

can be achieved through using of the mode of condensation of water vapor from the gas-air mixture in the construction of heater. In mathematical models of tubular gas heaters heater is considered as a hydraulic chain with distributed and adjustable parameters by the terminology of the theory of hydraulic chains. However, these mathematical models do not take into account the condensing mode of the work of heaters. The purpose of the article is to build a mathematical model of hydraulic and thermal modes of the area of infrared tubular heaters for the zone of condensation of water vapor from the gas-air mixture. Flow and heat exchange for the tubular gas heaters with regard to the phenomenon of condensation of water vapors from the gas-air mixture, which moves in the tubular part of the heater under cooling of the gas-air mixture are analyzed. Specific areas of flow and heat exchange, starting from the gas burner until intersection of the outlet of fulfilled gas-air mixture into the environment are highlighted. Equations of mathematical model which describe the processes of motion and heat exchange of gas-air mixture and condensate inside the radiating tube are compiled. The possibility of using the developed mathematical model for calculation of the parameters of the flow and heat exchange of the heaters is indicated.

REFERENCES

1. Irodov V. F. Matematicheskoe modelirovanie jelementarnogo uchastka sistemy vozdušno-luchistogo otoplenija / V. F. Irodov, L. V. Solod., A. V. Kobyshha // Visnik Pridniprovskoi derzhavnoi akademii budivnictva ta arhitekturi. – D. : PDABA, 2001. – № 4. – S. 41 – 46.
2. Solod L. V. Metod rozrahunku i racional'ni parametri infrachervonih trubchastih gazovih obigrivachiv: avtoref kand. dis. 05. 23. 03. – Harkiv: HDTUBA, 2011. – 20 s.
3. Dudkin K. Raschet teplovogo i gidravlicheskogo rezhima pri proektirovanii mnogokonturnyh trubchatyh gazovyh nagrevatelej / K. Dudkin, V. Tkacheva, V. Danishevskij // Theoretical Foundations of Civil Engineering, Polish – Ukrainian transactions. – Vol. 20. – Warsaw: Warsaw University of Technology, 2013. – P. 531 – 536.
4. Merenkov A. P. Teoriya gidravlicheskih cepej / A. P. Merenkov, V. Ja. Hasilev. – M. : Nauka, 1985. – 278 s.
5. Staskevich N. L. Spravochnik po gazosnabzheniju i ispol'zovaniju gaza / N. L. Staskevich, G. N. Severinec, D. Ja. Vigdorichik. – L. : Nedra, 1990. – 762 s.

УДК 539.3/8

ОПІР КОЧЕННЮ ПЛАТФОРМИ ПО КОТКАХ

*Л. М. Бондаренко, к. т. н., доц., В. Д. Бондаренко, к. т. н., доц.,
Г. К. Дьомін, к. т. н., доц., В. В. Лозова, студ.*

Ключові слова: опір коченню, коефіцієнт тертя кочення, форми котків, механічні характеристики контактуючих тіл

Постановка проблеми. Опору при переміщеннях тіл по котках здавна приділялася значна увага науковців. Результати їх досліджень вже стали класикою [3; 5], але і досі ця тема є актуальною [2].

Аналіз публікацій. Перші експерименти з вивчення опору коченню належать Ш. Кулону, який у 1785 році сформулював закон тертя кочення (рис. 1):

$$k = \frac{FD}{2R} \quad (1)$$

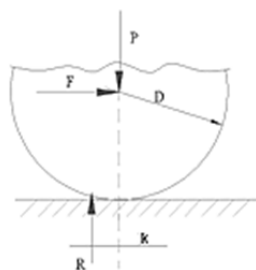


Рис. 1. До визначення коефіцієнта тертя кочення по Ш. Кулону

Фізика процесу опору кочення була, хоч і не повністю, розкрита в 1882 році, коли 24-річний Г. Герц опублікував свою працю «Про контакт пружних тіл». Табор спробував об'єднати ідеї Ш. Кулона з теорією контактних деформацій Г. Герца. Він вважав, що матеріал циліндра під час вільного кочення по площині піддається циклічним навантаженням у міру проходження деформованої зони. При цьому пружна енергія елемента збільшується до центра зони ($x = 0$, рис. 2) за рахунок роботи стиснення.

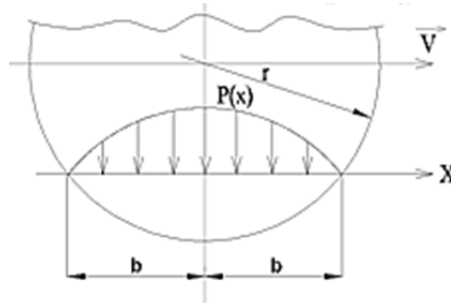


Рис. 2. До визначення коефіцієнта тертя кочення за Табором

Після проходження центру енергія зменшується і робота здійснюється вже проти контактних тисків на решті зони контакту. На основі своїх досліджень Табор запропонував залежності для визначення коефіцієнтів тертя кочення:

а) циліндр – площина:

$$\text{---} \quad (2)$$

б) куля – площина:

$$\text{---} \quad (3)$$

де b – півширина зони контакту тіл, α – коефіцієнт гістерезисних витрат.

Вплив α врахувати досить складно, тому що в загальному випадку він не є константою матеріалу, а збільшується з деформаціями, особливо в межах, близьких до межі пружності матеріалів. Крім того, гістерезисні витрати не збігаються з енергією, що розсіюється під час простого розтягування-стиснення. Тому наведені вище формули не знайшли застосування у практиці.

У 2002 році була опублікована праця [1], в якій наведені вище залежності мають вигляд:

а) циліндр – площина (лінійний контакт):

$$(4)$$

б) куля – площина (точковий контакт):

$$(5)$$

де r – радіус тіла кочення в метрах, b – півширина зони контакту при лінійному контакті або напіввісь еліпса в напрямку руху при точковому контакті [4]; α – коефіцієнт гістерезисних витрат.

Але ці формули не дозволяють проводити інженерні розрахунки опору коченню.

Мета роботи – визначити опір коченню платформи по котках залежно від форми котків та механічних характеристик контактувальних тіл із використанням коефіцієнтів тертя кочення, визначених за формулами (4 – 5).

Виклад матеріалу. Платформа 3, на якій розташований вантаж 4, спирається на котки 1, 2, що котяться по горизонтальній поверхні 5 (рис. 3).

Розглянемо систему, що складається з платформи та вантажу сумарною вагою Q , які спираються на котки 1, 2 з відстанню між ними $a_1 + a_2$. Для переміщення платформи з вантажем до неї необхідно прикласти силу P , яка дорівнює сумі сил P_1 та P_2 , що виникають унаслідок кочення платформи і є силою опору.

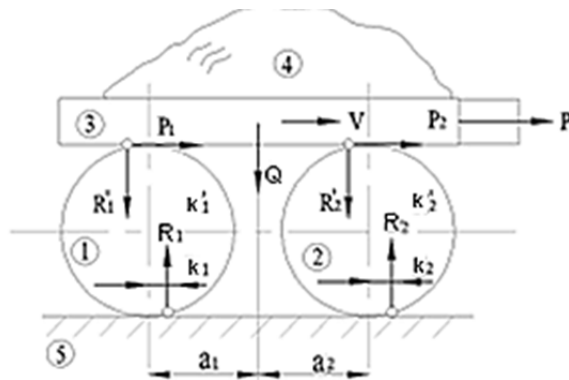


Рис. 3. Розрахункова схема

Тиск платформи на котки визначається як

$$R_1^1 = Q_1 = Q \frac{a_2}{a_1 + a_2}; \quad R_2^1 = Q_2 = Q \frac{a_1}{a_1 + a_2} \quad (6)$$

Для системи: платформа, вантаж, котки з вагою відповідно Q_1^1 та Q_2^1 , реакція нерухомої площини 5:

$$R_1 = Q \frac{a_2}{a_1 + a_2} + Q_1^1; \quad R_2 = Q \frac{a_1}{a_1 + a_2} + Q_2^1$$

Визначимо опір коченню залежно від форми котків та відстані між ними.

а) Опір коченню при циліндричних котках. У праці [4] доведено, що при початковому лінійному контакті коефіцієнт тертя кочення можна знайти через півширину плями контакту, яка визначається з теорії контактних деформацій Герца:

$$b_1 = 1,526 \sqrt{\frac{R_1^1 r}{BE}}; \quad b_2 = 1,526 \sqrt{\frac{R_2^1 r}{BE}} \quad (7)$$

де E – модуль пружності матеріалів платформи і котків; r – радіус котків, B – їх довжина. Ці формули відповідають коефіцієнту Пуассона 0,3.

Радіус котка визначається теж за формулою Г. Герца за максимальних допустимих напружень σ_k і максимальних навантажень на каток Q [4]:

$$r = 0,418 \frac{QE}{B\sigma_k^2} \quad (8)$$

Формули (7) набувають вигляду:

$$b_1 = 0,64 \frac{Q}{B\sigma_k} \sqrt{\frac{a_2}{a_1 + a_2}}; \quad b_2 = 0,64 \frac{Q}{B\sigma_k} \sqrt{\frac{a_1}{a_1 + a_2}} \quad (9)$$

Відповідні до b_1 і b_2 коефіцієнти тертя кочення (4) для кожного котка

$$k_1 = 0,144 \frac{Q}{B\sigma_k} \sqrt{\frac{a_2}{a_1 + a_2}} e^{-1,2r}; \quad k_2 = 0,144 \frac{Q}{B\sigma_k} \sqrt{\frac{a_1}{a_1 + a_2}} e^{-1,2r} \quad (10)$$

Опір коченню платформи по котках відповідно [1]

$$P = \frac{kQ}{r} \quad (11)$$

Матиме вигляд з урахуванням формул (8) та (10):

$$P_1 = 0,344 \frac{Qa_2}{a_1 + a_2} \sqrt{\frac{a_2}{a_1 + a_2}} \frac{\sigma_k}{E} e^{-1,2r}; \quad P_2 = 0,344 \frac{Qa_1}{a_1 + a_2} \sqrt{\frac{a_1}{a_1 + a_2}} \frac{\sigma_k}{E} e^{-1,2r} \quad (12)$$

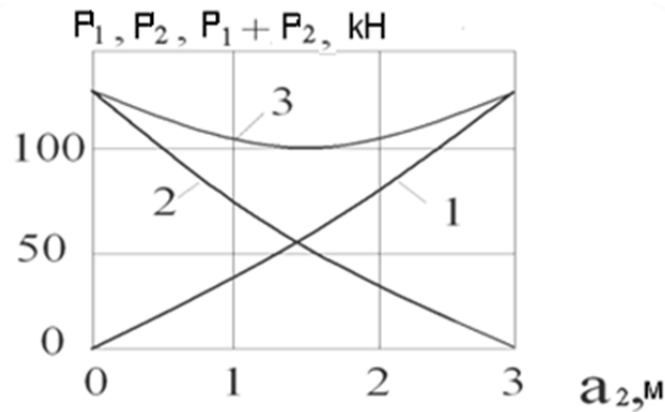


Рис. 4. Залежність опору коченню по котках-циліндрах від відстані a_2 : 1 – руху платформи по лівому котку; 2 – те ж по правому; 3 – сумарне при $\sigma_k = 900$ МПа; пунктиром – те ж при $\sigma_k = 1800$ МПа

Залежність P_1 і P_2 від величини a_2 показано на рисунку 4. Дані, отримані при $Q = 100$ кН; $\sigma_k = 900$ МПа; $a_1 + a_2 = 3$ м; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа. Виходячи з максимального навантаження на коток, при $a_2 = 0$, отримано, що радіус котка з формули (8) $r = 0,89$ м, а при $\sigma_k = 1800$ МПа, $r = 0,445$ м, тобто збільшення допустимих контактних напружень удвічі викликало зменшення радіуса котка теж у два рази. Із рисунка 4 видно, що сумарна величина опору коченню платформи має оптимальне значення, що відповідає $a_2 = 1,5$ м.

Таким чином, одержано залежність сили опору кочення від механічних характеристик контактуючих поверхонь. В цих залежностях відсутні геометричні характеристики котків. Але вони враховуються опосередковано за допомогою формули (8) і при розрахунках залежності (8) і (12) надають можливість визначити раціональні параметри пари кочення. Так, наприклад, при жорстких обмеженнях сили опору коченню можна обчислити взаємопов'язану пару параметрів σ_k та E за формулою (12), а потім визначитися з парою геометричних параметрів r та B за формулою (8). Якщо ж будуть обмеження параметрів r або B , то за формулою (8) можна підрахувати співвідношення величин E та σ і відповідно силу опору коченню.

У залежностях (12) не враховано опір коченню котків по площині 5. У випадку однакових матеріалів котків, платформи та площини величину $P_1 + P_2$ необхідно подвоїти. У випадку модуля пружності більшого при вдавлюванні, ніж його величина для платформи, величини P_1 і P_2 необхідно розраховувати за формулами, які включають різні модулі пружності і коефіцієнти Пуассона.

Необхідно зазначити, що коефіцієнт гістерезисних витрат $e^{-1,2r}$ може не враховуватись у формулах (10) і (12) до величини радіуса $r \leq 0,05$ м.

б) Опір коченню по котках-кулях. При початковому точковому (куля – циліндр) контактні радіус кулі буде знайдено теж із теорії контактних напружень [5].

При однакових модулях пружності і коефіцієнті Пуассона $\mu = 0,3$ відповідно прийнятими позначенням формула для визначення максимальних допустимих напружень для одного з котків має вигляд:

$$\sigma = 0,388 \sqrt[3]{\frac{Q \frac{a_2}{a_1 + a_2}}{r^2}}, \quad (13)$$

Звідки:

$$r = \sqrt{\frac{0,388^3 Q \frac{a_2}{a_1 + a_2} E^2}{\sigma^3}}. \quad (14)$$

Півширини плями контакту:

$$b_1 = 0,345 \sqrt{\frac{Q \frac{a_2}{a_1 + a_2}}{\sigma_k a_1 + a_2}}, \quad b_2 = 0,345 \sqrt{\frac{Q \frac{a_1}{a_1 + a_2}}{\sigma_k a_1 + a_2}}. \quad (15)$$

Коефіцієнти тертя кочення:

$$k_1 = 0,055 \sqrt{\frac{Q}{\sigma_k} \frac{a_2}{a_1 + a_2} e^{0,2r}} ; \quad k_2 = 0,055 \sqrt{\frac{Q}{\sigma_k} \frac{a_1}{a_1 + a_2} e^{0,2r}} \quad (16)$$

Опір коченню платформи по лівій і правій кулях:

$$P_1 = 0,2275 \frac{Q a_2}{a_1 + a_2} \sqrt{\frac{a_2}{a_1 + a_2} \frac{\sigma_k}{E} e^{0,2r}} ; \quad P_2 = 0,2275 \frac{Q a_1}{a_1 + a_2} \sqrt{\frac{a_1}{a_1 + a_2} \frac{\sigma_k}{E} e^{0,2r}} \quad (17)$$

Призначаючи допустимі контактні напруження, необхідно мати на увазі, що їх величина при початковому точковому контакті в 1,3 ÷ 1,4 раза більша, ніж при лінійному. Тому при усіх однакових величинах (за попереднім прикладом) допустимі напруження прийемо 1 200 МПа.

Результати розрахунків за формулами (17) наведені на рисунку 5.

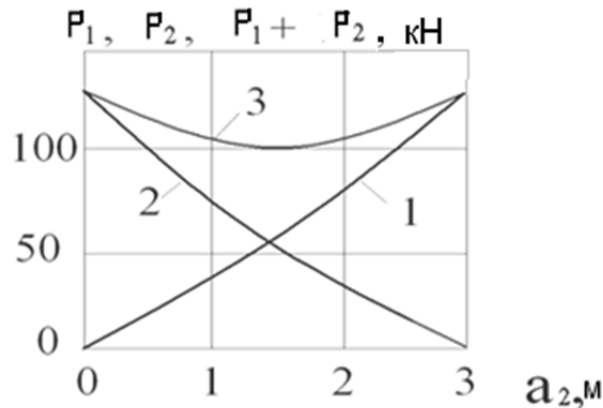


Рис. 5. Залежність опору коченню платформи по котках – кулях від відстані a_2 : 1 – руху платформи по лівому котку; 2 – те ж по правому; 3 – сумарне

Відмінністю формул (12) від їх аналогів, наведених у [3], є те, що вони зв'язують опір коченню платформи по котках із силою Q через загальноприйняті константи, такі як модуль пружності (при визначенні радіуса) та допустимі контактні напруження σ_k .

Із залежності (12) видно, що для зменшення сили тяги $P = P_1 + P_2$ необхідно збільшувати допустимі контактні напруження, а твердження у [2], що для зменшення сили P необхідно діаметр котків брати якомога більшим, не коректним: просте збільшення діаметра викликає зменшення контактних напружень і недовикористання міцності матеріалів.

Висновки. 1. Отримано залежності для визначення опору коченню від форми котків, а також від геометричних та механічних характеристик тіл.

2. Сумарна величина опору коченню по двох котках має оптимальне значення у разі симетричного навантаження котків.

3. Опір коченню по котках-кулях за однакових механічних і геометричних характеристиках у декілька разів більший, ніж по котках-циліндрах.

4. Необхідно брати до уваги, що збільшення діаметрів котків зумовлює не лише зменшення опору коченню, а і невикористання міцності матеріалів.

5. Одержані залежності дозволяють отримувати раціональні геометричні параметри котків або раціональний опір коченню.

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. **Бондаренко Л. М.** Аналітичні залежності для визначення коефіцієнта тертя кочення для найбільш вживаних схем контакту / Техніка будівництва. – 2002. – № 11. – С. 32 – 35.
2. **Вербовский Г. Г.** Теория механизмов и машин. – Харьков : Изд-во Харьков. ун-та, 1968. – 276 с.
3. **Мещерский И. В.** Сборник задач по теоретической механике. – М. : Наука, 1981. – 480 с.
4. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – К. : Наук. думка, 1988. – 736 с.
5. **Тарг С. М.** Краткий курс теоретической механики. – М. : Наука, 1970. – 480 с.

SUMMARY

Problem statement. Scientists has long given considerable attention to the resistance with the movements of bodies on the rolls. The results of their research have already become classics, but this topic is still relevant.

Analyzing of the resent research. Coulomb formulated the classic law of friction bearings. But the physics of the process of rolling resistance was, though not fully disclosed by Hertz in the work «About the contact of elastic bodies». Tabor tried to combine the ideas of Coulomb's theory with the contact deformation of Hertz. Based on their research Tabor proposed dependences of determinations of the coefficients of rolling friction. But these formulas were unsuitable for the calculation of rolling resistance.

Research objective. To determine the rolling resistance of platform for boilers depending on the form rollers and mechanical characteristics of the contacting bodies with using friction coefficients of rolling.

Conclusions. Design scheme: the platform on which the load that rests on rollers cylindrical shape or rollers like balls, which roll on a horizontal surface. For the movement of the platform with the load it is necessary to put power which is the power of resistance.

We got the dependences of the rolling resistance of the rollers' forms and also the geometrical and mechanical characteristics of bodies. We found that the rolling resistance of the corners -balls with the same mechanical and geometrical characteristics on several times greater than the rollers -cylinders. It should be appreciated that increasing the diameters of rollers leads not only to a reduction in the rolling resistance, but also to non-used durabilities of materials. Dependences allow to obtain the rational geometrical parameters of the rollers or rational rolling resistance.

REFERENCES

1. Bondarenko L. M. Analitichni zalezhnosti dlya vyznachennya koefitsiyenta tertya kochennya dlya naybil'sh vzhivanykh skhem kontaktu / Tekhnika budivnytstva. – 2002. – № 11. – S. 32 – 35.
2. Verbovsky G. G. Teorya mehanyzmov y mashin . – Harkov: Izd – vo Harkov. Un-ta, 1968 – 276 s.
3. Meshersky I. V. Sbornyk zadach po teoretycheskoy mehanyke. – M.: Nauka, 1981. – 480 s.
4. Spravochnyk po soprotivlenyu materyalov / G. V. Pysarenko, A. P. Jakovlev, V. V. Matveev. – K. : Nauk. dumka, 1988. – 736 s.
5. Targ S. M. Kratky kurs teoretycheskoy mehanyky. – M. : Nauka 1970. – 480 s.

УДК 621.867.1/3:6815

РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ ІМІТАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ РОБОТИ КОНВЕЄРА

В. О. Ужеловський, к. т. н., доц., С. В. Костюк, магістр.

Ключові слова: стрічковий конвеєр, модель, контроль, регулювання, стрічка, імітаційна модель

Постановка проблеми. У зв'язку з розвитком автоматизації виробництва зростає актуальність системного підходу до вирішення науково-технічних питань у разі застосування автоматизованих електроприводів і систем автоматизації технологічного процесу в різних умовах. Актуальними тенденціями в промисловості є підвищення продуктивності праці, збільшення довговічності елементів виробництва, безпека персоналу в умовах підвищеної продуктивності праці [4].

У наш час автоматизовано практично всі об'єкти промисловості. Серед них варто виділити механізми безперервного транспорту – конвеєрні установки. Від безперервної роботи цих комплексів залежить робота ділянки або всього підприємства в цілому. Сучасні засоби автоматизації мають сприяти оптимізації процесів пуску й зупинки конвеєрів, зниженню енергоємності і матеріалоємності, скороченню простоїв через вихід із ладу електроустаткування та обрив конвеєрної стрічки. Крім того, роль автоматизації конвеєрного транспорту полягає в зниженні трудомісткості обслуговування, підвищенні безпеки й зниженні травматизму [4].