

Завдяки використанню матричної техніки вдається максимально спростити формування вхідних даних, формульні вирази при програмуванні, забезпечити швидкодію калькуляцій при чисельному інтегруванні.

Математична модель побудована таким чином, що дозволяє вирішувати задачі синтезу моделі транспортного засобу будь-якої складності, що, у свою чергу, дозволить використовувати їх у задачах мехатроніки автомобілів в середовищі імітаційного моделювання.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Леви-Чевита Т., Амальди У. Курс теоретической механики. Пер. с итал. Д. И. Кутилина. - М.: Издательство иностранной литературы, 1951. 435 с.
2. Режим електронного доступу: carsim.com.
3. Режим електронного доступу: simpack.com.

### УДК 621.822.6

**Л. М. БОНДАРЕНКО, канд. тех. наук, М. В. КОНОВАЛЕНКО, студент.**

*Державний вищий навчальний заклад*

*«Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»*

## МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ МІЖ РАДІУСОМ КОЛЕСА ТА РАДІУСОМ ЗАКРУЧЕННЯ ТА ШИРИНОЮ ГОЛОВКИ РЕЙКИ

**Постановка проблеми.** В вантажопідійомних машинах встановлена потужність двигунів механізмів пересування сягає третини від потужності двигуна механізму підйому.

Якщо витрати енергії на підйом вантажу за рахунок удосконалення механічної частини навряд чи можна скоротити суттєво, то в механізмах пересування теоретично можна досягти зниження витрати енергії до мінімуму.

Для цього необхідно знати відношення між механічними та геометричними характеристиками контактуючих при коченні тіл та опором коченню.

**Не вирішені частини проблеми.** Незважаючи на те, що існують аналітичні залежності між опором коченню та геометричними і механічними константами матеріалів тіл кочення [1] аналіз по установленню раціональних відношень між ними не існує.

**Метою статті** є установити раціональне відношення між коефіцієнтом тертя кочення та розмірами і механічними константами контактуючих тіл.

**Основний матеріал досліджень.** Оскільки коефіцієнт тертя кочення може бути подано аналітично, то можна підібрати константи матеріалів та геометричні параметри так, що вузол буде раціональним як з точки зору цих параметрів так і коефіцієнта тертя кочення, або, що те ж саме, опору кочення ролика або іншого тіла кочення.

Ретельно розглянемо такий приклад. Необхідно запроєктувати вузол кочення зі схемою кочення куля-площина. Для цього:

а) задається із конструктивних міркувань радіус кулі  $R_1$ ;

б) записується формула для визначення  $R_1$  виходячи із теорії контактних напружень Герца [2]

$$R_1 = \sqrt{\frac{0,15PE^2}{\sigma^3}}, \quad (1)$$

де  $P$  – сила, що діє на кулю;  $E$  – модуль пружності матеріалів кулі та площини;  $\sigma$  – допустимі контактні напруження;

в) знаходиться величина  $R_1$  уже виходячи із формули, що визначає коефіцієнт тертя кочення  $k$  [1]

$$R_1 = \frac{8Ek^3}{0,16^3 \cdot 1,109^3 P}. \quad (2)$$

( в цій формулі коефіцієнт тертя кочення при початковому точковому контакті визначається із виразу  $k = 0,16b \exp(0,2R_1)$  [1], де  $R_1$  – в метрах;  $b$  – півширина плеча контакту ). Величини  $R_1$  в формулах (1) і (2) отриманні в припущенні, що модулі пружності матеріалів кулі і площини однакові, коефіцієнт Пуассона матеріалів дорівнює 0,3, а величина експоненти складає одиницю. При різних матеріалах, безумовно, при визначенні  $b$  повинно бути два модулі пружності і два коефіцієнта Пуассона. При цьому математична сторона задачі залишається такою ж, але значно збільшується обсяг формул;

г) прирівнюючи праві частини формул (1) та (2) отримуємо

$$k^2 \sigma = 0,003P. \quad (3)$$

Формула (3) реалізується так. При відомій величині сили  $P$ , наприклад  $P=2,5$  кН права частина дорівнює 7,5. Тепер можна задатися  $k$  чи  $\sigma$  щоб добуток дорівнював 7,5. Заданося  $k=0,045$  мм, тоді  $\sigma=3700$  МПа, що відповідає сталі ШХ15.

Формула (3) для схеми дотику циліндр-площина має вигляд,

$$kE = 0,82R_1\sigma. \quad (4)$$

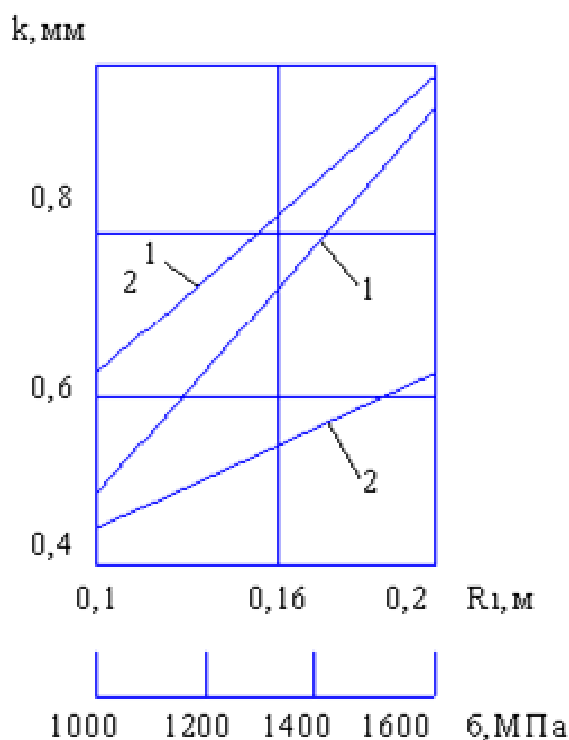


Рис.1.Залежність раціонального радіуса колеса при плоскій рейці від: 1-розрахункової величини коефіцієнта тертя кочення; 2, 2<sup>1</sup> - допустимих контактних напружень при k=0,3 і 0,1мм.

ковому контакті

$$R_1 = \frac{R_2 k^3 E}{0,16^3 \cdot 1,397^3 n_b^3 P R_2 - k^3 E} \quad (6)$$

де  $n_b$  і  $n_p$  в (5) , коефіцієнти які залежать від відношення осей еліпсу дотику і спочатку задаються орієнтовно (звичайно величина для дотику колесо-рейка близька до  $n_b = 0,6$  ,  $n_p = 0,9$  .)

Прирівнявши праві частини виразів (5) і (6), можна знайти раціональний радіус закручення головки рейки  $R_2$  при заданих реальних значеннях k,E,P. Можна знайти і раціональний радіус колеса , замінивши в формулах (5) і (6)  $R_2$  на  $R_1$  ,  $R_1$  на  $R_2$  .

При плоскій рейці та циліндричному колесі прирівнювання правих частин приводить до формули (4) і із неї маємо

$$R_1 = \frac{1,22kE}{\sigma} \quad (7)$$

Тут величина k відповідає контакту по лінії і визначається із виразу [1]  $k = 0,225b \exp(-1,2R_1)$  .

Встановимо тепер оптимальний, наприклад, радіус бігової доріжки при схемі дотику типу рейка з закругленою головкою - циліндричне колесо.

Із формули найбільших контактних напружень знаходимо  $R_1$  - радіус колеса.

$$R_1 = \frac{cR_2}{d} (1 \pm \sqrt{1 + \frac{d}{c}}), \quad (5)$$

где  $d = R_2^2 \sigma^3 - c$  ;  $c = 0,245^3 n_p^3 P E^2$  ;

$R_2$  - радіус заокруглення головки рейки .

Цю ж величину  $R_1$  знайдемо із формули , яка визначає коефіцієнти тертя кочення при початковому точковому контакті

Залежності раціонального діаметра колеса від коефіцієнта тертя кочення при  $\sigma = 1200 \text{ МПа}$  ;  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  та від  $\sigma$  при  $k = 0,3$  і  $0,1$  мм показані на рис.1.

Із формули (4) може бути знайдене раціональне значення коефіцієнта тертя кочення від таких величин як  $R_1$ ,  $\sigma$ . На рис.2 показані його величини від радіуса колеса і допустимих контактних напружень.

Аналіз наведених формул та графіків дозволяє зробити висновок про те що запропоновано методика розрахунку раціональних параметрів вузла кочення дозволить варіювати величинами з широким використанням ЕОМ, особливо при проектуванні вузлів кочення з застосуванням нових матеріалів, що відрізняються механічними властивостями від існуючих.

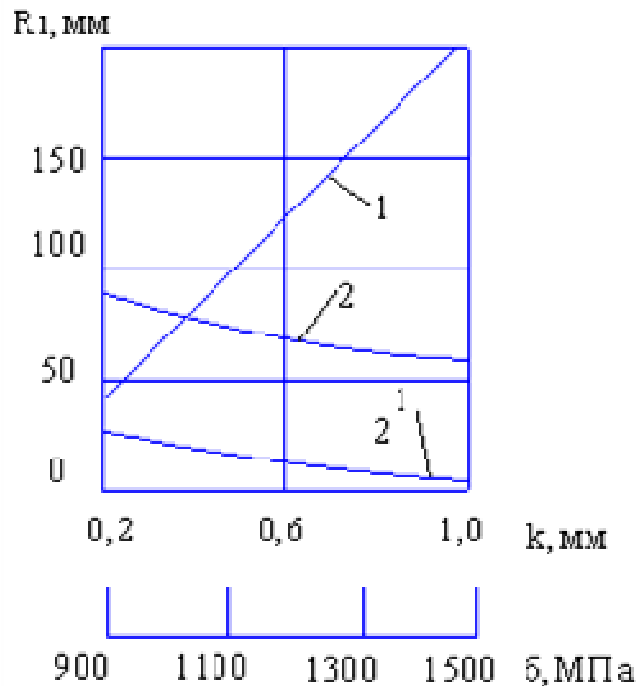


Рис.2.Залежність раціональної величини коефіцієнта тертя кочення від: 1- радіуса доріжки кочення колеса; 2, 2<sup>1</sup> - допустимих контактних напружень при  $R_1 = 100$  і  $160$  мм.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Бондаренко Л.Н Зависимость коэффициента трения качения колеса по рельсу режима работы механизма передвижения / Строительные и дорожные машины; №6 1999, – С.40-44.
2. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – Киев : Научна думка, 1988. - 736с.