

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра „Будівельні, колійні та вантажно-розвантажувальні машини”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних занять з дисципліни

***“ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ ТА ВАНТАЖНО-
РОЗВАНТАЖУВАЛЬНІ МАШИНИ”***

Харків - 2009

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до

друку на засіданні кафедри БКВРМ 3 грудня 2007 р., протокол № 4.

Дані методичні вказівки призначені для студентів спеціальності 7.090214 “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і устаткування” всіх форм навчання.

У методичних вказівках надається методика розрахунку механізму пересування крана та візків. Наводиться аналіз існуючих схем приводів.

Укладачі:

доценти А.В. Євтушенко,
А.В. Погребняк

Рецензент

доц. В.М. Гончаров

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних занять
з дисципліни “Підйомно-транспортні та
вантажно-розвантажувальні машини”

Відповідальний за випуск Євтушенко А.В.

Редактор Решетилова В.В.

Підписано до друку 11.01.08 р.
Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.
Умовн.-друк.арк. 1,75. Обл.-вид.арк. 2,0.
Замовлення № Тираж 100 Ціна

Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК 2874 від 12.06.2007 р.
Друкарня УкрДАЗТу,
61050, Харків - 50, пл. Фейербаха, 7

УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Кафедра “Будівельні, колійні та
вантажно-розвантажувальні машини”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання практичних занять
з дисципліни “Підйомно-транспортні та
вантажно-розвантажувальні машини”
для студентів спеціальності 7.090214
усіх форм навчання

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри БКВРМ 3 грудня 2007 р., протокол № 4.

Дані методичні вказівки призначені для студентів спеціальності 7.090214 “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і устаткування” всіх форм навчання.

У методичних вказівках надається методика розрахунку механізму пересування крана та візків. Наводиться аналіз існуючих схем приводів.

Укладачі:

доценти А.В. Євтушенко,
А.В. Погребняк

Рецензент

доц. В.М. Гончаров

ЗМІСТ

1	Мета розрахунку	4
2	Зміст розрахунку	4
3	Вихідні дані	4
4	Розрахунок механізму пересування	5
4.1	Основні схеми механізмів пересування	5
4.2	Підбір ходових коліс	8
4.3	Визначення опорів пересуванню	14
4.4	Розрахунок потужності й підбір електродвигуна	16
4.5	Підбір редуктора	18
4.6	Підбір муфти	19
4.7	Визначення гальмових моментів і вибір гальма	24
	Список літератури	28

1 МЕТА РОЗРАХУНКУ

Мета розрахунку механізму пересування полягає у визначенні розрахункових параметрів, які дають можливість підібрати за ДСТУ або ГОСТ ті вузли й агрегати, з яких компонується механізм, що розраховується.

2 ЗМІСТ РОЗРАХУНКУ

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати:

- 1) вибір кінематичної схеми механізму пересування;
- 2) підбір ходових коліс;
- 3) визначення опорів переміщенню;
- 4) розрахунок потужності й підбір двигуна;
- 5) кінематичний розрахунок і підбір редукторів (або редуктора);
- ж) підбір муфт;
- к) підбір гальма;
- л) перевірку за умовою зчеплення ходових коліс із рейкою;
- м) розрахунок на міцність елементів механізму (за вказівкою викладача).

3 ВИХІДНІ ДАНІ

Для проведення розрахунку механізму пересування необхідні такі вихідні дані (дані для чисельного розрахунку надає викладач):

- вантажопідйомність крана;
- швидкість пересування;
- режими роботи;
- колія (проліт), база ходової частини;
- вага окремих частин крана.

4 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ

4.1 Основні схеми механізмів пересування

Механізми пересування мостових кранів можуть мати: центральний привод з тихохідним (рисунок 1,б) або швидкохідним трансмісійним валом (рисунок 1,в), або роздільний привод (рисунок 1,а). На схемі (рисунок 1,б) електродвигун 1 через редуктор 3 передає обертання трансмісійному валу 4, кінці якого з'єднані з ведучими колесами 5. Гальмо 2 установлено на валу електродвигуна.

На схемі (рисунок 1,в) трансмісійний вал 4 зв'язаний безпосередньо з електродвигуном 2, а привод ходових коліс 5 здійснюється через два редуктори 3.

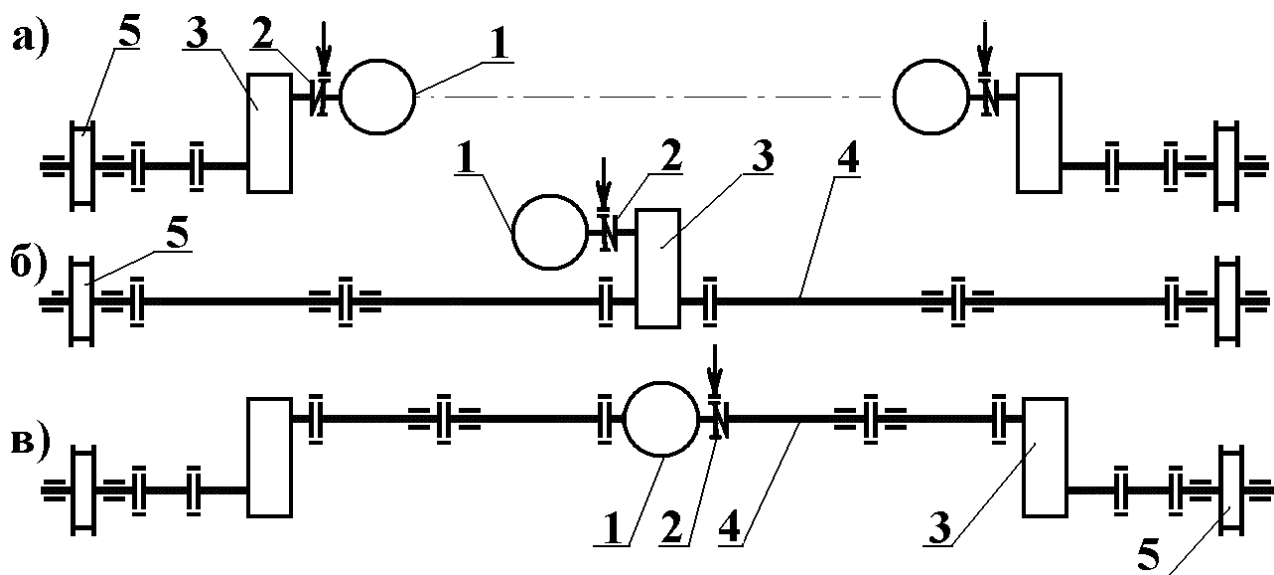


Рисунок 1 - Схеми механізмів пересування кранів

У мостових кранах, із центральним приводом механізму пересування, через перекося крана відбувається швидкий вихід з ладу муфт, що з'єднують вали трансмісії й опори цих валів. Тому більш прогресивним є роздільний привод (рисунок 1,а), коли кожне колесо 5 приводиться до руху від окремого двигуна 1 і редуктора 3.

Механізм пересування кранових візків здійснюється: з боковим розташуванням привода (рисунок 2,а, 2,б); з приводом, розташованим у середині візка (рисунок 1,б); з гнучкою тягою – канатом або ланцюгом (рисунок 2,в).

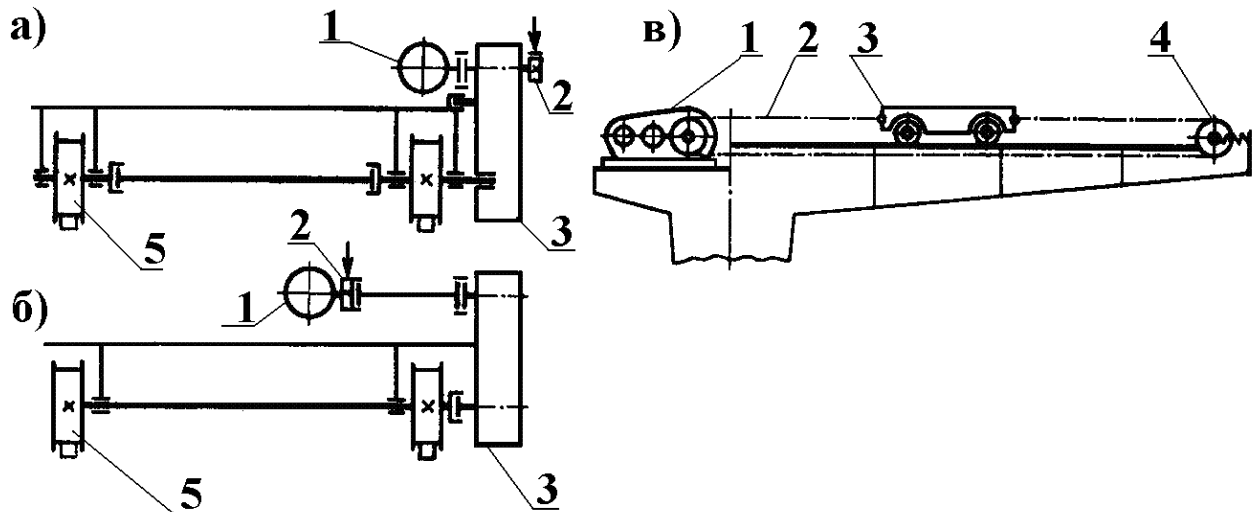


Рисунок 2 - Схеми механізмів пересування кранових візків

Привод 1 (рисунок 2,в) за допомогою канату 2 (або ланцюга), який охоплює обвідний блок 4, пересуває візок 3 по балці консолі; напрям руху візка залежить від напрямку обертання барабана. Перевага механізму: компактність і мала маса візка внаслідок розташування механізмів підйому і пересування поза візком. Це дозволяє зменшити масу металоконструкції крана. Недолік: підвищений знос вантажного і тягового канатів.

Механізми пересування кранів найчастіше виконуються за схемами, показаними на рисунку 3.

Так, за схемою (рисунок 3а) електродвигун 1 через редуктор 3, на вихідний вал якого насаджена шестірня 4, передає обертання зубчастому вінцю 5, жорстко з'єднаному з ходовим колесом 6. На валу електродвигуна встановлене колодкове гальмо 2. Недоліком такої конструкції слід вважати те, що консольне реверсивне навантаження на вихідний вал редуктора приводить до розхитування кріплень редуктора й навіть поломки його лап.

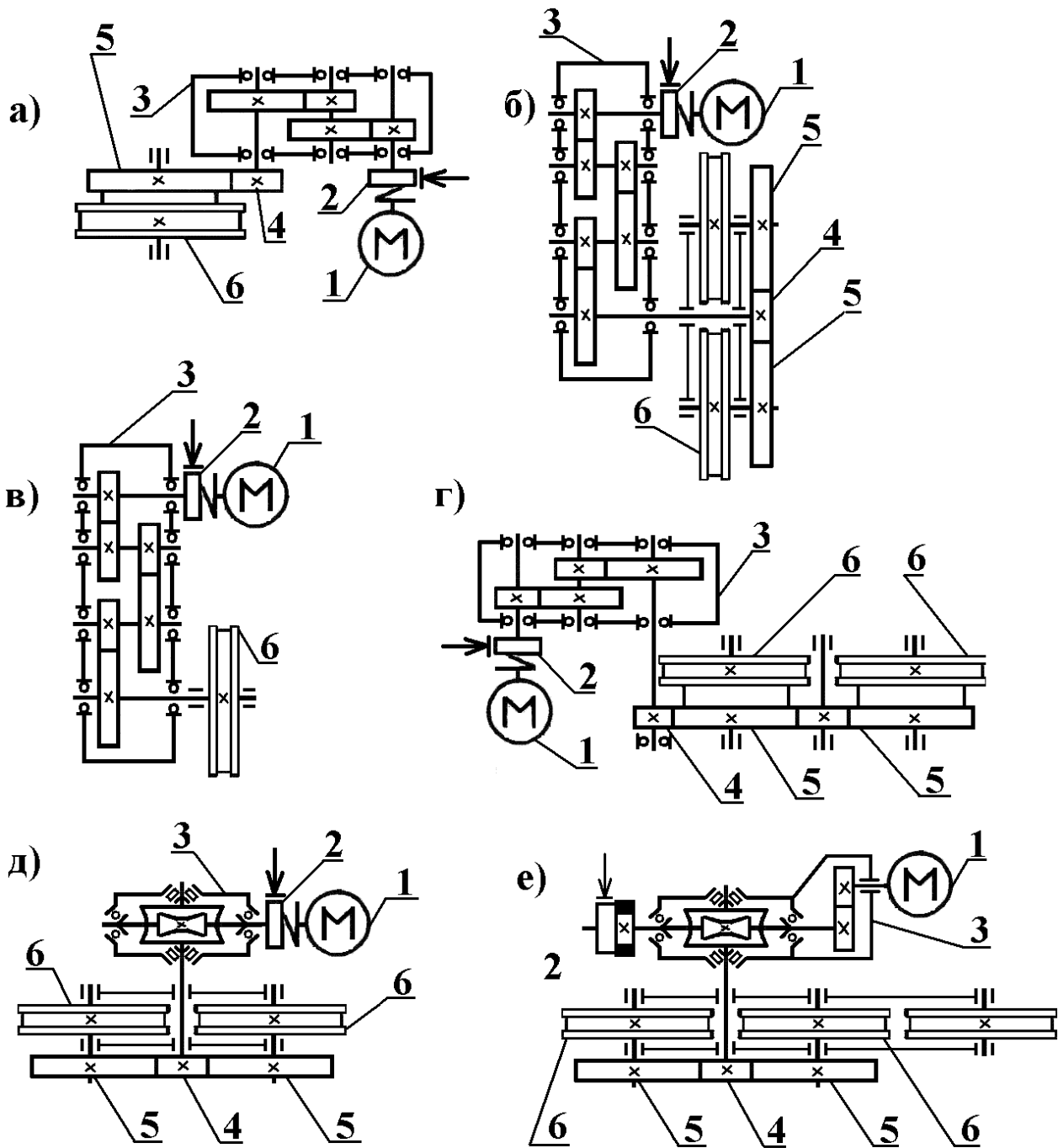


Рисунок 3 - Схеми механізмів пересування кранів

На деяких кранах знайшла застосування схема (рисунок 3,в), у якій вертикальний редуктор 3 навішений на кінець вала колеса 6. Крім виключення консольного навантаження, відсутні швидкоспрацьовувані відкриті передачі, котрі вимагають регулярного обслуговування.

У двоколісних балансирних візках при обох ведучих колесах уникнути застосування відкритих передач практично неможливо. Тут знаходять застосування дві принципові схеми.

При установленні редуктора 3 на центральний вал (рисунок 3,б) у певній мірі поліпшується робота відкритої передачі тому, що момент від центральної шестірні 4 розподіляється на два колеса 5. Однак у ряді випадків компоновання механізмів за такою схемою (рисунок 3,б) виявляється незручним. Тоді привод ходових коліс можна здійснювати за схемою рисунка 3,г.

Механізми пересування баштових кранів можуть виконуватися за схемами рисунків 3,а,б,в,г. Однак тепер найбільшого поширення набули уніфіковані механізми пересування (рисунок 3,д,е).

Так, у кранах КБ-60, КБ-100, КБ-160 в один блок (рисунок 3,д) об'єднані двигун 1, гальмо 2 і глобоїдний редуктор 3.

Редуктор посаджений на проміжний вал візка, на другому кінці якого закріплена привідна шестірня 4 відкритої передачі. Дві ведені шестірні 5 посажені на вали ходових коліс 6. Обидва ходових колеса ведучі.

Якщо ходовий візок має три колеса (наприклад, кран КБ-250), то особливістю кінематичної схеми (рисунок 3,е) буде наявність у редукторі додаткової пари циліндричних шестерень і сполучення гальмового шківів з маховиком. Маховик підвищує плавність пуску й зупинки механізму [4].

4.2 Підбір ходових коліс

Розміри ходових коліс кранів визначені ДСТ 3569-74.

Підбір ходових коліс здійснюється за максимальним ваговим навантаженням на колесо, швидкістю пересування й режимом роботи механізму.

Для кранових візків вагу з достатньою точністю можна прийняти рівномірно розподіленою на всі колеса.

У прольотних кранах (мостових, козлових), у зв'язку зі зміною положення кранових візків щодо опор крана, змінюється й навантаження на ходові колеса. За розрахункове потрібно брати положення, при якому тиск на колесо буде максимальним. Для мостових кранів це буде положення, зображене на рисунку 4,а, для

безконсольних козлових - рисунок 4,в, для консольних козлових - рисунок 4,б (якщо виліт консолей неоднаковий, то візок ставиться на довгій консолі).

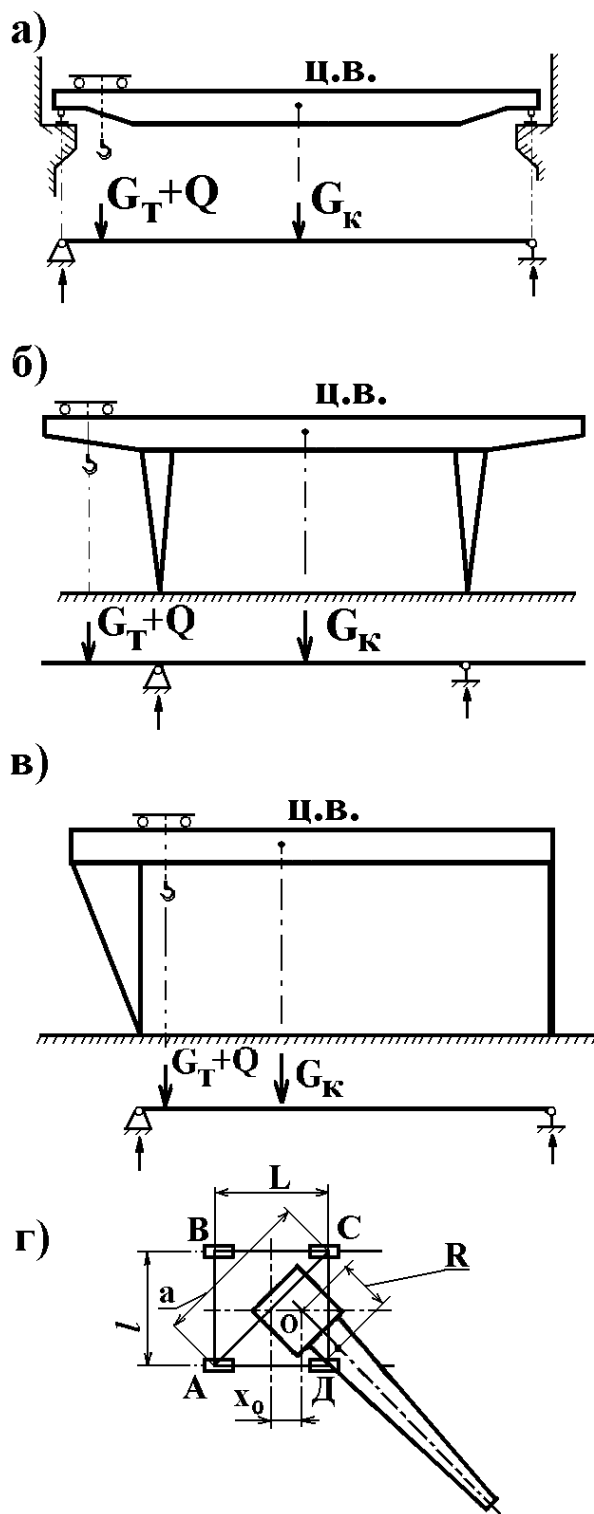


Рисунок 4 - Схеми навантажень на ходові колеса кранів

У баштових кранів тиск на ходове колесо буде змінюватися при зміні кута повороту стріли. Найбільш навантаженим колесо буде при положенні стріли перпендикулярно діагоналі опорного контуру (рисунок 4,г), при цьому кут

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{L}{l}, \text{ отже } \alpha = \operatorname{arctg} \frac{L}{l}.$$

При такому положенні, зображеному на рисунку 4,г, найбільш навантаженою буде опора Д.

Опорні навантаження на ходові колеса кранів мостового типу (рисунок 5) будуть дорівнювати [1,2]

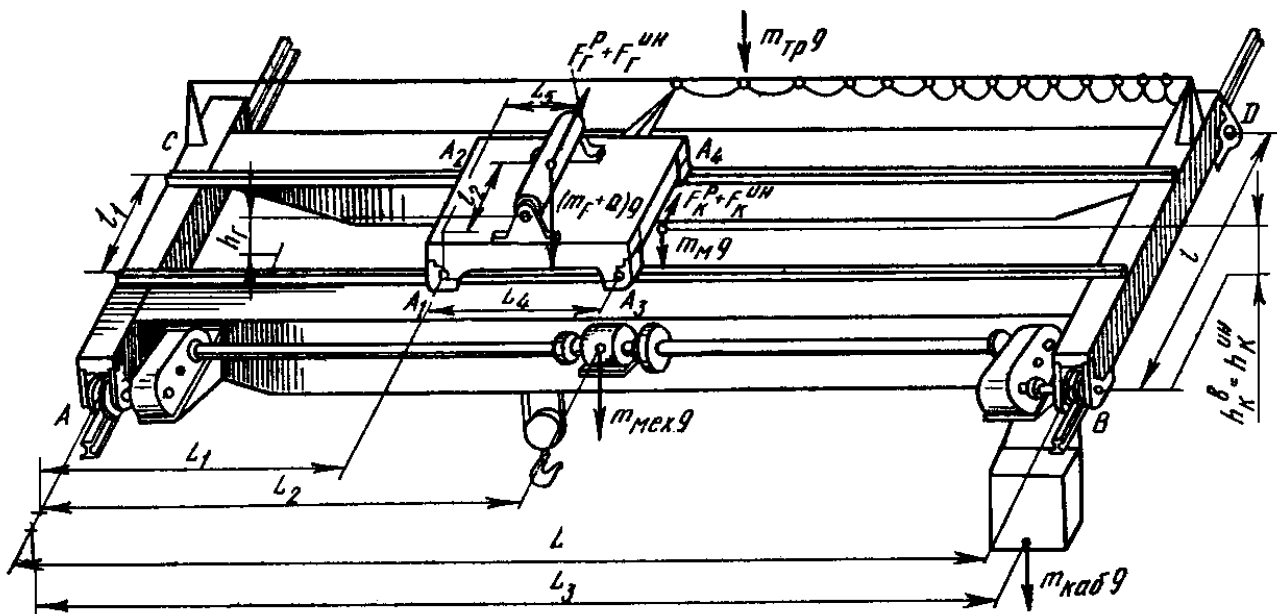


Рисунок 5 – Розрахункова схема для визначення опорних навантажень ходових коліс мосту і візка мостового крана

$$F_A = \frac{m_M * g}{4} + m_{\text{мех}} * g \left(1 - \frac{L_2}{L}\right) + m_{\text{каб}} * g \left(1 - \frac{L_3}{L}\right) + F_{A1} \left(1 - \frac{L_1}{L}\right) + F_{A3} \left(1 - \frac{L_1 + L_4}{L}\right) - \frac{F_K^P * h_K^B + F_K^ИИ * h_K^ИИ}{2 * l};$$

$$F_B = \frac{m_M * g}{4} + m_{\text{мех}} * g \frac{L_2}{L} + m_{\text{каб}} * g \frac{L_3}{L} + F_{A1} \frac{L_1}{L} + F_{A3} \frac{L_1 + L_4}{L} - \frac{F_K^P * h_K^B + F_K^{\text{ИН}} * h_K^{\text{ИН}}}{2 * l_1};$$

$$F_C = \frac{m_M * g}{4} + \frac{m_{\text{тр}} * g}{2} + F_{A2} (1 - \frac{L_1}{L}) + F_{A4} (1 - \frac{L_1 + L_4}{L}) + \frac{F_K^P * h_K^B + F_K^{\text{ИН}} * h_K^{\text{ИН}}}{2 * l_1};$$

$$F_D = \frac{m_M * g}{4} + \frac{m_{\text{тр}} * g}{2} + F_{A2} \frac{L_1}{L} + F_{A4} \frac{L_1 + L_4}{L} + \frac{F_K^P * h_K^B + F_K^{\text{ИН}} * h_K^{\text{ИН}}}{2 * l_1}.$$

Найбільше навантаження на ходові колеса буде при $L_1=0$ та $L_1=L-L_4$.

Опорні навантаження на ходові колеса візків мостового крана (рисунок 5) будуть дорівнювати

$$F_{A1} = (m_T + Q) * g * (1 - \frac{L_5}{L_4}) (1 - \frac{l_2}{l_1}) - (F_{\Gamma}^P + F_{\Gamma}^{\text{ИН}}) \frac{h_{\Gamma}}{2 * l_1};$$

$$F_{A2} = (m_T + Q) * g * (1 - \frac{L_5}{L_4}) \frac{l_2}{l_1} + (F_{\Gamma}^P + F_{\Gamma}^{\text{ИН}}) \frac{h_{\Gamma}}{2 * l_1};$$

$$F_3 = (m_T + Q) * g * \frac{L_5}{L_4} (1 - \frac{l_2}{l_1}) - (F_{\Gamma}^P + F_{\Gamma}^{\text{ИН}}) \frac{h_{\Gamma}}{2 * l_1};$$

$$F_{A4} = (m_T + Q) * g * \frac{L_5}{L_4} \cdot \frac{l_2}{l_1} + (F_{\Gamma}^P + F_{\Gamma}^{\text{ИН}}) \frac{h_{\Gamma}}{2 * l_1},$$

де Q – номінальна вантажопідйомність крана, кг;

$m_M, m_T, m_{\text{тр}}, m_{\text{каб}}$ – маса відповідно моста (крана), візка, тролей на мосту, привода механізму пересування, кабіни з апаратурою;

F_K^P – вітрове навантаження на кран у робочому стані, яке сприймається конструкцією крана, Н;

$F_K^{\text{ИН}}$ – горизонтальне інерційне навантаження на кран від його ваги, Н;

F_{Γ}^P – вітрове навантаження на кран у робочому стані, яке сприймається вантажем, Н;

$F_{\Gamma}^{\text{ИН}}$ – горизонтальне інерційне навантаження на кран від

вантаж, Н;

h_K^{IH} , h_K^B - ордината точки прикладання навантаження відповідно F_K^{IH} та F_K^P відносно головки підкранової рейки, м;

h_Γ - ордината осі барабана відносно підвізочної рейки, м.

Опорні навантаження на ходові колеса рейкоповоротних кранів змінюються і залежать не тільки від діючих навантажень, але й від положення поворотної частини крана відносно його неповоротної частини.

Згідно з рисунком 6, опорні навантаження визначаються за формулами

$$F_A = \frac{m_H * g}{4} + F_B \frac{0,5 * L + x_0}{2 * L} + M \frac{\cos \alpha}{2 * L} - M \frac{\sin \alpha}{2 * l};$$

$$F_B = \frac{m_H * g}{4} + F_B \frac{0,5 * L + x_0}{2 * L} - M \frac{\cos \alpha}{2 * L} - M \frac{\sin \alpha}{2 * l};$$

$$F_C = \frac{m_H * g}{4} + F_B \frac{0,5 * L + x_0}{2 * L} + M \frac{\cos \alpha}{2 * L} + M \frac{\sin \alpha}{2 * l};$$

$$F_D = \frac{m_H * g}{4} + F_B \frac{0,5 * L + x_0}{2 * L} - M \frac{\cos \alpha}{2 * L} + M \frac{\sin \alpha}{2 * l};$$

де m_H – маса неповоротної частини, кг;

F_B - вертикальна складова рівнодіючої всіх сил, які діють на поворотну частину, Н;

x_0 – відстань від сили F_B до центру симетрії неповоротної частини, м;

α – кут між радіусом R і поздовжньою віссю крана, град;

M – сума моментів сил F_B і F_Γ , що діють на неповоротну частину, Н*м; ($M = F_B * R + F_\Gamma * H$);

R – відстань від точки прикладання сили F_B до осі обертання крана, м;

F_Γ - горизонтальна складова рівнодіючої всіх сил, які діють на поворотну частину, Н;

L, H, l – відстані, м (рисунок 6).

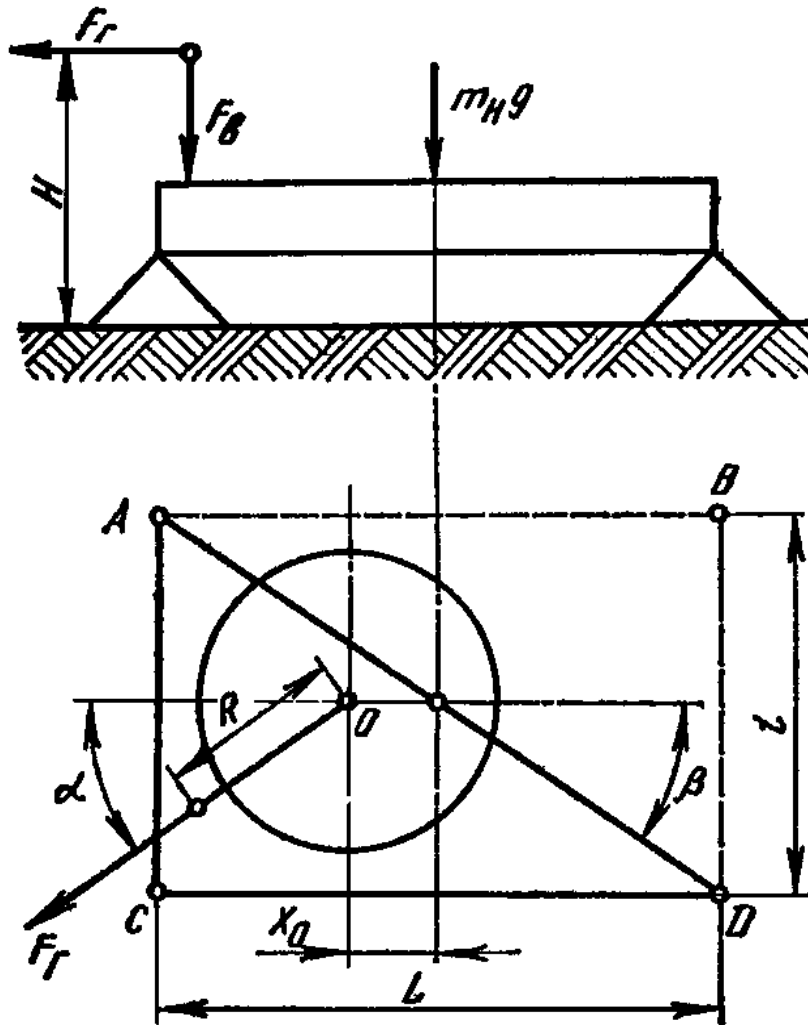


Рисунок 6 – Схема для визначення опорних навантажень ходових коліс стрілових кранів

Кут α , при якому дані опорні навантаження будуть найбільшими, визначиться після дорівнювання нулю похідної відповідного навантаження. При нерівностях рейкової колії та жорсткій рамі неповоротної частини можливе спирання тільки у трьох точках (опора B втрачає контакт з рейкою; рисунок 6). Такі умови, зазвичай, виникають при роботі баштових кранів. При цьому

$$F_A = \frac{m_H * g}{2} + \frac{F_B}{2} - M \frac{\sin \alpha}{l};$$

$$F_C = F_B \frac{x_0}{L} + M \left(\frac{\cos \alpha}{L} + \frac{\sin \alpha}{l} \right);$$

$$F_D = \frac{m_H * g}{2} + \frac{F_B}{2} \left(1 - \frac{2 * x_0}{L}\right) - M \frac{\cos \alpha}{2};$$

Максимальне навантаження на найбільш навантажену опору

$$F_C^{\max} = F_B \frac{x_0}{L} + M \left(\frac{\sin \beta}{L} + \frac{\cos \beta}{1} \right).$$

4.3 Визначення опорів пересуванню

Для того, щоб розрахувати потужність, необхідну для пересування крана (візка крана), та підібрати двигун, треба знати опори пересуванню крана у несприятливих умовах. Таким умовам відповідає рух крана з максимальним вантажем на припустимий підйом проти вітру [1, 2].

При цьому загальний опір пересуванню крана (візка) від статичних навантажень $F_{\text{ПЕР}}$, Н, буде дорівнювати

$$F_{\text{ПЕР}} = F_{\text{ТР}} + F_{\text{УК}} + F_B,$$

де $F_{\text{ТР}}$ - опір пересуванню від тертя у ходових частинах, Н;
 $F_{\text{УК}}$ - опір від ухилу колії, Н;
 F_B - опір від тиску вітру, Н.

Опір пересуванню від тертя в ходових частинах $F_{\text{ТР}}$, Н,

$$F_{\text{ТР}} = k_p * (m + Q) * g \frac{f * d_k + 2\mu}{D_k},$$

де D_k - діаметр ходового колеса, м; (для кінцевого колеса – приймають середній діаметр) (таблиця 1);
 d_k - діаметр цапфи вала (осі) ходового колеса, м (для підшипників кочення $d_k = (0,2 \dots 0,25) D_k$);
 μ - коефіцієнт тертя кочення ходового колеса по рейці, (таблиця 2);
 f - коефіцієнт тертя у підшипниках опор вала ходового колеса $f = (0,015 \dots 0,8)$;

k_p - коефіцієнт, що враховує опір від тертя реборд ходових коліс об головку рейки (для підшипників ковзання $k_p = 1,2...1,8$; для підшипників кочення $k_p = 2,0...2,5$);

m – маса крана (візка), кг;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

Q – номінальна вантажопідйомність, кг.

Таблиця 1 – Діаметри ходових коліс, що рекомендуються для мостових кранів

Вантажопідйомність крана, т	Діаметр колеса, мм	
	кранового візка	мосту
5	250	500
10	360	630
15	360	710

Таблиця 2 – Коефіцієнти тертя кочення ходових коліс по рейках

Форма перетину рейки	Коефіцієнт тертя, м, при діаметрі ходового колеса, мм			
	200...300	400...500	630...710	800
З плоскою головкою	0,0003	0,0005	0,0006	0,0007
З випуклою головкою	0,0004	0,0006	0,0008	0,0010

Опір від ухилу колії $F_{ук}$, Н,

$$F_{ук} = (m + Q) * g * \sin \alpha ,$$

де α - кут ухилу колії, ($\sin \alpha = \text{tg } \alpha$) (таблиця 3).

Таблиця 3 – Розрахункові ухили підкранових колій

Тип крана	Ухил колії
Мостові крани	0,001
Візки мостових і козлових кранів	0,002
Козлові крани	0,003
Баштові крани	0,005
Талі	0,001

Вітрове навантаження діє на металоконструкції і вантаж для кранів, що працюють на відкритому повітрі.

Вітрове навантаження на кран визначається як сума статичних і динамічних складових. Статична складова повинна бути врахована у всіх випадках. Динамічна складова враховується тільки при розрахунку на міцність металевих конструкцій та при перевірці стійкості кранів до перекидання.

Спрощено опір від тиску вітру F_B , Н, можна визначити за формулою

$$F_B = p * A_r + p * A_k,$$

де p – вітрове навантаження на одиницю площі елемента конструкції крана або вантажу, Па;

A_r – розрахункова площа вантажу, м²;

A_k – розрахункова площа елементів конструкції крана (візка), м².

4.4 Розрахунок потужності й підбір електродвигуна

Потужність двигуна P_C , кВт, необхідна для пересування крана (візка крана), визначається

$$P_C = \frac{F_{\text{ПЕР}} * V_{\text{ПЕР}}}{1000 * \eta},$$

де $F_{\text{ПЕР}}$ - повний опір пересуванню, Н;

$V_{\text{ПЕР}}$ - швидкість пересування, м/с;

η - ККД трансмісії.

За потужністю P_C і режимом роботи підбирається стандартний крановий електродвигун так, щоб були витримані умови

$$P_{\text{ДВ}} \geq P_C,$$

де $P_{дв}$ – номінальна потужність двигуна, кВт.

Якщо механізм пересування складається з декількох приводних візків, то потужність двигунів кожного з них визначається

$$P_{дв} = (1 \div 1,1) * \frac{P_c}{z},$$

де z - число приводних візків.

Підібравши електродвигун, виписують такі параметри, необхідні для подальшого розрахунку:

$P_{дв}$ - дійсна потужність двигуна;

$n_{дв}$ - частота обертання ротора;

$\Phi_{п}, \Phi_{м}$ - кратність за пусковим і максимальним моментом;

I_P - момент інерції ротора;

d - діаметр вихідного кінця ротора та ін.

Визначаємо номінальний момент двигуна $T_{ном}$, Н·м,

$$T_{ном} = 9550 \frac{P_{дв}}{n_{дв}}.$$

Визначаємо частоту обертання ходового колеса n_k , $хв^{-1}$,

$$n_k = \frac{60 \cdot V_{пер}}{\pi \cdot D_k},$$

де $\pi=3,14$;

$V_{пер}$ - швидкість пересування крана, м/с;

D_k - діаметр ходового колеса, м.

4.5 Підбір редуктора

Потрібне передаточне число привода **u**

$$u = \frac{n_{ДВ}}{n_k}.$$

Якщо у приводі механізму пересування встановлено два однакових редуктори, тоді на кожен з них (з урахуванням нерівномірності розподілу навантаження) приходиться потужність, яка дорівнює

$$P = (0,5 \dots 0,6) \cdot P_{ДВ}.$$

Розрахункова потужність для вибору редуктора P_p , кВт,

$$P_p = k_p \cdot P,$$

де k_p - коефіцієнт, що враховує умови роботи, $k_p = 0,6 \dots 2,5$ [1].

Виходячи з отриманої потужності (або крутного моменту) та потрібного передаточного числа привода (враховуючи умови роботи) вибираємо редуктор.

4.6 Підбір муфти

Номінальний момент, який передається муфтою двигуна, приймається таким, що дорівнює моменту статичних опорів $T_{м\text{ ном}}$, Н·м,

$$T_{м\text{ ном}} = \frac{F_{ПЕР} \cdot D_k}{2u_p \cdot \eta},$$

де u_p – передаточне число редуктора, який було вибрано;
 η – ККД механізму.

Розрахунковий момент для вибору з'єднувальних муфт T_M , Н·м,

$$T_M = T_M^{\text{НОМ}} \cdot k_1 \cdot k_2,$$

де k_1 – коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму, $k_1=1,2$ [1];
 k_2 – коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму,
 $k_2 = 1,1 \dots 1,5$ [1].

Якщо крутний момент передається двигуном на дві муфти (наприклад, привод центральний зі швидкохідним валом), то можливий нерівномірний розподіл навантаження між ними. Тоді розрахунковий момент для однієї муфти визначається

$$T_M' = 0,6T_M.$$

Підбираємо муфту виходячи з отриманого крутного моменту.
Визначаємо момент інерції муфти I_M^1 , кг*м²,

$$I_M^1 = 0,1 \cdot m \cdot D^2,$$

де m - маса муфти, кг.

Фактична швидкість пересування крана (візка) $V_{\text{пер}}^\Phi$, м/с,

$$V_{\text{пер}}^\Phi = V_{\text{ПЕР}} \frac{u}{u_p},$$

де $V_{\text{ПЕР}}$ - швидкість пересування крана (візка крана), м/с;
 u - потрібне передаточне число привода;
 u_p – передаточне число редуктора, який було вибрано.

Максимально припустиме прискорення крана (візка крана) при пуску a_{max} , м/с²,

$$a_{\text{max}} = \left(\left(\frac{z_{\text{пр}}}{z} \left(\frac{\varphi}{k_\varphi} + \frac{f \cdot d_k}{D_k} \right) - (2\mu + f \cdot d_k) \frac{k_p}{D_k} \right) - \frac{F^p}{m \cdot g} \right) g,$$

де $z_{\text{пр}}$ – кількість приводних ходових коліс;

z – загальна кількість ходових коліс;
 φ – коефіцієнт зчеплення ходових коліс з рейками (при роботі у приміщенні $\varphi=0,15$; при роботі на відкритому повітрі $\varphi=0,12$; при роботі з пісочницями $\varphi=0,2$);
 k_{φ} – коефіцієнт запасу зчеплення (таблиця 4);
 f - коефіцієнт тертя в підшипниках опор вала ходового колеса, $f=0,02\dots 0,10$;
 μ - коефіцієнт тертя кочення ходових коліс по рейках із плоскою головкою (таблиця 2);
 m - орієнтовна маса крана (візка), кг;
 g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;
 d_k - діаметр цапфи вала ходового колеса, м.
 D_k – діаметр ходового колеса, см.
 F^p – вітрове навантаження на кран (візок) у робочому стані, Н.

Таблиця 4 - Припустимі значення коефіцієнта запасу зчеплення

Умови роботи крана	Коефіцієнт запасу зчеплення
Нормальна робота:	
- без вітрового навантаження	1,2
- з вітровим навантаженням	1,1
Робота у випадку відмови одного або більше двигунів	
- без вітрового навантаження	1,1
- з вітровим навантаженням	1,5

Найменший припустимий час пуску за умовою зчеплення $t_{\text{доп}}$, с,

$$t_{\text{доп}} = \frac{V_{\text{пер}}^{\varphi}}{a_{\text{max}}},$$

де a_{max} - максимально припустиме прискорення крана (візка) при пуску, м/с^2 ;

$V_{\text{пер}}^{\varphi}$ - фактична швидкість пересування крана (візка), м/с .

Середній пусковий момент двигуна $T_{\text{ср.п}}$, Н·м, (для двигунів трифазного струму з фазним ротором)

$$T_{\text{ср.п}} = \frac{\varphi_{\text{max}} + \varphi_{\text{min}}}{2} T_{\text{ном}}.$$

Для двигунів трифазного струму з фазним ротором можна приймати $T_{\text{ср.п}} = (1,5 \dots 1,6) T_{\text{ном}}$.

Для двигунів з короткозамкнутим ротором

$$T_{\text{ср.п}} = 0,85^2 \frac{\varphi_{\text{max}} + \varphi_{\text{min}}}{2} T_{\text{ном}},$$

де φ_{max} – максимальна кратність пускового моменту електродвигуна;
 $\varphi_{\text{max}} = 1,9 \dots 3,2$ [1] (визначається за каталогом);
 φ_{min} – мінімальна кратність пускового моменту електродвигуна,
 $\varphi_{\text{min}} = 1,1 \dots 1,4$ [1];
 $0,85^2$ - коефіцієнт, що враховує можливість роботи при зниженні напруги у мережі до 85% від номінальної.

Для двигунів з короткозамкнутим ротором можна приймати $T_{\text{ср.п}} = (0,7 \dots 0,8) T_{\text{max}}$.

$$\varphi_{\text{max}} = T_{\text{max}} / T_{\text{ном}},$$

де T_{max} – максимальний пусковий момент двигуна, Н*м;
 $T_{\text{ном}}$ – номінальний момент двигуна, Н*м.

Момент статичних опорів при роботі крана (візка) без вантажу T_c , Н*м,

$$T_c = \frac{F_{\text{пер}}^1 D_k}{2u_p \eta},$$

де $F_{\text{пер}}^1$ - опір пересування крана (візка) без вантажу, Н.
 η – ККД механізму.

$$F_{\text{пер}}^1 = F_{\text{тр}}^1 + F_{\text{укл}}^1 + F_{\text{в}}^1,$$

де $F_{\text{тр}}^1$ - опір тертя, без обліку вантажу, Н;
 $F_{\text{укл}}^1$ - опір від ухилу колії, без обліку вантажу, Н;
 $F_{\text{в}}^1$ - опір від вітру, без врахування вантажу, Н.

$$F_{\text{тр}}^1 = k_p * m * g \frac{fd_k + 2\mu}{D_k},$$

$$F_{\text{укл}}^1 = m * g * \sin\alpha,$$

$$F_B = p * A_k.$$

Момент інерції муфт швидкохідного вала I_M , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$, визначається за формулою

$$I_M = z_M * I_M^1,$$

де I_M^1 - момент інерції однієї муфти, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;
 z_M - загальна кількість муфт на валу.

Момент інерції ротора двигуна I_p , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$, приймається за каталогом.

Момент інерції ротора двигуна I_M , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$, і момент інерції муфт I_M , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$, визначається за формулою

$$I = I_p + I_M.$$

Фактичний час пуску механізму пересування без вантажу t_n , с, (отже, вантажопідйомність Q , кг, не враховується)

$$t_n = \frac{\delta * I * n}{9,55(T_{\text{ср.п}} - T_c)} + \frac{9,55(m + Q) * (V_{\text{пер}}^\Phi)^2}{n(T_{\text{ср.п}} - T_c)\eta},$$

де δ - коефіцієнт, що враховує вплив системи обертових мас привода механізму (крім ротора двигуна і муфти),

$$\delta = 1,1 \dots 1,25 [1];$$

I - момент інерції ротора двигуна і момент інерції муфт, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

n - частота обертання, хв^{-1} ;

$T_{\text{ср.п}}$ - середній пусковий момент двигуна, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

T_c - момент статичних опорів при роботі крана (візка) без вантажу, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

m - маса крана (візка), кг;

$V_{\text{пер}}^\Phi$ - фактична швидкість пересування крана (візка), м/с;

η – ККД механізму.

Фактичне прискорення крана (візка) без вантажу при пуску a_{ϕ} , м/с^2 ,

$$a_{\phi} = \frac{V_{\text{пер}}^{\phi}}{t_n},$$

де $V_{\text{пер}}^{\phi}$ - фактична швидкість пересування крана (візка), м/с ;
 t_n - фактичний час пуску механізму пересування без вантажу, с .
Перевіряємо фактичний запас зчеплення. Для цього знайдемо:

а) сумарне навантаження на приводні колеса без вантажу $F_{\text{пр}}$, Н ,
(спрощено за такою формулою можна визначати сумарне навантаження при симетричному розташуванні приводів, див. рисунок 1)

$$F_{\text{пр}} = m \frac{z_{\text{пр}}}{z} g,$$

де m – маса крана (візка крана), кг ;
 $z_{\text{пр}}$ – кількість приводних ходових коліс;
 z – загальна кількість ходових коліс;

б) опір пересуванню крана без вантажу $F_{\text{пер}}^1$, Н .

Фактичний запас зчеплення k_{ϕ} [3]:

$$k_{\phi} = \frac{F_{\text{пр}} * \varphi}{F_{\text{пер}}^1 + m * g \left(\frac{a_{\phi}}{g} - \frac{z_{\text{пр}}}{z} f \frac{d_k}{D_k} \right)} \geq 1,2.$$

де m - маса крана (візка), кг ;
 g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;
 f - коефіцієнт тертя в підшипниках кочення ходових коліс,
 $f=0,02$ [1];
 d_k - діаметр цапфи вала ходового колеса, м .

D_k – діаметр ходового колеса, м;

F_{np} - сумарне навантаження на приводні колеса без вантажу, Н,

z - загальне число ходових коліс візка $z = 4$, приводних $z_{np}=2$

z_{np} – кількість приводних ходових коліс;

$F_{пер}^1$ - опір пересування крана (візка) без вантажу, Н.

φ – коефіцієнт зчеплення ходових коліс з рейками (при роботі у приміщенні $\varphi=0,15$; при роботі на відкритому повітрі $\varphi=0,12$; при роботі з пісочницями $\varphi=0,2$);

a_φ - фактичне прискорення крана (візка) без вантажу припуску, $м/с^2$.

4.7 Визначення гальмових моментів і вибір гальма

Максимальне припустиме уповільнення крана (візка) при гальмуванні a^T_{max} , $м/с^2$,

$$a^T_{max} = \left(\left(\frac{z_{np}}{z} \left(\frac{\varphi}{k_\varphi} - \frac{f * d_k}{D_k} \right) + (2\mu + f * d_k) \frac{1}{D_k} \right) - \frac{F^p}{m * g} \right) g,$$

Приймаємо a^T_{max} , $м/с^2$, за таблицею 5.

Таблиця 5 – Найбільші припустимі прискорення і уповільнення [a] механізмів пересування кранів з гнучким підвісом вантажу за умовами технологічного процесу

Призначення крана	[a], $м/с^2$, при вантажопідйомності, т		
	до 3,2	3,2...12,5	більш 12,5
Перевантаження штучних вантажів:			
- з ручним стропуванням	0,20	0,15	0,10
- за допомогою приводного захвату	0,10	0,10	0,10
Перевантаження насипних вантажів за допомогою грейфера	0,25	0,25	0,25
Монтажні роботи	0,10	0,07	0,05
Транспортування рідкого металу	0,10	0,10	0,10

Час гальмування крана (візка крана) без вантажу t , с,

$$t = \frac{V_{\text{пер}}^{\Phi}}{a_{\text{max}}^T},$$

де $V_{\text{пер}}^{\Phi}$ - фактична швидкість пересування візка, м/с.

Опір при гальмуванні крана (візка крана) без вантажу $F_{\text{тр}}^T$, Н,

$$F_{\text{тр}}^T = mg \frac{fd_k + 2\mu}{D_k},$$

де m - маса крана (візка), кг;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

f - коефіцієнт тертя в підшипниках кочення ходових коліс, $f=0,02$ [1];

d_k - діаметр цапфи вала ходового колеса, м;

D_k – діаметр ходового колеса, м;

μ - коефіцієнт тертя кочення ходових коліс по рейках із плоскою головкою (таблиця 2).

Момент статичних опорів на валу гальма механізма пересування при несприятливому поєднанні навантажень під час гальмування T_c^T , Н*м,

$$T_c^T = T_{\text{тр}}^T - T_{\text{укл}}^T - T_{\text{в}}^T,$$

де $T_{\text{тр}}^T$ - момент сил тертя при гальмуванні, Н*м;

$T_{\text{укл}}^T$ - момент опору руху від ухилу колій, Н*м (визначається, якщо є ухил);

$T_{\text{в}}^T$ - момент від вітрового навантаження, Н*м (визначається, якщо кран працює на відкритому повітрі).

$$T_c^T = \frac{F_{\text{тр}}^T * D_k \eta_T}{2 * u_p},$$

де $F_{тР}^T$ - опір при гальмуванні крана (візка крана) без вантажу, Н;
 u_p - передаточне число редуктора, який було вибрано;
 η_T - ККД механізму.

Момент сил інерції при гальмуванні крана (візка крана) без вантажу $T_{ин}^T$, Н*м,

$$T_{ин}^T = \frac{\delta * I * n}{9,55 * t_T} + \frac{9,55 * m * V^2 * \eta}{n * t_T}.$$

де t_T - час гальмування крана (візка крана) без вантажу, с;
 n – частота обертання двигуна, хв⁻¹;
 η - ККД кранових механізмів при нормальному навантаженні, [1];
 δ - коефіцієнт, що враховує вплив системи обертючих мас привода механізму (крім ротора двигуна і муфти), $\delta = 1,1 \dots 1,25$ [1];
 I - момент інерції ротора двигуна і момент інерції муфт, кг*м²;
 m – маса крана (візка крана), кг;
 V - фактична швидкість пересування крана (візка крана), м/с;
 η – ККД механізму.

Розрахунковий гальмовий момент на валу гальма T_p^T , Н·м,

$$T_p^T = T_{ин}^T - T_c^T$$

Вибираємо гальмо, визначаючи тип гальма, діаметр гальмового шківa і найбільший гальмовий момент.

Мінімальна довжина шляху гальмування S , м,

$$S = V^2 / k,$$

де k - коефіцієнт, що залежить від місця роботи крана (таблиця 6).

Фактична довжина шляху гальмування S_ϕ , м,

$$S_\phi = 0,5 V t,$$

де t - час гальмування крана (візка крана) без вантажу, с.

Таблиця 6 - Рекомендована мінімальна довжина шляху при гальмуванні механізму пересування моста (візка крана) мостового крана

Відношення кількості ходових коліс, що загальмовуються, до їх загальної кількості	Довжина шляху гальмування S, м
25	$(2 \cdot V^2 / k)$
50	V^2 / k
100	$V^2 / 2 \cdot k$

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. - Минск: Вышэйшая школа, 1983. – 350 с.

2 Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. Государственный нормативный акт об охране труда ДНАОП № 0-1.03-93. - К., 1994.

3 Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. - 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Выща шк., Головное изд-во, 1988. – 424 с.

4 Александров М.П. Грузоподъемные машины: Учеб. для вузов. - М.: Высшая школа, 2000. – 552 с.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання практичних занять
з дисципліни “Підйомно-транспортні та вантажно-
розвантажувальні машини”
для студентів спеціальності 7.090214
усіх форм навчання

Відповідальний за випуск Євтушенко А.В.

Редактор

Підписано до друку _____
Формат паперу 60*84 1/16. Папір писальний.
Умовн.-друк. арк. Обл.-вид. акр.
Замовлення № .Тираж 100 .Ціна

Видавництво УкрДАЗТ, свідоцтво ДК №112 від 06.07.2000р.
Друкарня УкрДАЗТу,
61050, Харків – 50, пл. Фейєрбаха, 7