

*Література*

1. Ловейкін В.С. Синтез оптимальних режимів руху кранового візка з гнучким підвісом вантажу // Техніка будівництва. – 2000. – №8. – С.15 – 23.
2. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
3. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с.
4. Зарецкий А.А., Портной Н.И. Оптимизация управления механизмами грузоподъемных кранов в переходных режимах // Вестник машиностроения. – 1969. – №8. – С.14 – 18.
5. Перельмутер М.М., Поляков Л.Н. Устранение колебаний груза, подвешенного к крановой тележке, воздействием на него электроприводом // Известия вузов. Электромеханика. – 1971. – №7. – С. 769 – 774.
6. Алейнер А.Л., Орлов А.Н. Моделирование системы ограничения раскачивания груза при работе механизма передвижения крановой тележки //Подъемно-транспортные машины. – Тула, 1975. – Вып. 4. –С.17–23.
7. Рунов М.Н. Гашение колебаний груза при торможении крановой тележки ступенчатым тормозным моментом // Известия вузов. Машиностроение. – 1970. – №12. – С.121 – 125.
8. Григоров О.В., Свиргун В.П. Синтез оптимальных по быстрдействию законов управления движением грузовой тележки крана мостового типа// Известия вузов. Машиностроение. – 1986. – №11. – С. 98 – 102.
9. Смехов А.А., Ерофеев Н.И. Оптимальное управление подъемно-транспортными механизмами. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
10. Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний. – М.: Наука, 1972. – 418 с.
11. Кошляков Н.С., Глинер Э.Б., Смирнов М.М. Уравнения в частных производных математической физики. – М.: Высшая школа, 1970. – 712 с.

УДК 621.87

*Л.М.Бондаренко, канд. техн. наук, доцент Придніпровської державної академії будівництва і архітектури,
В.С.Ловейкін, д-р техн. наук, професор КНУБА*

РОЗПОДІЛ МІЖ ОПОРОМ РУХУ КОЧЕННЯ ТА КОВЗАННЯ В КОНІЧНИХ КОЛЕСАХ ТА ПРИ РУСІ ЦИЛІНДРИЧНОГО ПО КОЛУ

Розподіл опору руху в конічних колесах на складові кочення і ковзання виявляється досить складною задачею як при теоретичних, так і експериментальних дослідженнях. При перших це пов'язано з тим, що відсутні більш – менш прийнятні теоретичні залежності для визначення складової кочення, а при експериментальних – з труднощами по їх розподілу.

Задача декілька спрощується якщо складний процес тертя конічного колеса, чи при русі циліндричного по колові описати аналітично як кочення циліндричного колеса по прямій поверхні при умові, що загальна величина тертя буде однаковою. Така формула дозволить проводити аналіз опорів і робити попередні висновки відносно заходів по їх зменшенню.

Як відомо [1], кочення конічного колеса по похилій поверхні, або циліндричного по колу супроводжується витратами як на кочення, так і на ковзання внаслідок нерівності швидкостей по лінії контакту.

Розділити ці складові опору експериментально складно, а відсутність належних теоретичних залежностей для визначення опору кочення ускладнює дослідження, наприклад, впливу нових мастил, матеріалів та ін. на сили тертя кочення та ковзання.

Знайдемо спочатку опір $W_{кз}$ від проковзування конічного колеса. Із рівняння моментів відносно точки O_1 (рис.1), яка розташована на колі середнього радіуса R_0

$$W_{кз} R_0 = 2[0,5 f_1 P (\epsilon_k / 2) \operatorname{tg} \alpha_k], \quad (1)$$

де f_1 - коефіцієнт тертя ковзання між поверхнею кочення колеса та площиною; P - навантаження на колесо; $\alpha_k = \operatorname{arctg}(R_1 - R_2) / \epsilon_k$; ϵ_k - ширина обода колеса. З формули (1)

$$W_{кз} = P f_1 (\epsilon_k / D_0) \operatorname{tg} \alpha_k. \quad (2)$$

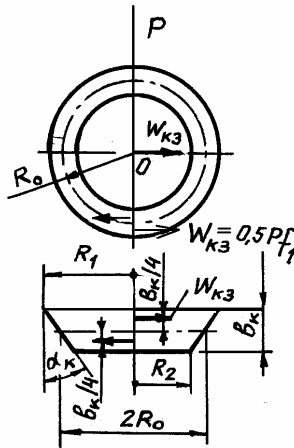


Рис.1. Схема зусиль, що діють на обід конічного колеса

Розглянемо другу задачу, що приводиться до цієї. При переміщенні циліндричного колеса по криволінійному путі виникають аналогічні опори руху. Якщо позначити радіус внутрішнього кола закруглення через $R_{вн}$, то його довжина на, допустимо, повному колі буде дорівнювати $2\pi R_{вн}$, а довжина зовнішнього кола складе $2\pi(R_{вн} + \epsilon_k)$. Якщо радіус малого кола умовного конусного колеса, опір руху якого буде відповідати опору конічного по похилій поверхні, позначити через R_2 , а великого – через R_1 , то на довжинах кіл радіусів R_1 та R_2 необхідно буде здійснити однакове число обертів. Тому, можна записати:

$$2\pi R_{вн} / 2\pi R_2 = 2\pi(R_{вн} + \epsilon) / 2\pi R_1, \quad (3)$$

звідки: $R_1 = R_2(1 + \epsilon / R_{вн}). \quad (4)$

Шляхом нескладних доказів можна довести, що кут ухилу їздової площини, який відповідатиме витратам на каловій поверхні, повинен скласти

$$\operatorname{tg} \alpha = R_2 / R_{вн}. \quad (5)$$

Тепер формула по визначенню опору від проковзування циліндричного колеса при русі по колу приймає вигляд:

$$W_{окз} = P f_1 (\epsilon_k / 2R_0) R_2 / R_{вн}, \quad (6)$$

де R_0 - радіус циліндра.

Знайдемо опір коченню циліндричного колеса радіусом R_0 по прямолінійному путі. Для циліндричного колеса його величину знайдемо, скориставшись запропонованою нами [2,3] спочатку із допустимих контактних напружень $[\sigma]$ знаходимо радіус колеса [4]

$$R_0 = 0,1747 P E / \epsilon_k [\sigma]^2, \quad (7)$$

де E - модуль пружності матеріалів колеса і путі.

Тут прийнято, що модулі пружності колеса E_1 та путі E_2 однакові, а їх коефіцієнти Пуассона $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$.

В загальному вигляді:

$$R_0 = 0,318 P E_1 E_2 / \epsilon_k [E_2(1 - \mu_1^2) + E_1(1 - \mu_2^2)] [\sigma]^2. \quad (7a)$$

Дальші, згідно з методикою, знайдемо півширину плями контакту. При допущеннях, прийнятих для формул (7) та (7a), вони визначаються з виразу:

$$\epsilon = 0,638 P / \epsilon_k [\sigma]. \quad (8)$$

Коефіцієнт тертя кочення при лінійному контракті, радіусі R_0 не більше 50 мм та допущеннях властивих формулі (7) може бути визначено з формули



$$k = 0,436P / \epsilon_k [\sigma]; \tag{9}$$

якщо при цих же допущеннях $R_0 > 50m$, то:

$$k = 0,436(P / \epsilon_k [\sigma]) \exp(-0,21PE / \epsilon_k [\sigma]^2), \tag{9a}$$

а при неоднакових модулях пружності і коефіцієнтах Пуассона:

$$k = 0,436(P / \epsilon_k [\sigma]) \exp(-0,21PE / \epsilon_k [\sigma]^2). \tag{9б}$$

Опір руху від чистого кочення, наприклад, для радіуса R_0 відповідного формулі (7):

$$W_{okr} = 0,82 \frac{P[\sigma]}{E}. \tag{10}$$

Для цього випадку відношення $W_{окз} / W_{окр}$:

$$W_{окз} / W_{окр} = 1,22 \epsilon_k E f_1 / (\epsilon_k + 2R_{вн}) [\sigma]. \tag{11}$$

Знайдемо величину коефіцієнта тертя кочення циліндра радіусом R_0 при якому опір його руху коченню по прямій відповідав би руху по закругленню з внутрішнім радіусом $R_{вн}$:

$$k_y = k_{kr} + k_{кз} = R_0 \frac{0,82[\sigma]}{E} + R_0 \frac{\epsilon_k f_1}{\epsilon_k + 2R_{вн}}, \tag{12}$$

де $k_{kr} = 0,82R_0[\sigma] / E$ - складова опору коченню, що припадає на саме кочення;

$k_{кз} = R_0 \epsilon_k f_1 / (\epsilon_k + 2R_{вн})$ - складова k_y , що припадає на ковзання.

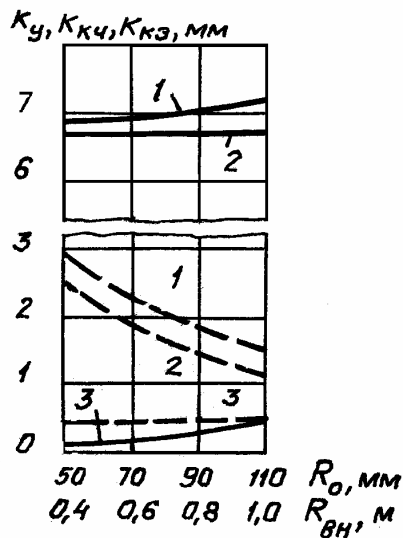


Рис.2.Залежність умовного коефіцієнта тертя кочення (1) від внутрішнього радіуса закруглення; 2- -коефіцієнт, що припадає на ковзання; 3 - те ж на кочення (пунктир - для конічного колеса)

Знайдемо ці складові у залежності від радіуса закруглення при наступних даних, що входять у формулу (12): $[\sigma] = 600MPa$; $E = 2,1 \cdot 10^5 MPa$; $\epsilon_k = 80mm$; $f_1 = 0,17$; $R_0 = 180mm$. Ці залежності показано на рис. 2.

Відзначимо, що декілька незвично виглядає формула по визначенню k_{kr} у зв'язку з присутністю в чисельнику величини допустимих контактних напружень $[\sigma]$ (їй, на перший погляд, місце в знаменнику), але це пов'язано з тим, що зі збільшенням $[\sigma]$ збільшується величина сили P яка, як видно із рівняння (7), зв'язана з $[\sigma]$ та E досить складною залежністю.

Наприкінці перейдемо до початкової задачі: знайдемо величину опору коченню колеса, показаного на рис. 1. Радіус колеса в любому місці його ширини:

$$R(y) = (y / \epsilon_k)(R_1 - R_2) + R_2, \quad 0 \leq y \leq \epsilon_k. \tag{13}$$

Повторивши викладки аналогічні вище наведеним можна довести, що опір руху коченню елементарної ділянки довжиною d_y знайдеться із формули

$$W_{кч}(y) = \frac{P \cos \alpha_k}{BR_2} (PR_1 \cos \alpha_k / E \epsilon_k) \left(1 + \frac{R_1 - R_2}{R_2 \epsilon_k} \right)^{-1/2}. \tag{14}$$

Загальний опір руху коченню:

$$W_{кч} = \frac{0,686P \cos \alpha_k}{R_1 - R_2} (PR_1 \cos \alpha_k / E \epsilon_k)^{1/2}. \tag{15}$$

Відношення (11) для даного випадку має вигляд:

$$W_{k_3} / W_{k_4} = 1,458 f_1 (\epsilon_k / 2) \operatorname{tg} \alpha_k (R_1 - R_2) / R_0 \cos \alpha_k (PR_1 \cos \alpha_k / E \epsilon_k)^{1/2}. \quad (16)$$

Оскільки опір коченню і ковзанню складає:

$$W_y = P [f_1 (\epsilon_k / 2 R_0) \operatorname{tg} \alpha_k + 0,686 \cos \alpha_k \times (PR_1 \cos \alpha_k / E \epsilon_k)^{1/2} / (R_1 - R_2)], \quad (17)$$

то цій його величині буде відповідати опір коченню циліндра довжиною ϵ_k і радіусом R_0 , який знаходиться із виразу:

$$\begin{aligned} 0,343 \cos \alpha_k (PR_0 / \epsilon_k E)^{1/2} / R_0 - f_1 \epsilon_k \operatorname{tg} \alpha_k / 2 R_0 = \\ = 0,686 \cos \alpha_k (PR_1 \cos \alpha_k / E \epsilon_k)^{1/2} (R_1 - R_2). \end{aligned} \quad (18)$$

Додатково до попередньої задачі приймемо $R_1 = 220$, $R_2 = 140$, $\epsilon_k = 50 \text{ мм}$; залежність k_y , k_{kr} , k_{k_3} від R_0 показана на рис. 2.

Таким чином, запропонована методика розділення опорів руху від кочення і ковзання конічних коліс дозволить більш цілеспрямовано проводити досліди по їх зменшенню.

Література

1. Грузоподъемные машины / Александров М.П., Колобов Л.Н., Крутиков И.П. и др. М.: Высш.шк., 1973. – 473 с.
2. Бондаренко Л.Н. Зависимость коэффициента трения качения колеса по рельсу от режима работы механизма передвижения // Строитель. и дорож. маш. 1999. № 6. С.40.
3. Ловейкін В.С., Бондаренко Л.М. Співвідношення між опором руху кочення та верчення в упорних вузлах вантажопідйомних машин // Зб.наук.праць НАУ.К.: НАУ.2000.Т.9. С.243-245.
4. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Киев: Наук.думка, 1988. – 736 с.

УДК 666.97

Г.В. Бадеян, д-р техн. наук, главный инженер Корпорация "Познякижилстрой",
Е.Ж. Даниелян, инженер корпорации «Познякижилстрой»

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПОТОКА СТРОИТЕЛЬНОЙ СМЕСИ В ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОПАЛУБКЕ, НАСЫЩЕННОЙ АРМАТУРОЙ

Рассмотрение процесса движения бетонной смеси в опалубке, насыщенной арматурой, представляет собой одну из важнейших задач в технологии укладки смесей при монолитном строительстве. Объясняется это тем, что подобные процессы в значительной мере влияют на такие показатели как однородность укладываемой смеси, сцепление с арматурой, способность к эффективному уплотнению и, в конечном итоге, определяют прочностные характеристики изделия. В такой постановке ранее подобная задача никем не решалась. Известен ряд работ [1-6] по изучению движения потока жидкости в вертикальном канале. Так, в работе [6] рассматривается установившееся движение несжимаемой жидкости в вертикальном канале между двумя плоскими параллельными стенками (Рис. 1).