

**ВИЗНАЧЕННЯ ОПОРУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА
ПІД ЧАС ЙОГО НАЙЗДУ НА ТУПІКОВІ УПОРИ**
©Семьнін І. І.*Українська інженерно-педагогічна академія***Інформація про автора:**

Ілля Іван Іванович: ORCID: 0000-0001-7872-8526; iivanyu@ipma.gov.ua; кандидат технічних наук, доцент кафедри металургійного обладнання і транспортних систем, Українська інженерно-педагогічна академія, вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Забезпечення безпеки експлуатації вантажопідіймальних кранів потребує точного визначення горизонтальної сили при найзді крана на тупикові упори, що унеможливають схід крана з рейок. Це потрібно для розрахунку буферних пристроїв, що гасять кінетичну енергію крана, та конструкції тупикових упорів. Визначення горизонтальної сили найзду буде більш точним, якщо при її розрахунках врахувати опір пересуванню крана.

Для визначення опору пересуванню крана необхідно знати типорозмір крана, в яких умовах він працює, його кінематичні параметри. Умови, в яких працює кран, потрібні для визначення коефіцієнту тертя ковзання у вальцях ковзання ходових коліс і коефіцієнту тертя другого роду ходового колеса по рейці, оскільки ці коефіцієнти великою мірою залежать від забрудненості і підкранових рейок, діаметру ходових коліс і типорозміру рейок.

Уточнене значення опору пересуванню крана дозволяє визначити не тільки горизонтальну силу найзду крана на тупикові упори, але й необхідну потужність електродвигунів, що забезпечить правильний вибір типорозміру двигунів, зменшуючи вартість механізму пересування, установлену потужність і витрату електроенергії.

Ключові слова: опір пересуванню крана, тупиковий упор, буфер, сила найзду крана на тупикові упори.

Ісемени И. И. «Определение безопасности сопротивления передвижению крана во время его наезда на тупиковые упоры».

Обеспечение безопасности эксплуатации грузоподъемных кранов требует определения горизонтальной силы при наезде крана на тупиковые упоры, которые делают невозможным сход крана с рельсов. Это необходимо для расчета буферных устройств, которые гасят кинетическую энергию крана, и конструкций тупиковых упоров. Определение горизонтальной силы наезда будет более точным, если при ее расчетах учитывать сопротивление передвижению крана.

Для определения сопротивления передвижению крана необходимо знать типоразмер крана, в каких условиях он работает, его кинематические параметры. Условия, в которых работает кран, нужны для определения коэффициента трения скольжения в подшипниках скольжения ходовых колес и коэффициента трения второго рода ходового колеса по рельсу, так как эти коэффициенты в большой степени зависят от загрязнения подкрановых путей, диаметра ходовых колес и типоразмера рельсов.

Уточненное значение сопротивления передвижению крана позволяет определить не только горизонтальную силу наезда крана на тупиковые упоры, но и необходимую мощность

електродвигателів, що забезпечит правильний вибор типорозмера двигателів, уменьшая стоимость механизма передвижения, установленную мощность и расход электроэнергии.

Ключевые слова: сопротивление передвижению крана; тупиковый упор; буфер; сила наезда крана на тупиковые упоры.

Анотация I. "Estimation of the crane moving resistance during it's running into the end stops".

Providing safety of hoist cranes operation requires the estimation of the horizontal force during crane's running into the end stops that do impossible derailment of crane. It's necessary for calculation of the buffers that shows down the kinematic energy of crane and constructions of end stops. Estimation of horizontal force of crane's running will more exactly if during calculation it will allow for crane moving resistance.

For determination of the crane moving resistance is necessary to know crane dimension-type, working conditions and kinematic parameters of crane. Working conditions are need for estimation of coefficient of kinetic friction in slide bearings of wheels and coefficient of rolling friction of wheel on rail. These coefficients to a greater extent from dirty level of gantry rail, wheels diameter and rails dimension-type.

Specified value of crane moving resistance allows to estimate not only the horizontal force during crane's running into the end stops but necessary power of motors and decrease cost of movement mechanism, established power and electrical energy consumption.

Key words: crane moving resistance; end stop; buffer; force of crane's running into the end stops.

1. Вступ

Відповідно до п. 4.1.125, 4.1.1.28 Правил [1] вантажопідійомні крани, які пересуваються рейковою колією, повинні бути обладнані буферними та тупиковими пристроями, які є елементами захисної системи кранів у кінцевих ділянках колії. При цьому тупикові упори повинні бути «розраховані на найбільше можливе робоче навантаження» [1]. Таким навантаженням є горизонтальне навантаження, що направлено вздовж кранового шляху та викликане ударом крана о тупиковий упор [2].

2. Постановка проблеми

При розрахунках тупикових упорів потрібно чітко розуміти, з якою швидкістю кран наїждатиме на тупикові упори. Це необхідно для того, щоб не витрачати зайвий матеріал при виготовленні занадто міцних тупикових упорів і проєктувати буферні пристрої потрібної енергоємності (для уникнення надто жорсткого удару крана в тупикові упори). Проте доволі часто це складно зробити, оскільки потрібно враховувати рушійну силу від двигуна приводу механізму пересування крана та опір пересуванню.

3. Аналіз досліджень

В роботі [3] було запропоновано рушійну силу від двигуна приводу механізму пересування крана обчислювати за такою формулою:

$$F_{\text{пр}} = \frac{2 \cdot 9550 \cdot \frac{N}{n} \cdot \eta}{D_{\text{к}}} , \quad (1)$$

Щидливо-транспортні машини

де N – потужність двигуна механізму пересування крана, кВт;
 n – частота обертання валу електродвигуна, об/хв.;
 l – передаточне число редуктора;
 η – ККД механізму пересування крана;
 D_k – діаметр ходового колеса крана, м.

Щодо опору пересуванню крана з урахуванням сил інерції, то в роботі [4] він визначається як

$$W_{cr} = W_{cr0} + 1,2 \frac{G_k + Q}{g} a_x, \quad (2)$$

де W_{cr0} – опір пересуванню крана з номінальним вантажем від сил тертя та умов шляху, Н;
 $1,2$ – коефіцієнт запасу зчеплення;
 G_k – вага крана, Н;
 Q – вага вантажу, Н;
 g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;
 a_x – середнє прискорення крана при пуску (використовується для перевірки зчеплення ходових коліс крана з рейкою), для мостових кранів загального призначення приймаємо $a_x = 0,2 \text{ м/с}^2$ [5].

Але для більш точної оцінки горизонтального навантаження необхідно розуміти, як знаходиться опір пересуванню крана в загальному випадку.

4. Основний матеріал

Опори пересуванню крана створюються при зчепленні коліс по рейках і у вальничих коліс. Ці опори мають місце завжди і можуть бути названі постійними [6]. Але оскільки навіть при дуже добром виготовленні конструкції крана та кранової колії неможливо забезпечити правильне переміщення крана без нахилу ребра (або горизонтальних коліс), то додаткові опори пересуванню є неминучими. Там більше це є очевидним в реальних умовах, коли ми стикаємося з різницею діаметрів ходових коліс, перекосом коліс, неправильним вкладанням рейок та іншими моментами. Додаткові опори викликаються поперечними та подовжаними (вдвож рейок) ковзанням коліс, тертям ребра о голівки рейок, тертям маточин або зростанням втрат у вальничих зчепленнях під впливом поперечних навантажень коліс.

Прийнята класифікація є достатньо умовною, в будь-якому випадку треба пам'ятати про те, що додаткові опори можуть бути більше за постійні, а деякі з них можуть бути

В загальному ж випадку всіма постійними. Наприклад, рух крана в нерозв'язаному стані вводи влізубується на всій довжині кранової колії, отже, при цьому діють зчепленні за величиною додаткові опори, які нерідко перевищують опори, що названі постійними. Інший приклад маємо в русі двох приводних коліс, зв'язаних зубчастою передачею. При рівних діаметрах коліс додаткових опорів немає, при різниці діаметрів такі опори виникають і є постійними в тій мірі, в якій зберігається різниця діаметрів.

Крім названих опорів, що є в цілому опорами тертя, маємо опори, викликані ухилом кранових колій і тиском вітру для кранів, які працюють на відкритих майданчиках.

Опори тертя, ухили колій, тиск вітру не є постійними, тому необхідно мати достатньо повне уявлення про характер опорів пересування та їх можливих комбінаціях. Перецінка опорів руху призводить, як вже зазначалося, до вибору надто потужних двигунів зі всіма негативними наслідками, що впливають згодом: збільшується вага та вартість механізму пересування, установка погужість і витрати електроенергії, збільшуються нерівності навантаження, швидше зношуються деталі механізмів і руйнуються металоконструкції і кранові колії.

Повний опір руху від сил тертя звичайно визначається за формулою:

$$W = G\beta_1 = \frac{f_1 G d_1 + 2k_1 G}{D_1} \quad (3)$$

де f_1 – коефіцієнт тертя ковзання у вальних ковзання ходових коліс або приведений коефіцієнт тертя для вальних ковчання ходових коліс;
 d_1 – діаметр шпindel вальниць, мм;

k_1 – коефіцієнт тертя другого роду ходового колеса по рейці, см;

β_1 – коефіцієнт, який враховує тертя реборд і маточини ходового колеса, нерівності рейок та інші невраховані опори.

Для вальниць ковзання $\beta_1 = 1,2 - 1,8$.

Для вальниць ковчання $\beta_1 = 2,5 - 5,2$.

На практиці коефіцієнт тертя другого роду ходового колеса по рейці k_1 становить 0,05–0,08, проте теоретично k_1 має менше значення. Практичні значення подаються у зв'язку з тим, що крани звичайно працюють у запланованих умовах і при своєму переміщенні зустрічають великі опори пересування. Другою причиною підвищення коефіцієнта k_1 є знос робочої поверхні коліс, нерівномірність якої підвищує коефіцієнт ковчання.

Щодо коефіцієнта тертя ковзання у вальних ковзання ходових коліс, то лабораторних умовах, як зазначається в роботі [7] отримані значення $f_1 = 0,001 - 0,007$, практичні ж значення – $f_1 = 0,005 - 0,015$, які й більше, особливо у випадку регульованих розминомірних вальниць. Цю повністю велику розбіжність рекомендацій у окремих авторів ($f_1 = 0,0015 - 0,03$) певне, для правильно змонтованої радіально навантаженої вальниці величина $f_1 = 0,01$ перебільшена, при наявності ж осьових навантажень, які сприймаються разом з радіальними, значення f_1 має бути більшим.

Запас зчеплення при гальмуванні може бути визначений за однією з таких формул:

$$k_n = \frac{G_n f_n \frac{D_n}{2}}{(M_{T_{max}} - M_n) \frac{r}{\eta} + G_n f_n \frac{D_n}{2}} \geq 1,0 \quad (4)$$

або

$$k_n = \frac{G_n f_n}{\frac{G}{a} a_{T_{max}} - G a + R_n + G_n + G_n f_n \frac{D_n}{2}} \geq 1,0, \quad (5)$$

Щидально-транспортні машини

де G_n – зчітна вага в порожньому стані і сума тисків повільних ходових коліс;
 f_n – коефіцієнт зчеплення ободу повільних коліс з рейкою, коефіцієнт тертя спокою;
 D_n – діаметр ходових коліс;
 $M_{гн}$ – найбільший гальмівний момент з урахуванням динаміки змикання гальма;
 f – коефіцієнт тертя у вальних повільних коліс;
 G – вага механізму;
 ω – коефіцієнт опору руху;
 P_t – вітровий тиск;
 α – зумил підкранових коліс;
 $M_{гн}^*$ – частина найбільшого гальмівного моменту, що поглинається внерігю частина, що обертається.

Висновки

При розрахунках горизонтальної сили від наїзду крана на тупикові упори, буферних пристроїв і самих тупикових упорів потрібно враховувати опір пересуванню крана, що залежить від тупикового крана, умов, в яких він працює та деяких кінематичних параметрів, наведених вище.

Список використаних джерел:

1. Правила будови і безпечної експлуатації вагкоопційованих кранів. НПАОП 0.00-1.01-07 / Держ. комітет України з питань безпеки, охорони праці та гірнич. підпалу. – Київ: за вид. В. П. Ровенська. – Харків: Форт, 2007. – 256 с.
2. ДБН В.1.2-2:2006. Підприємство в колективі. Норми проєктування. – Введ. 01.01.2007. – К.: Мінстрой України, 2006. – 78 с.
3. Ковалський В. С. Грузоподъемные машины: учеб. пособие / В. С. Ковалський; Харьк. высш. командно-инж. училище. – Харьков, 1969. – 163 с.
4. Ісметні І. І. Інженерия методов обчислення ударного навантаження вагкоопційованих кранів у розрахунок буферних пристроїв / І. І. Ісметні // Восточно-европейский журнал технических наук. – 2010. – № 4/6 (46). – С. 36-39.
5. Расчеты грузоподъемных и транспортно-грузовых машин: учеб. пособие / Ф. К. Исаев, В. С. Болгарев, И. П. Болоскин, В. Я. Баранов. – К.: Вища шк., 1975. – 320 с.
6. Казак С. А. Статическая динамика нагружения подъемно-транспортных машин / С. А. Казак / Урал. политехн. ин-т. – Свердловск: УПИ, 1988. – 86 с.
7. Динглас Т. С. Основы динамики мостовых перегрузочных и кранов в условиях особых нагрузок / Т. С. Динглас. – Владикавказ: Терек, 2000. – 226 с.

References

1. Ekraini departament z nabudovi za obkhotonois pralni Ukrainy 2007, *Pravyla budovy i bezpechnoi eksploatatsii vahkooptsionnykh kraniv*, NPAOP 0.00-1.01-07/07, Kharkiv.
2. Otkrytoye aktsionnoye obshchestvo "Ukrainskyi nauchno-issledovatel'skiy i proektnyy inzhnir'skiy konstruktivnyy V.N.Shimponovskoye" (OAO Ukrain'skiy konstruktivnyy inzhnir'skiy V.N.Shimponovskoye) 2006, *Nagruzhki i voskreseniya. Normy proektsionnyy*, DBN V.1.2-2:2006, Minstroy Ukrainy, Kyiv.
3. Kovalskiy, V. 1963, *Gruzopodnyemye mashiny*, Kharkovskoye vysshneye komandno-inzhenernoye uchilishche, Kharkov.
4. Ismetni, I 2010, "Inzheneria metodyka obchysleniya udarnogo napanzheniya vahkooptsionnykh kraniv u rozrahunkov bufernykh prystroiv", *Technicheskyye nauki i inzhnir'skiy konstruktivnyy nauki*, no. 4/6 (46), pp. 36-39.
5. Ivanchenko, F., Bantalev, V., Kolenik, N. & Barabanov, V. 1975, *Raschetnyy gruzopodnyemykh i transportnykh mashin*, Vysshaya shkola, Kyiv.
6. Kazak, S 1988, *Staticheskiye dinamika nagruzheniya podnyemno-transportnykh mashin*, UPI, Sverdlovsk.
7. Dinglas, T 2000, *Osnovy dinamiki mostovykh peregruzhatelnykh i kranov v usloviyakh osobnykh nagruzoek*, Terck, Vladikavkaz.

Стаття надійшла до редакції 6 червня 2017 р