

ричну форму рівноважного профілю пневматичної шини // Хімічна промисловість України. -1995. -№ 6. -С.29-31.

УДК 621.81

Бондаренко Л.Н., Овчаренко Ю.Н.,
Рыжков И.Е., Андрушевич А.В.

К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЯ ХОДОВЫХ КОЛЕС И ИХ ОПТИМАЛЬНОГО КОЛИЧЕСТВА

Отримана аналітична залежність і визначені числові значення коефіцієнта тертя качення для ходових коліс із різних матеріалів.

TO A QUESTION OF EXAMINATION OF RESISTANCE OF A ROLLING OF RUNNING SPROCKETS AND THEIR OPTIMUM AMOUNT

The analytical dependence is obtained and the numerical values of a coefficient of rolling friction for running sprockets from different materials are defined.

1. Сопротивление качению роликов и колес на практике определяется экспериментально, а чаще всего опытный конструктор интуитивно задается или самим сопротивлением W или коэффициентом трения качения k . Это связано с тем, что при большом числе материалов и еще большем числе диаметров тел качения практически невозможно дать экспериментальные величины как коэффициентов трения качения, так и сопротивлений качению.

Определению сопротивления качению в значительной мере способствовало бы наличие аналитической зависимости, которая бы устанавливала связь между геометрическими, механическими характеристиками тел качения и, например, коэффициентом трения качения. К сожалению, такие формулы отсутствуют, а существующие методики нахождения k требуют более сложных экспериментов, чем нахождение самого коэффициента трения качения по формуле Кулона.

Правда, в работе проф. Б.С. Ковалевского [1] имеются формулы для определения коэффициента трения качения в функции статистической полуширины пятна контакта b .

Однако, рекомендуемая там зависимость $k=0,22b$ для первоначального линейного контакта справедлива только для диаметров примерно до 80 мм, а с их увеличением дает завышенные результаты, достигающие до 70 % при диаметрах, приближающихся к 1 м. Кроме того, эта формула не учитывает того обстоятельства, что коэффициент гистерезисных потерь при качении, первопричина трения качения, зависит от радиуса тела качения не только через b , а непосредственно от самого радиуса.

Для первоначального точечного контакта Б.С. Ковальский рекомендует формулу $k=0,1b$. Эта формула дает неправильный результат в сравнении с хорошо апробированными величинами k для крановых колес во всем диапазоне практических радиусов колес и роликов.

Можно предположить, что формула для линейного контакта получена из экспериментов с колесами малых диаметров, а для точечного — при недогрузке колес с ограниченным количеством экспериментов.

Наиболее удачными формулами необходимо признать формулы Табора [2, 3]. Они также устанавливают зависимость коэффициента трения качения от статической полуширины пятна контакта, но, правда, содержат коэффициент гистерезисных потерь α , величину трудно определяемую экспериментально поскольку его значение не совпадает с величинами, получаемыми традиционно способом скоростного растяжения-сжатия.

Обработав хорошо апробированные зависимости между коэффициентом трения качения и диаметрами крановых колес [4] мы получили [5] такие зависимости между коэффициентом трения качения и статической полушириной пятна контакта:

при линейном контакте

$$k=0,225be^{1,2R}; \quad (1)$$

при точечном контакте

$$k=0,16be^{0,2R}, \quad (2)$$

характерно, что экспонента в этих формулах, при их сравнении с формулами Табора, и определяет коэффициент гистерезисных потерь.

Полуширина пятна контакта b определяется с помощью справочных формул, имеющих во многих справочниках по сопротивлению материалов [6], и содержат общепринятые механические и геометрические параметры контактируемых тел.

Условимся, что под роликами мы будем понимать колеса радиус которых такой, что при первоначальном линейном контакте $e^{-1,2R} \approx 1$, а при первоначальном точечном контакте $e^{0,2R} \approx 1$; для первого случая это $R \leq 0,04$ м, а для второго $R \leq 0,25$ м.

Рассмотрим ролики и колеса из таких разных материалов как винипласт (ГОСТ 9639-71) с модулем упругости $E = (0,03...0,04) \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,354$, допускаемыми контактными напряжениями $\delta = 100$ МПа и объемной массой $\gamma = 1,35$ т/м³; стеклопласты (ГОСТ 10292-74) с $E = (0,18...0,22) \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,035...0,622$; $\delta = 330$ МПа, $\gamma = 1,6$ т/м³; алюминий АЛ-13 (ГОСТ 2685-75) с $E = (0,7...0,72) \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,33$, $\delta = 340$ МПа, $\gamma = 2,6$ т/м³; чугун СЧ 24-44 (ГОСТ 1412-85) с $E = 1,1 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,23...0,27$, $\delta = 480$ МПа, $\gamma = 7,3$ т/м³ и Сталь 40 (ГОСТ 1050-74) с $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$, $\delta = 1100$ МПа, $\gamma = 7,81$ т/м³. При этом материал направляющей (рельса) примем из Стали 40, а колеса (ролики) из всех указанных материалов.

Будем считать колеса (ролики) сначала цилиндрическими, а рельс (направляющую) — плоским. Нагрузку P и ширину рельса B примем постоянными и равными $P = 5000$ Н, $B = 20$ мм, а равенства контактных напряжений допускаемым будем добиваться за счет варьирования радиусов.

Исходя из теории контактных напряжений радиус колеса (ролика) [6]

$$R = \frac{0,5642^2 P}{B \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \delta^2}, \quad (3)$$

где индекс 1 указывает на колесо, а 2 — на рельс.

Полуширина полоски контакта b при этой схеме касания

$$b = 1,131 \cdot 0,5642 \frac{P}{B\delta}. \quad (4)$$

Теперь величина коэффициента трения качения (1) может быть определена из выражения

$$k = 0,1436 \frac{P}{b\delta} \exp \left[-0,382 \frac{P}{B \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \delta^2} \right]. \quad (5)$$

Как видим, под экспоненту входят величины нагрузки, напряжений, модулей упругости — величины от которых зависит коэффициент гистерезисных потерь.

Запишем выражение для сопротивления качению

$$W = 0,45P \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \delta \exp \left[-0,382 \frac{P}{B \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \delta^2} \right]. \quad (6)$$

Значения сопротивлений качению роликов W , их радиусы и относительный показатель массы, равный отношению массы ролика m_0 , как цилиндра высотой равной B , к сопротивлению его качению представлены в таблице 1.

Таблица 1 — Величины сопротивления качению роликов по направляющей из стали 40

Параметры	Материал роликов				
	АЛ-13	СЧ 24-44	Сталь 40	Стеклопласт	Винипласт
W , Н	12,3	13,5	21,2	35,7	55,1
M/W , г/Н	89,2	112,9	5,3	2,5	6,0
R , мм	41,0	27,0	7,6	15,0	31,3
W/R , Н/мм	0,30	0,50	2,79	2,38	1,76

Поскольку у стеклопластов коэффициент Пуассона изменяется в широких пределах, то проследим как будут изменяться табличные величины с изменением μ при неизменных величинах E и δ .

Эти зависимости показаны на рис. 1.

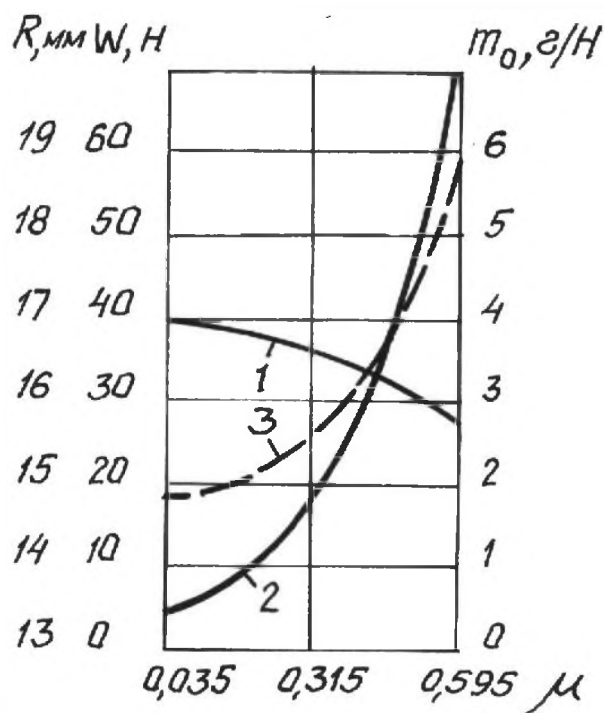


Рис. 1 — Зависимость сопротивления качения W (1), радиуса роликов R (2) и относительного показателя массы m_0 (3) от изменения коэффициента Пуассона

Как видно из табл. 1 и рис. 1 радиусы роликов, вследствие принятия небольшой силы $P = 5000$ Н, не превышают указанных выше пределов, поэтому во всех формулах величину экспоненты можно принять равной единице и при этом выражения значительно упрощаются.

Анализ формул, данных таблицы и графиков на рисунке позволяет сделать следующие выводы:

- представленная методика расчета сопротивления качению роликов (колес) из существенно разных материалов не требует экспериментального определения нетрадиционных механических и геометрических параметров контактируемых при качении деталей;
- из рассмотренных материалов наименьшим абсолютным сопротивлением обладает сплав АЛ-13, он же обладает и наименьшим относительным сопротивлением W/R ;
- сопротивление качению ролика уменьшается с увеличением коэффициента Пуассона.

2. Вопрос об оптимальном количестве колес крана или любого транспортного устройства не является новым и в том или ином виде он ставился за несколько тысячелетий существования колеса не первый раз. Конечно, он будет ставиться и впредь, ибо история человечества — это история развития товарно-денежных отношений и колеса, причем последнему выпадала роль ускорителя оборачиваемости товара, а, следовательно, и капитала.

К сожалению, в настоящее время вопрос об оптимальном количестве колес транспортного устройства не может быть решен по тем же причинам, что и первая задача. Дополнительно отметим, что сложность решения задачи усугубляется трудностью моделирования колес [7].

Эту задачу рассмотрим исходя из стоимостных показателей электроэнергии расходуемой на передвижение и стоимости подкранового пути или полотна железной дороги; при этом пример нахождения оптимального числа колес в зависимости от стоимости пути приведен для полотна железной дороги.

При радиусе головки рельса R_2 радиус колеса R_1 определяется из формулы [6]

$$R_1 = \frac{0,0147n_p^3PE^2R_2}{R_2^2[\delta]^3 - 0,0147n_p^3PE^2} \left(1 - \frac{R_2[\delta]}{n_pE} \sqrt{\frac{68[\delta]}{n_pP}} \right); \quad (7)$$

здесь $n_p = f(R_1/R_2)$ [6].

Как и выше, в формуле (7) предполагается, что модули упругости при вдавливании материалов колеса и рельса одинаковы, а их коэффициенты Пуассона равны 0,3.

Поскольку полуширина пятна контакта при этих допущениях будет

$$b = 0,6985n_b^3 \sqrt{\frac{P}{E} \frac{R_1R_2}{R_1 + R_2}}, \quad (8)$$

где n_b как и n_p является функцией отношения R_1/R_2 , то сопротивление качению колеса

$$W_1 = \frac{P \cdot k}{R_1} = 0,112 \cdot n_b \frac{P}{R_1} \sqrt{\frac{P}{E} \frac{R_1R_2}{R_1 + R_2}} \exp(0,2R_1). \quad (9)$$

Если число колес в составе n , то сопротивление их качению

$$W_n = nW_1, \quad (10)$$

а мощность, необходимая на преодоление сопротивления качению n колес составит (кВт)

$$N_n = 1,12 \cdot 10^{-4} \frac{Pn}{R_1} n_b^3 \sqrt{\frac{P}{E} \frac{R_1R_2}{R_1 + R_2}} \exp(0,2R_1). \quad (11)$$

Характерной особенностью нахождения R_1 (7) является то, что в формулу входит коэффициент n_p , который сам является функцией R_1 . Здесь, как обычно в этих случаях, необходимо задаться величиной n_p , а фактически R_1 , поскольку R_2 величина обычно известна. После нахождения R_1 по формуле в первом приближении, необходимо найти величину n_p , во втором приближении как функцию отношения R_1/R_2 и т.д. пока величины R_1 не совпадут.

При весе вагона $G = 600$ кН; $[\delta] = 960$ МПа; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $R_2 = 500$ мм зависимости R_1 от количества колес показаны на рис. 2; здесь же показана величина мощности N_n , при этом удвоенное ее значение с учетом трения в подшипниках качения букс (проведенные по этой же методике расчеты потерь в подшипниках качения показывает, что они примерно равны потерям от качения колеса).

Из рис. 2 нетяжело убедиться, что сопротивление качению колес вагона по рельсам с числом колес $n = 12$ (шесть осей) почти на $1/3$ выше, чем при $n = 4$; естественно, так же отличается и мощностью необходимая на преодоление сопротивлений. Например, при числе вагонов $c = 30$ и при числе колес в

вагоне $n = 12$ необходимая мощность составляет 670, а при $n = (4 \div 470)$ кВт, при этом на 100 км пути экономия электроэнергии составит 330 кВт·ч.

Таким образом, с точки зрения экономии энергии уменьшение количества колес в вагоне является очевидным.

Но другим, уже косвенным, наибольшим потреблением энергии является путь. Очевидно, что с уменьшением количества колес увеличивается давление оси на рельс, а это ведет к его удорожанию и переносу стоимости перевозок.

Если расход электроэнергии на качение колес по рельсам с учетом трения в подшипниках при числе колес в вагоне $n = 8$ принять за единицу, то ее относительный расход при другом числе колес будет зависеть так, как показано на рис. 3 (кривая 1).



Поскольку стоимость пути, отнесенная к стоимости передвижения вагона на единицу длины пути зависит от многих факторов, в том числе и числа колес n , то относительную приведенную стоимость при восьми колесах вагона примем за единицу, а закон ее изменения согласно зависимостям, указанным на рис. 3.

Легко заметить, что минимальная относительная стоимость передвижения вагона с учетом только стоимости энергии на преодоление сопротивления от качения колеса по рельсам и трения в буксах и относительной стоимости пути будет при $n = 12$ и закону $C_n^0 = cn^2$.

Таким образом, предложенная методика позволит увязать две главные составляющие стоимости перевозки груза железнодорожным вагоном, особенно грузовым: стоимость энергии на преодоление потерь на качение колеса по рельсу и в подшипниках и отнесенную стоимость пути.

Аналогично решается задача и для подкранового пути.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ковальский Б.С. Вопросы передвижения мостовых кранов. -Луганск: Изд-во ВМУ, 2000. -63 с.

2. Tabor D. The mechanism of rolling friction: the elastic range // Proc. Rou. Ser A. -1955. -Vol. 229, -P. 198-211.
3. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. -М.: Мир, 1989. -509 с.
4. Справочник по кранам: В 2т. Т.2 / Александров М.П., Гохберг М.М., Ковин А.А. и др. -Ленинград: Машиностроение, 1988. -559 с.
5. Бондаренко Л.Н. Экспериментально-аналитическое определение коэффициента трения качения // Зб. наук. праць Хар ДАЭТ. -1999. -Вып.36. -С.127-132
6. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Матвеев В.В., Яковлев А.П. -Киев: Наук. думка, 1988. -736 с.
7. Бондаренко Л.Н. Особенности моделирования ходовых колес кранов // Подъемн. сооруж.; спец.техн. — Одесса. -2000. -№ 7 (11). -С. 19-20.

УДК 622.451.001.57

Бунько Т.В.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЕНТИЛЯТОРА ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ В МЕТОДАХ РАСЧЕТА ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СЕТЯХ УГОЛЬНЫХ ШАХТ

Запропоновано математичну модель вентилятора головного провітрювання для використання у ітераційних методах розрахунку повітророзподілу, яка відрізняється урахуванням можливості безперервного регулювання вентилятором за рахунок використання проміжних між паспортними характеристик, а також використанням лише тієї частини характеристики, яка знаходиться у ділянці його стійкої роботи.

MATHEMATICAL MODEL VENTILATOR FAN OF THE MAIN AIRING IN A METHODS CALCULATION OF AIR- DISTRIBUTION IN VENTILATION NETWORKS OF COAL MINES

The mathematical model ventilator fan of the main airing for using in the iteration methods calculation of air-distribution, which differed from existing calculation possibility of continuous ventilator fan's regulation at the expense of using intermediate between passport characters, as well as using only part of character, which placed in a sphere of its stable work, was offered.

Наиболее распространенными задачами практики расчетов аэродинамических параметров вентиляционных систем являются.

1. Определение по известным регулировочным характеристикам вентилятора главного проветривания (ВГП) (числу оборотов, углу установки лопаток или направляющего аппарата, результатам замеров) его рабочего режима (напора и производительности) при работе на шахтную вентиляционную сеть (ШВС).

2. Определение регулировочных параметров (скорости вращения, угла установки направляющего аппарата), необходимых для обеспечения требуемого вентиляционного режима в объектах проветривания.

3. Определение устойчивости режима работы ВГП.

Первая и третья задачи возникают при расчетах естественного потокораспределения и устойчивости проветривания ШВС. Вторая и третья задачи решаются при расчетах оптимального и допустимого потокораспределений в ШВС.

Современный уровень изученности турбомашин, к которым относятся ВГП, не позволяет получить аналитическое уравнение зависимости, связыва-