



Національний університет  
водного господарства  
та природокористування

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВОДНОГО ГОСПОДАРСТВА  
ТА ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ**

**НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІЧНИЙ ІНСТИТУТ**

**КАФЕДРА ТЕОРЕТИЧНОЇ МЕХАНІКИ, ІНЖЕНЕРНОЇ  
ГРАФІКИ ТА МАШИНОЗНАВСТВА**



**02-05-45**

### **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до практичних занять з дисципліни «Деталі машин і  
підйомно-транспортне обладнання» (розділ: «Підйомно-  
транспортне обладнання») з теми «Розрахунок механізму  
пересування крана» для студентів за спеціальністю 274  
«Автомобільний транспорт»

Рекомендовано  
методичною комісією за  
спеціальністю 274  
«Автомобільний транспорт»  
Протокол № 7  
від 17 лютого 2016 р.

**РІВНЕ 2016**



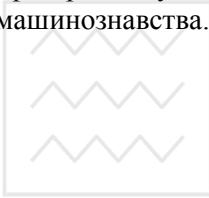
Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни «Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання» (розділ: «Підйомно-транспортне обладнання») з теми «Розрахунок механізму пересування візка або крана» для студентів за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» / **В.М. Стрілець, О.Р. Стрілець.** – Рівне : НУВГП, 2016. – 17 с.

Упорядники:

**В.М. Стрілець**, кандидат технічних наук, професор;

**О.Р. Стрілець**, кандидат технічних наук, доцент.

Відповідальний за випуск **М.М.Козяр**, доктор педагогічних наук, професор, завідувач кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства.



### ***З М І С Т***

Вступ.....	3
Послідовність розрахунку механізму пересування самохідного візка або крана.....	3
Послідовність розрахунку механізму пересування візка крана канатною тягою.....	12
Література.....	15
Додатки.....	16

© Стрілець В.М., Стрілець О.Р., 2016

© Національний університет водного господарства  
та природокористування, 2016



## ВСТУП

Одним з головних завдань науково-технічного прогресу є розвиток механізації та автоматизації виробництва, як основи підвищення його продуктивності праці. В реалізації цих завдань особливе місце займає підйомно-транспортне обладнання. Для студентів за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» згідно з навчальним планом, основи знань - проектування та експлуатації, закладаються під час вивчення дисципліни «Деталі машин та підйомно-транспортне обладнання».

Відповідно до навчального плану даної спеціальності, підготовка бакалаврів з якої проводиться у Національному університеті водного господарства та природокористування, написані методичні вказівки до практичних занять з дисципліни «Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання» (розділ: «Підйомно-транспортне обладнання») з теми «Розрахунок механізму пересування візка або крана» для студентів за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт». Розділ «Підйомно-транспортне обладнання» студенти вивчають на лекціях і практичних заняттях.

У методичних вказівках приведена послідовність розрахунку механізму пересування самохідного візка або крана та механізму пересування візка крана канатною тягою.

В кінці методичних вказівок наведено літературу, яка допоможе студентам розширити знання навчального матеріалу поза обсягом лекційного матеріалу та додатки у яких наведені деякі довідкові дані.

Дані методичні вказівки повністю відповідають робочій програмі дисципліни «Деталі машин та підйомно-транспортне обладнання» (розділ: підйомно-транспортне обладнання (ПТО)) для підготовки за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт».

### **1. Послідовність розрахунку механізму пересування самохідного візка або крана**

1.1. Складається розрахункова схема для визначення найбільшого навантаження на ходове колесо

При складанні розрахункової схеми розрізняються конструкції візків для електроталей, візків мостових і козлових кранів і самих кранів, поворотних кранів, наприклад, велосипедних і баштових та інших. Деякі з них показані на рис 1.1. Розрахунок виконується на вихідних даних, прийнятих для механізмів піднімання вантажів.

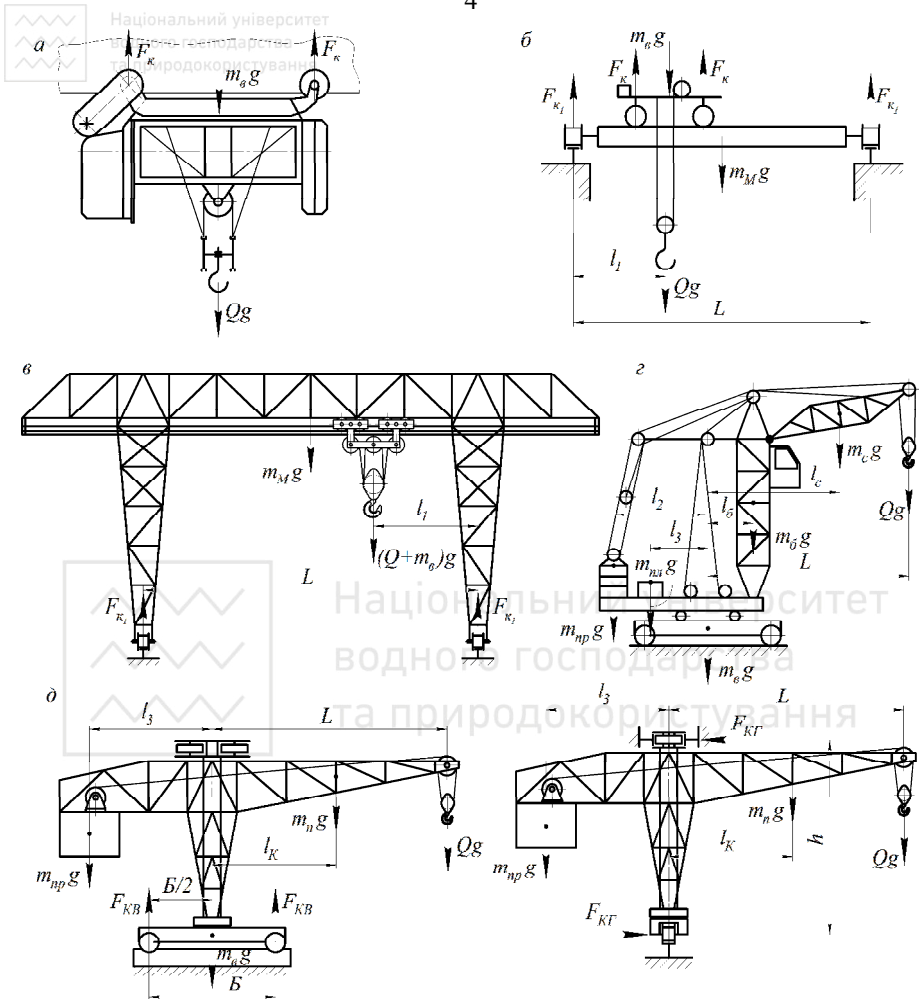


Рис. 1.1. Розрахункові схеми кранів: а – електроталь; б – мостовий кран; в – козловий кран; г – баштовий кран; д – велосипедний кран.

## 1.2. Визначається маса візка або крана

Власна маса візка або крана залежить від конструкції візка або крана та визначається:

- для електроталей  $m_e = (0,15 \dots 0,20)Q$ ;
- для візка мостового або козлового крана  $m_e = (0,35 \dots 0,40)Q$ ;
- для візка консольного поворотного (велосипедного) крана  $m_k = (0,50 \dots 0,70)Q$ ;



- для мостового одно балкового крана  $m_k = (0,9...1,2)Q$ ;
- для мостового двох балкового крана  $m_k = (1,6...2,8)Q$ ;
- для козлового крана  $m_k = (2,1...3,0)Q$ ;
- для баштового крана  $m_k = (4,5...6,5)Q$ .

Тут  $Q$  – номінальна маса вантажу, кг.

### 1.3. Визначається найбільше навантаження на ходове колесо

Для візка талі, або візка мостового чи козлового крана

$$F_k = \frac{(Q + m_g)g}{z_k k}, \quad (1)$$

де  $g$  – прискорення гравітаційної сили;  $z_k$  – число ходових коліс;  $k = 0,7...0,8$  – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження на ходові колеса;  $m_g$  і  $Q$  – див. розд. 1.2.

$$F_k = \frac{g}{2} \left[ \frac{m_k}{2} + (Q + m_g) \frac{L - l}{L} \right], \quad (2)$$

де  $L$  – проліт крана;  $l$  – відстань від візка з вантажем до максимально навантажених коліс крана. Інші параметри, що входять у формулу (2) розшифровані раніше.

Для консольного поворотного (велосипедного) крана найбільше навантаження на ходове колесо визначається в положенні, коли стріла розміщена вздовж рейкового шляху.

$$F_{KB} = g \frac{Q(L + 0,5B) + m_k(l_k + 0,5B) - m_{np}(l_3 - 0,5B)}{B}, \quad (3)$$

де  $L$  – виліт крана;  $B$  – база крана;  $l_k$  – відстань від центра маси поворотної частини до осі повороту крана;  $m_{np}$  – маса противаги;  $l_3$  – відстань від центра маси противаги до осі повороту крана. Інші параметри, що входять у формулу (3) розшифровані раніше.

Крім того, для такого крана визначаються горизонтальні навантаження на опорні катки в положенні, коли стріла перпендикулярна рейковому шляху.

$$F_{K\Gamma} = g \frac{QL + m_k l_k - m_{np} l_3}{h z_{ок}}, \quad (4)$$

де  $h$  – відстань між горизонтальними опорними катками;  $z_{ок}$  – число опорних катків. Інші параметри, що входять у формулу (4) розшифровані раніше.

Для баштового крана найбільше навантаження на опорні колеса

визначається в положенні коли стріла з вантажем розміщена над опорним колесом. Тоді

$$F_{\kappa} = \frac{(Q + m_{\kappa})g}{2} + \frac{0,71M}{K}, \quad (5)$$

де  $K$  – колія крана, прийнята  $K = B$ ;  $M$  – момент мас поворотної частини крана відносно точки, що знаходиться на осі обертання. Інші параметри, що входять у формулу (5) розшифровані раніше.

$$M = (Ql + m_c l_c + m_b l_b - m_{пл} l_{пл})g, \quad (6)$$

де  $m_c$ ,  $m_b$  і  $m_{пл}$  – маси, відповідно стріли, башти і платформи;  $l_c$ ,  $l_b$  і  $l_3$  – відстані, відповідно від мас  $m_c$ ,  $m_b$  і  $m_3$  до осі повороту крана. Інші параметри, що входять у формулу (6) розшифровані раніше.

#### 1.4. Вибираються і розраховуються ходові колеса та котки

##### 1.4.1. Вибір типу ходових коліс і котків

Ходові колеса кранів виготовляють з циліндричним, конічним і опуклим ободами, з двома та однією ребордами або безребордні, показані на рис. 1.2, а їх основні розміри наведені в табл. д1.

Ходові колеса і котки виготовляють з сталей 45, 55Л, 65Г та інших.

Розміри ходових коліс діаметр ( $D_{\kappa}$ ) і ширина ( $B$ ) ходової частини вибираються в залежності від навантаження  $F_{\kappa}$ , режиму роботи (ТВ%) і швидкості пересування крана  $v_{\kappa}$  (візка  $v_b$ ) із табл. д1.

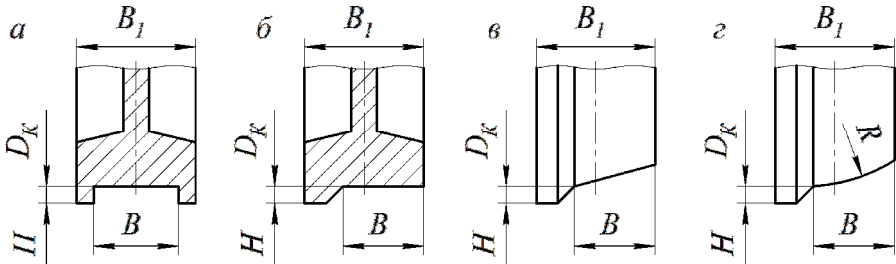


Рис. 1.2. Конструкції та розміри ходових коліс

##### 1.4.2. Перевірочний розрахунок робочих поверхонь ходових коліс.

Робочі поверхні ходових коліс перевіряються на контактні напруження  $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ . При лінійному контакті колеса з плоскою опорною поверхнею катання умова міцності має вид

$$\sigma_H = 108K_f \sqrt{\frac{F_{\kappa} K_H K_{\delta}}{B D_{\kappa}}} \leq [\sigma_H], \quad (7)$$

де  $K_f$  – коефіцієнт, який враховує вплив тертя на роботу ходових коліс: при ТВ 15% –  $K_f = 1,0$ ; при ТВ 25% –  $K_f = 1,04 \dots 1,06$ ; при ТВ 40% –  $K_f = 1,07 \dots 1,10$ ;  $K_f = 2,0$  – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілення навантаження на ширині рейки;  $K_\delta$  – коефіцієнт динамічності: при  $v \leq 1,0$  м/с –  $K_\delta = 1,0$ ; при  $v = 1,0 \dots 1,5$  м/с –  $K_\delta = 1,1$ ; при  $v = 1,5 \dots 3,0$  м/с –  $K_\delta = 1,2$ ; при  $v > 3,0$  м/с –  $K_\delta = 1,3$ , де  $v$  – швидкість пересування візка або крана. Інші параметри, що входять у формулу (7) розшифровані або розглянуті раніше.

При точковому контакті колеса з рейкою умова міцності має вид

$$\sigma_H = 3950 K_R K_f \sqrt{\frac{F_k K_H K_\delta}{R_{\max}}} \leq [\sigma_H], \quad (8)$$

де  $K_R$  – коефіцієнт, який враховує відношення  $R/R_1 \leq 1,0$ , вибирається із табл. д3;  $R_1$  – більший з радіусів колеса або головки рейки чи заокруглення обода колеса.  $K_H = 1,1$  – при опуклій головці рейки або обода колеса;  $R_{\max}$  – приймають більший із радіусів. Інші параметри, що входять у формулу (8) розшифровані або розглянуті раніше.

Допустимі контактні напруження  $[\sigma_H]$  визначаються

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H0}] \sqrt[9]{\frac{N_0}{N}}, \quad (9)$$

де  $[\sigma_{H0}]$  – допустимі контактні напруження при  $N_0 \leq 10^4$ ;  $N_0$  – базове число циклів навантаження контакту колеса з рейкою;  $N$  – дійсне число циклів навантаження контакту колеса з рейкою (число обертів колеса за час роботи).

$$N = \Theta N_C, \quad (10)$$

де  $\Theta$  – коефіцієнт приведення, вибирається в залежності від  $F_k / F_{\text{табл}}$  з табл. д4;  $N_C$  – повне число циклів (число обертів колеса за час роботи).

$$N_C = 3600 \frac{T_M v \beta}{\pi D_k}, \quad (11)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт, який залежить від відношення часу невстановленого руху до повного часу пересування. Середнє значення  $\beta = 0,7$ , [3];  $T_M$  – машинний час роботи колеса, вибирається з табл. д5.

Допустимі контактні напруження  $[\sigma_H]$  для лінійного контакту можна вибрати з табл. дб.

#### 1.4.3. Розрахунки валів і осей ходових коліс

Виконуються по відомій з деталей машин методиці.

#### 1.4.4. Вибір і перевірочний розрахунок підшипників кочення ходових коліс

Виконується по відомих з деталей машин методиках.

**Примітка:** Розділи 1.4.3 і 1.4.4 можна виконувати у такому порядку. Діаметр цапфи вала (осі) під підшипником приймається  $d_u = 0,2 D_k$  і складається його ескіз. Далі по діаметру вала (осі) приймається № підшипника (сферичні кулькові або роликові, радіально-упорні роликові) і вибирають його дані. Затим виконується перевірочний розрахунок.

#### 1.5. Визначення сили опору пересування візка або крана

У загальному випадку сила опору пересуванню візка (крана) складається з сили опору тертя у ходових частинах, від перекосу та нахилу шляху, від вітрових навантажень.

У даному випадку силу опору пересування візка (крана) визначають лише від тертя в ходових частинах коліс, нехтуючи іншими. Для мостових, козлових, баштових кранів і вантажних візків сила опору  $F_{on}$  визначається

$$F_{on} = F_k z_k \frac{f d_u + 2K_k}{D_k} K_p, \quad (12)$$

де  $z_k$  – число ходових коліс візка або крана;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання у підшипниках;  $K_k$  – коефіцієнт тертя кочення у підшипниках;  $K_p$  – коефіцієнт який враховує тертя реборд. Коефіцієнти  $f$  і  $K_p$  приймаються з [2, 3], а  $K_k$  – з табл. д7. Інші величини у (12) пояснені раніше.

Для консольного поворотного (велосипедного) і неповоротного кранів сила опору визначається

$$F_{on} = F_{kz} z_k \frac{f d_u + 2K_k}{D_k} + F_{kz} z_p \frac{f_1 d_{u1} + 2K_{k1}}{D_p}, \quad (13)$$

де  $z_k$  – число опорних роликів (котків) крана;  $f_1$  – коефіцієнт тертя ковзання у підшипниках роликів;  $K_{k1}$  – коефіцієнт тертя кочення у підшипниках роликів;  $d_{u1}$  і  $D_p$   $d_{u1} i D_p$  – діаметри, відповідно цапф під підшипники і опорних роликів. Інші величини у (13) пояснені раніше.

1.6. Визначення необхідної потужності електродвигуна при усталеному русі візка або крана

$$N_u = \frac{F_{on} v}{10^3 \eta}, \quad (14)$$



де  $v$  – швидкість пересування: для візка  $v = v_в$ ; для крана  $v = v_к$ ;  
 $\eta = 0,8 \dots 0,9$  – загальний коефіцієнт корисної дії привода.

### 1.7. Вибір основних параметрів і розмірів електродвигуна

Орієнтуючись на значення необхідної потужності вибирають електродвигун з довідкової літератури і виписують його характеристики: паспортну потужність  $N_n$ ; паспортну частоту обертання вала  $n_n$ ; максимальний момент  $M_{\max}$ ; динамічний момент інерції ротора  $J_p$  та його основні розміри.

### 1.8. Вибір кінематичної схеми приводу візка або крана

Кінематична схема приводу візка або крана залежить від конструкції останніх. Ряд таких схем показані на рис. 1.3.

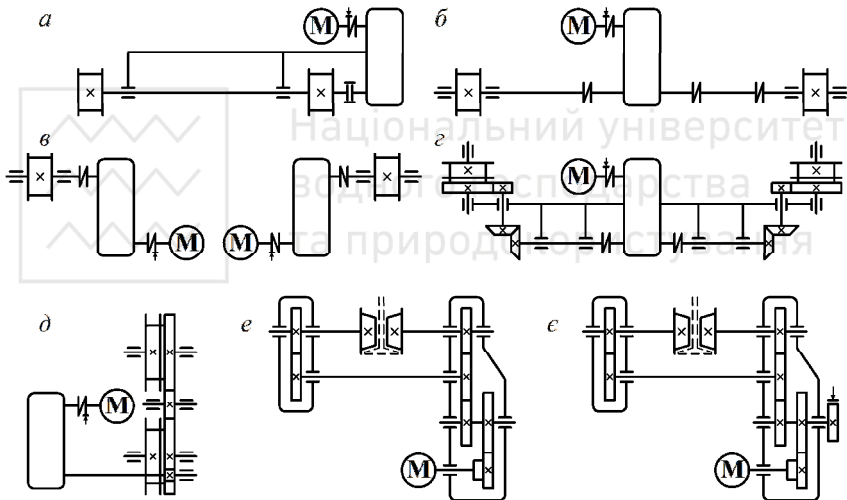


Рис. 1.3. Кінематичні схеми приводів: *a* – візка крана; *б*, *в* – моста крана; *г* – неповоротного та велосипедного крана; *д* – козлового та баштового крана; *е* – талі електричної; *є* – підвісної кран-балки

### 1.9. Визначення загального передаточного числа привода

$$u = \frac{n_n}{n_{xk}}, \quad (15)$$

де  $n_n$  – паспортна частота обертання вала двигуна;  $n_{xk}$  – частота обертання ходових коліс візка або крана.

$$n_{xk} = \frac{v}{\pi D_k}. \quad (16)$$

### 1.10. Вибір серійного редуктора

Вибір серійного редуктора здійснюється з довідкової літератури за такими даними:  $u$ ,  $TВ\%$  і  $n_n$  виходячи з того, що потужність на першому валу редуктора рівна або більша необхідної потужності привода ( $N_1 \geq N_n$ ).

**Примітка:** У випадку, коли передаточне число дуже відрізняється від стандартного редуктора, додатково ставлять відкриту зубчасту передачу на тихохідній ступені привода.

#### 1.11. Перевірка приводних коліс на зчеплення з рейками при пуску

Необхідний запас зчеплення приводних коліс з рейками характеризується коефіцієнтом запасу зчеплення

$$\beta_{зч} = \frac{M_{зч}}{M_{np}} \geq 1,2 \dots 1,4, \quad (17)$$

де  $M_{зч}$  – момент сил зчеплення ходових коліс з рейками;  $M_{np}$  – момент на приводних колесах при пуску:

$$M_{зч} = f_0 F_k D_k. \quad (18)$$

$$M_{np} = M_{\max} u \eta. \quad (19)$$

#### 1.12. Вибір муфт і їх перевірочні розрахунки

Для з'єднання валів двигуна і редуктора використовують пружну втулково-пальцеву або зубчасту муфти з гальмівним шківом, а для з'єднання вихідного вала редуктора з валом ходових коліс зубчасту муфту. Перевірка їх виконується по відомих з деталей машин методах.

#### 1.13. Визначення величини розрахункового гальмівного моменту та вибір гальма

Величина розрахункового гальмівного моменту рівна

$$M_G = -\frac{F_{on} D_k}{2u\eta} + \frac{(Q + m_1) D_k^2 n_n \eta}{38,2u^2 t_2} + (1,1 \dots 1,2) \frac{J_p + J_m}{9,55t_2}, \quad (20)$$

де  $J_m$  – динамічний момент інерції муфти;  $t_2$  – час гальмування, приймається  $t_2 = (2 \dots 4)c$ ;  $m_1$  – маса візка  $m_b$  або крана  $m_k$ . Інші величини виразу (20) розшифровані раніше.

Згідно величини гальмівного моменту вибирається гальмо та його основні розміри.

### 1.14. Вибір та розрахунок буферних пристроїв

Для обмеження ходу візків або кранів використовуються упори, що встановлюються на кінцях шляху. Візки або крани забезпечуються буферами – пристроями, що пом'якшують удари при наїзді їх на упори. Буферні пристрої по виду пружного елемента діляться на дерев'яні, гумові, пружинні, пружинно-фрикційні та гідравлічні.

Швидкість візка або крана, в момент наїзду на упори, може бути значно знижена роботою гальма при вимкненому електродвигуні кінцевим вимикачем, який встановлюється таким чином, щоб вимикання струму проходило на відстані до упору, рівним, не менше половини шляху гальмування. Гальмівний шлях в  $m$  наближено визначається з виразів: при половині приводних коліс –  $l_z = v^2 / 4200$ ; при всіх приводних колесах –  $l_z = v^2 / 8400$ .

Досить широке застосування в кранах отримали пружинні буфери, котрі прості за конструкцією та надійні в роботі, показані на рис. 1.4.

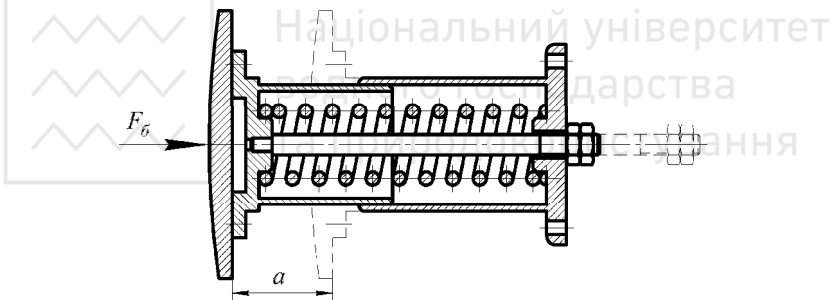


Рис 1.4. Схема пружинного буфера

При розрахунку пружинного буфера допускають, що кінетична енергія візка або крана переходить у потенціальну енергію деформації пружини, звідки розрахункова сила пружини буде

$$F_{\text{б}} = \frac{mv_y^2}{z_{\text{б}}a}, \quad (21)$$

де  $m$  – маса візка або крана з вантажем;  $v_y$  – швидкість на початку удару,  $v_y = (0,4 \dots 0,5)v$ , де  $v$  – див. розділ 1.6;  $z_{\text{б}}$  – число паралельно працюючих буферів;  $a$  – шлях після удару або деформація пружини, яку рекомендується приймати  $a = 50 \dots 75 \text{ мм}$ .

Циліндрична пружина розраховується за відомими методиками наведеними в деталях машин або, наприклад в [3].

## 2. Послідовність розрахунку механізму пересування візка крана канатною тягою

2.1. Складається розрахункова схема механізму пересування візка крана канатною тягою

Механізм пересування візка крана канатною тягою (рис. 2.1) використовується для пересування візків стрілових кранів

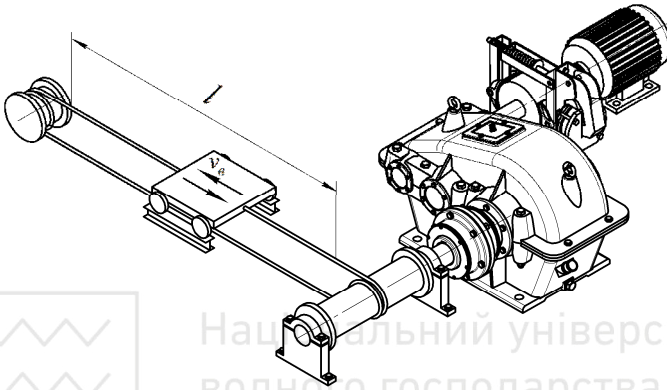


Рис. 2.1. Механізм пересування візка крана канатною тягою

Ці механізми (рис. 2.2), у яких на візках розміщені блоки підйомного механізму (рис. 2.2, а), або підвішена електрична таль (рис. 2.2, б), характеризуються невеликою масою і розмірами візка.

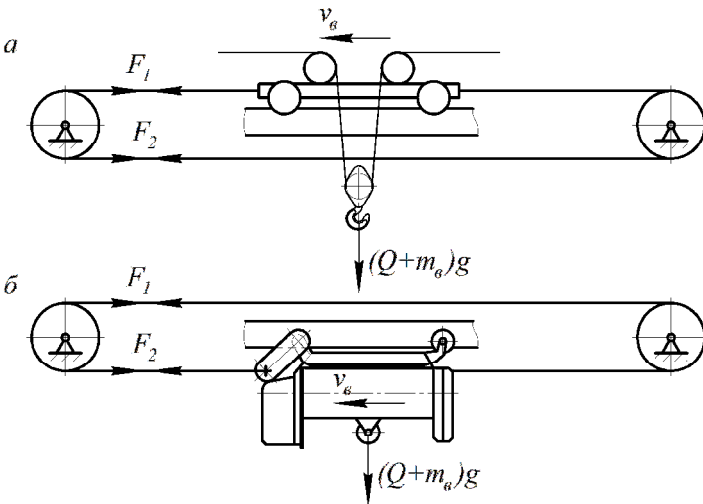


Рис. 2.2. Схеми механізмів пересування візка крана канатною тягою

## 2.2. Визначається маса візка

Власна маса візка визначається наближено –  $m_g = (0,10...0,25)Q$ .

2.3. Визначається найбільше навантаження на ходові колеса (котки), див. розділ 1.3.

2.4. Вибираються та розраховуються ходові колеса (котки), див. розділ 1.4.

2.5. Визначається загальна сила опору пересування візка

$$F_n = F_{on} + F_u + \Delta F_{\delta}, \quad (22)$$

де  $F_{on}$  – сила опору пересування візка по рейковому шляху;  $F_u$  – сила опору від відцентрової сили;  $\Delta F_{\delta}$  – сила втрат в направляючих блоках візка (для схеми на рис. 2.2, а).

Сили, які входять у вираз (22) визначаються так:

$$F_{on} = (Q + m_g)g \frac{fd_u + 2K_k}{D_k} K_p; \quad (23)$$

$$F_u = 821 \cdot 10^{-5} (Q + m_g) L n_{кр}; \quad (24)$$

$$\Delta F_{\delta} = Qg \frac{1 - \eta_{\delta l}^2}{(1 + \eta_{\delta l})\eta_{\delta l}}. \quad (25)$$

У виразах (23)...(25) прийняті наступні позначення:  $f = 0,1...0,3$  – коефіцієнт тертя ковзання в підшипниках коліс (котків);  $L$  – найбільший виліт стріли;  $n_{кр}$  – частота обертання крана;  $\eta_{\delta l} = 0,95$  – коефіцієнт корисної дії блока на підшипниках ковзання. Інші параметри розшифровані раніше.

2.6. Визначається необхідна потужність двигуна, див. розділ 1.6.

2.7. Вибір основних параметрів і розмірів електродвигуна, див. розділ 1.7.

2.8. Вибір кінематичної схеми приводу, див. рис. 2.1. та рис. 2.3.

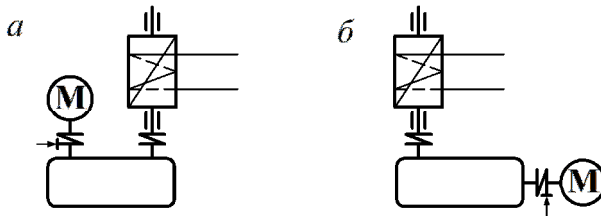


Рис. 2.3. Схеми приводів механізму пересування візка

## 2.9. Розраховується тяговий канат та розміри тягового фрикційного барабана.

2.9.1. Визначення найбільшої сили опору пересування візка при рушанні його з місця

$$F_{\max} = F_n + (Q + m_e) \frac{v_s}{60t_n}, \quad (26)$$

$t_n = (0,4 \dots 1,0)c$  – прийнятий час пуску. Інші параметри розшифровані раніше.

2.9.2. Визначення найбільшого натягу тягового каната

$$F_1 = F_{\max} \frac{\eta_{\text{бл}} e^{af}}{\eta_{\text{бл}} e^{af} - 1}, \quad (27)$$

$\eta_{\text{бл}} = 0,98$  – коефіцієнт корисної дії направляючого блока;  $\alpha = 7\pi$  – кут обхвату канатом барабана, що відповідає 3,5 виткам;  $f = 0,12 \dots 0,14$  – коефіцієнт тертя між канатом і барабаном;  $e = 2,72$  – основа натурального логарифма.

2.9.3. Визначення найбільшої розривної сили каната

$$F_p = K_3 F_1, \quad (28)$$

де  $K_3$  – найбільш допустимий запас міцності для тягових канатів, [4].

2.9.4. Вибір діаметра каната типу ЛК-Р та його параметрів, [4].

2.9.5. Визначення діаметра тягового барабана по дну канавок (рис. 2.4.)

$$D_{\text{б}} = d_k (h_1 - 1), \quad (29)$$

де  $h_1$  – коефіцієнт, який вибирається з довідкової літератури, наприклад, [4].

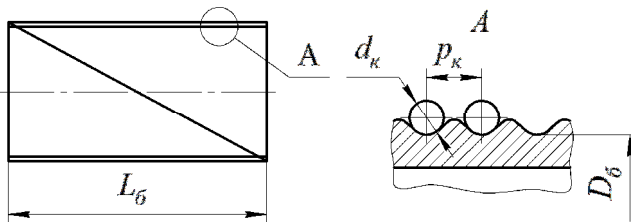


Рис. 2.4. Схема до визначення розмірів тягового барабана

### 2.9.6. Визначення найбільшої довжини барабана

$$L_{\bar{o}} = \left[ \frac{l}{\pi(D_{\bar{o}} + d_k)} + 7,5 \right] p_n, \quad (30)$$

де  $p_n = d_k + (1,0...3,0)_{мм}$  – крок нарізки барабана;  $l$ ,  $D_{\bar{o}}$  і  $d_k$  – відповідно, довжина пересування візка, діаметр барабана і діаметр каната.

### 2.9.7. Визначення частоти обертання барабана

$$n_{\bar{o}} = \frac{v_{\bar{o}}}{\pi(D_{\bar{o}} + d_k)}. \quad (31)$$

Параметри виразу (31) розшифровані раніше.

### 2.10. Визначається необхідне передаточне число привода

$$n_z = \frac{n_{\bar{o}}}{n_{\bar{o}}}. \quad (32)$$

### 2.11. Вибір серійного редуктора

У схемі (рис. 2.3, а) приймається редуктор типу РМ або Ц2, а у схемі (рис. 2.3, б) – типу КЦ або РЧ. Редуктори вибираються з довідкової літератури, наприклад, [3,4,5].

### 2.12. Вибір муфти, див. розділ 1.12.

2.13. Визначення величини гальмівного моменту і вибір гальма, див. розділ 1.13.

## Література

1. Стрілець В.М. Вантажопідйомне і транспортуюче обладнання. Конспект лекцій / В.М. Стрілець, О.Р. Стрілець. – Рівне : НУВГП, 2015. – 166 с.
2. Гончарук О.М. Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка / О.М. Гончарук, В.М. Стрілець. – Рівне: НУВГП, 2006. – 345 с.
3. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини / Ф.К. Іванченко. – К. : Вища шк., 1993. – 413 с.
4. Кузьмин А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А.В. Кузьмин, Ф.Л. Марон. – М. : Высш. шк., 1983. – 350 с.
5. Краузе Г.М. Редукторы. Спр. пособ. / Г.М. Краузе, Н.Д. Куталин, С.А. Сыцко. – М.-Л. : Машиностроение, 1972. – 144 с.
6. Стрілець В.М. Практикум з деталей машин / В.М. Стрілець, І.Т. Шинкаренко, І.О. Похильчук. – Рівне : НУВГП, 2008. – 196 с.



**Додатки**

Таблиця д1

**Навантаження на одно- і двохранбордні кранові колеса,  $\kappa H$**

Швидкість пересування		Діаметр доріжки кочення колеса $D_K$ , мм								
		160			200			250		
		Режим роботи								
$m/c$	$m/xв$	Л	С	В	Л	С	В	Л	С	В
0,33	20	26,2	15,1	10,6	41,7	22,8	16,0	69,0	57,2	49,0
0,67	40	22,5	12,4	8,5	33,9	18,6	12,9		57,2	40,7
1,05	63	19,4	10,8	7,6	29,2	16,2	11,3		51,0	35,5
1,33	80	18,2	10,0	7,0	27,4	15,1	10,5		47,6	33,2
1,67	100	17,0	9,4	6,5	28,8	14,1	9,8		45,7	31,0

Швидкість пересування		Діаметр доріжки кочення колеса $D_K$ , мм								
		320			400			500		
		Режим роботи								
$m/c$	$m/xв$	Л	С	В	Л	С	В	Л	С	В
0,33	20	121	100	64	214	184	125	314	290	224
0,67	40		83	58		156	108		262	184
1,05	63		73	51		135	94		231	161
1,33	80		67	47		125	88		216	150
1,67	100		113	63		44	118		82	202

Таблиця д2

**Омновні розміри одно- і двохранбордних кранових коліс, мм**

$D_K$ мм	Однорехбордні колеса				Двоханбордні		
	$R$	$B$	$B_1$	$H$	$B$	$B_1$	$H$
120	120	45	60	12	-	-	-
160	160	55	70	15	40	70	15
200	200	65	80		50	80	
					60	90	
250	250	70	90	20	60	100	20
					70	110	
320	320	80	120		60	100	
					70	110	
					80	120	
400	400	105	130		25	80	
				90		140	
				100		150	
				100		150	
500	500	125	150	110		160	
				130		180	





Таблиця д3

Значення коефіцієнта  $K_r$ 

$R/R_1$	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0,1
$K_r$	0,09	0,099	0,111	0,13	0,19	0,28

Таблиця д4

Значення коефіцієнта  $\theta$ 

$F_K / F_{Kmax}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$\theta$	0,16	0,19	0,24	0,30	0,38	0,49	0,63

Таблиця д5

Машинний час роботи колеса  $T_M$ 

ТВ%	15 (легкий)	25 (середній)	40 (важкий)
$T$ , років	12	8	5...4
$T_M$ , год	1600	3200	12500

Таблиця д6

Допустимі контактні напруження  $[\sigma_H]$  при лінійному контакті зубів

Матеріал колеса (котка)	$[\sigma_H]$ , МПа при ТВ%		
	15 (легкий)	25 (середній)	40 (важкий)
Сталь 40 та 45 (HB > 200)	500	450	-
Сталь 75, 65Г та 40ХН (HB > 300)	850	800	750
Сталь 55Л (HB ≥ 200)	450	400	350
Сталь 55Л (HB ≥ 300)	650	600	550

Таблиця д7

Значення коефіцієнта  $K_K$ , мм

Головка рейки	Діаметр ходового колеса $D_K$ , мм				
	200, 250, 320	400, 500, 560, 630	710	800, 900	1000
Плоска	0,3	0,5	0,6	0,7	0,7
Опукла	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2