

**УДК 629.1**

## **МЕХАНІЗМИ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНІВ**

*Іванов Г.О., к.т.н., доцент*

*Полянський П.М., к.е.н., доцент*

*Миколаївський національний аграрний університет*

*Наведено кінематичні схеми і розрахункова модель механізмів пересування. Дані формули: загального опору пересуванню крана, зусилля від ухилу підкранової колії, загального зусилля пересування навантаженого крана з урахуванням сил інерції мас у пусковий період, потужності електродвигуна.*

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

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

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

Усі механізми пересування можна розділити на дві основні групи (рис. 1): з роздільним приводом, коли крутний момент від електродвигуна передається на одне (а) або групу ходових коліс (б), що рухаються по одному з рейок, і з центральним приводом, коли від одного електродвигуна приводяться в обертання пари коліс, що рухаються по двох рейках. Механізми пересування, що мають центральний привід, поділяються на системи з тихохідним (в) і швидкохідним (г) валом.

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

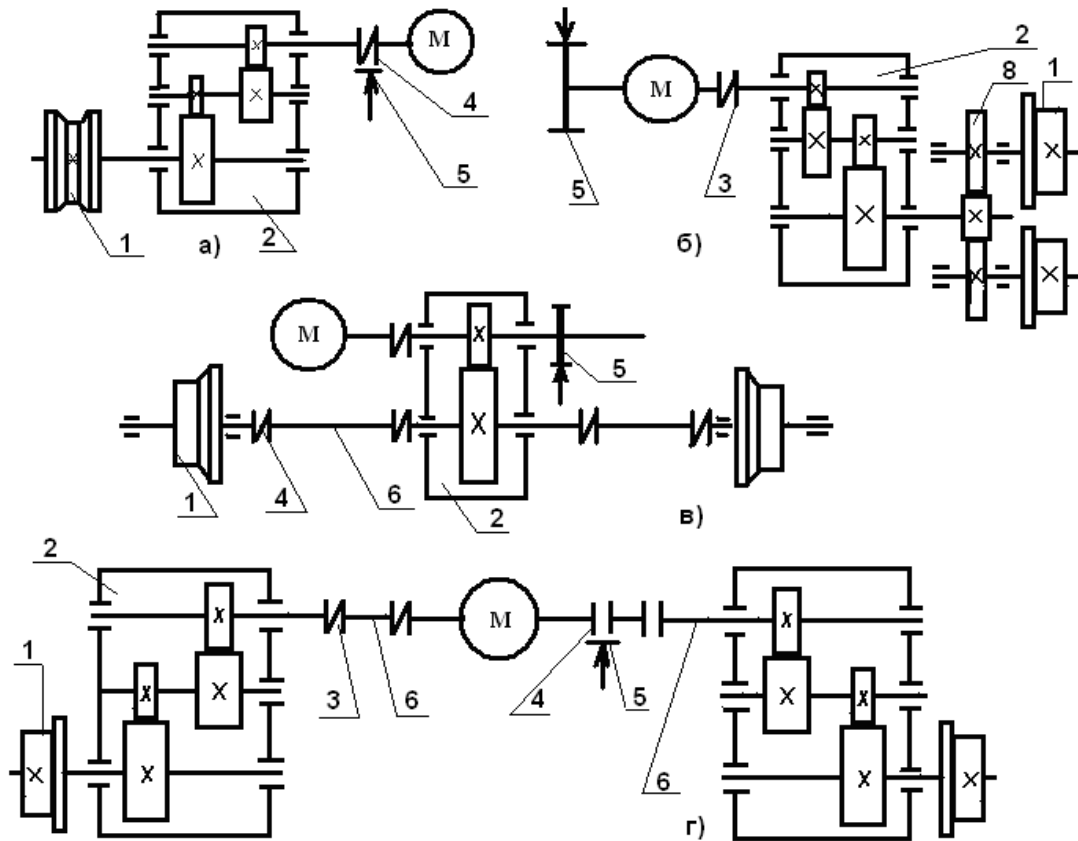


Рис. 1. Кінематичні схеми механізмів пересування:

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

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

Опір пересуванню рейкових механізмів. Опір пересуванню при сталому русі рейкового механізму залежить від сполучення таких факторів: ваги вантажу  $G$ , ваги самого крана  $G_K$  або візка  $G_B$ ; уклону рейок  $\alpha_y$ , по яких

рухається кран; вітрового навантаження  $F_v$ , геометричних розмірів ходової частини; типу підшипників; якості монтажу підкранових балок і рейок. Опір ходових коліс крана (візка) визначається тертям у підшипниках  $F_T$ , тертям кочення  $F_k$  коліс по рейках, тертям маточин коліс, тертям поперечного ковзання коліс по рейках і реборд по рейках  $F_p$ .

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

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

$$F_0 = N \cdot f_{\text{зч}} \quad (1)$$

де  $N$  – нормальна сила, що прикладена до колеса;  $f_{\text{зч}}$  – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою.

Розрахункову модель механізму пересування показано на рис. (2, а). Сили визначаються так:

$$W = F_0 + F_{\text{т}} + F_{\text{к}}; F_0 = (G + G_{\text{в}})fd / D; F_{\text{т}} = (G + G_{\text{в}})2k / D. \quad (2)$$

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

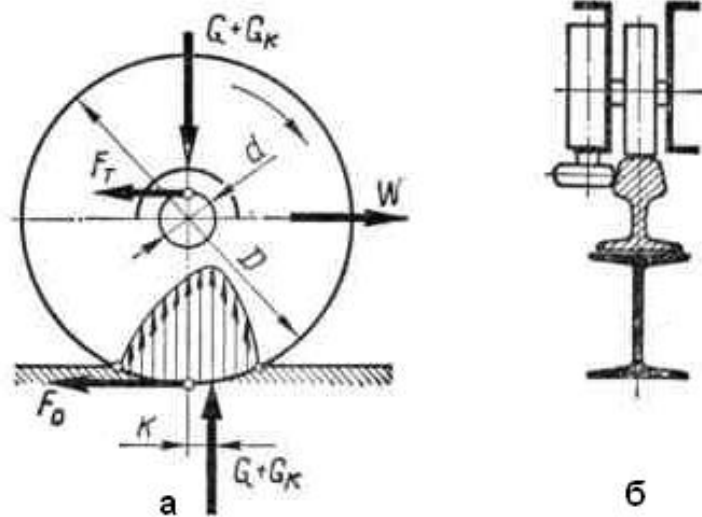


Рис. 2. Розрахункова схема механізму пересування (а) і схема безребордного колеса з напрямним роликом (б)

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

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

$$W = (G + G_k) \left( \frac{fd + 2k}{D} \right) k_p + 0,7F_v + F_y. \quad (3)$$

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

Зусилля від ухилу підкранової колії:

$$F_o = (G + G_e) \sin \alpha_o \approx (G + G_e) \alpha_o, \quad (4)$$

де  $\alpha_y$  – уклон підкранової колії залежно від типу крана.

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

$$\omega_0 = W / (G + G_k) = (f + 2k)k_p / D = (7 - 10) \text{ Н/кН}. \quad (5)$$

Тип крана	$\alpha_y$
Мостові крани	0,0015
Електроталі	0,001
Візки, козлові крани	0,002
Баштові крани	0,010

Для механізмів пересування електроталей опір визначають за формулою:

$$W = (G + G_e) \left[ \left( \frac{fd + 2k}{D} \right) + \alpha_y \right]. \quad (6)$$

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

З урахуванням можливого дефекту підкранової колії, опору від тертя в ребордах та інших опорів розрахункове значення сили збільшують до  $W_p = (2,5 - 3)W$ .

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

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

$$W_{\text{заг}} = W + F_i = W + (1,1 \dots 1,3)(T_b + T_k)a, \quad (7)$$

де  $T_b$ ,  $T_k$  – маси вантажу і крана, що поступально рухаються;  $a$  – середнє прискорення крана при пуску,  $\text{м/с}^2$ , допустиме прискорення залежить від призначення крана і перебуває в межах  $a = (0,05 - 0,25) \text{ м/с}^2$  (менші значення для монтажних кранів і кранів, які переміщують рідкий і розпечений метал);  $1,1 \dots 1,3$  – коефіцієнт, що враховує обертові маси приводу.

Потужність  $P$ , кВт, електродвигуна:

$$P = \frac{(W + F_i)v}{\Psi_{i.\text{нед}} \cdot \eta_i}. \quad (8)$$

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

Потужність двигуна можна визначити інакше – через коефіцієнт тяги:

$$P = \frac{(G + G_{\hat{\epsilon}})v}{\psi_{i.нд.} \cdot \eta_i} \left( \omega_0 + \frac{\alpha \delta}{g} \right), \quad (9)$$

де  $\omega_0$  – коефіцієнт опору, або коефіцієнт тяги;  $\delta$  – коефіцієнт, що враховує обертові маси,  $\delta = 1,1 - 1,3$ .

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

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

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

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

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

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

$$P = \frac{(G + G_{\hat{\epsilon}})v}{\psi_{i.нд.} \cdot \eta_i} + \left[ \omega_0 + \frac{a}{g} (\delta + \beta) \right]. \quad (10)$$

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

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

$$P_{ст тах} = W_{ст тах} v/\eta_m. \quad (11)$$

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

$$P > P_{ст тах}.$$

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

$$P_{\text{нò}} = \frac{W_{\text{іаò}} \cdot V_{\text{і}}}{102 \cdot \eta_0}, \text{ кВт.} \quad (12)$$

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

#### 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 658.62.018.012**

#### **ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЦЕДУРИ ОЦІНЮВАННЯ РІЗНОРІДНИХ І РІЗНОРОЗМІРНИХ ПРОЦЕСІВ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ**

*Доценко Н.А., к.т.н., доцент*

*Миколаївський національний аграрний університет*

*У статті розглянуті залежності різнорозмірних показників якості різнорідних процесів систем управління якістю і їх оцінок на безрозмірній шкалі. Застосування приведеного виду функції бажаності дозволить отримувати показник якості процесів на безрозмірній шкалі, а параметр форми дозволить вибирати необхідну функцію, залежно від точності та значимості процесу.*

Так як процеси систем управління якістю мають різну природу, ступінь складності і рівень значущості в системі, то їх показники якості різнорідні і вони мають різні шкали оцінювання. Для оцінювання систем управління якістю необхідно привести оцінки показників якості всіх процесів в одну, бажано безрозмірну, шкалу [1, 2]. У якості функції