

3. Технологическое оборудование кормоцехов / Леонтьев П.И., Земсков В.И., Потемкин В.М. – М.: Колос, 1984. – 157 с.
4. Борисенко А.И., Тарапов И.Е. Векторный анализ и начала тензорного исчисления. – Харьков: Высш. школа, Изд-во при Харьк. ун-те, 1986. – 216 с.
5. Ильюшин А.А. Механика сплошной среды. – М.: МГУ, 1990. – 310 с.
6. Новацкий В.К. Теория упругости. – М.: Мир, 1975. – 872 с.
7. Слеттери Дж. С. Теория переноса импульса, энергии и массы в сплошных средах. – М.: Энергия, 1978. – 448 с.
8. Марчук Г.И. Методы вычислительной математики. – Новосибирск: Наука, 1973. – 352 с.
9. Березин И.С., Жидков Н.П. Методы вычислений. Т.1, Т.2. Т.1. – М.: Наука, 1966. – Т.2. – Физматгиз, 1962.

УДК 621.873

Бондаренко Л.Н., Дирда В.І., Овчаренко Ю.М.,
Терещенко М.В.

ОПІР ОБЕРТАННЮ МАЛООПОРНИХ ПОВОРОТНИХ ПРИБОРІВ

Получены аналитические зависимости для определения сопротивления трению качения не содержащие справочной величины коэффициента трения качения, имеющего широкий разброс значений. Последний определяется через физические константы материалов катка и рейки (направляющей).

RESISTANCE TO ROTATION OF LITTLE SUPPORTING THUMB DEVICES

Analytical dependencies are received for determination of the resistance to friction of the swing not containing reference value the factor of friction, swings, having broad scatter of importances. The Last is defined through physical constants skating rink material and rods (directing).

При розрахунку малоопорних опорно-поворотних пристроїв (ОПП), наприклад, будівельних кранів, гірничорудного, металургійного обладнання та інш., момент від сил тертя визначається згідно існуючої методики [1] за допомогою приведенного коефіцієнта опору.

Для ОПП з круговою плоскою або конічною рейками опір руху знаходиться через коефіцієнт опору $\omega = (2k/d_k)c$, де $c = 1,3...1,5$ для безребордних котків або роликів – коефіцієнт, який ураховує опір від ковзання циліндричних котків і втрати у ступицях. Якщо вважати, що останні складають незначну величину, то різниця у величині ω буде біля 15 %.

Коефіцієнт тертя кочення k в довідковій і нормативній літературі рекомендується визначати з величин, які отримані для кранових коліс. Але ця таблиця починається із діаметра, що дорівнює 200 мм, і конструктору невідомо як поводитись при менших діаметрах.

Для ОПП з плоскою або конічною рейкою коефіцієнт опору обертанню визначається з виразу $\omega = [(ud + 2k)d_k]c$ [1], де коефіцієнт c рекомендується приймати $c = 1,5$ для конічних безребордних коліс на підшипниках кочення. При цьому $\omega = 0,006...0,01$ (різниця складає 1,67 разів). На підшипниках ковзання $\omega = 0,02...0,03$; тут d_k і μ – діаметри колеса і коефіцієнт тертя в цапфі колеса.

Крім того, що різниця між значеннями ω сягає 40 %, не вирішується питання: яка частина опору припадає на кочення, а яка – на ковзання коліс по круговій рейці? Це не дозволяє вести цілеспрямовані заходи по зменшенню опору обертанню.

Розподілу опору на складові заважає недосконалість аналітичних залежностей для визначення опору коченню: усі вони містять коефіцієнти, визначення яких потребує об'ємних і складних експериментів, що дорого коштують.

Раніше знайдені [2] аналітичні залежності для визначення опору коченню конічних та циліндричних коліс по колу.

Метою теперішніх досліджень є відпрацювання методики розрахунку опорів в місці контакту ролика з рейкою ОПП, що виключає використання будь-яких експериментальних даних, які вимагають значних матеріальних витрат і часу.

ОПП можуть бути виконані на конічних або на циліндричних котках.

У загальному випадку вихідним навантаженням є сила P , що діє з боку поворотної платформи. Ця сила при вертикальному розташуванні котка розподіляється за двома напрямками: перпендикулярному до поверхні рейки

$$N = P \cos \alpha,$$

де α – половина кута вершини конуса котка,

$$\alpha = \arctg(r/R_{cp} \cos \alpha);$$

R_{cp} – середній радіус осі обертання поворотної рами;

r – радіус доріжки кочення.

Початковим навантаженням, яке діє на опору при похилих котках, є також сила P , що спрямована перпендикулярно до поверхні рейки, тобто вертикально, і реакція котка не має горизонтальної складової, тому центральна цапфа не навантажуються. У цьому випадку

$$\alpha = \arcsin(r_{cp}/R_{cp}) = \arcsin(r/R_{cp} \cos \alpha).$$

У подальшому не будемо враховувати опір у центральній цапфі, вважаючи його малим у порівнянні з опором кочення котків по рейці.

Радіус доріжки кочення в обох випадках $r = r_{cp} \cos \alpha$ і може бути визначений із теорії контактних напружень. При лінійному контакті для обох випадків [3]

$$r = 0,418^2 PE/B[\sigma]^2, \quad (1)$$

де E – модуль пружності при вдавлюванні матеріалів котка і рейки;

$[\sigma]$ – допустимий тиск на площині контакту.

З урахуванням того, що при вертикальному розташуванні котка замість P необхідно підставити величину $P/\cos \alpha$, а замість B – величину $B/\cos \alpha$, для першого і другого випадків мінімальний радіус котка визначається однією і тією ж формулою (1).

При визначенні моменту, який необхідно прикласти до поворотної платформи, використовується середній діаметр котка. Оскільки r – це радіус доріжки кочення, то для вертикального котка $D_{cpe} = 2r \cos \alpha$, а для похилого – $D_{cpi} = 2r$.

Таким чином, опір руху котка від тертя кочення складає:

для вертикального котка

$$W_6 = Pk / r \cos \alpha; \quad (2)$$

для похилого котка

$$W_n = Pk / r. \quad (3)$$

Визначення коефіцієнта тертя кочення при лінійному контакті здійснюється за формулою [4]

$$k = 0,343 (Pr / BE)^{1/2} \exp(-1,2r) = 0,1435 P \exp(-1,2r) / B[\sigma]. \quad (4)$$

Тоді

$$W_e = \frac{0,82P[\sigma]}{E \cos \alpha} \exp\left(-0,21 \frac{PE}{B[\sigma]^2}\right); \quad (5)$$

$$W_n = \frac{0,82P[\sigma]}{E} \exp\left(-0,21 \frac{PE}{B[\sigma]^2}\right). \quad (6)$$

Очевидна перевага цієї методики перед існуючою: для визначення опору кочення котків в ОПП машин необхідно підставити навантаження на каток та значення механічних характеристик матеріалів котка і рейки. Ці формули особливо зручні при вирішенні задач оптимального проектування, оскільки немає необхідності вводити в формулу невизначену величину коефіцієнта тертя кочення. Відзначимо також, що величина експоненти для існуючих і взагалі реальних навантажень на коток близька до одиниці і формули (5) та (6) значно спрощуються

$$W_e = \frac{0,82P[\sigma]}{E \cos \alpha}; \quad (7)$$

$$W_n = \frac{0,82P[\sigma]}{E}. \quad (8)$$

При розгляді мало опорних ОПП необхідно зупинитись на удосконаленні методики розрахунку циліндричних котків, які застосовуються в пристроях не дивлячись на збільшену величину опору, знос котків і рейок. Їх застосування обумовлено простотою конструкції, а збільшення опору та зносу обумовлено наявністю постійного проковзування, що пов'язане з обертанням осі котків у горизонтальній площині.

Якщо на коток діаметром d і шириною B припадає таж сама, що і в попередньому випадку сила P , то для повороту котка на кут φ в горизонтальній площині, необхідно витратити роботу

$$A_{кз} = 2\varphi \int_0^{b/2} \frac{P}{b} f_2 x dx = \frac{\varphi}{4} P f_2 b, \quad (9)$$

де f_2 – коефіцієнт тертя ковзання між катком і рейкою.

Робота сили тертя кочення на цьому ж куті φ при радіусі кола R_{cp}

$$A_{кч} = \frac{PkR_{cp}\varphi}{r}. \quad (10)$$

Загальна робота сил тертя кочення і ковзання при повороті котка на кут φ

$$A = \frac{PR_{cp}\varphi}{r} \left(k + \frac{b}{4} \frac{r}{R_{cp}} f_2 \right). \quad (11)$$

Введемо приведеній коефіцієнт тертя кочення k_n [2], який враховує як тертя кочення, так і тертя ковзання котка.

Для цього прирівнюємо роботу сили тертя кочення при k_n сумі робіт $A_{kз}$ і $A_{кч}$

$$\frac{Pk_n R_{cp} \varphi}{r} = \frac{PR_{cp} \varphi}{r} \left(k + \frac{brf_2}{4R_{cp}} \right). \quad (12)$$

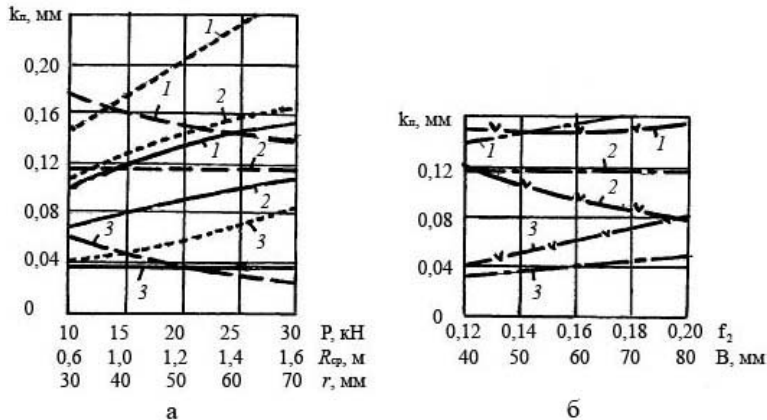
Звідси

$$k_n = k + \frac{b}{4} \frac{r}{R_{cp}} f_2. \quad (13)$$

Якщо замість k підставити його значення із [1], то без урахування експоненти (з помилкою менше 3%)

$$k_n = \frac{0,1435P}{B[\sigma]} + \frac{b}{4} \frac{r}{R_{cp}} f_2. \quad (14)$$

На рис. 1 показані залежності k_n від P , r , R_{cp} , f_2 , b при постійних величинах $[P] = 30$ кН; $R_{cp} = 1,25$ м; $r = 31,5$ мм; $f_2 = 0,15$; $B = 40$ мм. Тут же показані складові, що припадають безпосередньо на коефіцієнт кочення і на тертя ковзання.



— — навантаження на коток; - - - - середній діаметр; - · - · - коефіцієнт тертя ковзання; - v - - ширина контакту

Рис. 1 – Залежність приведеної величини коефіцієнта тертя кочення (1), коефіцієнта тертя кочення (2) та величини, що припадає на ковзання (3)

Аналіз графіків на рис. 1 показує, що на ковзання припадає в середньому біля третини від загальної величини приведеного коефіцієнта.

Запропонована методика розрахунку опорів у місці контакту ролика з ОПШ машин дозволить розрахувати їх без використання табличних величин коефіцієнта тертя кочення.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Справочник по кранам / Александров М.П., Гохберг М.М., Ковин А.А. и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – Т. 2. – 559 с.
2. Ловейкін В.С., Бондаренко Л.М. Розподіл між опором руху кочення та ковзання в конічних колесах та при русі циліндричного по колу // Техніка будівництва. – 2001. – №10. – С. 10-13.
3. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Матвеев В.В., Яковлев А.П. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.
4. Бондаренко Л.Н. Зависимость коэффициента трения качения колеса по рельсу от режима работы механизма передвижения // Строительные и дорожные машины. – 1999. – С. 42.

УДК 621.787.4:621.882

Бутаков Б.И., Пастушенко С.И.

РАЗРАБОТКА СПОСОБА ОБКАТЫВАНИЯ РОЛИКАМИ СТАЛЬНЫХ ДЕТАЛЕЙ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ИХ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ

У статті описано спосіб і технологія обкатування клиновим роликом робочого профілю канатних блоків з метою зниження зминання канатами їх поверхневого шару.

DEVELOPMENT OF A METHOD OF ROLLING OF STEEL COMPONENT PARTS WITH THE PURPOSE OF INCREASE OF THEIR CONTACT TOUGHNESS

In the article method and technology of rolling of working type of rope blocks and wedge roller are described with the purpose of decline of crumpling the ropes of their superficial layer.

Детали, воспринимающие контактные нагрузки, относятся к наиболее ответственным элементам машин. Прочность таких деталей часто определяет надежность работы узла или машины в целом. Значительные рабочие усилия при наличии перекосов сопрягаемых деталей нередко приводят к смятию («подбивке») рабочих поверхностей, искажению их формы, изменению расчетных зазоров между деталями. В результате этого сокращается долговечность работы узла. В таких условиях работают, например, канатные блоки при разбивке поверхности их рабочего профиля канатами, валы, на которые установлены подшипники качения.

Применение термических или химико-термических методов упрочнения при изготовлении крупных деталей ограничено их габаритными размерами и массой. Наиболее простым и доступным, а часто и единственно возможным методом упрочнения таких деталей, является обработка поверхностей холодным пластическим деформированием [1]. В статье представлены результаты исследования влияния поверхностного упрочнения обкатыванием роликами на контактную прочность сталей 20, 25Л, 35Л, 40 и 34ХН1М, работающих в условиях контактного смятия вблизи кромки.

Для испытаний использовали стандартную машину износа МИ и карусельный станок. При обычном использовании испытательных машин с параллельными осями вращения цилиндрических или конических роликов необходимым условием является полное прилегание контактирующих поверхностей. Для