

УДК 621:62-182.8

**РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ ПЕРЕСУВАННЯ НА  
РЕЙКОВОМУ ХОДУ**

*Г.О. Іванов, кандидат технічних наук, доцент*

*П.М. Полянський, кандидат економічних наук, доцент*

*О.М. Дюльгер, здобувач вищої освіти групи М4/2*

*В.Ю. Красносьолов, здобувач вищої освіти групи М4/1*

*Миколаївський національний аграрний університет*

*Наведені відповідні залежності для розрахунку механізмів пересування на рейковому ході. Приведена перевірка рейкових механізмів на сталість руху. Даний розрахунок гальмівного моменту та вибір гальма.*

**Ключові слова:** механізми пересування, опір пересуванню, опір перекочуванню колеса, загальне зусилля, потужність двигуна, сталість руху

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 одній 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) валами.

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.

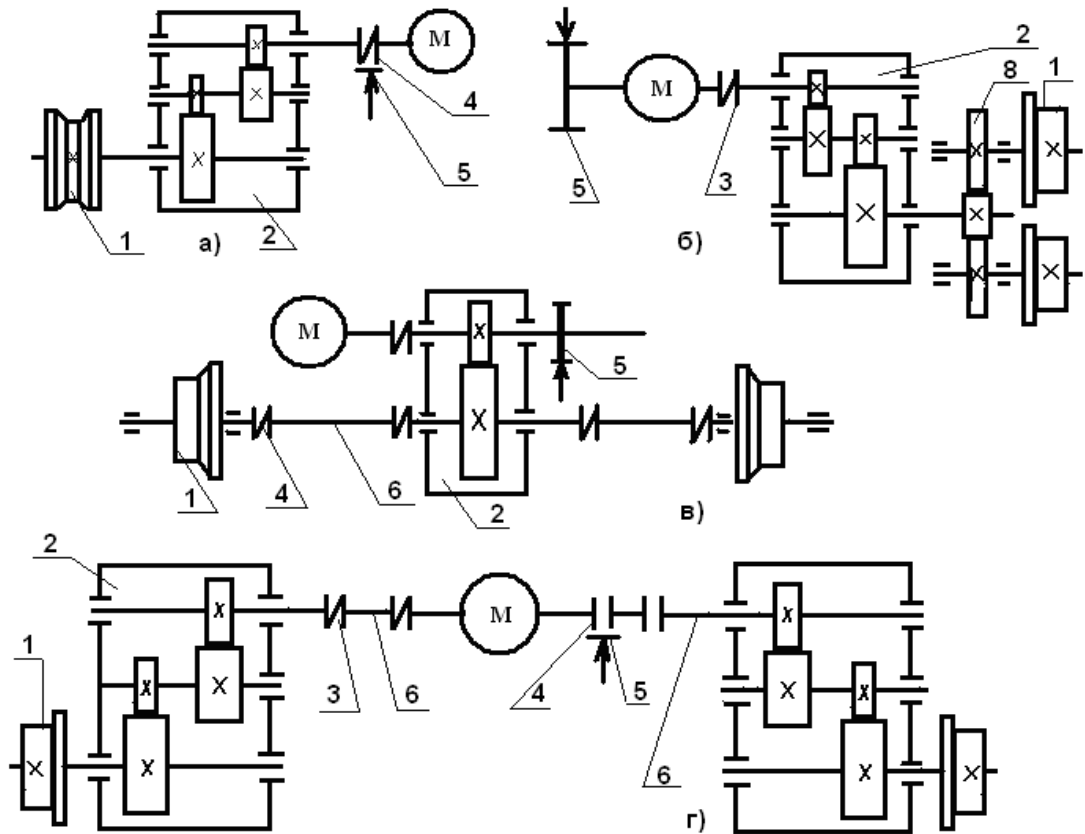


Рис. 1. Кінематичні схеми механізмів пересування:

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

Механізми пересування (див. 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  $F_B$ , 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, кривини 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

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. (див. рис. 1, а). Сили визначаються так:

$$W = F_{\delta} + F_{\varepsilon} + F_{\delta}; \quad F_{\delta} = (G + G_{\varepsilon})fd / D; \quad F_{\varepsilon} = (G + G_{\varepsilon})2k / D. \quad (2)$$

де  $F_m$  – 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 кочення;  $d$  – діаметр цапфи;  $f$  – 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,  $k = (3 - 12) 10^{-4}$ .

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:

$$W = (G + G_{\epsilon}) \left( \frac{fd + 2k}{D} \right) k_p + 0,7F_{\hat{a}} + F_y. \quad (3)$$

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

$k_p = 2...2,5$ ; для кранів на циліндричних безребордних колесах з напрямними боковими роликами (рис. 2, б) умовно беруть  $k_p = 1,1$ .

Зусилля від уклону підкранової колії

$$F_{\delta} = (G + G_{\epsilon}) \sin \alpha_{\delta} \approx (G + G_{\epsilon}) \alpha_{\delta}, \quad (4)$$

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

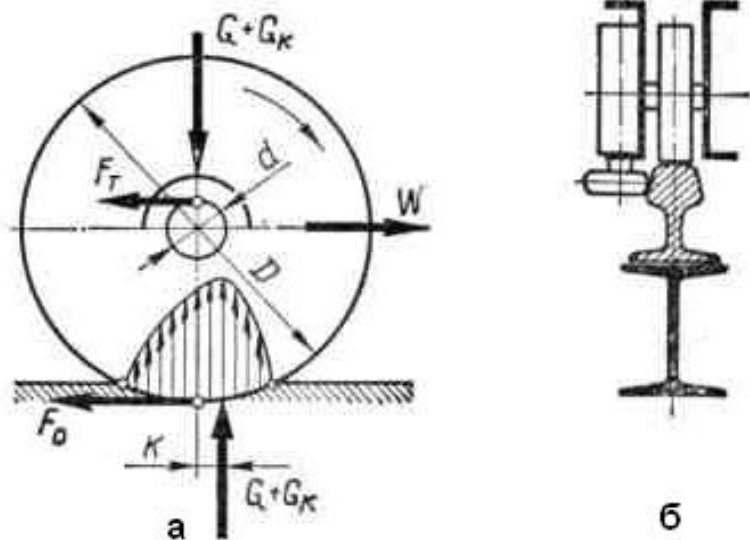


Рис. 2. Розрахункова схема механізму пересування (а) і схема безребордного колеса з напрямним роликом (б)

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

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

Для механізмів пересування електроталей опір визначають за формулою:

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

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

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

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  $W_{заг}$  (кН) пересування навантаженого крана з урахуванням сил інерції мас  $F_i$  у пусковий період:

$$W_{заг} = W + F_i = W + (1,1 \dots 1,3)(m_{\varepsilon} + m_{\kappa})a, \quad (6)$$

де  $m_{\varepsilon}$ ,  $m_{\kappa}$  – 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:

$$P = \frac{(W + F_i)v}{\psi_{i.н.ед.} \cdot \eta_i} \quad (7)$$

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

Потужність двигуна можна визначити інакше – через коефіцієнт тяги:

$$P = \frac{(G + G_{\hat{e}})v}{\psi_{i,н\delta} \cdot \eta_i} \left( \omega_0 + \frac{\alpha\delta}{g} \right), \quad (8)$$

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

Передаточне число редуктора:  $u_p = \omega/\omega_{\kappa}$ .

Кутова швидкість колеса:  $\omega_{\kappa} = 2v/D$ .

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:

$$P = \frac{(G + G_{\hat{e}})v}{\psi_{i,н\delta} \cdot \eta_i} + \left[ \omega_0 + \frac{a}{g} (\delta + \beta) \right]. \quad (9)$$

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

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

$$P_{ст max} = W_{ст max} v/\eta_m. \quad (10)$$

Ця потужність може бути більшою, ніж потужність, яку знайдено за формулами з урахуванням сил інерції:  $P > P_{ст max}$ .

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

$$P_{\text{н\ddot{o}}} = \frac{W_{\text{i\ddot{a}\ddot{o}}} \cdot V_{\text{i}}}{102 \cdot \eta_0}, \text{ кВт.}$$

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

Перевірка рейкових механізмів на сталість руху. Через це треба провести перевірку механізму на стійкість руху крана, виконавши розрахунок коефіцієнта запасу зчеплення колеса з рейкою. Оскільки ймовірність нестійкого руху більша при малому тиску на приводні колеса, то розрахунок слід робити для кранів з роздільним приводом, коли крановий візок перебуває в одному з крайніх положень моста.

Умова стійкого руху:

$$F_{\text{з\ddot{c}}} \geq k_{\text{з\ddot{c}}} (W_{\text{з\ddot{a}\ddot{a}}} - F_{\text{\ddot{o}}}), \quad (11)$$

де  $k_{\text{з\ddot{c}}}$  – коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою.

Щоб не було буксування ходових коліс, сила зчеплення повинна бути більшою за загальне тягове зусилля  $W_{\text{з\ddot{a}\ddot{g}}}$  привода ненавантаженого крана при пуску без урахування опору від тертя в підшипниках коліс  $F_{\text{T}}$ .

Для забезпечення необхідного запасу зчеплення ( $k_{\text{з\ddot{c}}} \geq 1,2$ ) при пуску ненавантаженого крана його прискорення повинно бути не більшим ніж те, що визначено за формулою:

$$\dot{a}_{\text{i max}} = \left[ z_{\text{i\ddot{o}}} / z_{\text{з\ddot{a}\ddot{a}}} (\varphi_{\text{з\ddot{c}}} / k_{\text{з\ddot{c}}} + fd / D) - \omega_0 - F_{\text{\ddot{a}}} / G_{\text{\ddot{e}}} \right] g. \quad (12)$$

Тут  $\omega_0$  – коефіцієнт опору пересуванню крана;  $z_{\text{пр}}$  – число приводних коліс;

$z_{\text{з\ddot{a}\ddot{g}}}$  – загальне число коліс на крані;  $\varphi_{\text{з\ddot{c}}}$  – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою.

Коефіцієнт зчеплення залежить від стану колії та умов роботи крана:

$\varphi_{\text{з\ddot{c}}} = 0,12$  для кранів, що працюють на відкритому повітрі;  $\varphi_{\text{з\ddot{c}}} = 0,20$  для кранів, установлених у закритих приміщеннях;  $\varphi_{\text{з\ddot{c}}} = 0,25$  для кранів з

піскоструминним пристроєм;  $\varphi_{зч} = (0,35 - 0,45)$  для коліс з гумовим ободом.

Фактичний коефіцієнт запасу зчеплення ведучих коліс з рейками в загальному вигляді з урахуванням вітрових навантажень

$$k_{\varphi} = \frac{\varphi_{\varphi}}{\left(\ddot{a}_i / g + F_{\hat{a}} / G_{\hat{e}} + \omega_0\right) z_{\varphi\hat{a}\hat{a}} / z_{i\hat{o}} - fd / D} \geq 1,2; \quad (13)$$

де  $a_n$  – фактичне прискорення при пуску,  $a_n = v/t_n$ ;  $\omega_0$  – коефіцієнт опору пересуванню крана [формула (5)] при  $k_p = 1$ .

Допустиме середнє прискорення становить (0,05- 0,25) м/с<sup>2</sup>, максимальне – (1-1,2) м/с<sup>2</sup>.

З урахуванням пружних коливань механізму та ударів в приводі при замкненні зазорів у з'єднаннях коефіцієнт запасу зчеплення можна визначити за формулою

$$k_{\varphi} = \frac{G_{\varphi} \varphi D / 2}{T_{i.\hat{e}} + \sqrt{T_{i.\hat{e}}^2 + 2c\theta T_{i.\hat{e}}}} \geq 1.$$

Тут  $D$  – діаметр приводного колеса;  $c$  – коефіцієнт крутильної жорсткості трансмісійних валів;  $\theta$  – зведений кутовий зазор у трансмісії;  $T_{n.k}$  – крутний момент на валу приводних ходових коліс: при розгоні  $T_{i.\hat{e}} = T_{i.\hat{n}\hat{e}\hat{o}} \cdot u_i \cdot \eta_i$ ; при гальмуванні  $T_{i.\hat{e}} = T_{\hat{a}} \cdot u_i \cdot \eta_i$ ,

де  $T_{n.cер}$  – середньопусковий момент усіх приводних коліс;  $T_{\Gamma}$  – гальмівний момент усіх гальм;  $u_m, \eta_m$  – відповідно передаточне число і ККД механізму.

Механізми з індивідуальними приводами перевіряють на зчеплення коліс з рейками при роботі з одним приводом, коли крановий візок без вантажу розташований на боці привода. Коефіцієнт запасу зчеплення в цьому разі

$$k_{зч} = 1,02 - 1,1 \text{ (більше значення – при дії на кран вітрових сил).}$$

Розрахунок гальмівного моменту та вибір гальма. Призначення гальма в механізмі пересування – поглинання кінетичної енергії



поступально рухомих і обертових мас крана. За нормами Держтехнагляду всі крани і кранові візки із швидкістю руху більше ніж 0,5 м/с повинні мати гальма. Розрахунок гальмівного моменту механізму пересування виконується за умови відсутності буксування приводних коліс по рейках при максимально допустимих сповільненнях.

Гальмівний момент визначають як різницю моментів сил інерції рухомих мас і мінімального моменту сил опору пересуванню:

$$T_{\bar{a}} = M_i - M_{i \min} . \quad (14)$$

Вираз для гальмівного моменту можна записати в загальному вигляді:

$$T_{\bar{a}} = \left( \frac{mv^2}{\omega_{\bar{a}}^2} \eta_i + \Sigma J_{i\bar{a}} \right) \varepsilon - \frac{W_{0 \min} R_{\bar{e}}}{u_p} \eta_i . \quad (15)$$

Тут  $m$  – маса крана, кг;  $\Sigma J_{об}$  – сума моментів інерції обертових деталей крана, зведених до гальмового вала, кг·м<sup>2</sup>;  $\omega_r$  – кутова швидкість вала, на якому встановлено гальмо, рад/с;  $v$  – швидкість руху крана, м/с;  $\varepsilon$  – кутове прискорення, рад/с<sup>2</sup>,  $\varepsilon = \omega_r / t_r$ .

Мінімальна сила опору визначається без урахування тертя в ребордах ходових коліс ( $k_p = 1$ ) та при русі крана під кутом:

$$W_{0 \min} = G(\omega_0 - \alpha_y) . \quad (16)$$

Для забезпечення необхідного коефіцієнта запасу зчеплення і запобігання пробуксовуванню приводних коліс максимальне прискорення при гальмуванні повинно бути не більшим ніж те, що визначається за формулою:

$$a_{\bar{a}} = \left[ z_{i\bar{a}} / z_{\zeta\bar{a}\bar{a}} (\varphi / k_{\zeta\bar{a}} - fd / D) + \omega_0 \right] g . \quad (17)$$

Мінімально допустимий час гальмування

$$t_{\bar{a}} = 2s_{\bar{a}} / v_{\bar{e}} . \quad (18)$$

Гальмівний момент у механізму пересування кранів, які працюють на відкритому повітрі без протиугінних пристроїв:

$$T_{\bar{a}} = k_3 \frac{D\eta_i}{2u_i} (W_{\hat{a}} + W_{\hat{o}} - W_{\hat{п\delta}}),$$

де  $W_{\hat{b}}$ ,  $W_{\hat{y}}$  – опори відповідно від вітрових сил робочого стану та уклону рейок;

$W_{\text{ст}}$  – статичний опір пересуванню крана без вантажу і при  $k_p = 1$ ;  $k_3$  – коефіцієнт запасу,  $k_3 = 1,15$ .  $D$  – діаметр ходового колеса;  $u_m$ ,  $\eta_m$  – відповідно передаточне число механізму (до гальмового вала) і ККД.

Сповільнення і відповідні до них мінімальні шляхи гальмування наведено в табл. 1.

Цей гальмівний момент не повинен перевищувати момент від юзу – при ковзанні нерухомих коліс по рейках:

$$T_{\bar{a}} \leq \dot{I}_p = G_{\text{зч}} \varphi \eta_i / 2u_i,$$

де  $G_{\text{зч}}$  – зчеплення приводних коліс;  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою.

Таблиця 1

Сповільнення і мінімальний шлях гальмування

$G_{\text{зч}}/G$	Коефіцієнт зчеплення $\varphi_{\text{зч}}$			
	0,12		0,20	
	$a_{\Gamma}, \text{ м/с}^2$	$s_{\Gamma}, \text{ м}$	$a_{\Gamma}, \text{ м/с}^2$	$s_{\Gamma}, \text{ м}$
1	0,90	$v^2/1,8$	1,5	$v^2/3,06$
1/2	0,45	$v^2/0,9$	0,75	$v^2/1,53$
1/4	0,25	$v^2/0,46$	0,40	$v^2/0,625$

Для роздільного привода гальмівний момент на кожному механізмі складає:

$$T_{\bar{a},\delta} = T_{\bar{a}} / n,$$

Тут  $n$  – кількість приводів.

## Література

1. Тіщенко Л. М. Проектування вантажопідійомних машин та навантажувачів / Л. М. Тіщенко, В. О. Білостоцький. – Харків, 2003. – 401 с.
2. Любін М. В. Механізація транспортуючих та вантажопідіймальних робіт. Ч. I. / за ред. П. С. Бердника ; М. В. Любін, П. С. Берник. – Київ–Вінниця : Урожай, 1996–191 с.
3. Красников В. В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве / В. В. Красников. – М. : Колос, 1984. – 368 с.
4. Справочник по кранам : В 2 т. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / под общ. ред. М. М. Гохберга ; [ В. И. Брауде, М. М. Гохберг, И. Е. Звягин и др.]. – М. : Машиностроение, 1988.–536 с.
5. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / под общ. ред. М. М. Гохберга ; [М. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Ковин и др.]. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отделение, 1988.–559 с.
6. Підйомно-транспортні машини. Навчально-методичний посібник. Навчально-методичний комплекс дисципліни / І. М. Бендера, О. Я. Стрельчук, Г. О. Іванов та ін. Кам'янець-Подільський, ФОП Сисин О.В., Абетка, 2014. – 368 с.

Расчет механизмов передвижения на рельсовом ходу. Г.А. Иванов, П.Н. Полянский, А.Н. Дюльгер, В.Ю. Красносьолов

*Приведены соответствующие зависимости для расчета механизмов передвижения на рельсовом ходу. Приведена проверка рельсовых механизмов на устойчивость движения. Данный расчет тормозного момента и выбор тормоза.*

Calculation of the mechanisms of movement on the railroad run. H.A. Ivanov, P.N. Polyansky, A.N. Dyulger, V.Y. Krasnosolov

*The corresponding dependencies for calculation of mechanisms of movement on a railroad run are given. The check of rail mechanisms for stability of movement is given. This calculation of brake torque and brake selection.*

**УДК 678.01:621.7**

**К МЕХАНИЗМУ ФОРМИРОВАНИЯ ЗАРЯДОВАЯ МОЗАИКА НА ПОВЕРХНОСТИ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ПОЛИКРИСТАЛЛОВ**

*В.А. Лиопо, доктор технических наук, профессор*

*В.А. Струк, кандидат технических наук, доцент*

*А.Н. Сенько, кандидат физико-математических наук, доцент*

*Е.В. Овчинников, кандидат технических наук, доцент*

*С.В. Авдейчик, ассистент*

*УО «Гродненский государственный университет имени Янки Купалы», г. Гродно, Беларусь*

*В статье приведены исследования барьерной модели механизма возникновения мозаики на поверхности металлических поликристаллических подложек.*

**Ключевые слова:** зарядовая мозаика, поликристаллы, барьерная модель

При формировании и эксплуатации статических (адгезионных) и динамических (триботехнических) металлополимерных систем важное значение имеют физико-химические процессы на границе раздела. На механизм реализации и кинетику этих процессов существенное влияние