

$$\tau_{\delta} = \frac{H}{v}, \quad (13)$$

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

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

д) середньоквадратичний момент, еквівалентний дійсному змінному навантаженню.

Його визначають за формулою:

$$T_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{T_i^2 \cdot \Sigma \tau_i + \Sigma T_c^2 \cdot \tau_{\delta}}{\Sigma \tau}}, \quad (14)$$

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

Середньоквадратичну потужність визначають за рівнянням:

$$P_{\text{ср}} = \frac{T_{\text{ср}} \cdot n}{9550}.$$

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

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

$$j = \frac{v_{\text{н}}}{\tau_i}, \quad (15)$$

де  $v_{\text{н}}$  – номінальна швидкість вантажу;  $\tau_{\text{н}}$  – час розгону номінального вантажу на підйом:

$$\tau_{\text{н}} = \frac{1}{T_i - T_{\text{н}}} \left( \delta \frac{G \cdot D_1^2 \cdot n_1}{375} + \frac{Q \cdot D_{\text{а}}^2 \cdot n_1}{375 \cdot i_0^2 \cdot m^2 \cdot \eta_0} \right). \quad (16)$$

*Література:*

1. Підйомно-транспортні машини. Навчально-методичний посібник. Навчально-методичний комплекс / І. М. Бендера, О. Я. Стрельчук, В. В. Підлісний, Г. О. Іванов. – Кам'янець-Подільський, ФОП Сисин О.В., Абетка, 2014. – 368 с.

**УДК 629**

## **РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ КРАНА**

Толгаренко М.О., Фролова Н.В., здобувачі вищої освіти гр. М4/3

Миколаївський національний аграрний університет

Наукові керівники к.т.н., доц. Іванов Г.О., к.е.н., доц. Полянський П.М.

### Анотація

Наведено методика розрахунків механізмів підйому вантажу з електроприводом.. Приведена необхідні формули.

### Annotation

The method of calculation of lifting mechanisms with electric drive is given. The necessary formulas are given.

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

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

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

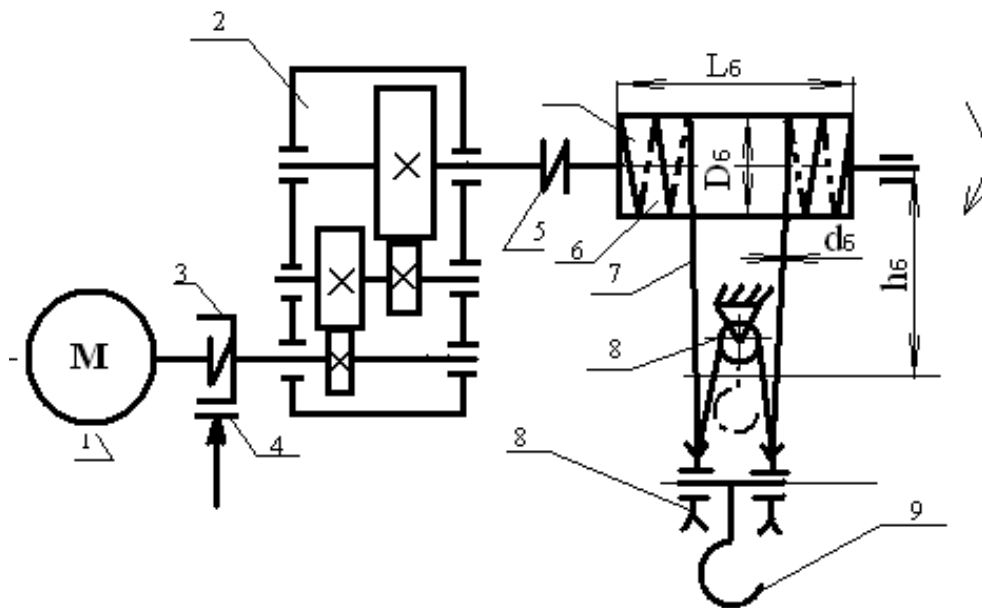


Рис. 1. Кінематична схема механізму підйому вантажу:

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

При проектувальному розрахунку механізму підйому звичайно задано: вантажопідійомність механізму  $Q$  (Н) або маса вантажу  $m_v$  (кг); швидкість підйому вантажу  $v_{ван}$  (м/с); висота підйому вантажу  $h_{ван}$  (м); режим роботи механізму.

На першому етапі проектування обирають кратність поліспасти  $z_{п}$ , його конструкцію (здвоєний або одинарний  $z_{п} = 2$  або  $z_{п} = 1$ ) і визначають коефіцієнт корисної дії поліспасти  $\eta_{п}$ :

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

де  $\eta_a$  – ККД одиночного блоку;  $i$  – число рухомих і не рухомих блоків поліспасти.

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

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

$$S_a = \frac{A \cdot Q}{U_n \cdot \eta_i \cdot Z_n}, \quad (2)$$

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

Величину коефіцієнта можна приймати для: крюкової підвіски  $A=1,05\dots1,1$ ; рейферних захоплень  $A=1,1\dots1,5$ ; кліщових і ексцентрикових захоплень  $A=1,1\dots1,2$ .

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

$$[S_p] = K \cdot S_a. \quad (3)$$

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

$$[S_p] = K \cdot S_a \leq S_T. \quad (4)$$

Тут  $S_T$  – табличне значення розривного зусилля в канаті.

Фактичний коефіцієнт запасу міцності  $K_\phi$  може бути розрахований як:

$$\hat{E}_O = S_O / S_a. \quad (5)$$

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

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

$$D_a = e \cdot d_e, \quad (6)$$

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

б) конструктивний діаметр барабана

$$D_{\hat{e}a} = D_a - d_e. \quad (7)$$

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

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

$$l = (Z_1 + Z_2 + Z_3) \cdot t, \quad (8)$$

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

Кількість робочих витків вираховується за формулою:

$$Z_1 = \frac{h_{AD} \cdot U_n}{\pi \cdot (D + d_k)}, \quad (9)$$

а кількість запасних витків і витків для кріплення каната приймається у межах  $Z_2 = Z_3 = 1,5\dots2$ .

Крок намотування для гладкого барабана приймають  $t = d_k$ , а для барабана з нарізкою  $t = d_k + (2\dots3)$  мм.

При використанні в механізмі підйому одинарного поліспасти ( $z_n = 1$ ) довжина барабана, що потрібна для розміщення каната довжиною  $l$ , отримана за формулою (8), дорівнює конструктивній довжині барабана, тобто  $l = l_e^1$ . У разі використання зведеного поліспасти ( $z_n = 2$ ) конструктивна довжина барабана дорівнює:

$$l_e^1 = 0,2D + 2 \cdot [1 + (3\dots4) \cdot t]. \quad (10)$$

6. Частота обертання барабана  $n$  розраховується за формулою:

$$n_{\dot{a}} = \frac{v_{\dot{a}\dot{a}f} \cdot U_n}{\pi \cdot (D + d_{\epsilon})} \cdot 60. \quad (11)$$

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

$$P = \frac{A \cdot Q \cdot v_{\dot{a}\dot{a}f}}{\eta_{\dot{I}} \cdot \eta_m}, \quad (12)$$

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

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

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

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

$$u = u_{\dot{a}\dot{a}\dot{a}} \cdot u_{\dot{a}\dot{c}},$$

де  $u_{\dot{v}\dot{z}}$  – передаточне число відкритої зубчастої передачі, а механізм підйому скомпонувати за схемою, наведеною на рис. 2.

10. Визначаємо коефіцієнт зміни швидкості порівняно із заданим значенням:

$$\hat{E} = [1 - (u_{\dot{a}\dot{a}\dot{a}} / u)]. \quad (13)$$

Знак мінус, отриманий у результаті обчислень, свідчить про зменшення дійсної швидкості порівняно із заданою, а знак плюс – про збільшення. У разі, якщо значення коефіцієнта зміни швидкості більше 10 %, необхідно або підібрати інший редуктор, або використовувати для компоновки приводу схему, наведену на рис. 2.

За подальших розрахунків доцільно визначити попередньо сумарний ККД механізму підйому

$$\eta_M = \eta_{\dot{I}} \cdot \eta_{\dot{a}\dot{a}\dot{a}} \cdot \eta_{\dot{a}\dot{c}}, \quad (14)$$

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

Загальне передаточне число приводного механізму

$$u_M = u_n \cdot u_{\dot{a}\dot{a}\dot{a}} \cdot u_{\dot{a}\dot{c}}. \quad (15)$$

11. Для вибору марки і типорозміру гальма необхідно визначити розрахунковий гальмовий момент  $M_{\dot{\delta}}^{\dot{a}}$ :

$$\dot{O}_P^{\dot{a}} = \frac{A \cdot Q \cdot (D + d_{\epsilon}) \cdot \eta_M \cdot K_T}{2 \cdot u_M}, \quad (16)$$

де  $K_T$  – коефіцієнт запасу гальмування, що приймається для заданого режиму роботи.

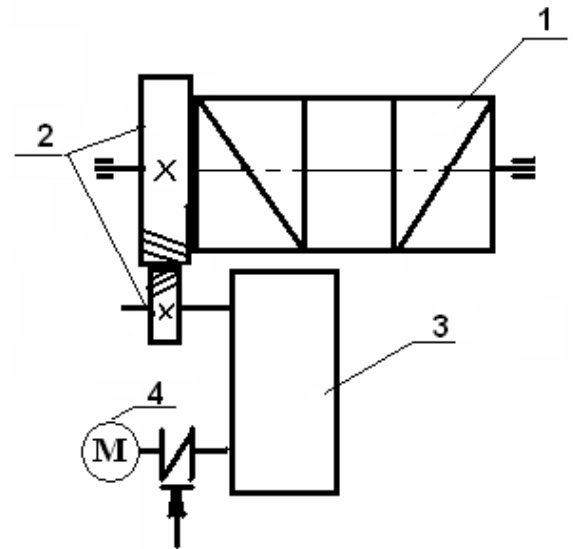


Рис. 2. Схема механізму підйому з відкритою зубчастою передачею:  
1–барабан; 2–відкрита зубчаста передача; 3–редуктор;  
4–електродвигун

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

$$\dot{\Omega}_{\bar{A}} \geq \dot{\Omega}_{\bar{P}}, \quad (17)$$

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

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

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

$$t \geq [t] = \frac{v_{\text{факт}}}{[a]}, \quad (18)$$

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

Величину прискорення  $[a]$ , щодопускається,  $m/c^2$ , варто приймати]:

$[a] = 0,1 \dots 0,2$  для кранів складських приміщень;  $[a] = 0,5 \dots 0,8$  для грейферних кранів;

$[a] = 0,6 \dots 0,8$  для крюкових кранів, що здійснюють масові переван-тажувальні роботи;

$[a] = 0,25 \dots 0,5$  для всіх інших типів кранів, що працюють у сільському господарстві.

а) знаходимо середньопусковий момент обраного двигуна:

$$M_{\text{ср}}^i = \frac{M_n^{\text{max}} + M_n^{\text{min}}}{2}. \quad (19)$$

Тут  $M_n^{\text{max}}$  і  $M_n^{\text{min}}$  – відповідно максимальний і мінімальний пускові моменти двигуна, прийняті з його технічної характеристики;

статичний момент опору при підйомі вантажу:

$$M_c = \frac{A \cdot Q \cdot (D + d_k)}{2 \cdot \eta_M \cdot i_M}; \quad (20)$$

б) фактичний час розвантажування визначається за формулою:

$$t_p = \frac{n_{\text{факт}}}{38,2 \cdot (M_{\text{ср}}^i - M_c)} \left[ \frac{A \cdot m_r \cdot (D + d_k)^2}{u_M^2} + C \cdot \Sigma(mD^2) \right], \quad (21)$$

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

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

$$\Sigma(mD^2) = mD_{\text{ротор}}^2 + mD_{\text{шків}}^2 + mD_{\text{вал}}^2;$$

$mD_{\text{ротор}}^2$  – момент інерції ротора двигуна;  $mD_{\text{шків}}^2$  – момент інерції гальмового шківа;  $mD_{\text{вал}}^2$  – момент інерції вала і шестірень редуктора.

Значення моментів інерції  $mD_{\text{ротор}}^2$ ;  $mD_{\text{шків}}^2$ ;  $mD_{\text{вал}}^2$  приймаються з технічних характеристик відповідних складальних одиниць.

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

$$\frac{M_n^{\text{max}} + M_c}{2} \geq 1,5M_c. \quad (22)$$

Перевірка вибраного гальма за умовою гальмування полягає у визначенні часу гальмування  $t_T$  і порівнянні його зі значенням, що допускається  $[t_T]$ . Значення допустимого часу гальмування можна приймати рівним допустимому часу пуску  $[t]$ .

Час гальмування визначиться як:

$$t_m = \frac{n_{\text{дв}}}{38,2(M_T - M_T^P)} \cdot \left[ \frac{A \cdot m_T \cdot (D + d_k)^2 \cdot \eta_M}{u_M^2} + C \cdot \sum (mD^2) \right]. \quad (22)$$

Тут  $M_T$  – паспортне значення гальмівного моменту обраного гальма.

14. У подальші розрахунки механізму підйому входить:

- а) вибір способу кріплення каната на барабані і розрахунок елементів кріплення;
- б) розрахунок на міцність барабана за умовою забезпечення міцності стінки при стисканні і якщо  $l_k \geq 3D$  з наступною перевіркою на вигин;
- в) визначення мінімальної відстані між віссю барабана і віссю рухомого блока поліспасти;
- г) розрахунок вантажозахватного пристрою (стропів, різного роду захоплень і т.і.).

*Література:*

1. Підйомно-транспортні машини. Навчально-методичний посібник. Навчально-методичний комплекс / І. М. Бендера, О. Я. Стрельчук, В. В. Підлісний, Г. О. Іванов. – Кам'янець-Подільський, ФОП Сисин О.В., Абетка, 2014. – 368 с.

**УДК 631.2**

## **ФЕРМОВІ КОНСТРУКЦІЇ ТА СПОРУДИ В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ**

Хворостян Д.В., Левий В.С., здобувачі вищої освіти гр. М1/1

Миколаївський національний аграрний університет  
Науковий керівник ст. викл. Степанов С.М.

### *Анотація*

Наведено фермові конструкції та споруди в сільському господарстві. Експерименти показали, що згинальні моменти в прямолінійних стрижнях значно менші порівняно з поздовжніми зусиллями.

### *Annotation*

Farm structures and constructions are presented in agriculture. Experiments have shown that the bending moments in rectilinear rods are significantly smaller than the longitudinal forces.

Ферма (фр. ferme, від лат. firmus — «міцний», «сильний») — тримальна геометрично незмінна конструкція, що складається з прямолінійних стрижнів, вузлові з'єднання яких в розрахунках вважаються шарнірними.

Стрижні у вузлових ферм з'єднуються жорстко: зварюванням, болтами, заклепками, фасонками чи взагалі роблячи всю ферму монолітною конструкцією. Попри це, експерименти показують, що згинальні моменти в прямолінійних стрижнях значно менші порівняно з поздовжніми зусиллями. Тому у практичних розрахунках величинами згинальних моментів нехтують і при побудові розрахункової схеми ферми припускають, що у вузлах встановлені ідеальні циліндричні шарніри.