

2. Фомин С.Ф. Влияние некоторых факторов на трещинообразование в чугунных изложницах / С.Ф. Фомин // Теплофизика в литейном производстве. – Минск : Изд-во Академии наук БССР, 1963. – С. 260-264.
3. Горев К.В. Кристаллизация чугуна в зависимости от содержания углерода и кремния / К.В. Горев, Э.Н. Проскурина // Теплофизика в литейном производстве. – Минск: Изд-во Академии наук БССР, 1963.- С. 430-454.
4. Неижко И.Г. Графитизация и свойства чугуна/ И.Г. Неижко // Киев : Наукова думка, 1989.- 204 с.
5. Лесовой В.В. Связь химического состава и структуры доменного передельного чугуна со стойкостью изложниц / В.В. Лесовой, Л.А. Краузе, В.Л. Берестовецкий и др. // Повышение стойкости изложниц: сб. науч. работ// М. : Metallurgiya. 1975, №3.- С.10-22.
6. Кукса А.В. Чугунные сталеразливочные изложницы / А.В. Кукса // М. : Metallurgiya. 1989. - 151 с.
7. Лоза А.В. Исследование свойств чугунных слябинговых изложниц в зоне образования трещин / А.В. Лоза, В.В. Шишкин //Захист металургійних машин від поломок: зб. наук. пр. / ПДТУ. – Маріуполь, 2008. - Вип. 10. - С.37-41.

Bibliography:

1. N. G. Girshovich Crystallization and properties of cast iron in castings / N. G. Girshovich // M.: Mashinostroenie. – 1966. - P. 562. (Rus.)
2. S. F. Fomin The influence of some factors on the crack in cast iron molds / S. F. Fomin // Thermophysics in foundries. - Minsk: Izd Byelorussian Academy of Sciences, 1963. - P. 260-264. (Rus.)
3. K.V. Gorev Crystallization of iron, depending on the carbon and silicon / K.V. Gorev, E.N. Proskurina // Thermophysics in foundries. - Minsk: Izd Byelorussian Academy of Sciences, 1963. - P. 430-454. (Rus.)
4. I.G. Neizhko. Graphitization and properties of iron / I.G. Neizhko // Kiev: Naukova Dumka, 1989. - 204p. (Rus.)
5. V.V. Lesovoy, L.A. Krause, V.L. Berestovetsky Relationship of chemical composition and structure of pig iron from blast resistant mold / V.V. Lesovoy, L.A. Krause, V.L. Berestovetsky etc. // Increased resistance of molds: Sat. scientific. work // Moscow: Metallurgiya. 1975, № 3. - P.10-22. (Rus.)
6. A.V. Kuksa Cast iron casting molds / A.V. Kuksa // Moscow: Metallurgiya. 1989. – 151 p.
7. A.V. Loza. Investigation of the properties of cast-iron molds slyabingovyh in the area of cracking / A.V. Loza, V.V. Shishkin // Zahist metalurgiynih machine breakdowns vid: ST. of Sciences. Ave / PDTU. - Mariupol, 2008. - № 10. - P.37-41. (Rus.)

Рецензент: А.Д. Размышляев
д-р техн. наук, проф. ГВУЗ «ПГТУ»

Статья поступила 19.10.2011

УДК 621.86.001.66

©Карпенко Т.М.,¹ Лоза О.А.,² Якименко Н.Г.³

КОНСТРУЮВАННЯ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН З ВРАХУВАННЯМ ГАЛЬМУВАННЯ

Робота присвячена дослідженню процесів руху і гальмування підйомних механізмів барабанного типу вантажопідйомних і металургійних машин з метою раціонального поєднання інерційних конструктивних і дисипативних параметрів, які забезпечать повернення робочого органу в вихідне положення при вимкненому двигуні.

Ключові слова: рівняння Лагранжу II роду, контрвантаж, потенційна енергія, канат, шахтна кліть, шибер, Mathcad.

¹ канд. фіз.-мат. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Маріуполь

² канд. техн. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Маріуполь

³ студентка ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Маріуполь

Карпенко Т.Н., Лоца Е.А., Якименко Н.Г. Конструирование подъемно-транспортных машин с учетом торможения. Работа посвящена исследованию процессов движения и торможения подъемных механизмов барабанного типа грузоподъемных и металлургических машин с целью рационального сочетания инерционных конструктивных и диссипативных параметров, которые обеспечат возврат рабочего органа в исходное положение при выключенном двигателе.

Ключевые слова: уравнение Лагранжа II рода, контргруз, потенциальная энергия, канат, шахтная клеть, шибер, Mathcad.

T.M Karpenko., O.A. Loza, N.G. Yakimenko. Designing of lifting-transport machines taking into account braking. The work is devoted to research of motion and braking processes of lifting mechanisms of drum type of lifting and iron and steel machines with the purpose of rational combination of inertia structural and dissipative parameters that will provide the return of the working organ at stopped engine.

Keywords: Lagrange's equation of the second order, counter load, potential energy, rope, mine cage, shutter, Mathcad.

Постановка проблеми. В сучасному машинобудуванні актуальним є питання енергозбереження та зменшення металоємності деталей машин. При традиційних методах проектування підйомних механізмів барабанного типу вантажопідйомних металургійних машин вага контрвантажу з канатами приблизно дорівнює вазі вантажу, який піднімають. Це потребує неперервної роботи електродвигуна. На стадії проектування доцільним є пошук параметрів конструкцій підйомників, які забезпечать при заданих кінематичних характеристиках меншу масу контрвантажу та вибір конструкції підшипникових вузлів, а також довжину канату з врахуванням режиму гальмування машини.

Мета статті. Визначення раціональних параметрів конструкції машини (канат, контрвантаж, коефіцієнти тертя), які забезпечать холостий хід машини при вимкненому двигуні за рахунок потенціальної енергії вузлів машини.

Виклад основного матеріалу. Складання диференціального рівняння руху машини та його розв'язок. Розглядається рух підйомної машини в гальмівному режимі після вимкнення двигуна. Опір рухові зменшується пропорційно переміщенню робочого органу. Параметром, що визначає сповільнення машини є потенціальна енергія. Під вимкненням двигуна розуміємо зменшення до нуля зовнішнього рушійного моменту на приводному валі машини.

Вивчаємо рух машини барабанного типу в гальмівному режимі за допомогою рівняння Лагранжу II роду; за узагальнену координату вибираємо кут φ - кут обертання ротора двигуна [1]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} - M_{on}, \quad (1)$$

де T – кінетична енергія машини;

Π – потенціальна енергія вантажів, що піднімаються і спускаються, а також канату;

M_{on} – момент сил опору, зведений до валу двигуна.

Розрахункова схема підйомної машини приведена на рис. 1.

Прийняті позначення: Q_1, Q_2 – вага вантажів 1 і 2; H – довжина частини канату, що звисає; i – передавальне число редуктора; $J_p, J_{бар}, J_{бл}$ – осьові моменти інерції ротора, барабана і блока, відповідно; η – коефіцієнт корисної дії редуктора; $R_б$ – радіус барабана 3; p – вага погонного метра канату; $\omega_б$ – кутова швидкість ротора в

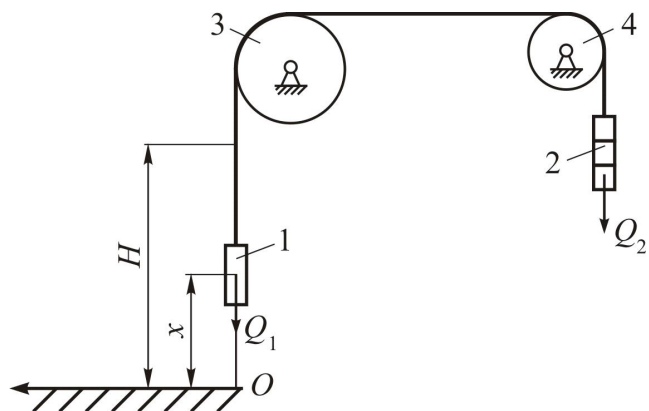


Рис. 1 – Розрахункова схема підйомної машини: 1, 2 – вантажі; 3 – барабан; 4 – блок

момент вимкнення двигуна.

Щоб знайти зведений до валу двигуна осьовий момент інерції машини, використовуємо базове твердження: кінетична енергія машини дорівнює кінетичній енергії ланки зведення [2]

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \left(J_p \omega_p^2 + \left(\frac{J_{\delta ap} + J_{\delta l}}{\omega_{\delta}^2} \right) + \frac{Q_1 + Q_2}{g} \cdot R_{\delta}^2 \omega_{\delta}^2 \right) = \\ = \frac{1}{2} \omega_p^2 \left(J_p + \frac{J_{\delta ap} + J_{\delta l}}{i^2} + \frac{Q_1 + Q_2}{g} \frac{R_{\delta}^2}{i^2} \right) \end{aligned} \quad (2)$$

Тому зведений до осі ротора момент інерції дорівнює*

$$J_{зв} = J_p + \frac{J_{\delta ap} + J_{\delta l}}{i^2} + \frac{Q_1 + Q_2}{g} \cdot \frac{R_{\delta}^2}{i^2}. \quad (3)$$

Визначимо потенціальну енергію вантажів, що піднімається Q_1 , та опускається Q_2 , а також потенціальну енергію канату [3]

$$P_{вант} = (Q_1 - Q_2) \cdot x. \quad (4)$$

Якщо шлях, який пройшов вантаж Q_1 , дорівнює x , то вага канату, що піднімається, дорівнює $p(H - x)$, а вага канату, що спускається, дорівнює px .

Враховуючи значення координат центрів ваги гілок канату, отримуємо:

$$P_{кан} = p(H - x) \frac{H + x}{2} + px \left(H - \frac{x}{2} \right) = \frac{p}{2} (H^2 - 2x^2) + pHx. \quad (5)$$

Враховуючи залежність між переміщенням x і кутом обертання φ

$$x = \frac{R_{\delta}}{i} \cdot \varphi, \quad (6)$$

отримаємо сумарну потенціальну енергію як функцію φ

$$P = Q \cdot \frac{R_{\delta}}{i} \cdot \varphi + \frac{p}{2} \left(H^2 - \frac{2\varphi^2 R_{\delta}^2}{i^2} \right) + pH \cdot \frac{R_{\delta}}{i} \cdot \varphi, \quad (7)$$

де $Q = Q_1 - Q_2$.

Момент сил опору створюється на робочому органі та силами тертя в самій конструкції машини. Зокрема, момент сил тертя в підшипниках дорівнює:

$$M_{тер} = f \cdot \frac{d_n}{2} (Q_1 + Q_2), \quad (8)$$

де f – коефіцієнт тертя в підшипниках;

d_n – діаметр підшипників.

Запишемо диференціальне рівняння руху машини (1) з врахуванням значень похідних і моменту сил опору

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = J_{зв} \dot{\varphi}; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = J_{зв} \ddot{\varphi}; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0; \quad \frac{\partial P}{\partial \varphi} = \frac{Q \cdot R_{\delta}}{i} - \frac{2p\varphi R_{\delta}^2}{i^2} + p \frac{HR_{\delta}}{i} \quad (9)$$

$$J_{зв} \ddot{\varphi} - \frac{2pR_{\delta}^2}{i^2} \cdot \varphi = -M_{он} - \frac{R_{\delta}}{i} (Q + pH). \quad (10)$$

Позначимо коефіцієнт, який враховує опір рухові

* Для розв'язання практичних задач будемо враховувати коефіцієнт корисної дії

$$k = 1 + \frac{M_{on} i}{Q \cdot R_{\delta}}. \quad (11)$$

Поділимо рівняння (10) на J_{36} і позначимо

$$r = \frac{R_{\delta}}{i} \sqrt{\frac{2p}{J_{36}}}. \quad (12)$$

Отримаємо диференціальне рівняння руху

$$\ddot{\varphi} - r^2 \cdot \varphi = -\frac{R_{\delta}}{i} (kQ + pH). \quad (13)$$

Його розв'язок шукаємо у вигляді

$$\varphi = C_1 \operatorname{sh}(rt) + C_2 \operatorname{ch}(rt) + \frac{kQ + pH}{2p \cdot R_{\delta}}. \quad (1.14)$$

Для визначення постійних інтегрування маємо початкові умови: при $t = 0$, $\varphi = 0$, $\dot{\varphi} = \omega_0$.

Після підстановки постійних C_1 і C_2 отримаємо закон зміни кута обертання в залежності від часу

$$\varphi = \frac{\omega_0}{r} \operatorname{sh}(rt) + \frac{i}{2p \cdot R_{\delta}} (kQ + pH) (1 - \operatorname{ch}(rt)). \quad (15)$$

Система буде рухатись протягом часу t_1 доки кутова швидкість не впаде до нуля. Щоб знайти значення t_1 , визначимо кутову швидкість в довільний момент часу і прирівняємо її до нуля.

$$\omega = \omega_0 \operatorname{ch}(rt_1) - \frac{ri}{2p \cdot R_{\delta}} (kQ + pH) \operatorname{sh}(rt_1). \quad (16)$$

Таким чином, час t_1 визначиться з формули

$$\operatorname{th}(rt_1) = \frac{2p\omega_0 R_{\delta}}{r \cdot i (kQ + pH)}. \quad (17)$$

Тобто

$$t_1 = \frac{1}{2r} \ln \left[\frac{1 + \frac{2p\omega_0 R_{\delta}}{r \cdot i (kQ + pH)}}{1 - \frac{2p\omega_0 R_{\delta}}{r \cdot i (kQ + pH)}} \right]. \quad (18)$$

Вертикальна координата вантажу змінюється за законом

$$x(t) = \frac{R_{\delta} \cdot \omega_0}{i \cdot r} \operatorname{sh}(rt) + \frac{1}{2p} (kQ + pH) (1 - \operatorname{ch}(rt)). \quad (19)$$

Висновки. Застосувавши рівняння Лагранжу II роду для машини барабанного типу з узагальненою координатою – кутом обертання ротору, отримали кінематичне рівняння руху в гальмівному режимі (після вимкнення двигуна).

Закон зміни швидкості вантажу від часу дозволяє отримати момент t_1 зупинки в залежності від кутової швидкості ротора в момент вимкнення двигуна та конструктивних і дисипативних параметрів машини.

Маючи закон зміни вертикальної координати вантажу від часу, можна відповісти на питання: чи буде, і коли, досягнута задана координата.

Методика для виконання практичних розрахунків

Послідовність розрахунку по вирішенню означених вище питань така:

- 1) Відомими вважаємо величини: ω , i , R_{δ} , r_{δ} , p , η , H , J_p , J_{δ} , $J_{\delta l}$, d_p , f .
- 2) Визначаємо зведений до валу двигуна осьовий момент інерції машини J_{36} .
- 3) Визначаємо момент сил опору рухові та момент сил тертя, а також коефіцієнт k (див. (11)).
- 4) Визначаємо коефіцієнт r (див. (12)).
- 5) Визначаємо час зупинки, якщо треба (див. (18)).
- 6) Визначаємо вертикальну координату, якщо треба (див. (19)).

При цьому можна варіювати параметри, що входять в п.1, а також величини Q_1, Q_2 .

Розв'язування прикладних задач за допомогою запропонованої методики. Приклад 1. Розглянемо рух шахтного підйомника з кліттю ІНОК 400-76, вантажопідйомністю 76000 Н, що призначена для спуску-підйому людей, транспортування обладнання, допоміжних матеріалів по вертикальних стовбурах шахт вугільної промисловості. Будемо застосовувати запроповану вище розрахункову схему і методику при фіксованому значенні Q_1 з метою підбору сукупності параметрів:

- маси контрвантажу Q_2 ;
- довжини ділянки канату, що звисає, H ;
- коефіцієнта тертя f ;
- діаметрів підшипників d_n ,

при яких корисний вантаж зупиниться за потрібний для експлуатації кліті час t_1 .

При складанні програми для чисельного аналізу за допомогою математичного пакету Mathcad вважали, що в зведеному до осі ротора осьовому моменті інерції машини (див. (3)) (оскільки момент інерції двигуна в 10-20 разів більше суми зведених моментів інерції решти деталей при постійному значенні корисного вантажу Q_1), змінюється тільки доданок, що враховує величину контрвантажу Q_2 . В коефіцієнті k (див. (11)), який враховує опір рухові параметрами, що змінюються, будуть f, d_n і Q_2 . Визначаючи час зупинки t_1 (див. (18)), окрім того, змінювали параметр H .

Аналізуючи графіки залежностей моменту зупинки шахтної кліті від ваги контрвантажу при змінних значеннях H (від 30 до 120 м) для коефіцієнту тертя $f = 0,015$, рис. 2, бачимо, що для невеликих значень коефіцієнту тертя f мають місце граничні значення ваги контрвантажу Q_{2max} , які забезпечують зупинку кліті; час зупинки тим менший, чим більша довжина H частини канату, що звисає.

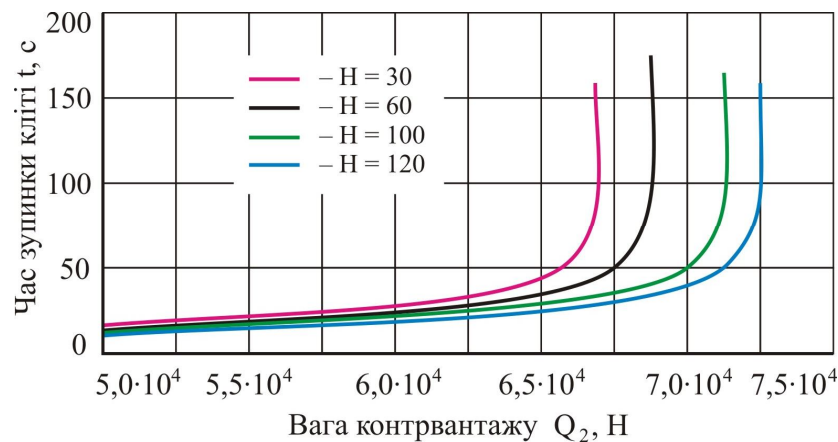


Рис. 2 – Графіки залежностей моменту зупинки шахтної кліті від ваги контрвантажу при змінних значеннях H (від 30 до 120 м) для коефіцієнту тертя $f = 0,015$

Залежності, зображені на рис. 3 і 4, дозволяють підібрати сукупність трьох параметрів Q_2, H, t_1 (при постійних f і d_n), необхідних для раціональної експлуатації підйомника. Аналізуючи залежності, зображені на рис. 4, маємо можливість визначити момент зупинки для конкретних значень ваги контрвантажу Q_2 , для будь яких значень частини довжини канату, що звисає.

Залежності, зображені на рис. 5, дозволяють зафіксувавши величину H , (провівши вертикаль в потрібному місці), отримати момент зупинки при конкретних значеннях Q_2 . Аналізуючи графіки залежностей рис. 5, бачимо, що коефіцієнт тертя f суттєво впливає на значення ваги контрвантажу Q_2 , який забезпечує зупинку за заданий час.

Приклад 2. Коксова вагова лійка [4] забезпечує технологічний процес завантаження матеріалів в доменну піч, виконує операції по зважуванню та завантажуванню в скіп коксу, який подається в піч за допомогою підйомника коксового дрібняку. Коксова вагова лійка складається з бункера та шиберного затвора, який забезпечує дозовану видачу матеріалу в скіп.

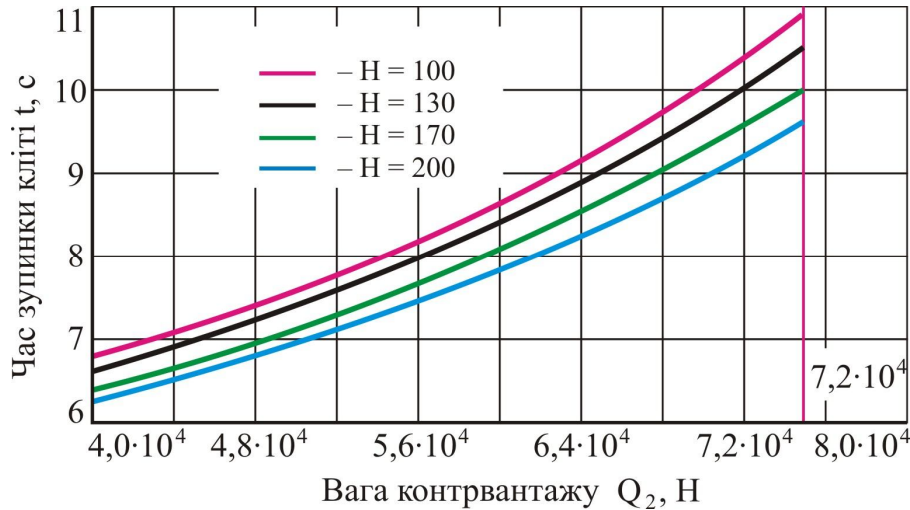


Рис. 3 – Графіки залежностей моменту зупинки шахтної кліті від ваги контрвантажу при змінних значеннях H (від 100 до 200 м) для коефіцієнту тертя $f = 0,1$

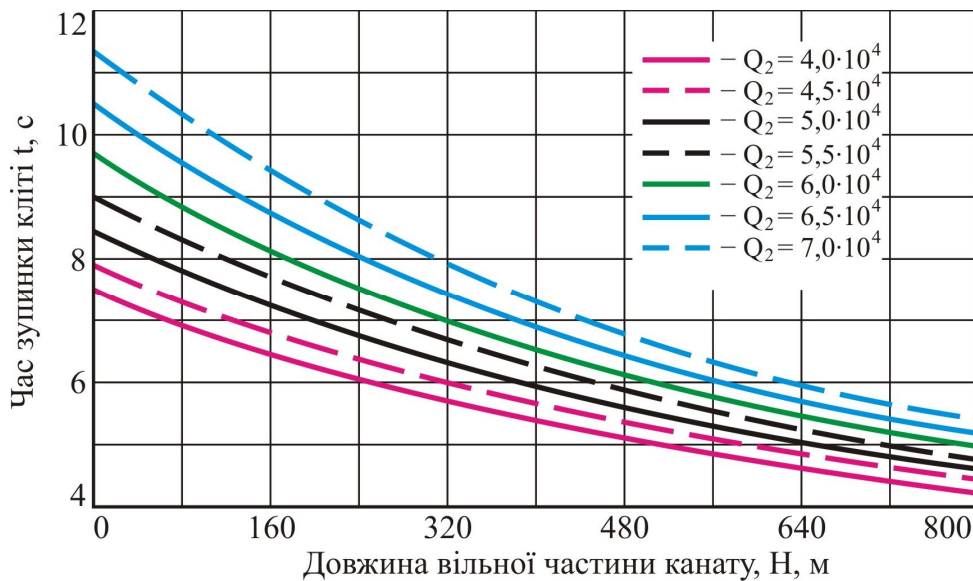


Рис. 4 – Графіки залежностей моменту зупинки шахтної кліті від довжини H при різних значеннях ваги контрвантажу Q_2 для коефіцієнту тертя $f = 0,1$

Привід підйому-спуску шиберного затвору складається з електродвигуна і редуктора, який за допомогою канату, що намотаний на барабан виконує підйом-спуск шиберного затвору. З метою зменшення потужності двигуна в механізм підйому включено контрвантаж.

Розглянемо режим спускання шиберного затвору (шиберу), коли його центр ваги треба перемістити на задану відстань S . Розрахункова схема представлена на рис. 1, де Q_2 – вага шиберу, відома величина, H – довжина частини канату, що звисає. Варіюючи величиною контрвантажу Q_1 , з'ясуємо чи досягне координата x заданого значення S , тобто чи закриється шибером бункер при вимкненому двигуні?

При обчисленні зведеного до осі ротора осьового моменту інерції машини враховували коефіцієнт корисної дії η , а інертність мас редуктора, що обертаються, корегували коефіцієнтом $n = 1,4$ [4].

Момент опору рухові, який входить в формулу (11) в цьому випадку створюється моментом по подоланню зусилля F , необхідного для переміщення шиберу в пазах M_c і моментом сил тертя в підшипниках $M_{тер}$. Для їх обчислення застосовувались формули (20) і (21)

$$M_c = F \left(\frac{f_1 \cdot d_u + 2\mu}{D_p} \right), \quad (20)$$

де $F = 1,25(Q_2 - Q_1)$; $f_1 = 0,1$ – коефіцієнт тертя в цапфах роликів (для підшипників ковзання відкритого типу); $d_u = 0,02$ – діаметр цапфи ролика; $\mu = 10^{-4}$ – коефіцієнт тертя кочення ролика по напрямних, м. Ролики виготовлені із сталі 65Г (ГОСТ 1050-78); $D_p = 0,075$ – діаметр ролика шибера затвору, м :

$$M_{mp} = kn \cdot f \cdot \frac{d_p}{2} (Q_1 + Q_2), \quad (21)$$

де $k_n = 1,25 \div 1,5$ – поправочний коефіцієнт, що враховує інші опори; $d_p = 0,08$ – діаметр роликів опорних підшипників на осях барабану і блоку, м; $f = 0,015 \div 0,025$ – коефіцієнт тертя в опорних підшипниках.

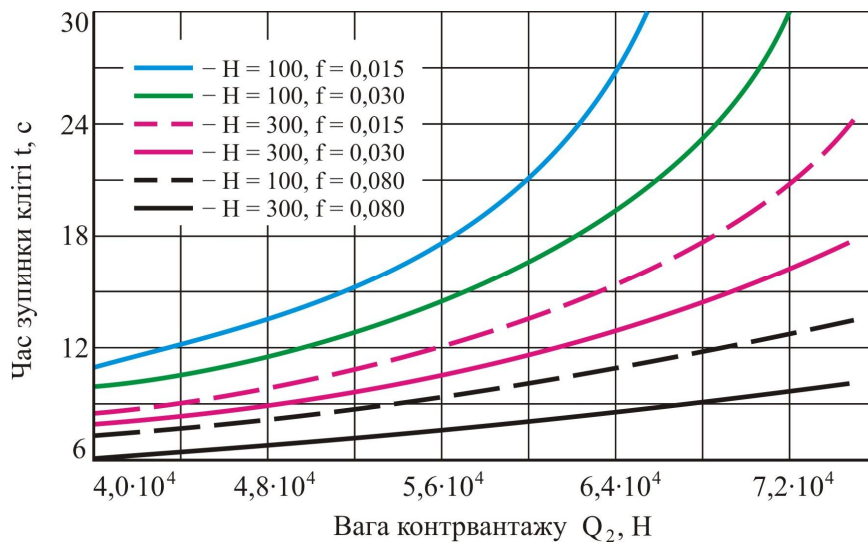


Рис. 5 – Графіки залежностей моменту зупинки шахтної кліті від ваги контрвантажу Q₂ при різних значеннях коефіцієнту тертя (f = 0,015 ÷ 0,08) для H = 100 та 300 м

На рис. 6, 7 представлені графіки залежності вертикальної координати шибера від часу. На рис. 6 проводився попередній пошук значень ваги контрвантажу Q₁, який забезпечує досягнення заданої координати центром ваги шибера S = 0,56 м.

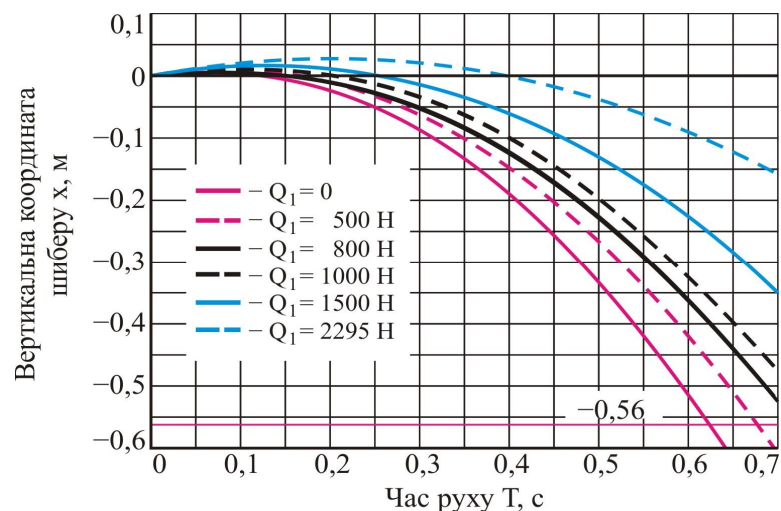


Рис. 6 – Графіки залежностей вертикальної координати шибера від часу T (при коефіцієнті тертя f = 0,015) при різних значеннях ваги контрвантажу Q₁

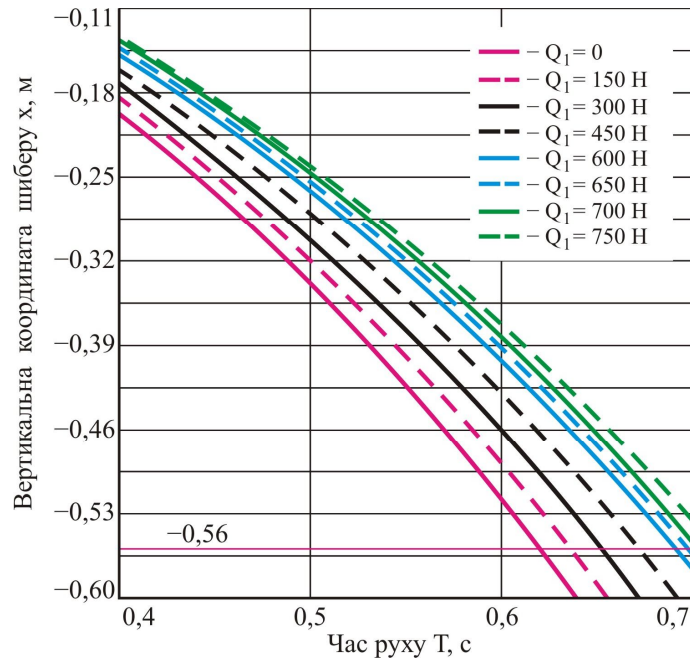


Рис. 7 – Графіки залежностей вертикальної координати шибера від часу T в інтервалі рекомендованих значень Q_1 (при коефіцієнті тертя $f = 0,015$)

На рис. 7 зображені ці ж залежності поблизу інтервалу рекомендованих значень Q_1 ; очевидним є те, що при коефіцієнті тертя $f = 0,015$ координата S досягається при $0 \leq Q_1 \leq 650$ Н. Якщо в опорах встановити підшипники ковзання з коефіцієнтом тертя $f = 0,025$, закон залежності координати x шибера від часу змінюється і при всіх запропонованих значеннях ваги контрвантажу повертається в задане положення.

Висновки

1. Визначена сукупність інерційних, конструктивних та дисипативних параметрів, що забезпечують економічність та надійність електромеханічної системи, рух якої в режимі гальмування вивчався з допомогою диференціального рівняння Лагранжу II роду, та його розв'язку.
2. Запропонований підхід дозволяє розробити методику визначення параметрів конструкцій вузлів підйомних машин для змінних вихідних кінематичних параметрах в режимі гальмування при вимкненому двигуні.
3. Методика реалізована при розв'язуванні практичних задач про раціональну вагу контрвантажу в шахтному підйомнику та в коксовій ваговій лійці, що дозволить зменшити потужність двигуна на стадії проектування підйомних машин барабанного типу.

Список використаних джерел:

1. Лойцянский Л.Г. Курс теоретической механики / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье. – Л.М.: ГИТ-Т, 1954. – Т.2. – 596 с.
2. Гребеник В.М. Розрахунок машин і механізмів прокатних цехів / В.М. Гребеник, Ф.К. Иванченко, В.І. Ширяев. – К.: Вища шк., 1995. – 455 с.
3. Давыдов Б.Л. Статика и динамика машин / Б.Л. Давыдов, Б.А. Скородумов. – М.: Машиностроение, 1967. – 432 с.
4. Зюзин В.И. Механическое и подъемное – транспортное оборудование доменных цехов / В.И. Зюзин. – М.: Металлургиздат, 1963. – 419 с.

Bibliography:

1. Loytsyanskiy L.G. Course of theoretical mechanics / L.G. Loytsyanskiy, A.I. Lurie. – L.M.: GIT-T, 1954. – T.2. – 596 p. (Rus.)
2. Grebenik V.M. Calculation of machines and mechanisms of rental workshops / V.M. Grebenik,

F.K. Ivanchenko, V.I. Shiryaev. – K.: Vischa shk., 1995. – 455 p. (Ukr.)

3. Davyidov B.L. Statics and dynamics of machines / B.L. Davyidov, B.A. Skorodumov. – M.: Mashino-stroenie, 1967. – 432 p. (Rus.)

4. Zyuzin V.I. Mechanical and lifting is a transport equipment of domain workshops / V.I. Zyuzin. – M.: Metallurgizdat, 1963. – 419 p. (Rus.)

Рецензент: А.О. Іщенко

д-р техн. наук, проф., ДВНЗ «ПДТУ»

Стаття надійшла 01.09.2011