot \sin \frac{\beta}{2} \cdot \mu \cdot \frac{d}{2};$$

$$S = S_1 + \alpha \cdot S_1 + S_1 \mu \frac{d}{R} \cdot \sin \frac{\beta}{2} = S_1 \left(1 + \alpha + \mu \cdot \frac{d}{R} \sin \frac{\beta}{2} \right)$$

$\left(1 + \alpha + \mu \cdot \frac{d}{R} \sin \frac{\beta}{2} \right)$ представимо як ε ,

тоді:
$$S = S_1 \cdot \varepsilon; S = \frac{S_1}{\eta}$$

де ε — коефіцієнт опору блоку;

$\varepsilon = \frac{1}{\eta}$ - якщо маємо підшипники кочення, тоді $\eta = 0,98$, якщо маємо підшипники тертя кочення тоді $\eta = 0,99$.

$\alpha \cdot S_1 \cdot R$ - момент, що враховує вплив жорсткості вантажного канату;

$A \cdot \mu \cdot \frac{d}{2}$ - момент, що враховує сили тертя у опорі блоку;

$\frac{d}{R}$ - враховує конструкцію блоку;

β - кут обхвату блоку канатом.

Коефіцієнт опору блоку ε залежить від наступного:

- жорсткості канату;
- конструкції опори блоку (опора тертя ковзання чи опора тертя кочення);
- величини коефіцієнта тертя, що залежить від конструкції опори і якості мащення;
- розмірів блоку;
- від кута обхвату канатом блоку.

ККД і коефіцієнт опору рухомих блоків.

S_0 — зусилля в гілках при нерухомому вантажі $S_0 = \frac{Q}{2}$

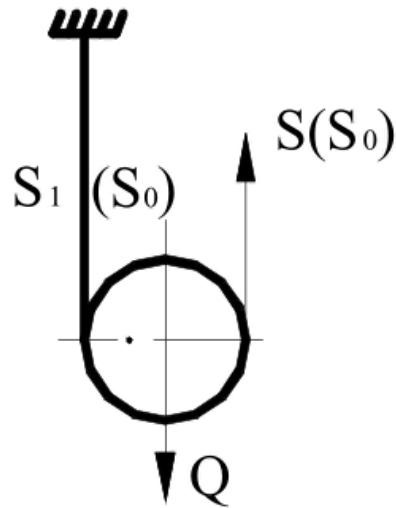


Рис. 10.3. Схема до розрахунку ККД рухомого блоку

При підйомі вантажу $S > S_1$ тому, що частина зусилля затрачується на тертя. Очевидно, якщо

$$S\eta = S_1$$

де η - ККД нерухомого блоку;

$$\eta_{\text{рух.блоку}} = \frac{S_0}{S}$$

тому що $S_1 < S$.

Розглянемо рівновагу трьох сил: $S + S_1 = Q$,

$$S + S\eta = Q; S = \frac{Q}{1+\eta}; \eta_{\text{рух.блоку}} = \frac{S_0}{S} = \frac{\frac{Q}{2}}{\frac{Q}{1+\eta}} = \frac{1+\eta}{2},$$

тобто ККД рухомого блоку більше, ніж ККД нерухомого блоку.

Напрямні блоки машин режимів «Т» і «ВТ» рекомендується виконувати сталевими (лиття) зі сталі Ст20Л; Ст25Л. На рис. 10.4 наведено варіанти ланцюгових блоків:

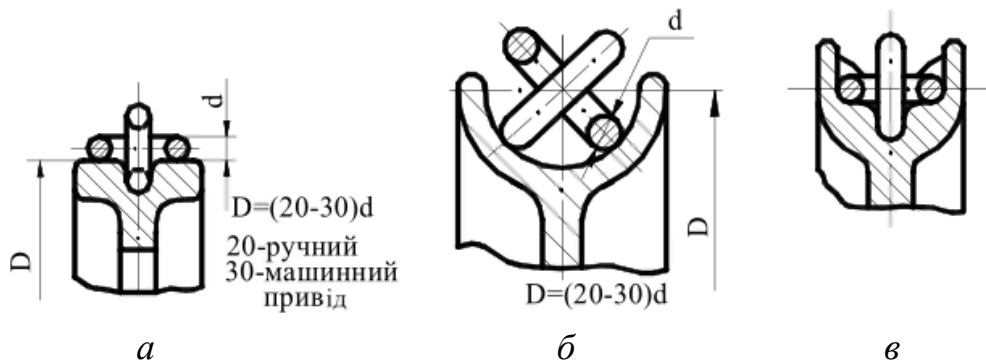


Рис. 10.4 Варіанти ланцюгових блоків:

a - напрямний блок для некаліброваного ланцюга; b - блок, що забезпечує зниження поперечних зусиль; c - ланцюговий блок для передачі крутного моменту

Розрахунок блоку:

$$D \sqrt{\left(\frac{\ell}{\sin \frac{90^\circ}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{z}}\right)^2};$$

де ℓ - довжина ланки ланцюга; d - діаметр дроту ланцюга; z - число вічок; $z_{\min} = 4$, щоб не було заїдання ланцюга.

Заходи щодо поліпшення роботи сталевих блоків і канатів:

1. Необхідно відмовитися від виготовлення блоків, що швидко зношуються і тим погіршують умови роботи канатів; щоб зменшити інтенсивність зносу блоків, їх варто виготовляти з міцних сталей із жорсткістю порядку НВ = 250-350 і більш з великою чистотою обробки - чистове точіння.
2. Застосовувати блоки якомога більшого діаметру D .
3. Шаблони для перевірки ступеня зносу жолобу канатного блоку необхідно обмежити величиною $r_{ж}/d_k = 0,6$.
4. Футерування блоку капроном, пластмасами, поліетиленом, пропіленом; футерування транспортерною стрічкою. Термін служби канатів з футеруванням збільшується в 1,5-2,5 рази.
5. Покриття сталевих канатів полімерними матеріалами: капрон, поліамід (покриття зовні і застосування в якості осердя). Це виключає корозію, зменшує зношування зовнішніх елементів, запобігає витіканню мастила із осердя канату. Ці канати у визначених умовах мають у 2-3 рази більшу довговічність у порівнянні із звичайними.
6. Для канатів, що працюють в агресивних середовищах, застосовуються протекторні дроти з алюмінію або з корозійностійких матеріалів.

Канатні барабани.

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

За формою поверхні канатні барабани застосовуються: циліндричні (рис. 11,а - окружна швидкість канату $V_{окр}$ постійна по довжині барабану); конічні (рис. 11,б - $V_{окр} \neq const$, залежність лінійна); криволінійні (рис. 11,в - $V_{окр} \neq const$, залежність нелінійна).

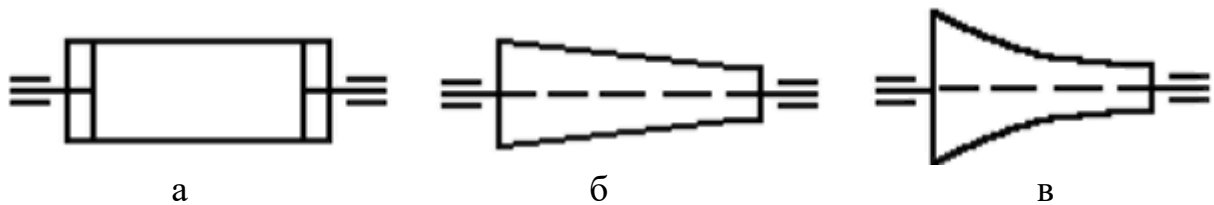


Рис. 10.5. Форма поверхні барабану:
а) циліндрична; б) конічна; в) криволінійна.

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

За нарізкою поверхні розрізняють канатні барабани: без нарізки (з гладкою поверхнею, рис. 10.6, а); з гвинтовою нарізкою (рис. 10.6, б); з циліндричною нарізкою (рис. 10.6, в).

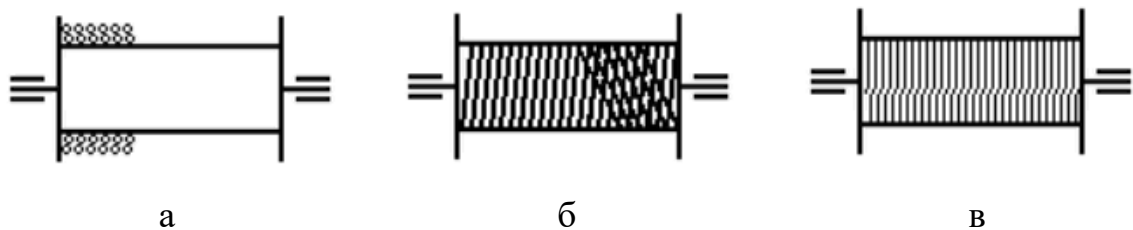


Рис. 10.6. Навивання канату на барабан:
а) без нарізки; б) з гвинтовою нарізкою; в) з циліндричною нарізкою

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

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

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

Конструктивні розміри барабану. Геометричні параметри канатних барабанів і, зокрема, профіль і розміри канавок нарізки (рис. 10.7) призначаються з умов забезпечення довговічної і надійної роботи канату.

Діаметр барабану по центру навитого канату

$$D_{\bar{o}} \geq h_l \cdot d_k; \quad (10.1)$$

діаметр барабану по дну канавки

$$D'_6 \geq (h_1 - 1) \cdot d_k, \quad (10.2)$$

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

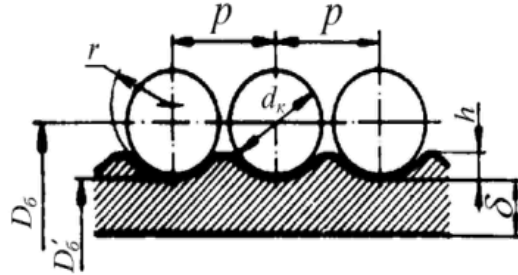


Рис. 10.7. – Профіль нарізки на барабані

Крок нарізки канавок

$$p = d_k + 2..3 \text{ мм}$$

або

$$p = 1,1d_k.$$

Радіус канавки

$$r = (0,6...0,7)d_k.$$

Глибина канавки

$$c = (0,25...0,4)d_k.$$

Товщина стінки барабану δ визначається з розрахунку на міцність.

Довжина нарізної частини барабану L_H характеризує канатомісткість барабану і залежить від довжини намотуваного канату, яка визначається висотою підйому вантажу H і кратністю поліспасти u , та від діаметру барабану

$$L_H = z_H \cdot p, \quad (10.3)$$

де p - крок нарізки канавок на барабані;

$$z_H = \frac{H \cdot u}{\pi \cdot D_6} + z_3 + z_k$$

z_H - число витків нарізки;

z_3 - число запасних витків канату, $z_3 = 1,5...2$;

z_k - число витків канату для кріплення, $z_k = 2...3$.

Повна довжина барабану визначається: для простого поліспасти $L_6 = L_H$; для зведеного поліспасти $L_6 = 2L_H + \ell_c$, (ℓ_c - довжина середньої ненарізної частини барабану).

Нарізка на барабані виконується вздовж гвинтової лінії. Вона запобігає підвищеному зношуванню канату. Залежно від конструкції, нарізка може бути дрібною і глибокою. Ненарізані барабани називаються гладкими (рис. 10.8).

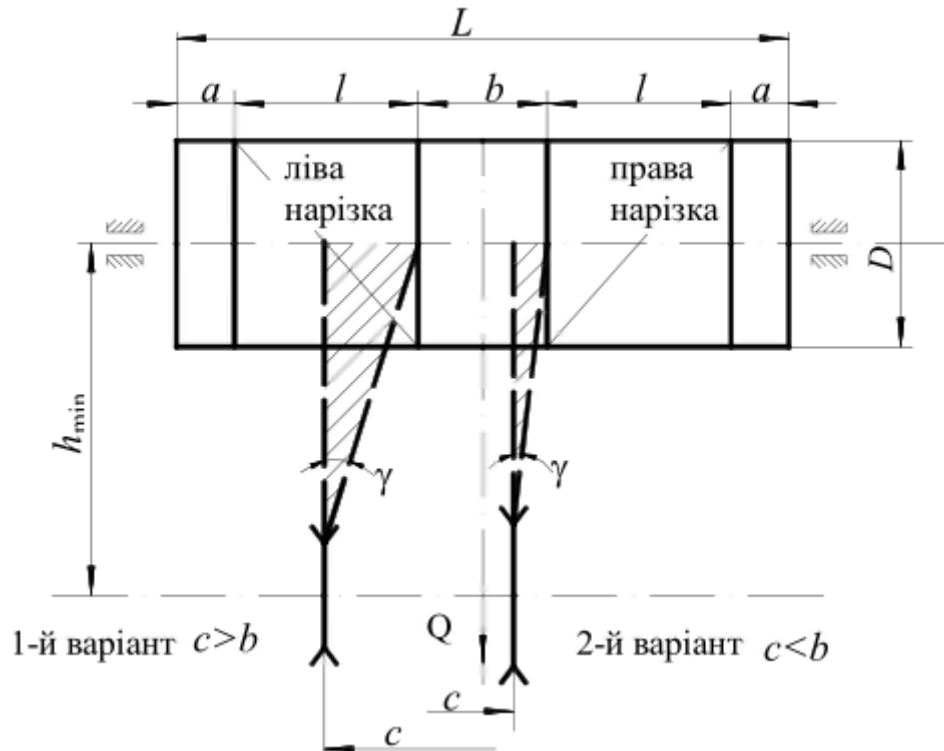


Рис. 10.8. Схема до розрахунку кута девіації канату

Довжина барабану $L = 2\ell + 2a + b$, тобто дорівнює довжині двох нарізаних ділянок, двох ненарізаних плюс поле.

Якщо z - загальне число витків на полі нарізки, t - крок нарізки, то

$$\ell = z \cdot t = (z_1 + z_2 + z_3) \cdot t = \left(\frac{H \cdot i}{\pi \cdot D_0} + (2 \dots 3) + (1,5 \dots 2) \right) \cdot t;$$

де z_1 - число робочих витків;

z_2 - число запасних витків (фрикційних);

z_3 - число витків, використаних для закріплення канату;

H - задана висота підйому;

i - передаточне число поліспасту;

d - діаметр канату.

При попередніх розрахунках приймаємо $b \approx 0,2D_0$; $a = 0,2D_0$ чи $a \approx (3-4)t$. За нормами заводів звичайно $t = d + (2 - 3)$ мм.

Кут девіації канатів γ :

для 1-го випадку $\operatorname{tg} \gamma = \operatorname{tg} \frac{b-c}{2 \cdot h_{\min}}$ - згідно з нормами Держнаглядохоронпраці;

для 2-го випадку: $\operatorname{tg} \gamma = \operatorname{tg} \frac{-b+c}{2 \cdot h_{\min}^0}$.

Величина γ визначає довговічність канату: чим більше γ , тим більше канат буде тертися об пелюсток блоку і тим більше зношування.

Способи кріплення канату на барабані.

Вузол кріплення канату на барабані є одним з найбільш відповідальних і повинен відповідати високим вимогам: надійність; простота конструкції; відсутність різких перегинів канату; зручність огляду та легкість заміни канату.

Розрізняють наступні способи кріплення канату на барабані:

- зовнішніми планками (рис. 15,а), причому планок повинно бути не менше 2-х (найбільш поширений);
- внутрішньою планкою (рис. 15,б – при багатощаровому навиванні);
- за допомогою клину (рис. 15,в – при $d_k < 12\text{мм}$).

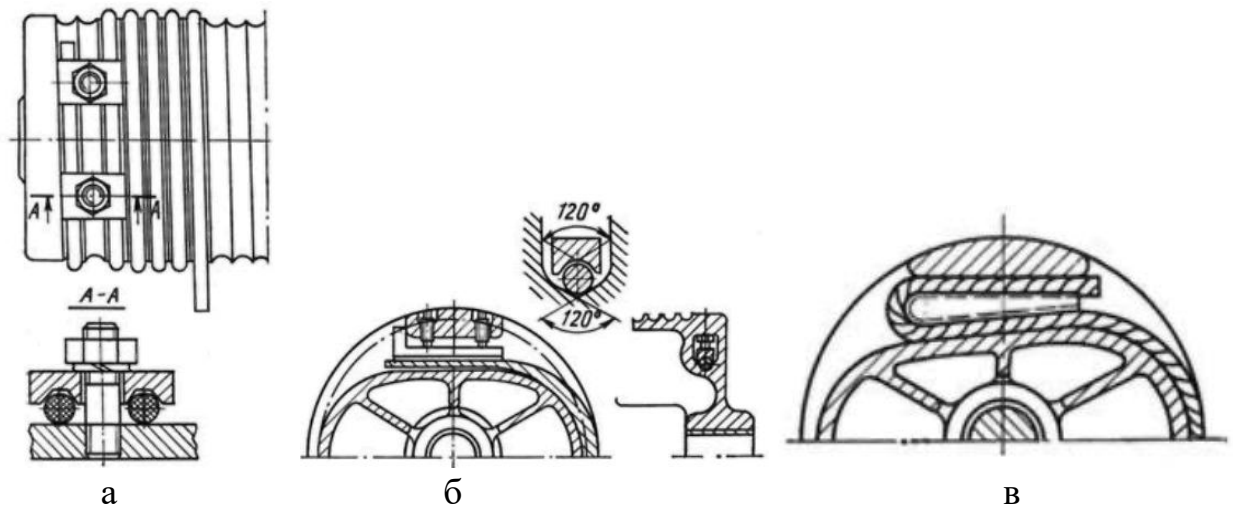


Рис. 10.9. Способи кріплення канату на барабані:

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

Вузол кріплення канату

Вузол кріплення (рис. 10.10) придатний для сталевих і чавунних барабанів. Для сталевих можна застосовувати також болти, що угвинчуються, або шпильки.

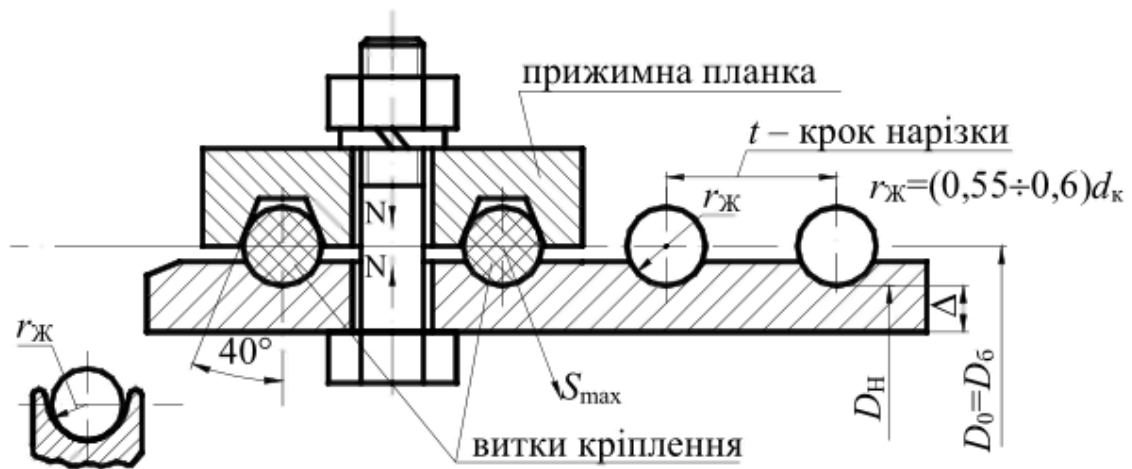


Рис. 10.10. Вузол кріплення канату

Способи кріплення канату притисними планками залежно від діаметру канату

Планок повинно бути не менш двох. Іноді, щоб не було дуже велике загальне число витків з барабану, збільшують діаметр барабану і зменшують z , але чим більше діаметр барабану, тим менше передаточне число і механізм барабану менш компактний.

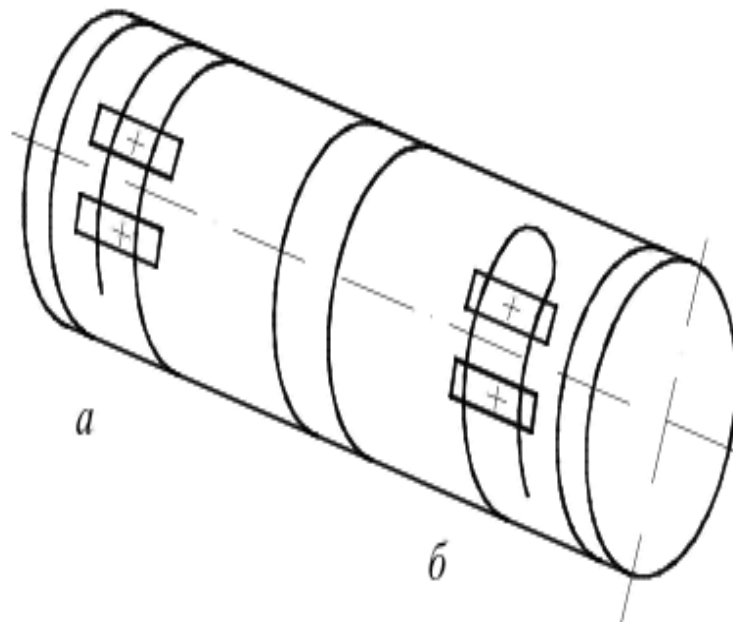


Рис. 10.11. Варіанти закріплення канату на барабані:

a - варіант кріплення при $d_k \geq 20,5\text{мм}$; b - варіант кріплення при $d_k \leq 20,5\text{мм}$

Визначення довжини ненарізного барабану (РД 24.090.92-89)
 Ненарізні барабани з багатошаровою навивкою

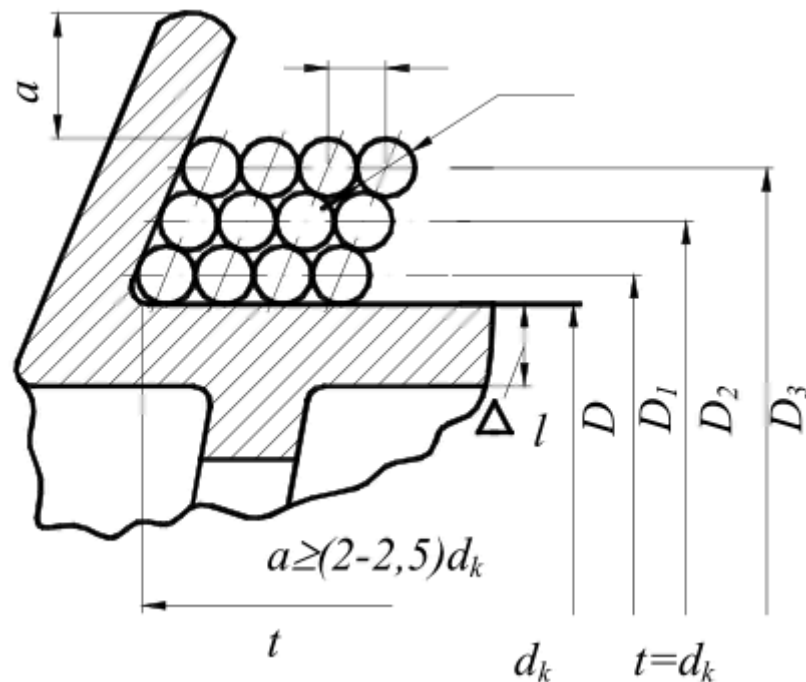


Рис. 10.12. До розрахунку ненарізного барабану.

Такі барабани інколи застосовуються в ВПМ. Вони призначені для підйому вантажу на відносну велику висоту: будівельні лебідки, механізми підйому вантажу баштових кранів. Цей барабан простий за конструкцією, але головним недоліком є те, що він сприяє швидкому зношуванню канату. Тут варто застосовувати канати з дротовим осердям, щоб уникнути зминання нижніх шарів.

Розрахунок барабану (РТМ 24.090.21-76)

Діаметр D визначається також, як і діаметр нарізного барабану.

Для визначення l треба знати:

L - канатоємність, загальну довжину канату, що навивається на барабан;

z - число витків у шарі;

n - число шарів канату.

Звичайно L задається. Конструктор приймає визначене n ; визначає z , а по z і кроку навивки t визначає довжину барабану.

Позначимо: L_1 - довжина канату, що відповідає 1-му шару навивки;

L_2 - довжина канату, що відповідає 2-му шару навивки;

L_3 - довжина канату, що відповідає 3-му шару навивки;

L_n - довжина канату, що відповідає n -му шару навивки.

$$\begin{aligned}
L &= L_1 + L_2 + L_3 + \dots L_n \\
&= \pi \cdot (D + d) \cdot z + \pi \cdot (D + 3d) \cdot z + \pi \cdot (D + 5d) \cdot z + \dots + \pi \\
&\quad \cdot [D + (2n - 1) \cdot d] \cdot z = \\
&= \pi \cdot z \cdot \{n \cdot D + d[1 + 3 \dots (2n - 1)]\} = \pi \cdot z \left[nD + d \frac{1 + (2n - 1)}{2} n \right] \\
&= \pi \cdot z(nD + dn^2) = \pi \cdot zn(D + dn)
\end{aligned}$$

Звідси число витків у шарі

$$z = \frac{L}{\pi \cdot n(D + n \cdot d)}$$

Довжина барабану

$$\ell = \frac{z + z_0}{\phi} \cdot t$$

де t - крок навивки, $t = d$;

z_0 - запасні витки (2...3 витки) і на закріплення канату на барабані;

$\phi = 0,9$ - коефіцієнт заповнення.

Закріплення канату на барабані здійснюється найчастіше за допомогою клину.

Розрахунок барабану на міцність

Барабан - товстостінний циліндр, що працює на 3 види деформації: стиск, вигин, крутіння. Найбільш важлива з них - деформація стиску. Її (напругу стиску) враховують при розрахунку барабану. Останній являє собою товстостінну судину, яка з усіх боків навантажена силами стиску витків канату.

Формула для товстостінної судини при частковому випадку навантаження має вигляд, МПа:

$$\sigma_{max}^A = P_B \frac{D_H^2 + D_B^2}{D_H^2 - D_B^2} - 2P_H \cdot \frac{D_H^2}{D_H^2 - D_B^2} \quad (10.4)$$

де P_H - питомий тиск вздовж зовнішнього контуру;

P_B - питомий тиск вздовж внутрішнього контуру;

$P_B = 0$ тому, що це тільки атмосферний тиск.

Якби барабан був заповнений гасом, тоді б враховували 1-й співмножник. Виділимо елементарну площу AP . Складемо рівняння рівноваги всіх сил на півкільце барабану на вертикаль (рис. 10.13.).

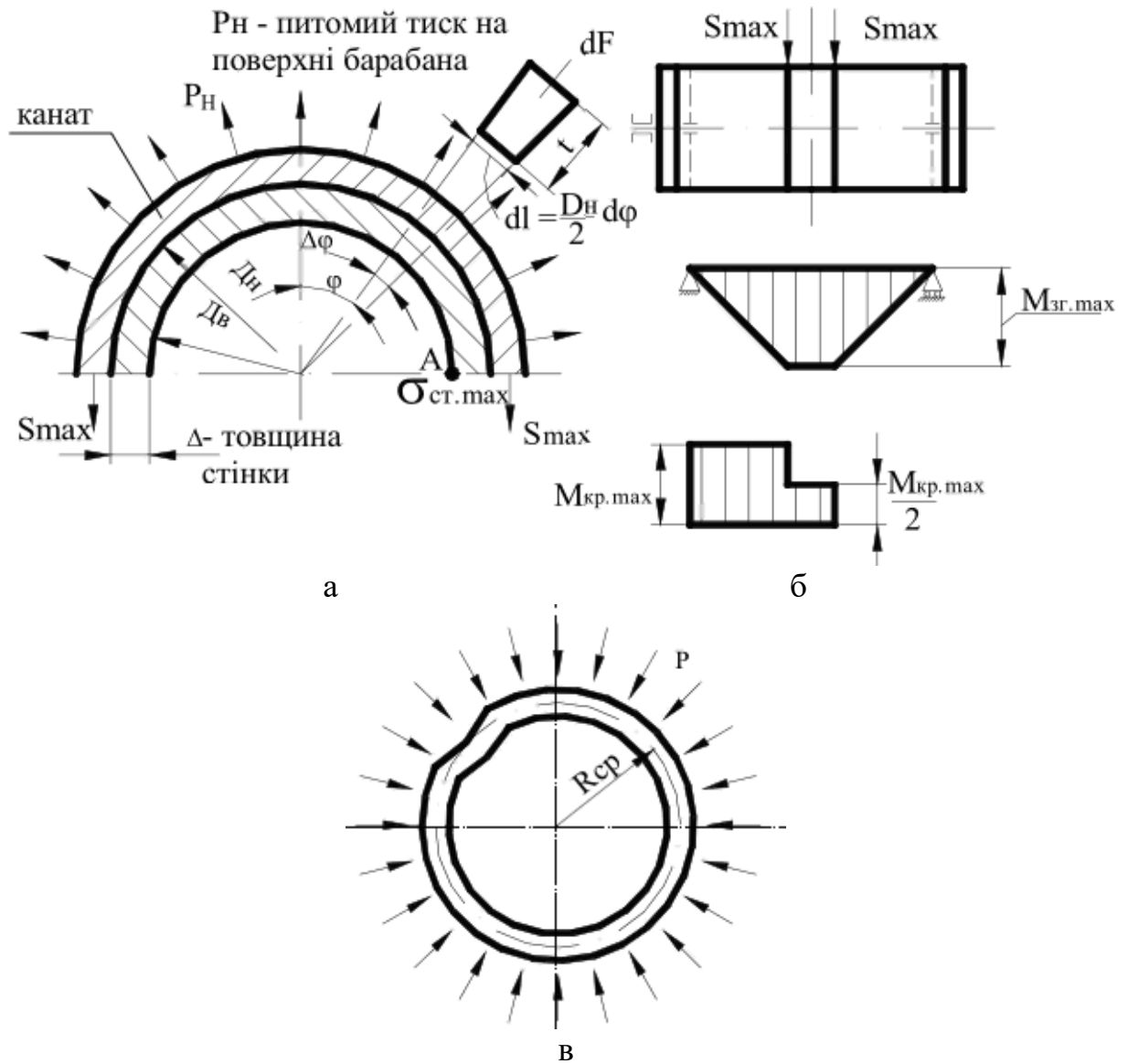


Рис. 10.13. До розрахунку барабану на міцність
 а - розрахунок на стиск; б - розрахунок на згинання і крутіння; в - розрахунок на стійкість

$$2S_{max} = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} P_H \cdot \frac{D_H}{2} \cdot d\phi \cdot t \cos\phi,$$

тому що
$$d\ell = R d\phi = \frac{D_H}{2} \cdot d\phi; \quad dF = \frac{D_H}{2} \cdot d\phi \cdot t,$$

тобто
$$S_{max} = \frac{D_H}{2} \cdot P_H \cdot t \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos\phi d\phi = \frac{D_H}{2} \cdot P_H \cdot t \cdot \sin\phi \Big|_0^{\frac{\pi}{2}},$$

$$S_{max} = \frac{D_H}{2} \cdot P_H \cdot t; \quad P_H = -\frac{2S_{max}}{D_H \cdot t} \text{ МПа.}$$

Підставимо значення P_H у формулу (10.4)

$$\begin{aligned}\sigma_{max}^A &= -2 \frac{2 \cdot S_{max}}{D_H \cdot t} \cdot \frac{D_H^2}{D_H^2 - D_B^2} = \frac{4 \cdot S_{max} D_H}{t \cdot [D_H^2 - (D_H^2 - 4D_H \cdot \Delta + 4\Delta^2)]} \\ &= -\frac{4 \cdot S_{max} D_H}{t \cdot 4D_H \cdot \Delta} = -\frac{S_{max}}{t \cdot \Delta}\end{aligned}$$

тому, що $D_B = D_H - 2\Delta$, величина $4\Delta^2$ дуже мала і не враховується, σ_{max}^A - максимальна стискальна напруга вздовж внутрішнього контуру стінки барабану.

Для сталевого барабану товщина стінки $\Delta \approx d_k$.

Для чавунного барабану $\Delta \approx 0,02 D_H + (6 \dots 10) \text{ мм}$.

На практиці користуються формулою, (МПа)

$$\sigma \frac{S_{max}}{t \cdot (\Delta - \Delta_1)_{ст. max}} ;$$

де Δ_1 - відхилення внаслідок помилки, $\Delta - \Delta_1 = \Delta_{min}$;

Δ - теоретична товщина стінки. $\Delta_{max} - \Delta_{min} = \leq 5 \text{ мм}$ (рис. 10.14).

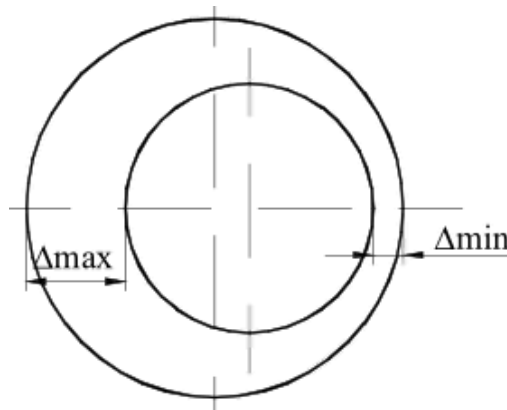


Рис. 10.14. До розрахунку максимальних стискальних напружень

Значення напруги, що допускаються, і матеріал при розрахунку барабану на стиск

1. Для модифікованого сірого чавуну МС4 28-48 $[\sigma] = 120 \text{ МПа}$;
2. Для прокатних сталей Ст 3, Ст 4 $[\sigma] = 100 \text{ МПа}$;
3. Для сталевого лиття $[\sigma] = 90 \text{ МПа}$.
4. Для сірого чавуну СЧ 15-36 $[\sigma_{сж}] = 80 \text{ МПа}$.

$$\sigma \frac{S_{max}}{\Delta \cdot t_{ст. max}}$$

де S_{max} - максимальне зусилля у канаті;

$$S \frac{Q}{m \cdot \eta_{полmax}}$$

де m - число віток канату, на яких висить вантаж;

$\eta_{пол}$ - ККД поліспасти.

Барабани можуть виготовлятися литими, звареними, литі - чавунні. Литі барабани виготовляються в серійному виробництві, зварені - при індивідуальному виробництві. Іноді барабани виготовляються зі зварених труб, якщо їх діаметр не перевищує 400мм.

Литі барабани мають вагу більшу на 20 - 25%, ніж зварені. Недолік литих барабанів - можливість появи раковин.

Розрахунок міцності барабанів з багат шаровою навивкою

$$\sigma \frac{S_{max}}{(\Delta - \Delta_1) \cdot t [\sigma_{ст.}]_{ст. max}} ;$$

де A - коефіцієнт, що враховує вплив наступних шарів.

Для одного шару $A=1$;

для двошарової навивки $A = 1 + \frac{1}{1+\lambda}$;

для тришарової навивки $A = 1 + \frac{2+3\lambda}{(1+\lambda) \cdot (1+2\lambda)}$

де
$$\lambda = \frac{E_K \cdot F_K}{E_{\delta} \cdot F_{\delta}}$$

E - модуль пружності 1-го роду канату і барабану;

F_K - площа поперечного перерізу дротів у канаті;

$$F_{бар} = \Delta \cdot t; E_{каната} = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}; E_{стали} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}.$$

Перевірка барабану на крутіння і на вигин.

На крутіння варто перевіряти барабани, що мають діаметр, який перевищує $2L$, де L - довжина барабану.

На вигин варто перевіряти довгі барабани з довжиною $L \geq 2D$.

Напруга в стінці барабану:

$$\sigma_{сум} = \frac{\sqrt{(M_{зг}^{max})^2 + (M_{кр}^{max})^2}}{W_{x-x}}$$

де W_{x-x} - момент опору при вигині.

Перевірка стінки барабану на стійкість.

При значних діаметрах і довжинах, стінка барабану може втратити стійкість. Звичайно при $D \geq 1200\text{мм}$, $\ell \geq 1000\text{мм}$. Перевірка на стійкість

зводиться до визначення критичною питомого тиску $P_{кр} \geq (1,25-1,35) \cdot P_n$.

$$P_{кр} = \frac{E_{\delta}}{4} \cdot \frac{(\Delta - \Delta_1)^3}{R_{ср}^3}$$

де E_{δ} - модуль пружності барабану;

$(\Delta - \Delta_1)$ - мінімальна товщина стінки барабану.

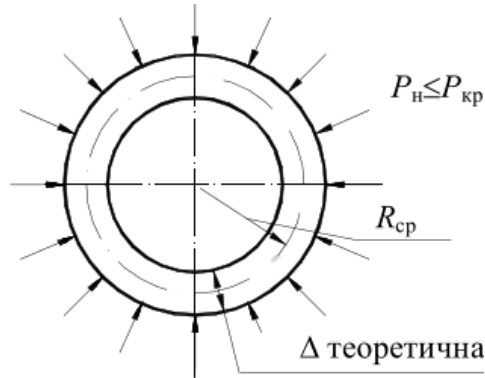


Рис. 10.15. До розрахунку стійкості барабану

Фрикційні барабани

У даних типах барабану передача зусилля здійснюється завдяки тертю між канатом і поверхнею барабану. Такі барабани застосовуються в спеціальних тягових лебідках, поміщених на транспортних засобах (кораблях, залізничних вагонах). Розрахунок таких барабанів зводиться до визначення необхідної кількості витків, за формулою Ейлера

$$S\mu \cdot \alpha \ln_{max}; S_{min}$$

S_{max} - визначається з умов тягового розрахунку;

μ - коефіцієнт тертя канату по поверхні барабану, $\mu = 0,13$ (канат ОБ сталевий чи чавунний барабан); $\mu = 0,25$ — при дерев'яному футеруванню барабану;

$$\alpha = 2\pi \cdot n,$$

де n - потрібне число витків, тобто

$$S2\pi \cdot \mu \ln_{max};$$

звідси число витків канату, що потрібно

$$n = \frac{\lg S_{max} - \lg S_{min}}{\lg e \cdot 2\pi \cdot \mu}$$

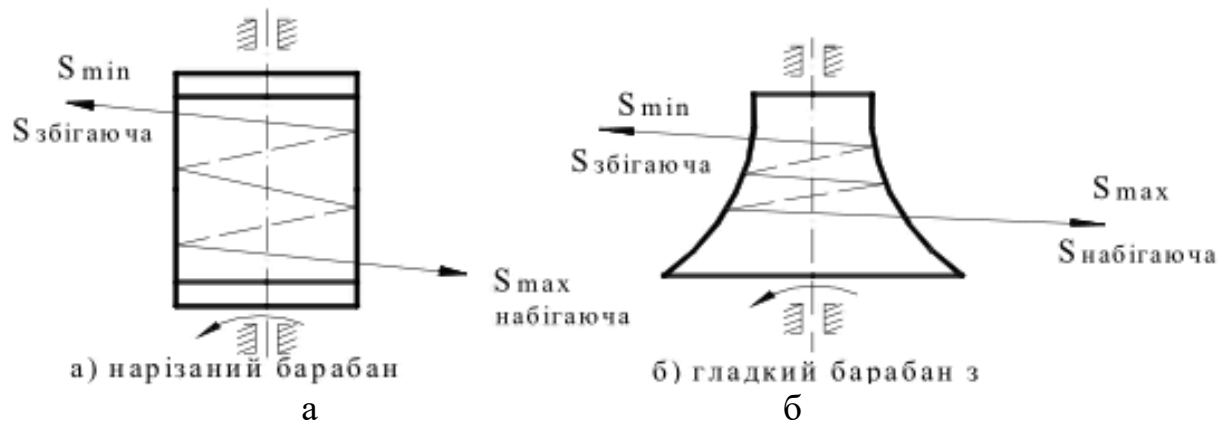


Рис. 10.16. Варіанти фрикційних барабанів:
а - нарізний барабан; б - гладкий барабан з коноїдною поверхнею

Тема 12. Вантажозахоплювальні пристрої

Розрізняють наступні способи з'єднання вантажозахоплювального пристрою з вантажем:

- вантаж зачіплюється захоплювальним пристроєм (вантажні гаки, скоби, підхвати та ін.);
- вантаж затискається захоплювальним пристроєм і утримується силою тертя (кліщові, ексцентрикові захвати);
- вантаж притягується і утримується пристроєм за рахунок сил електромагнітної або вакуумної дії (електромагніти, вакуумні захвати);
- вантаж зачерпується (грейфери).

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

За конструкцією гаки розрізняють однорогі (рис. 12.1,а,в) і дворогі (рис. 12.1,б); останні більш зручні для довгомірних вантажів.

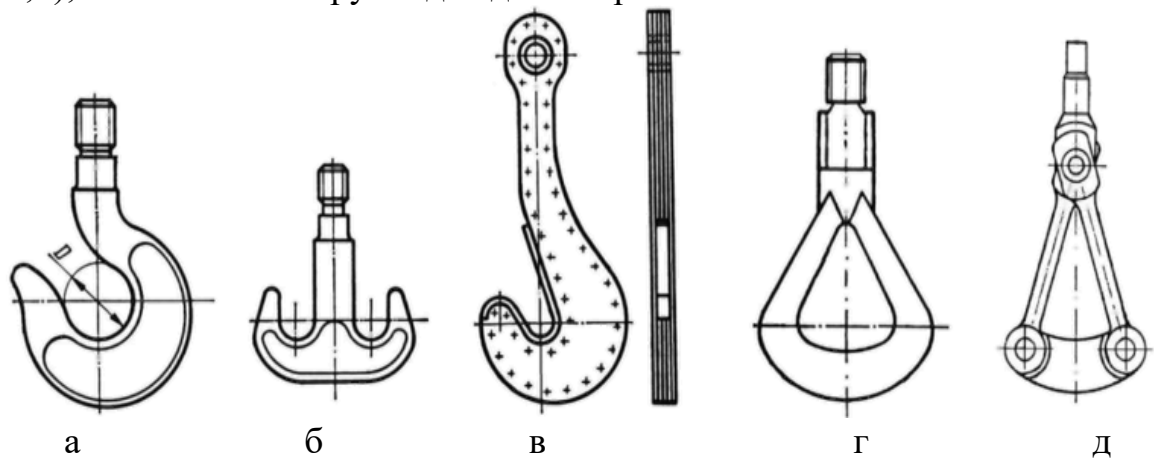


Рис. 12.1. Вантажні гаки і скоби:
а, в) однорогі гаки; б) дворогий гак; г) цільнокована скоба; д) складена скоба

За способом виготовлення гаки розділяють:

- ковані або штамповані (рис. 12.1,а,б) – матеріал сталь 20; після виготовлення термообробка (відпал) для зняття внутрішніх напружень і випробовування кожного гака протягом 10 хвилин вантажем, який перевищує номінальне значення на 25%;

- пластинчасті (рис. 12.1,в) – матеріал сталь Ст.3сп; вирізають пластини, які з'єднують між собою клепками; дані гаки більш надійні, тому що руйнуються не раптово, а окремими пластинами, що можна виявити при огляді.

Гаки. Конструкція, матеріал, способи виготовлення і область застосування

Виготовляються гаки методом кування чи штампування ДСТ 1050-88 з Ст 20, Ст 3 (ДСТ 380-94, ДСТУ 2651-94) спокійної плавки, що має гарні пружні якості. Іноді гаки великої вантажопідйомності виготовляють пластинчастими.

Литі і зварні гаки не застосовуються, тому що в них можливі усадочні раковини. Відносне подовження матеріалів для гаків $\varepsilon \geq 33\%$. Після кування чи штампування кожен гак піддається термічній обробці - відпалу для зняття внутрішніх напружень. Після відпалу твердість поверхні гаку в будь-якому місці повинна знаходитися в межах HB = 95 - 135. Після відпалу кожен гак піддається випробуванню вантажем на 25%, який перевищує розрахунковий протягом 10хв. Не повинно після цього спостерігатися ніяких тріщин, зламів, деформацій. Кожен гак повинен мати штамп контролюючого органу, товарний знак заводу, номер ДСТУ, порядковий номер виготовлення, рік виготовлення.

У процесі експлуатації в результаті дії перемінних ударних навантажень волокниста структура металу переходить у крупнозернисту, небезпечну для міцності гаку. Тому в процесі експлуатації гаки періодично піддаються відпалу, що повертає первісну структуру матеріалу, однак відпал супроводжується появою окалини.

Верхня частина гаку (рис. 12.2) має нарізку висотою h_2 , що служить для закріплення гаку до елементів гакової підвіски.

Нарізка: трикутна, прямокутна, трапецієподібна, упорна.

Трикутна нарізка застосовується для гаків малої вантажопідйомності - не більше 5т; звичайно $d \leq 75$ мм. Трикутна нарізка - концентратор місцевих напружень і тому становить небезпеку.

Прямокутна застосовується при вантажопідйомності до 50 - 60т.

Трапецієподібна та упорна застосовуються при $Q > 60$ т. Зустрічаються гаки з круглим, овальним, прямокутним перетинами у вигнутій частині. Найбільш вдалі і економічні гаки - з трапецієподібним перерізом.

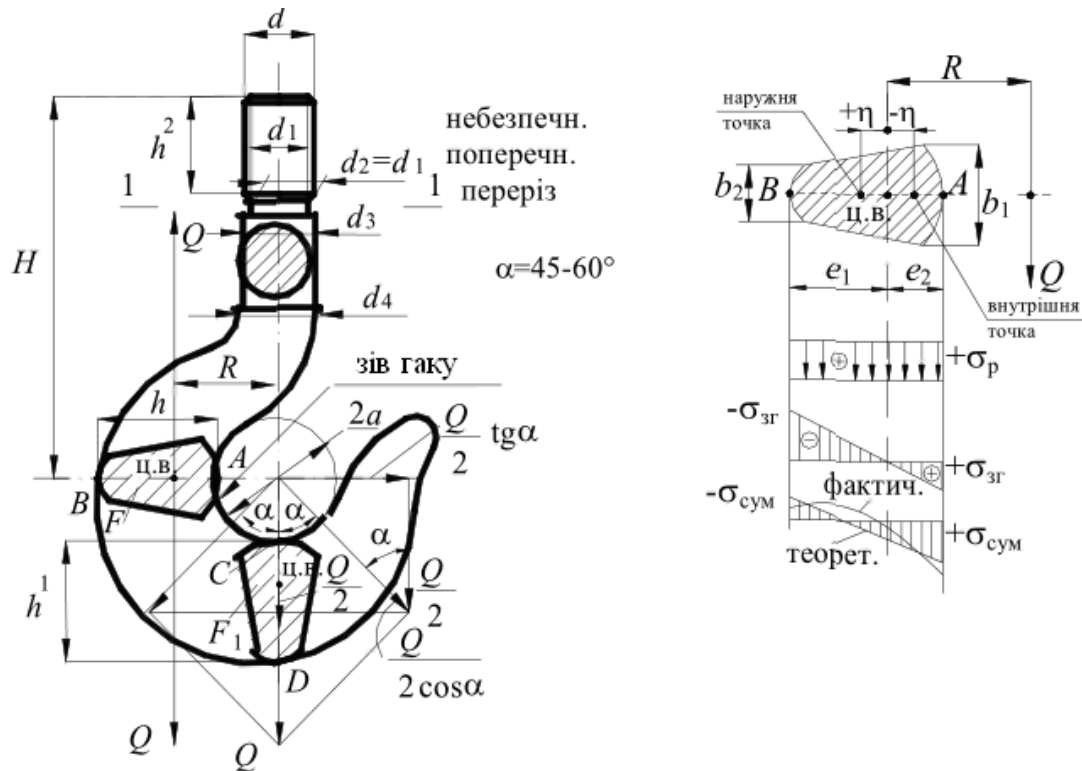


Рис. 12.2. Однорогі гаки за ДСТ 6627-74, ДСТ 2105-75

Внутрішня частина гака - зів гака. У зів вводять вітки чалочного канату. H - висота гака; h і h_1 - висота трапецієподібних перетинів у небезпечних місцях.

Гаки бувають *укорочені*: $H = (2-2,5)h$ і *подовжені*: $H = (4 - 5)h$; $2a$ - діаметр зіва гака вибирають таким, щоб помістилися 2 вітки чалочного канату.

Вантажопідйомність гаків однорогих для кранів з ручним приводом $Q = 0,25 - 20\text{т}$; для кранів з машинним приводом $Q = 0,25 - 75\text{т}$. Укорочені гаки застосовують у сполученні з так званими подовженими підвісками. Подовжені гаки застосовуються в сполученні з укороченими підвісками (рис. 12.3).

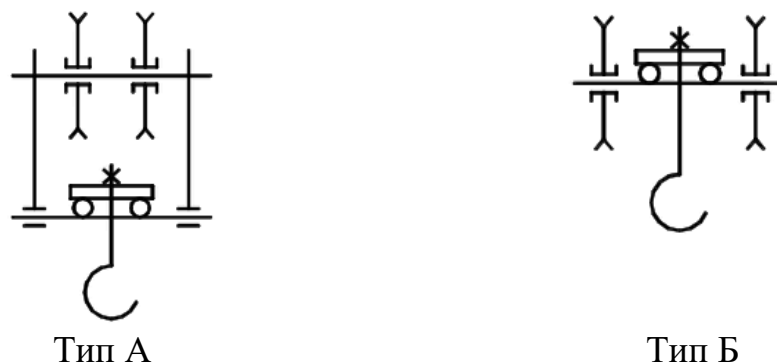


Рис. 12.3. Варіанти підвісок:

А - подовжена підвіска з укороченим гак, Б - укорочена підвіска з подовженим гак

Основні переваги укороченої підвіски - менші габарити за висотою. Вона забезпечує можливість обслуговування більшої висоти в приміщеннях. Наведений гак виготовляють методом вільного кування чи штампування зі сталі Ст 20, тому що ця сталь має гарні пружні властивості.

Розрахунок однорогих і дворогих кованих гаків

Розрахунок однорогих гаків (рис. 12.1). Гак має декілька небезпечних місць.

а) переріз 1- 1, гак працює на розрив і вигин.

Розраховується тільки на розрив за формулою

$$\sigma_p = \frac{Q}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq [\sigma_p]$$

де Q - вертикальна сила, що навантажує гак.

Для кранів з ручним приводом $[\sigma_p] = 80 \text{ МПа}$, з механічним приводом $[\sigma_p] = 50 \text{ МПа}$. Це знижені допустимі напруження тому, що може з'являтися ексцентриситет (не показаний) від хитання вантажу і т.п.

б) Витки гайки перевіряються на питомий тиск;

висота гайки $h_{\text{гайки}} < h_2$

$$h_{\text{гайки}} = \frac{Q \cdot t}{\frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) \cdot [\rho]}$$

де t - крок нарізки гайки;

$[\rho] = 30 \dots 40 \text{ МПа}$ - питомий тиск, що допускається.

в) Розрахунок гаку в небезпечному поперечному перерізі А-В (переріз працює на розрив і вигин). Існують 2 способи розрахунку: наближений і точний.

Відповідно до наближеного розрахунку гак розглядається як балка (брус) (рис. 10.1, 10.3) з ексцентриситетом R і навантаженням Q для точки А.

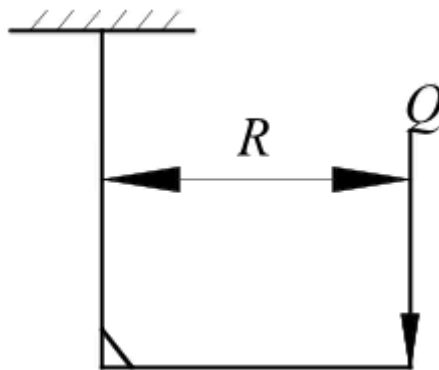


Рис. 12.3. До наближеного розрахунку гаку

$$\sigma_{\text{сум.мах}} = A_{\text{розп}}^A \frac{Q}{F} \frac{M_{32}}{W_{x-x}^A} [\sigma_{32}]$$

де F - площа небезпечного поперечного перерізу;

$$M_{32} = Q \cdot R$$

де R - радіус кривизни;

M_{x-x}^A - момент опору.

$$W_{x-x}^A = \frac{I_{x-x}}{e_1}$$

Точка В.

$$\sigma_{\text{сум.мах}} = B_{\text{розп}}^B \frac{Q}{F} \frac{M_{32}}{W_{x-x}^B} [\sigma_{32}]$$

$$W_{x-x}^B = \frac{I_{x-x}}{e_2}$$

Викладений спосіб дає похибку 20-30%; для точки А - напруга знижується, для В - збільшується (рис. 12.1).

Точний спосіб розрахунку гаку

Вигнута частина гаку розглядається як криволінійна балка і напруга визначається з виразу:

$$\sigma = \frac{Q}{F} + \frac{M}{F \cdot R} + \frac{M}{K \cdot F \cdot R} \cdot \frac{\eta}{\eta + R}$$

де R - відстань між центром ваги небезпечного перерізу і центром кривизни вигнутої частини гаку;

K - коефіцієнт форми поперечного перерізу гаку;

Прийmemo наступні допущення: силу Q будемо позначати знаком «+»; згинаючий момент M - знаком «-», тому що його дія збільшує радіус кривизни. Величину η будемо відзначати знаком «-», якщо точка, в якій визначається напруга, знаходиться у внутрішній частині гаку і навпаки, - будемо позначати «+», якщо відповідна точка знаходиться в зовнішній частині гаку.

Припускаємо, що нейтральна вісь вигнутої частини гаку в районі перерізу А-В проходить через центр ваги:

$$\sigma_A = \frac{Q}{F} - \frac{Q \cdot R}{F \cdot R} - \frac{Q \cdot R}{K \cdot F \cdot R} \cdot \frac{-e_1}{R - e_1} = \frac{Q}{K \cdot F} \cdot \frac{-e_1}{R - e_1} \leq [\sigma_{32}];$$

$$\sigma_A = \frac{Q}{F} - \frac{Q \cdot R}{F \cdot R} - \frac{Q \cdot R}{K \cdot F \cdot R} \cdot \frac{-e_1}{R + e_2} = -\frac{Q}{K \cdot F} \cdot \frac{e_2}{R + e_2} \leq [\sigma_{32}]$$

знак «-» свідчить про те, що мають місце стискальні напруги. Точний метод розрахунку дає помилку 3-4 %.

Переріз C-D (рис. 12.4) (однорогий гак) знаходиться в складному напруженому стані. Тому потрібно шукати приведені, сумарні напруження - з урахуванням вигину, розтягуванню, зрізу.

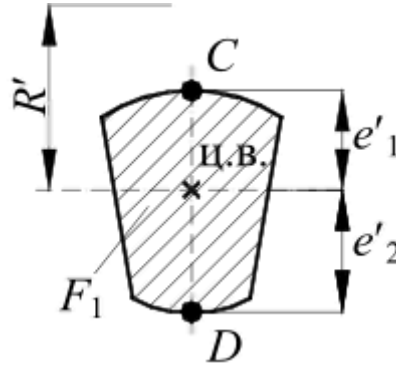


Рис. 12.4. До розрахунку перерізу CD однорогого гаку

Напруження сумарне у точці С:

$$\sigma_{\text{сум}}^C = \sqrt{(\sigma_c^C)^2 + 3\tau_c^2} \leq [\sigma_{32}]$$

Для точки С:

$$\sigma_c^C = \frac{\frac{Q}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{KF_1} \cdot \frac{e_1^-}{R^- + e_1^-} \leq [\sigma_{32}];$$

$$\tau_c = \frac{\frac{Q}{2}}{F_1}.$$

Напруження в точці D:

$$\sigma_{\text{сум}}^D = \sqrt{(\sigma_c^D)^2 + 3\tau_D^2} \leq [\sigma_{32}];$$

$$\sigma_c^D = -\frac{\frac{Q}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{KF_1} \cdot \frac{e_2^-}{R^- + e_2^-} \leq [\sigma_{32}];$$

$$\tau_D = \frac{Q}{2F_1}$$

Потім знаходять сумарні напруження - це точний розрахунок. При наближеному розрахунку припускають, що переріз працює тільки на зріз.

Як видно з рис. 12.1, посередині перетину гаку напруга матеріалу приблизно дорівнює нулю. Тому з метою полегшення гаку та економії матеріалу в Німеччині застосовують гаки за рис. 12.5.

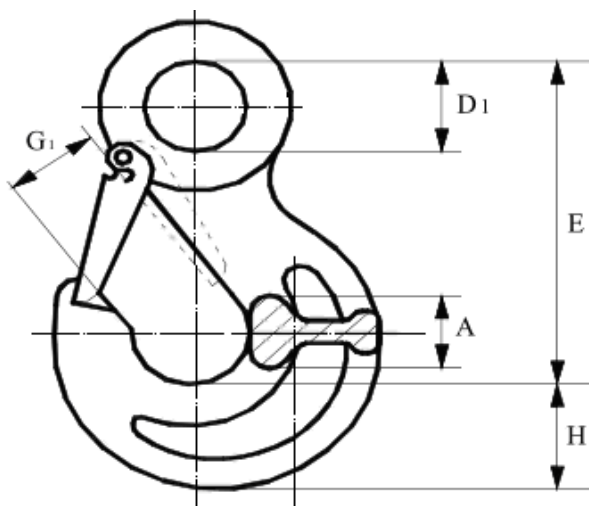


Рис. 12.5. Гак з запобіжною засувкою (Німеччина) для використання сумісно з чалочним ланцюгом

На рис. 12.6 та в табл. 12.2 наведені характеристики гаку з вертлюгом, в якому також має місце економія металу за рахунок більш раціонального перетину гаку.

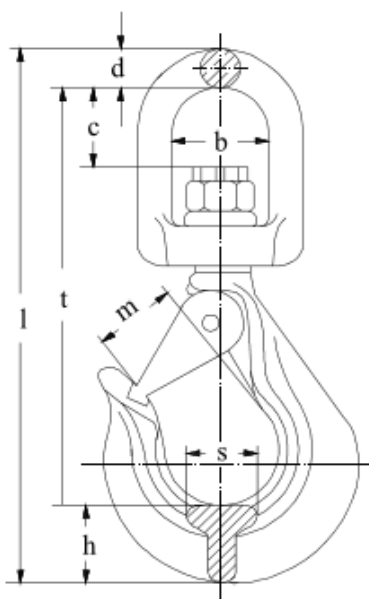


Рис. 12.6. Гак з вертлюгом (Німеччина)

Таблиця 12.2

Характеристики гаків з вертлюгом, які застосовуються у Німеччині

Номер замовлення	Вантажопідйомність, кг	Для канатів з номінальним діаметром прутка, мм	b, мм	c, мм	d, мм	h, мм	l, мм	m, мм	s, мм	t, мм	Маса, кг
3676293	1120	6	28	21	10	27	166	19	21	128	0,6
3676297	2000	8	36	32	17	32	229	28	30	180	1,4
3676298	3150	10	38	30	18	42	261	33	31	201	2,5
3676299	5300	13	61	58	28	48	357	44	42	288	5,5

Дворогі ковані гаки за ДСТ 6628-73 та їх розрахунок.

Розглянемо похилий переріз А-В.

Переріз працює на розтяг, вигин, зріз (рис. 12.7)

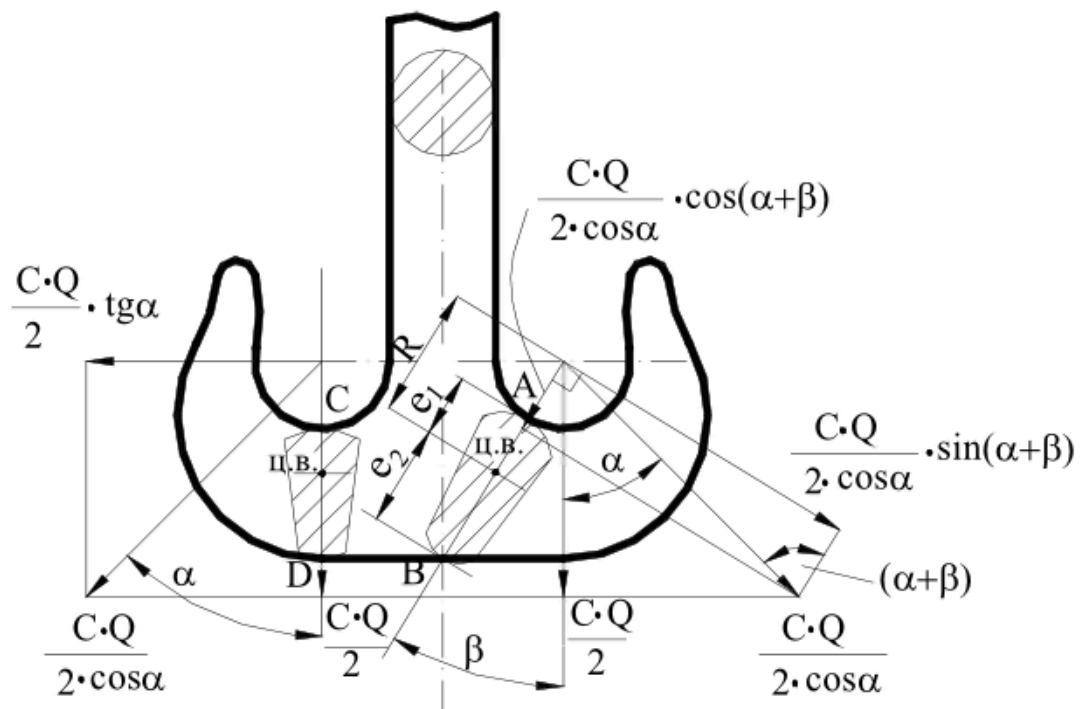


Рис. 12.7. Дворогий гак

$$\sigma_{\text{сум}}^A = \sqrt{\sigma_A^2 + 3 \cdot \tau_A^2} \leq [\sigma_{32}]$$

$$\sigma_A = \frac{\frac{C \cdot Q}{2 \cos \alpha} \cdot \sin(\alpha + \beta)}{K \cdot F} \cdot \frac{e_1}{R - e_1};$$

$$\tau_A = \frac{C \cdot Q \cdot \cos(\alpha + \beta)}{2 \cos \alpha \cdot F}$$

Аналогічно визначаємо напруження в точці В.

Вертикальний переріз С-Д працює на вигин, розтягання, зріз, тобто розрахунок, аналогічний раніше виконаному.

Припустимо, що завантажений один ріг дворогого гаку (рис. 12.8) заборонено використовувати нормами Держнаглядохоронпраці. Переріз А-В (круглий) працює на розтягання, вигин, зріз і розраховується за аналогічними формулами:

$$\sigma_{\text{А.сум.}} = \sqrt{\sigma_A^2 + 3 \cdot \tau_A^2} \leq [\sigma_{3\Gamma}]; \sigma_A = \frac{\max \frac{Q \cdot \cos \alpha M_{32, \max}}{2F} \frac{1}{W_{x-x}^A}}{1};$$

де

$$M \frac{Q}{2} \cos \alpha_{\text{гр. max}}; W_{x-x}^A = \frac{I_x}{d}; \tau_A = \frac{Q \cdot \sin \alpha}{2 \cdot F}$$

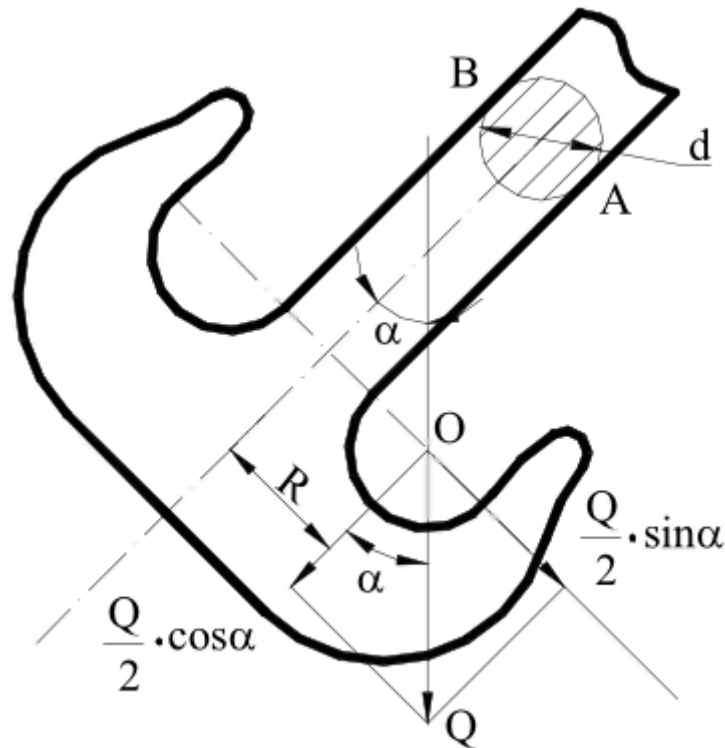


Рис. 12.8. Завантаження одного рога дворогого гака

Тема 13. Гальма ВПМ. Розрахунок двоколодкових гальм

Призначення гальмових пристроїв

Кожна ВПМ за деякими виключеннями обладнується спеціальними пристроями, які призначаються для стопоріння чи зупинки машини на заданому шляху гальмування. Ці пристрої поділяються на 2 групи:

- 1) останови;
- 2) гальма.

Останови - застосовуються для стопоріння машини.

Гальма - застосовуються для зупинки машини на заданому шляху гальмування. Гальма можуть мати і іншу функцію: регулювання швидкості опускання вантажу чи швидкості пересування робочого органу машини.

Класифікація гальмових пристроїв

- по призначенню гальмові пристрої поділяються на стопорні і ті що опускають.

стопорні - застосовуються для стопоріння машин чи зупинки.

ті що опускають для регулювання швидкості опускання вантажу.

- по принципу дії всі гальмові пристрої бувають:

- а) керовані;
- б) автоматичної дії.

- по конструкції функціональних елементів:

- а) стрічкові;
 - б) колодкові;
 - в) конічні;
 - г) пластинчасті (чи дискові).
- *по стану гальма під дією зовнішнього зусилля* гальма ВПМ поділяються на:
- а) нормально відкриті;
 - б) нормально закриті (замкнені).
- *по виду сили, що забезпечує процес гальмування*, гальма поділяються на:
- а) ручні;
 - б) вантажні (з вантажним замиканням);
 - в) пружинні (з пружинним замиканням).
- *по силі, що забезпечує процес їхнього розмикання*, гальма ВПМ поділяються на:
- а) ручні;
 - б) електромагнітні;
 - в) гальма з електрогідравлічним штовхачем, підштовхувачем;
 - г) гальма з електричним керуючим двигуном.
- Існують і інші конструкції гальм: гідромеханічні, електропорошкові, індукційні.

Найбільш часто в ВПМ застосовуються гальма, робота яких основана на використанні фрикційної сили тертя, що діє між двома фрикційними поверхнями (стрічкові, колодкові, конічні, дискові).

У цьому випадку в якості одного з робочих фрикційних елементів застосовується сталевий стрічок, колодка, диск плоский чи конічний.

Для ВПМ застосовуються, як правило, автоматичної дії, нормально замкнені електромагнітні фрикційні гальма з вантажним чи пружинним замиканням. Однак, в окремих випадках застосовуються і фрикційні гальма відкритої конструкції, наприклад, для механізмів повороту баштових і порталних кранів, в окремих випадках для механізмів пересування монтажних і інших кранів.

Згідно з Правилами Держнаглядохоронпраці гальма можуть не застосовуватися в наступних випадках:

- для візків стрілових поворотних і мостових кранів з ручним приводом.
- для механізмів пересування електроталі, керованої з підлоги (при неможливості мимовільного руху візка).
- для механізмів пересування кранів з машинним приводом, якщо швидкість пересування кранів не перевищує $V \leq 32 \text{ м/хв}$.

- двобічне навантаження на вал.

Недоліки:

- ударна робота;
- великий «мертвий хід» вантажу, якщо гальмо застосовується для механізму підйому (тому що має місце велика кількість шарнірів);
- недовговічність;
- труднощі регулювання і необхідність ретельного нагляду.

Вибір електромагніту - вибирається за так званою еквівалентною роботою, яка враховує «мертвий хід» важільної системи внаслідок зношування шарніру і розгальмування

$$I_{\text{я}} \cdot h_1 \geq 2N\Delta \frac{1}{\eta_m}; h_1 = \alpha \cdot h_{\text{я}} \quad (13.1)$$

де $\alpha = 0,6 - 0,7$;

$h_{\text{я}}$ - табличне значення ходу якоря;

η_m - ККД важільної системи = 0,95;

$I_{\text{я}}$ - сила втягування - вказується в таблицях щодо електромагніту;

Розрахункове значення гальмового моменту;

$$M_{\Gamma} = 2N \cdot \mu \cdot \frac{D}{2}; N = \frac{M_{\Gamma}}{\mu \cdot D}; H \quad M_{\Gamma} = K_{\Gamma} \cdot M_K \quad (13.2)$$

де K_{Γ} - запас гальмування;

M_K - крутний момент на валу гальма, Нм $M_K = \frac{N}{\omega}; \frac{\kappa B m}{\frac{1}{c}}$

Конструкція і розрахунок двоколодкового гальма з вантажним і пружним замиканням

Значення запасу гальмування за нормами Держнаглядохоронпраці для механізму підйому вантажу $K_{\Gamma} = 1,25$ - ручні ВПМ.

Якщо в приводі застосовані 2 гальма, тоді запас гальмування для кожного $K_{\Gamma} > 1,25$. Якщо даний механізм обслуговує 2 приводи, а в кожному з них використовується по 2 гальма, то $K_{\Gamma} \geq 1,1$.

Машинний привід для режиму: 1М-3М («Л») $K_{\Gamma} = 1,5$;

4М («С») $K_{\Gamma} = 1,75$;

5М («Т») $K_{\Gamma} = 2,0$;

6М («ВТ») $K_{\Gamma} = 2,5$

Передачне число важільної системи гальма i_{Γ} необхідно знати, щоб визначити вагу замикаючого вантажу $i_{\Gamma} = 8 - 15$ для таких гальм

$$i_{\Gamma} = \frac{h_1}{2\Delta} = \frac{b}{a} \cdot \frac{d}{c} \cdot \frac{f}{d} \quad (13.3)$$

Визначення ваги замикаючого вантажу.

Складемо рівняння рівноваги важеля

$$G_{\text{я}} \cdot f + G_{\Gamma} \cdot f - t \cdot d = 0; \quad G_{\Gamma} = \frac{t \cdot d - G_{\text{я}} \cdot f}{\ell}$$

щоб визначити t , знайдемо рівновагу $K \cdot b - N \cdot a = 0$; $K = \frac{N \cdot a}{b}$; з іншого боку $K \cdot c = t \cdot d$; тобто $t = K \cdot \frac{c}{d} = N \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \right)$

Перевірка гальма на питомий тиск.

$$q = \frac{N}{F} \leq [q] \frac{H}{\text{м}^2}, \quad (13.4)$$

де F - поверхня контакту колодки з гальмівним диском

$$F = \beta \cdot \frac{D}{2} \cdot b \text{ м}^2;$$

де b - ширина гальмівного диска; у літературі вказується як $[q]$;
 β - кут обхвату в радіанах.

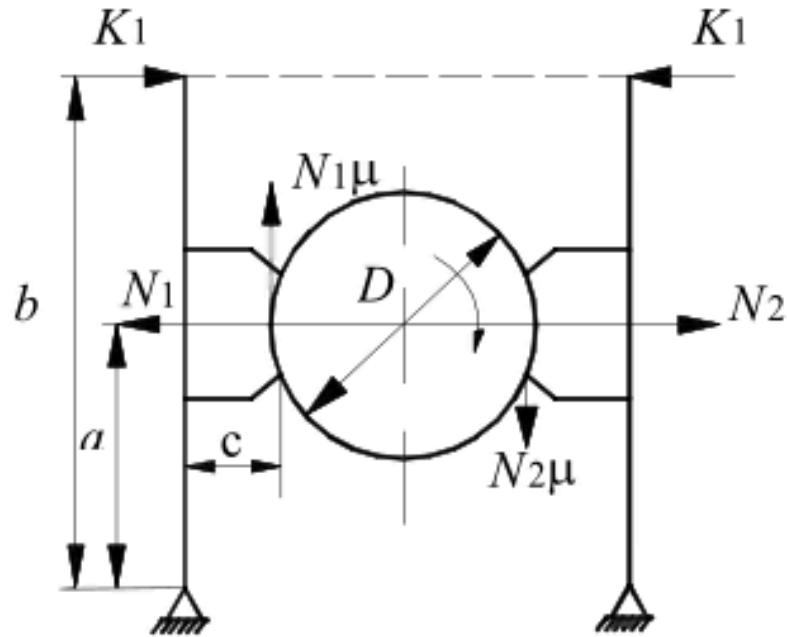
Перевірка на нагрівання.

Для перевірки гальма на нагрівання повинна дотримуватись умова

$$qv \leq [qv], \text{ Н/м}^2 \cdot \text{м/с};$$

де V – колова швидкість гальмівного диска; у літературі позначається як $[qv]$.

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}, \text{ м/с} \quad (13.5)$$

Рис. 13.3. Схема до визначення зусилля K_1

Розглянемо рівновагу лівого вертикального важеля гальма.

$$K_1 \cdot b - N_1 \cdot a - N_1 \cdot \mu \cdot c = 0; K_1 \cdot b = N_1(a + \mu \cdot c); N_1 = K_1 \frac{b}{a + \mu \cdot c}$$

Складемо умови рівноваги сил, що діють на правий важіль: отримаємо

$$K_1 \cdot b + N_2 \cdot \mu \cdot c = N_2 \cdot a, \text{ тобто } K_1 \cdot b = N_2(a - \mu \cdot c), N_2 = K_1 \frac{b}{a - \mu \cdot c}.$$

Зусилля N_2 і N_1 - різні. Створюється бічний тиск на гальмо - це недолік. Зусилля N_1 і N_2 повинні давати момент тертя, що дорівнює гальмівному моменту, тобто

$$\frac{D}{2} \cdot (N_1 + N_2) \cdot \mu = M_{\Gamma} = k_{\Gamma} \cdot M_{кр}; \quad (13.7)$$

де k_{Γ} - коефіцієнт запасу гальмування.

Підставимо значення N_1 і N_2 до розглянутого рівняння:

$$\frac{D}{2} \cdot \left(K_1 \frac{b}{a + \mu \cdot c} + K_1 \frac{b}{a - \mu \cdot c} \right) \cdot \mu = k_{\Gamma} \cdot M_{кр};$$

$$\frac{D}{2} \cdot K_1 \cdot b \cdot \left(\frac{1}{a + \mu \cdot c} + \frac{1}{a - \mu \cdot c} \right) = k_{\Gamma} \cdot M_{кр};$$

$$\frac{D}{2} \cdot K_1 \cdot b \cdot \left(\frac{a - \mu \cdot c + a + \mu \cdot c}{a^2 - (\mu \cdot c)^2} \right) \cdot \mu = k_{\Gamma} \cdot M_{кр};$$

тобто

$$D \cdot K_1 \cdot b \cdot \left(\frac{a}{a^2 - (\mu \cdot c)^2} \right) \cdot \mu = k_{\Gamma} \cdot M_{кр}$$

Звідси

$$K_1 = \frac{k_{\Gamma} \cdot M_{кр}}{D \cdot b \cdot a \cdot \mu} [a^2 - (\mu \cdot c)^2].$$

Якщо прирівняти $c = 0$, то вираз для K_1 спроститься.

$$N_1 = N_2 = K_1 \cdot \frac{b}{a}; \quad (13.8)$$

Визначення K_2 - додаткової сили основної пружини, що з'являється в процесі розгальмування гальма. З опору матеріалів відома формула:

$$K_2 = \frac{G \cdot d^4 \cdot h}{8 \cdot D^3 \cdot n}; \quad (13.9)$$

де G - модуль пружності 2-го роду в Н/м² (для Ст 65Г; $G = 0,77 \cdot 10^5$ МПа);

d - діаметр пружинного матеріалу;

D - середній діаметр пружини;

n - число витків;

h - осада пружини при розгальмуванні гальма.

згідно рисунку 13.3

$$\frac{h}{s} = \frac{\ell}{d}$$

Визначення K_3 - додаткової сили від допоміжної пружини, $K_3 = 20 \dots 80$ Н

Визначення K_4 - незначна сила моменту якоря електромагніту від своєї ваги ($M_{в.я}$ - момент електромагніту від власної ваги).

$$K_4 = \frac{M_{в.я}}{d} \quad (13.10)$$

Максимальна напруга в пружині

$$\tau = c \frac{8K_{\text{сум}} \cdot D}{\pi \cdot d^3} \leq [\tau]; \quad c = f \left(\frac{D}{d} \cdot n \right); \quad (13.11)$$

n - число витків; якщо $n > 12$, то $c = 1$.

Для Ст 65Г $[\tau] = 450$ МПа.

Параметри електромагнітів вибираються з таблиць щодо еквівалентної роботи розгальмування гальма.

$$(M - M_{в.я}) \cdot \alpha \cdot K \geq (N_1 + N_2) \cdot \Delta \cdot \frac{1}{\eta}; \quad (13.12)$$

де M - табличне значення моменту електромагніту, Н·м;

$M_{в.я}$ - момент електромагніту від власної ваги;

α - кут повороту якоря електромагніту в радіанах при розгальмуванні;

K - коефіцієнт, враховуючий зношення гальмівних обкладок і можливий «мертвий» хід $K = 0,9 \dots 0,95$;

η - ККД важільної системи гальма, дорівнює 0,95 - для даного гальма;

Δ - хід однієї гальмівної колодки.

Перевірка гальма на питомий тиск і нагрів така ж, як і для попереднього випадку.

Недоліки цього типу гальма:

1. Ударна робота при гальмуванні.
2. Обмежене число типорозмірів: тільки для діаметрів 100-200-300мм.
3. Велике ударне навантаження на вал гальмівного диска. Відказ колодкових гальм обумовлюється зношенням гальмівних накладок і шківів.

Для підвищення довговічності накладки рекомендується виготовляти її з вальцьованої стрічки 8-229-63, що забезпечує при роботі із сталевим шківом коефіцієнт тертя $f = 0,45$ та із шківом з чавуну ВЧ 50-1,5 $f = 0,51$, а робочим поверхням шківів додає підвищену твердість. Фірма Krupp (ФРН) застосовує в гальмах шків діаметром 315...710мм з легкого сплаву з напорошеною молібденовою робочою поверхнею, колодки з легкого сплаву і пальці шарнірів із твердим хромуванням, встановлені у втулки з полімерного матеріалу.

Приклад 1. Розрахунок двоколодкового гальма з довгоходовим електромагнітом

Проведемо розрахунок двоколодкового гальма з довгоходовим електромагнітом механізму підйому вантажу, якщо вибраний електродвигун має потужність $N_{дв}=30\text{КВт}$; $n_{дв}=574\text{ об/хв}$; $\eta_{дв}=25\%$; $\alpha=60^\circ$; стрічка гальмівна вальцьована, коефіцієнт тертя $f=0,42$

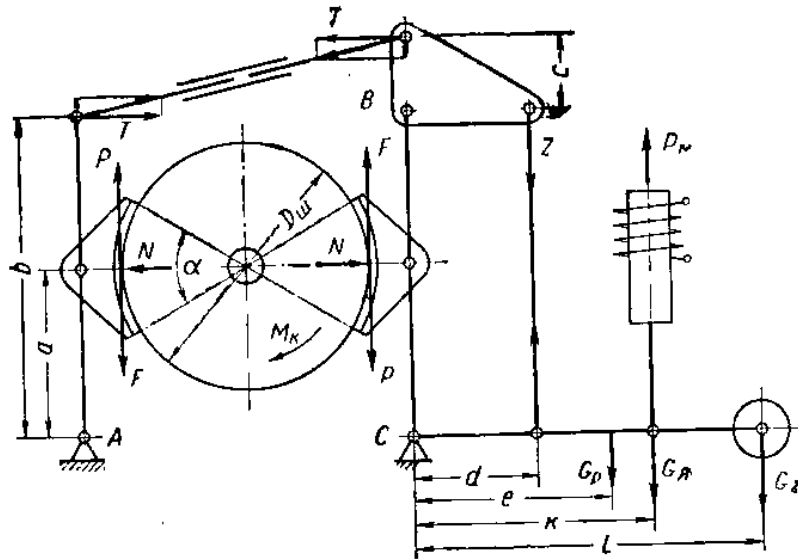


Рис. 13.4. Двоколодке гальмо з довгоходовим електромагнітом

Визначаємо крутний момент

$$M_k = 9750 \frac{N_{дв}}{n_{дв}} = 9750 \frac{30}{574} = 510 \text{ Нм}$$

Гальмівний момент при ПВ =25% і $k_T=1,75$

$$M_T = k_T \cdot M_k = 1,75 \cdot 510 = 893 \text{ Нм}$$

По таблиці вибираємо гальмо №8, у якого $D_{\text{ш}} \times B_{\text{ш}} = 500 \times 120 \text{ мм}$, гальмівний момент 950Нм, маса вантажу 12 кг, маса гальма з електромагнітом 182 кг.

З таблиці 13.1 вибираємо характеристику електромагніту КТМ -104: тягове зусилля якоря магніту $P_m = 700 \text{ Н}$, маса якоря $G_y = 20 \text{ кг}$, максимальний хід якоря $h_y = 50 \text{ мм}$.

Розміри важелів гальма: $a=210 \text{ мм}$; $b=420 \text{ мм}$; $c = 85 \text{ мм}$; $d=145 \text{ мм}$;

$$K = d + P_1 = 295 \text{ мм};$$

$$\ell = d + P_1 + s = 435 \text{ мм},$$

$$e = 0,5 \ell = 220 \text{ мм}.$$

Перевірка маси гальма вантажу при значеннях величин:
 $f=0,42$; $\eta=0,95$; $G_p = 8 \text{ кг}$.

$$G_b = \frac{1}{\ell} \left(\frac{M_T \cdot a \cdot c}{D_{\text{ш}} \cdot f \cdot b \cdot \eta \cdot 10} - G_y \cdot K - G_p \cdot e \right) \\ = \frac{1}{0,435} \left(\frac{950 \cdot 0,21 \cdot 0,085}{0,5 \cdot 0,42 \cdot 0,42 \cdot 0,95 \cdot 10} - 20 \cdot 0,295 - 8 \cdot 0,22 \right) = 29 \text{ кг}$$

Отримали $G_b > (G_b)_{\text{таб}}$, тому необхідно збільшити масу вантажу до 29кг, або переставити його на більшу відстань. Приймаємо масу вантажу $G_b = 29 \text{ кг}$.

Проводимо перевірку електромагніту на тягове зусилля і хід якоря

$$P_m = \frac{10}{K} (G_b \cdot \ell + G_y \cdot K + G_p \cdot e) = \frac{10}{0,295} (29 \cdot 0,435 + 20 \cdot 0,295 + 8 \cdot 0,22) = 690 \text{ Н}$$

$$P_m < (P_m)_{\text{таб}} \\ h_y = 2,2 \cdot \varepsilon \left\{ \frac{b \cdot K}{a \cdot c k_1} \right\} = 2,2 \cdot 2 \left\{ \frac{420 \cdot 295}{210 \cdot 85 \cdot 0,8} \right\} = 46,5 \text{ мм} \\ h_y < (h_y)_{\text{таб}}$$

Вибраний електромагніт задовольняє умовам роботи.

Перевіряємо колодки і шків на питомий тиск:

$$q = \frac{360 M_T}{\pi \cdot D_{\text{ш}}^2 \cdot B_{\text{ш}} \cdot f \cdot a} = \frac{360 \cdot 950}{3,14 \cdot 0,5^2 \cdot 0,12 \cdot 0,42 \cdot 60} = 1,44 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2 \\ q < [q]$$

$$[q] = 3,0 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$$

Приклад 2. Розрахунок пружинного гальма з довгоходовим електромагнітом для механізму підйому.

Якщо $N_{\text{дв}} = 45 \text{ кВт}$; $n_{\text{дв}} = 577 \text{ об/хв}$; $TB=40\%$; $k_T=2$; $f = 0,35$ (для стрічки гальмівної азбестової), $\alpha = 90^\circ$.

Визначаємо крутний момент

$$M_k = 9750 \frac{N_{дв}}{n_{дв}} = 9750 \frac{45}{577} = 760 \text{ Нм}$$

Гальмівний момент

$$M_T = k_T \cdot M_k = 2,0 \cdot 760 = 1520 \text{ Нм}$$

Вибираємо гальмо №8, у якого $D_{ш} \times B_{ш} = 500 \times 200 \text{ мм}$, гальмівний момент 2000Нм, максимальний хід якоря $h_{я} = 50 \text{ мм}$.

Розміри важелів гальма: $a = 320 \text{ мм}$; $b = 720 \text{ мм}$; $c = 80 \text{ мм}$; $d_1 = 230 \text{ мм}$.

Приймаємо $d_l = 200 \text{ мм}$; $k = 500 \text{ мм}$; $e = 0,5K = 250 \text{ мм}$.

Визначаємо силу нормального тиску

$$N = \frac{M_T}{D_{ш} \cdot f}$$

$$N = \frac{2000}{0,5 \cdot 0,35} = 11400 \text{ Н}$$

Зусилля пружини

$$P_{пр} = \frac{N \cdot a}{b}$$

$$P_{пр} = \frac{11400 \cdot 0,32}{0,72} = 4800 \text{ Н}$$

Зусилля на вертикальній тязі

$$Z = \frac{P_{пр} \cdot c}{d_1}$$

$$Z = \frac{4800 \cdot 0,08}{0,23} = 1760 \text{ Н}$$

Визначимо тягове зусилля електромагніту з прийнятими масами якоря і важеля: $G_{я} = 30 \text{ кг}$; $G_{в} = 10 \text{ кг}$

$$P_M = \frac{1}{K} [Z \cdot d + (G_{в} \cdot e + G_{я} \cdot K) \cdot 10];$$

$$P_M = \frac{1}{0,5} [1760 \cdot 0,2 + (10 \cdot 0,25 + 30 \cdot 0,5) \cdot 10] = 1050 \text{ Н}$$

Визначимо хід якоря електромагніту

$$h_{я} = 2,2 \cdot \varepsilon \frac{b \cdot K}{a \cdot c K_1}$$

$$h_{я} = 2,2 \cdot 1,5 \frac{720 \cdot 500}{320 \cdot 80 \cdot 0,85} = 55 \text{ мм}$$

По таблиці додатку вибираємо електромагніт КТМ – 6 у якого:

$$P_M = 1150 \text{ Н}; G_{я} = 33 \text{ кг}; h_{я} = 60 \text{ мм}.$$

Перевіряємо колодки і шків на питомий тиск

$$q = \frac{360 \cdot M_T}{\pi \cdot D_{ш}^2 \cdot B_{ш} \cdot f \cdot a};$$

$$q = \frac{360 \cdot 2000}{3,14 \cdot 0,5^2 \cdot 0,2 \cdot 0,35 \cdot 90} = 1,45 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

Тиск, що допускається $[q] = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

Так як $q < [q]$ умова виконується.

Приклад 3. Виконати розрахунок двоколодкового пружинного гальма з клапанним електромагнітом МО – Б для механізму переміщення візка, якщо $N_{дв} = 3,5$ кВт; $n_{дв} = 910$ об/хв; $TB = 40\%$; $k_T = 2$; $f = 0,42$

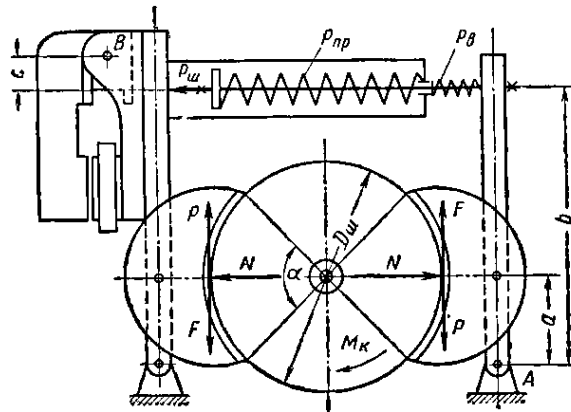


Рис. 13.5 Схема до розрахунку двоколодкового пружинного гальма з клапанним електромагнітом МО – Б

Визначаємо крутний момент

$$M_k = 9750 \frac{N_{дв}}{n_{дв}} = 9750 \frac{3,5}{910} = 37,5 \text{ Нм}$$

Гальмівний момент

$$M_{\Gamma} = k_T \cdot M_k = 2,0 \cdot 37,5 = 75 \text{ Нм}$$

По таблиці вибираємо гальмо ТКТ - 200, у якого $D_{ш} \times B_{ш} = 200 \times 90 \text{ мм}$, гальмівний момент $M_{\Gamma} = 160 \text{ Нм}$, момент якоря електромагніту $M_{\text{я}} = 3,6 \text{ Нм}$, максимальний хід якоря $h_{\text{я}} = 2,5 \dots 3,8 \text{ мм}$; $\varepsilon = 0,5 \dots 0,8 \text{ мм}$, електромагніт МО–Б з $\beta = 5,5^\circ$ і $M_M = 40 \text{ Нм}$. Розміри важелів гальма: $a = 170 \text{ мм}$; $b = 340 \text{ мм}$; $c = 40 \text{ мм}$. $\alpha = 70^\circ$

Визначаємо силу нормального тиску

$$N = \frac{M_T}{D_{ш} \cdot f}$$

$$N = \frac{160}{0,2 \cdot 0,42} = 1900 \text{ Н}$$

Зусилля на штоку

$$P_{\text{ш}} = \frac{N \cdot a}{b \cdot \eta};$$

$$P_{\text{ш}} = \frac{1900 \cdot 0,17}{0,34 \cdot 0,95} = 1000H$$

Зусилля робочої пружини

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{ш}} + P_{\text{в}} + \frac{M_{\text{я}}}{c}$$

$$P_{\text{пр}} = 1000 + 40 + \frac{3,6}{0,04} = 1130H$$

Визначимо жорсткість робочої і допоміжних пружин при осадці

$$Ж_{\text{р}} = \frac{P_{\text{пр}}}{\Delta_{\text{р}}}; \quad Ж_{\text{д}} = \frac{P_{\text{д}}}{\Delta_{\text{д}}};$$

де $\Delta_{\text{р}} = \Delta_{\text{д}}$ осадка пружини;

$$\Delta_{\text{р}} = \Delta_{\text{д}} = \varepsilon \frac{b}{a}$$

$$\Delta_{\text{р}} = \Delta_{\text{в}} = 0,6 \frac{340}{170} = 1,2\text{мм};$$

$$Ж_{\text{р}} = \frac{1130}{1,2} = 942 \text{ Н/мм}; \quad Ж_{\text{д}} = \frac{40}{1,2} = 33,3 \text{ Н/мм};$$

Визначимо момент електромагніту при розгальмуванні

$$M_{\text{М}} = P_{\text{пр}} \cdot c - M_{\text{я}} - P_{\text{д}} \cdot c;$$

$$M_{\text{М}} = 1300 \cdot 0,04 - 3,6 - 40 \cdot 0,04 = 40\text{Нм}$$

Кут повороту якоря при $\varepsilon = 0,6\text{мм}$

$$\beta = 2K_3 \varepsilon \frac{b}{a \cdot c} \cdot \frac{180}{\pi};$$

де K_3 – коефіцієнт зносу і деформації обкладок і важільної системи рівний 1,5...2,0.

$$\beta = 2 \cdot 1,5 \cdot 0,6 \frac{340}{170 \cdot 40} \cdot \frac{180}{3,14} = 5,15^\circ$$

Проведемо перевірку колодок гальма і шківів на питомий тиск

$$q = \frac{360 \cdot M_{\text{Т}}}{\pi \cdot D_{\text{ш}}^2 \cdot B_{\text{ш}} \cdot f \cdot a} \leq [q] \text{ Н/м}^2$$

$$[q] \text{ Н/м}^2 = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

$$q = \frac{360 \cdot 160}{3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 0,09 \cdot 0,42 \cdot 70} = 1,73 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

Виконаємо перевірку гальма на працездатність

$$M_M \beta_{\text{рад}} k_1 \geq \frac{N \cdot \varepsilon}{\eta}$$

$$\frac{N \cdot \varepsilon}{\eta} = \frac{1900 \cdot 0,008}{0,9} = 1,7 \text{ Нм}$$

$$M_M \beta_{\text{рад}} k_1 = 40 \frac{5,5}{57,3} \cdot 0,8 = 3 \text{ Нм}$$

Відповідно вираз $M_M \beta_{\text{рад}} k_1 > \frac{N \cdot \varepsilon}{\eta}$, що відповідає умові працездатності гальма.

Розрахунок двоколдового гальма з довгоходовим електромагнітом

Проведемо розрахунок двоколдового гальма з довгоходовим електромагнітом механізму підйому вантажу, якщо вибраний електродвигун має потужність $N_{\text{дв}}=30\text{КВт}$; $n_{\text{дв}}=574\text{ об/хв}$; $\text{ТВ}=25\%$; $\alpha=60^\circ$; стрічка гальмівна вальцьована, коефіцієнт тертя $f=0,42$

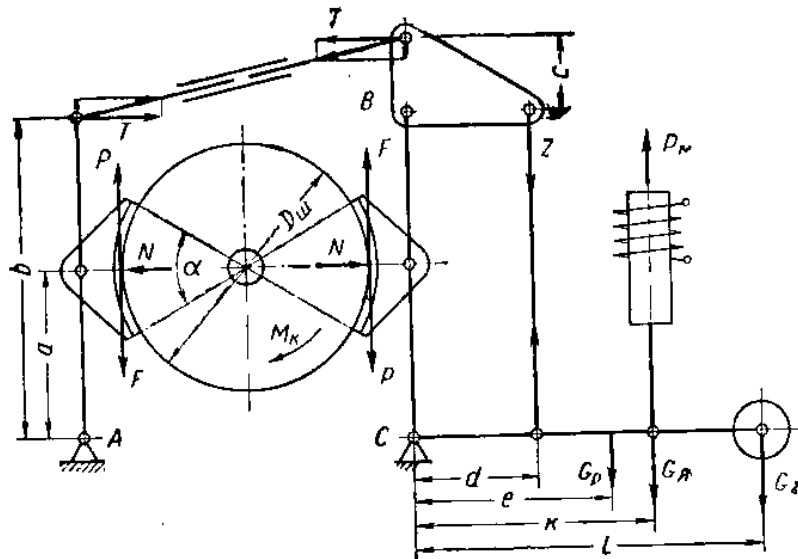


Рис. 13.6. Двоколдове гальмо з довгоходовим електромагнітом

Визначаємо крутний момент

$$M_k = 9750 \frac{N_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} = 9750 \frac{30}{574} = 510 \text{ Нм}$$

Гальмівний момент при $\text{ПВ}=25\%$ і $k_T=1,75$

$$M_T = k_T \cdot M_k = 1,75 \cdot 510 = 893 \text{ Нм}$$

По таблиці вибираємо гальмо №8, у якого $D_{\text{ш}} \times B_{\text{ш}} = 500 \times 120 \text{ мм}$, гальмівний момент 950 Нм, маса вантажу 12 кг, маса гальма з електромагнітом 182 кг.

З таблиці 13.1 вибираємо характеристику електромагніту КТМ -104: тягове зусилля якоря магніту $P_m = 700 \text{ Н}$, маса якоря $G_j = 20 \text{ кг}$, максимальний хід якоря $h_j = 50 \text{ мм}$.

Розміри важелів гальма: $a = 210 \text{ мм}$; $b = 420 \text{ мм}$; $c = 85 \text{ мм}$; $d = 145 \text{ мм}$;

$K = d + P_1 = 295 \text{ мм}$;

$$\ell = d + P_1 + s = 435 \text{ мм},$$

$e = 0,5 \ell = 220 \text{ мм}$.

Перевірка маси гальма вантажу при значеннях величин:
 $f = 0,42$; $\eta = 0,95$; $G_p = 8 \text{ кг}$.

$$G_b = \frac{1}{\ell} \left(\frac{M_T \cdot a \cdot c}{D_{\text{ш}} \cdot f \cdot b \cdot \eta \cdot 10} - G_j \cdot K - G_p \cdot e \right) \\ = \frac{1}{0,435} \left(\frac{950 \cdot 0,21 \cdot 0,085}{0,5 \cdot 0,42 \cdot 0,42 \cdot 0,95 \cdot 10} - 20 \cdot 0,295 - 8 \cdot 0,22 \right) = 29 \text{ кг}$$

Отримали $G_b > (G_b)_{\text{таб}}$, тому необхідно збільшити масу вантажу до 29 кг, або переставити його на більшу відстань. Приймаємо масу вантажу $G_b = 29 \text{ кг}$.

Проводимо перевірку електромагніту на тягове зусилля і хід якоря

$$P_m = \frac{10}{K} (G_b \cdot \ell + G_j \cdot K + G_p \cdot e) = \frac{10}{0,295} (29 \cdot 0,435 + 20 \cdot 0,295 + 8 \cdot 0,22) = 690 \text{ Н}$$

$$P_m < (P_m)_{\text{таб}}$$

$$h_j = 2,2 \cdot \varepsilon \left\{ \frac{b \cdot K}{a \cdot c k_1} \right\} = 2,2 \cdot 2 \left\{ \frac{420 \cdot 295}{210 \cdot 85 \cdot 0,8} \right\} = 46,5 \text{ мм}$$

$$h_j < (h_j)_{\text{таб}}$$

Вибраний електромагніт задовольняє умовам роботи.

Перевіряємо колодки і шків на питомий тиск:

$$q = \frac{360 M_T}{\pi \cdot D_{\text{ш}}^2 \cdot B_{\text{ш}} \cdot f \cdot a} = \frac{360 \cdot 950}{3,14 \cdot 0,5^2 \cdot 0,12 \cdot 0,42 \cdot 60} = 1,44 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$$

$$q < [q]$$

$$[q] = 3,0 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$$

Приклад 2. Розрахунок пружинного гальма з довгоходовим електромагнітом для механізму підйому.

Якщо $N_{\text{дв}} = 45 \text{ кВт}$; $n_{\text{дв}} = 577 \text{ об/хв}$; $TB = 40\%$; $k_T = 2$; $f = 0,35$ (для стрічки гальмівної азбестової), $\alpha = 90^\circ$.

Визначаємо крутний момент

$$M_k = 9750 \frac{N_{дв}}{n_{дв}} = 9750 \frac{45}{577} = 760 \text{ Нм}$$

Гальмівний момент

$$M_T = k_T \cdot M_k = 2,0 \cdot 760 = 1520 \text{ Нм}$$

По таблиці вибираємо гальмо №8, у якого $D_{ш} \times B_{ш} = 500 \times 200 \text{ мм}$, гальмівний момент 2000 Нм , максимальний хід якоря $h_{я} = 50 \text{ мм}$.

Розміри важелів гальма: $a = 320 \text{ мм}$; $b = 720 \text{ мм}$; $c = 80 \text{ мм}$; $d_1 = 230 \text{ мм}$.

Приймаємо $d_1 = 200 \text{ мм}$; $k = 500 \text{ мм}$; $e = 0,5K = 250 \text{ мм}$.

Визначаємо силу нормального тиску

$$N = \frac{M_T}{D_{ш} \cdot f}$$

$$N = \frac{2000}{0,5 \cdot 0,35} = 11400 \text{ Н}$$

Зусилля пружини

$$P_{пр} = \frac{N \cdot a}{b}$$

$$P_{пр} = \frac{11400 \cdot 0,32}{0,72} = 4800 \text{ Н}$$

Зусилля на вертикальній тязі

$$Z = \frac{P_{пр} \cdot c}{d_1}$$

$$Z = \frac{4800 \cdot 0,08}{0,23} = 1760 \text{ Н}$$

Визначимо тягове зусилля електромагніту з прийнятими масами якоря і важеля: $G_{я} = 30 \text{ кг}$; $G_{в} = 10 \text{ кг}$

$$P_M = \frac{1}{K} [Z \cdot d + (G_{в} \cdot e + G_{я} \cdot K) \cdot 10];$$

$$P_M = \frac{1}{0,5} [1760 \cdot 0,2 + (10 \cdot 0,25 + 30 \cdot 0,5) \cdot 10] = 1050 \text{ Н}$$

Визначимо хід якоря електромагніту

$$h_{я} = 2,2 \cdot \varepsilon \frac{b \cdot K}{a \cdot c K_1}$$

$$h_{я} = 2,2 \cdot 1,5 \frac{720 \cdot 500}{320 \cdot 80 \cdot 0,85} = 55 \text{ мм}$$

По таблиці додатку вибираємо електромагніт КТМ – 6 у якого:

$$N = \frac{160}{0,2 \cdot 0,42} = 1900H$$

Зусилля на штоку

$$P_{ш} = \frac{N \cdot a}{b \cdot \eta};$$

$$P_{ш} = \frac{1900 \cdot 0,17}{0,34 \cdot 0,95} = 1000H$$

Зусилля робочої пружини

$$P_{пр} = P_{ш} + P_{в} + \frac{M_{я}}{c}$$

$$P_{пр} = 1000 + 40 + \frac{3,6}{0,04} = 1130H$$

Визначимо жорсткість робочої і допоміжних пружин при осадці

$$Ж_p = \frac{P_{пр}}{\Delta_p}; \quad Ж_d = \frac{P_d}{\Delta_d};$$

де $\Delta_p = \Delta_d$ осадка пружини;

$$\Delta_p = \Delta_d = \varepsilon \frac{b}{a}$$

$$\Delta_p = \Delta_v = 0,6 \frac{340}{170} = 1,2\text{мм};$$

$$Ж_p = \frac{1130}{1,2} = 942 \text{ Н/мм}; \quad Ж_d = \frac{40}{1,2} = 33,3 \text{ Н/мм};$$

Визначимо момент електромагніту при розгальмуванні

$$M_M = P_{пр} \cdot c - M_{я} - P_d \cdot c;$$

$$M_M = 1300 \cdot 0,04 - 3,6 - 40 \cdot 0,04 = 40\text{Нм}$$

Кут повороту якоря при $\varepsilon = 0,6\text{мм}$

$$\beta = 2K_3 \varepsilon \frac{b}{a \cdot c} \cdot \frac{180}{\pi};$$

де K_3 – коефіцієнт зносу і деформації обкладок і важільної системи рівний 1,5...2,0.

$$\beta = 2 \cdot 1,5 \cdot 0,6 \frac{340}{170 \cdot 40} \cdot \frac{180}{3,14} = 5,15^\circ$$

Проведемо перевірку колодок гальма і шківа на питомий тиск

$$q = \frac{360 \cdot M_T}{\pi \cdot D_{ш}^2 \cdot B_{ш} \cdot f \cdot a} \leq [q] \text{ Н/м}^2$$

$$[q] \text{ Н/м}^2 = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

$$q = \frac{360 \cdot 160}{3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 0,09 \cdot 0,42 \cdot 70} = 1,73 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

Виконаємо перевірку гальма на працездатність

$$M_M \beta_{\text{рад}} k_1 \geq \frac{N \cdot \varepsilon}{\eta}$$

$$\frac{N \cdot \varepsilon}{\eta} = \frac{1900 \cdot 0,008}{0,9} = 1,7 H_M$$

$$M_M \beta_{\text{рад}} k_1 = 40 \frac{5,5}{57,3} \cdot 0,8 = 3 H_M$$

Відповідно вираз $M_M \beta_{\text{рад}} k_1 > \frac{N \cdot \varepsilon}{\eta}$, що відповідає умові працездатності.