

ВЗАЄМОДІЯ ПАР ТЕРТЯ В РІЗНИХ ТИПАХ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

Д.О.Вольченко, В.М.Воробйов, І.О.Бекіш

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел.(03422) 42353

e-mail: public@nuing.edu.ua

Рассматриваются особенности взаимодействия пар трения фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок в серийном и нетрадиционном вариантах их исполнения.

The specifically work of friction pairs of frictional units of a band-block brake of chisel hoist in serial and unserial variants are shown.

Вступ. Однією з основних проблем в стрічково-колодкових гальмах бурових лебідок є вирівнювання питомих навантажень в їхніх парах тертя. При цьому необхідно враховувати не тільки сили, що діють в парах тертя: “внутрішня поверхня гальмівної стрічки-неробоча поверхня фрикційних накладок”; “робочі поверхні фрикційних накладок-гальмівний шків” (серійні фрикційні вузли); “робоча поверхня гальмівної стрічки-зовнішні поверхні фрикційних накладок”; “внутрішні поверхні фрикційних накладок-гальмівний шків” (фрикційні вузли з рухомими накладками), але й також конструктивні параметри фрикційної накладки.

М.Я.Іткіс [1] вказує на те, що питома навантаження в серійному стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки на набігаючій поверхні накладки більше, ніж на збігаючій поверхні сусідньої накладки в Z разів. При цьому він не наводить значення цього параметра. Проте з цим твердженням важко погодитися, особливо для випадку, коли $Z \gg 1$. Це пов'язано з тим, що зазори між бічними поверхнями сусідніх накладок порівняно з радіальними розмірами поверхонь тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки є вельми малими, у порівнянні ж з шириною фрикційної накладки величина зазора є більш як на порядок нижчою. У зв'язку з цим, а також з урахуванням гнучкості гальмівної стрічки можна стверджувати, що величина питомих навантажень збігаючої поверхні попередньої накладки є майже рівною питомих навантажень набігаючої поверхні наступної накладки. Тобто, дійсно, при переході від накладки до накладки по довжині гальмівної стрічки питоми навантаження змінюються стрибкоподібно, проте не в декілька разів, як стверджує М.Я.Іткіс. Це твердження доведено численними дослідженнями, виконаними під керівництвом проф. О.І.Вольченка.

Особливий інтерес викликає питання визначення знака (напрямку дії) питомих навантажень, що виникають в парі тертя фрикційна накладка-гальмівний шків, оскільки від'ємні значення p свідчать про відсутність контакту між спряженими поверхнями.

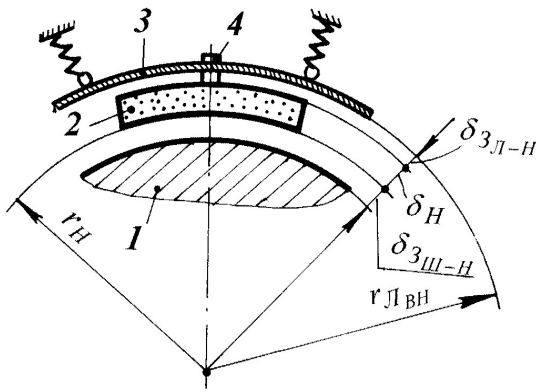
Ю.Ф.Холодним [2] доведено, що питома навантаження, що виникає на поверхні фрикційної накладки колодки барабанно-колодко-

вого гальма, має своє максимальне значення у напрямі, що співпадає з напрямком максимальної деформації фрикційного матеріалу у розглядуваному перерізі.

Взаємодія пар тертя в серійному гальмі. Проаналізуємо зміну питомих навантажень, що розподіляється по довжині дуги охоплення накладкою шківа. Фрикційна накладка стрічково-колодкового гальма має два ступеня вільності: вона рухається зворотно-поступально в радіальному напрямку і коливається (має можливість зворотно-обертального руху) навколо точки опори. У вільному (розгальмованому) стані стрічково-колодкового гальма фрикційна накладка 2 вільно звисає на вусах кріплення 4 (рис. 1). Між гальмівною стрічкою 3 і зовнішньою поверхнею фрикційної накладки 2, а також між робочими поверхнями накладки 2 і шківа 1 є зазори, величина яких регулюється під час монтування гальмівних стрічок з накладками на гальмо. При гальмуванні набігаюча кромка В накладки 2 самопритискається до робочої поверхні шківа, що спричинює її обертання навколо точки опори O'' , яка належить середній лінії гальмівної стрічки 3 (рис. 2).

Зона самопритискної частини накладки є найбільш напруженою, саме на цій ділянці виникають максимальні питомі навантаження кожної окремої накладки. В міру затискання гальмівної стрічки права частина накладки (див. рис. 2) притискається до робочої поверхні шківа, проте внаслідок дії реактивних сил зазначена ділянка накладки самовідтискається. Це супроводжується зміною питомих навантажень по дузі охоплення накладкою шківа не тільки за величиною, але й за напрямком. Максимальні значення питомих навантажень, що виникає на спряжених поверхнях, відповідає максимальній деформації більш м'якого матеріалу пари тертя і згідно з результатами досліджень [2] співпадають з нею за напрямком.

Розглянемо довільну точку А робочої поверхні накладки, що перебуває в зоні самопритискної ділянки (рис. 3). Вважаємо, що деформації фрикційної накладки є пружними і підпорядковуються закону Гука. Тоді деформація фрикційної накладки, що відповідає довжині нескінченно малої дуги AA' , зумовлена нормальною силою, пропорційною переміщенню AA'' ,



1 – гальмівний шків; 2 – фрикційна накладка; 3 – гальмівна стрічка; 4 – вусики для кріплення накладки

Рисунок 1 – Фрикційний вузол в незамкненому стані

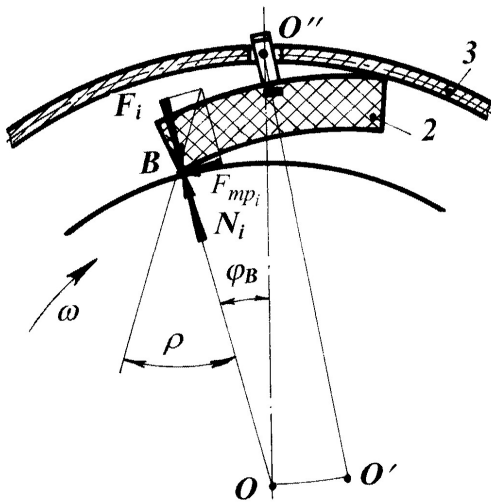


Рисунок 2 – Схема сил, які виникають у початковий момент гальмування на самопритисній кромці фрикційної накладки (умовні позначення відповідають рис. 1)

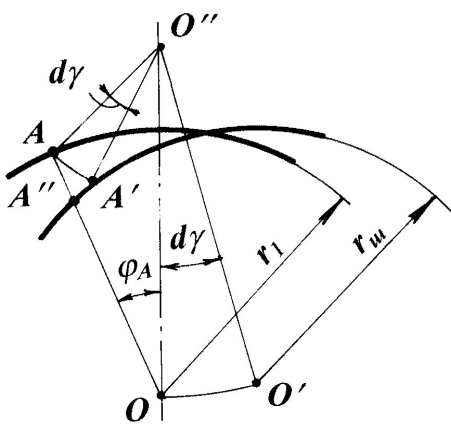


Рисунок 3 – Схема зміни положення довільної точки А фрикційної накладки при її повороті на нескінченно малий кут $d\gamma$

і дотичною силою (силою тертя), що є пропорційною довжині дуги $A'A''$. Тобто повна деформація накладки визначається величинами коефіцієнта тертя і нормальної сили. Оскільки деформація накладки являє собою малу величину, то довжину дуги можна замінити довжиною її хорди

$$AA' = AA''.$$

Елементарна притискальна сила накладки до шківів, що діє в точці А, становить

$$dF_A = p_A \cdot l \cdot \frac{d\delta}{\sin(\varphi_A + \rho)}, \quad (1)$$

де: p_A – питоме навантаження, що діє в точці А; l – довжина фрикційної накладки; $d\delta$ – товщина елементарного дугового елемента; φ_A – поточне значення кута повороту точки А; ρ – кут тертя.

Деформацією зсуву як величиною другого порядку малості можна знехтувати, окрім того, вона спричинена появою дотичних напружень. Нас же цікавить напрямок радіальної деформації, яка зумовлена появою нормальних напружень. Згідно із законом Гука

$$AA' = \frac{dF_A}{l \cdot E}, \quad (2)$$

де E – модуль пружності першого роду (модуль Юнга) фрикційного матеріалу.

З $\triangle OO''A$ (див. рис. 3)

$$AA' = 2 \cdot AO'' \cdot \sin \frac{d\gamma}{2}, \quad (3)$$

$d\gamma$ – нескінченно малий кут повороту накладки;

$$AO'' = \sqrt{(AO)^2 + (OO'')^2 - 2 \cdot AO \cdot OO'' \cdot \cos \varphi_A}.$$

З виразів (2) і (3) випливає, що

$$2 \cdot AO'' \cdot \sin \frac{d\gamma}{2} = \frac{dF_A}{l \cdot E}. \quad (4)$$

Спираючись на позначення рис. 1 і з урахуванням того, що $\triangle OO''O'$ є подібним до $\triangle AO''A'$, маємо

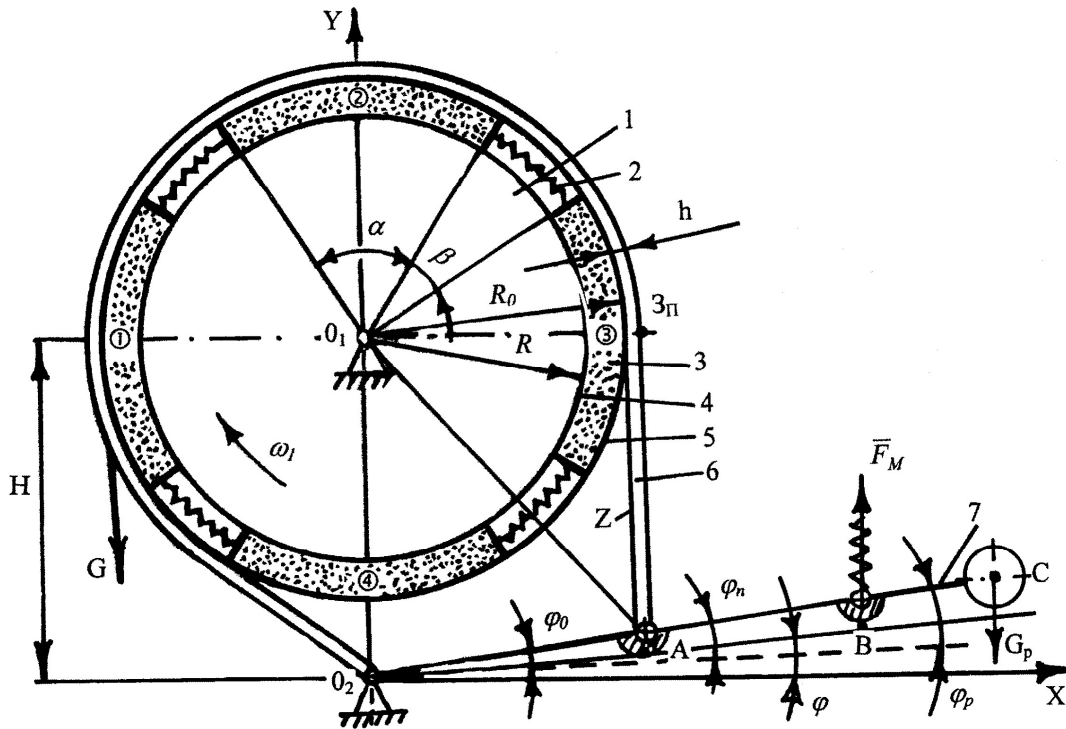
$$OO' \approx 2 \cdot OO'' \cdot \sin \frac{d\gamma}{2}; \quad OO'' = r_{ЛВН} + \frac{\delta_{Л}}{2}.$$

Тоді

$$AO'' = \left(r_1^2 + \left(r_{ЛВН} + \frac{\delta_{Л}}{2} \right)^2 - 2 \cdot r_1 \cdot \left(r_{ЛВН} + \frac{\delta_{Л}}{2} \right) \cdot \cos \varphi_A \right)^{1/2}.$$

Підставляючи останній вираз у ліву частину рівняння (4) з урахуванням (1), маємо

$$2 \left\{ r_1^2 + \left(r_{ЛВН} + \frac{\delta_{Л}}{2} \right)^2 - 2 \cdot r_1 \cdot \left(r_{ЛВН} + \frac{\delta_{Л}}{2} \right) \cdot \cos \varphi_A \right\}^{1/2} \cdot \sin \frac{d\gamma}{2} = \frac{p_A \cdot d\delta}{\sin(\varphi_A + \rho) \cdot E}.$$



1 – гальмівний шків барабана; 2 – циліндричні пружини; 3, 4, 5 – фрикційні накладки з внутрішньою та зовнішньою робочою поверхнями; 6 – гальмівна стрічка; 7 – важіль керування гальмом; ①, ②, ③, ④ – порядковий номер накладок на шківі

Рисунок 4 – Кінематична схема простого стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками

Звідки питоме навантаження у довільно обраній точці фрикційної накладки становить

$$p_A = \left[2 \left\{ r_1^2 + \left(r_{ЛВН} + \frac{\delta_{Л}}{2} \right)^2 - 2 \cdot r_1 \cdot \left(r_{ЛВН} + \frac{\delta_{Л}}{2} \right) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \cos \varphi_A \right\}^{1/2} \cdot \sin \frac{d\gamma}{2} \cdot \sin(\varphi_A + \rho) \cdot E \right] \cdot [d\delta]^{-1}$$

Кут γ повороту накладки є максимальним у початковий момент гальмування, і зі зростанням зусилля затягування гальмівної стрічки він прагне до нуля, отже $\sin \gamma \rightarrow 0$, тобто точка границі контакту фрикційної накладки зі шківом стрімко наближається до її збігаючої кромки. Окрім того, при віддаленні довільно розглядуваної точки робочої поверхні накладки від її набігаючої кромки кут φ_A зменшується, синус цього кута також зменшується, косинус зростає, що зумовлює зменшення величини питомого навантаження. Необхідно зауважити, що в правій відносно прямої OO'' частині накладки (див. рис. 3) кут φ_A стає від'ємним. Якщо в цій частині накладки кут $|\varphi_A|$ перевищує значення кута тертя ρ , то $\sin(\varphi_A + \rho) < 0$, і питомі навантаження за цієї умови змінюють знак на протилежний, тобто на ділянці $|\varphi_A| \geq \rho$ фрикційна накладка під час гальмування є відтиснутою від робочої поверхні шківів.

Відомо, що коефіцієнт тертя дорівнює тангенсу кута тертя. Значення коефіцієнта тертя для однієї пари змінюється залежно від температури поверхонь, що труться. Зі зростанням поверхневих температур коефіцієнт тертя зменшується, отже для перегрітих фрикційних накладок, що змонтовані на набігаючій гілці гальмівної стрічки, явище самовідтискання певної частини накладки настає швидше, і протяжність зазначеної ділянки є більшою, ніж для накладок збігаючої гілки стрічки.

Взаємодія пар тертя у фрикційних вузлах гальма з рухомими накладками. Робота нетрадиційного гальма була висвітлена у роботі [3].

Слід передбачити, що зовнішні робочі поверхні фрикційних накладок при взаємодії із внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки будуть неоднаково проковзувати по ній через нерівність сил їхнього нормального притискання: спочатку перша, друга, потім третя і четверта накладки (див. рис. 4). Тоді отримані залежності дадуть змогу визначити почергово початкові умови стрибку у вигляді співвідношення сил тертя ковзання до сил тертя спокою в кожній діючій фрикційній парі.

Сумарну силу тертя гальмівної стрічки по накладках знаходимо за допомогою виразу:

1. По третій накладці

$$F_{T_3} = F(e^{f_1(0,5\alpha - \Delta)} - 1),$$

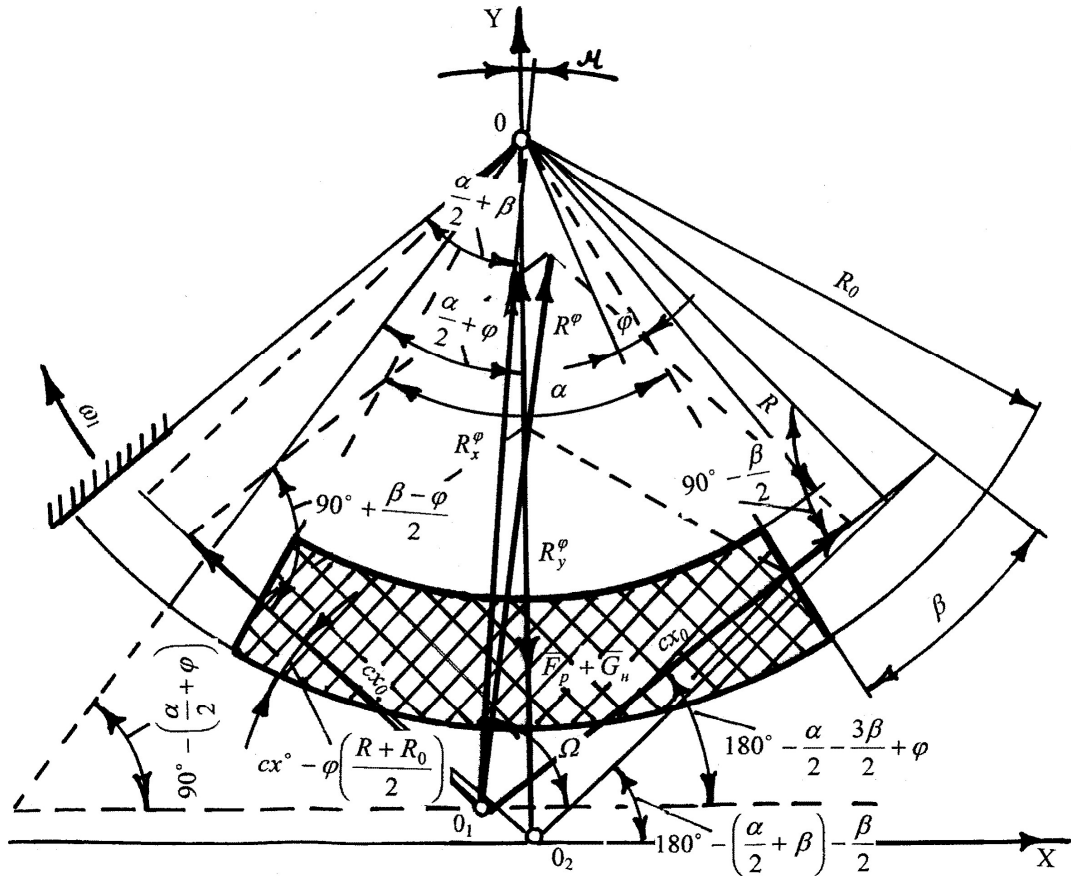


Рисунок 5 – Розрахункова схема рухомої фрикційної накладки стрічково-колдкового гальма

де: $F = \varphi_0 \cdot l_{O_2A} E_c \cdot b \cdot h_c = \omega_2 t \cdot l_{O_2A} E_c \cdot b \cdot h_c$,
 E_c – модуль пружності матеріалу стрічки; b – ширина гальмівної стрічки; f_1 – коефіцієнт тертя у зовнішній парі тертя; Δ – зазор між торцями накладок; t – час взаємодії.

Можна знайти силу F з врахуванням різниці між довжиною неохпленої ділянки гальмівної стрічки фрикційних накладок в поточному положенні (Z_δ) і початковому її положенні (Z_1)

$$\Delta Z = Z_\delta - Z_1 = \sqrt{l_{O_1A_\delta}^2 - R^2} - \sqrt{l_{O_1A_n}^2 - R^2},$$

де: $l_{O_1A_\delta} = \left\{ H^2 + l_{O_2A}^2 - 2Hl_{O_2A} \times \cos\left(90^\circ - (\varphi_0 - \varphi_n - \varphi_\delta)\right) \right\}^{1/2}$;
 φ_δ – поточне положення точки на гальмівній стрічці.

З урахуванням ΔZ сила F визначається за залежністю

$$F = \frac{E \cdot b \cdot h_c \Delta Z}{\sqrt{l_{O_1A_n}^2 - R^2}}.$$

2. По другій накладці

$$F_{T_2} = F \left(e^{f_1(0,5\alpha - \Delta)} - 1 \right) \cdot \left(e^{f_1\alpha} - 1 \right).$$

3. По третій накладці

$$F_{T_1} = F_{T_2} \left(e^{f_2\alpha} - 1 \right) = F \left(e^{f_2(0,5\alpha - \Delta)} - 1 \right) \cdot \left(e^{f_1\alpha} - 1 \right)^2.$$

При цьому вважаємо, що четверта накладка не перекрита гальмівною стрічкою. Найбі-

льша сила тертя ковзання буде розвиватися між зовнішньою поверхнею першої фрикційної накладки і внутрішньою поверхнею ділянки набігаючої гілки гальмівної стрічки.

Початок взаємодії внутрішньої поверхні ділянки набігаючої гілки гальмівної стрічки із зовнішньою поверхнею першої фрикційної накладки формує силу тертя F_{T1} , яка починає сповільнювати барабан згідно із законом диференційного рівняння за умови, що привод лебідки увімкнений

$$\left[m_1 r_\delta^2 + I_\delta + I_L + \sum_{i=1}^{i=4} m_i \left(\frac{R + R_0}{2} \right)^2 \right] \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = -F_{T1} \cdot R_0 - c_{3\delta} \varphi r_\delta,$$

де: m_1 і m_2 – маси: бурильної колони і фрикційних накладок; r_δ – радіус барабана лебідки; I_δ, I_L – моменти інерції: гальмівного барабана з валом та бурової лебідки; $c_{3\delta} = \frac{E_k F_k}{l_k} r_\delta$ – жорсткість каната; E_k – модуль пружності матеріалу каната; F_k – площа поперечного перерізу каната; l_k – довжина каната.

Умова відсутності ковзання внутрішньої поверхні першої фрикційної накладки по робочій поверхні гальмівного шківів барабана має такий вигляд (рис. 5):

$$F_{T1} \cdot \left[m_{H1} g \frac{R + R_0}{2} R_{nc} + \frac{(R + R_0)^2}{2} c x_n \sin \frac{\alpha}{2} - 2 m_{H1} \omega_1^2 \frac{R_0 (1 - R/R_0)^3}{3 (1 - (R/R_0)^2)} \right] \times f_{2g} - m_{H1} g \frac{R + R_0}{2} \cos \varphi = 0, \quad (6)$$

де: $R_{nc} = \frac{F_{T2}}{F_{T1}}$; F_{T2} – сила тертя, яка діє в зоні

контакту внутрішньої поверхні другої накладки із робочою поверхнею шків барабана; f_{1c}, f_{2n} – коефіцієнти тертя: ковзання внутрішньої поверхні гальмівної стрічки по зовнішній поверхні першої накладки; спокою при контакті внутрішньої поверхні першої накладки з робочою поверхнею гальмівного шків барабана; $c x_n$ – сила, яка діє на один виток пружини.

При цьому необхідно дотримуватися нерівності такого вигляду:

$$F \left[\left(e^{f_{1c} \alpha (0,5\alpha - \Delta i)} - 1 \right) \left(e^{f_{1c} \alpha} - 1 \right) \left(1 - \frac{R}{R_0} \frac{f_{2n}}{f_{1c}} \right) \right] < \left[\left(1 + \frac{R}{R_0} \right) c x_n \sin \frac{\alpha}{2} - \frac{2}{3} m_{H1} \omega_1^2 \frac{R_0 \left(1 - \frac{R}{R_0} \right)^3}{1 - \left(\frac{R}{R_0} \right)^2} \right] \times f_{2n}. \quad (7)$$

Лінійне збільшення сили натягу гальмівної стрічки (F) при нелінійному збільшенні кута переміщення (Δ') важеля керування гальмом від часу дасть змогу в першому наближенні визначити момент початку ковзання першої накладки по робочій поверхні гальмівного шків, коли решта накладок бандажа своїми внутрішніми поверхнями ще не проковзують відносно робочої поверхні шків. При цьому приймаємо умову, що в нерівності (7) ліва і права частини рівні між собою. До даного моменту часу ступінь рухомості барабана рівний одиниці ($W_{\delta}=1$). Що стосується ступеня рухомості важеля керування гальмом, то вона теж рівна одиниці ($W_{\delta}=1$), оскільки має місце розтяг гальмівної стрічки.

У процесі ковзання внутрішньої поверхні першої фрикційної накладки відносно робочої поверхні гальмівного шків в умові (7), якщо f_{2n} зменшиться до величини f_{2c} , тобто статичний коефіцієнт тертя буде рівний динамічному коефіцієнту тертя ковзання. Тому циліндрична пружина, яка знаходиться між першою і четвертою накладками буде стиснутою, а між першою і другою накладками пружина буде в розтягнутому стані, що зумовлює виникнення різниці сил дії пружин на накладки. Це призведе до зменшення нормальної реакції від дії пружин,

яке викличе проковзування внутрішньої поверхні другої накладки відносно робочої поверхні гальмівного шків.

В математичній формі згадана вище різниця сил, яка діє на другу фрикційну накладку, виражається так:

$$\Delta F_2 = F \left[\left(e^{f_{1c} \alpha (0,5\alpha - \Delta i)} - 1 \right) \left(e^{f_{1c} \alpha} - 1 \right) \left(1 - \frac{R}{R_0} \frac{f_{2n}}{f_{1c}} \right) \right] - f_{2c} \left[\left(1 + \frac{R}{R_0} \right) c \left(x_n - \varphi_1 \frac{R + R_0}{2} \right) \sin \frac{\alpha}{2} - \frac{2}{3} m_{H1} \omega_1^2 \frac{R_0 (1 - R/R_0)^3}{1 - (R/R_0)^2} \right]. \quad (8)$$

При виконанні умови (6) для другої накладки визначається кут φ_{n2} на момент часу t_n після початку гальмування. В подальшому останні будуть початковими умовами для розв'язування рівняння при ковзанні внутрішніх робочих поверхонь першої і другої накладок по робочій поверхні гальмівного шків

$$\left[m_1 r_{\sigma}^2 + I_{\sigma} + I_L + \sum_{i=1}^{i=4} m_i \left(\frac{R + R_0}{2} \right)^2 \right] \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = - (F_{T1} + F_{T2}) \cdot R - c_{3\sigma} \varphi_1 r_{\sigma}.$$

Відтак під дією різниці сил почне проковзувати третя фрикційна накладка

$$\Delta F_3 = F \left[\left(e^{f_{2c} \alpha (0,5\alpha - \Delta i)} - 1 \right) \left(1 - \frac{R}{R_0} \frac{f_{2n}}{f_{1c}} \right) \right] - f_{2c} \left[\left(1 + \frac{R}{R_0} \right) c \left(x_n - \varphi_1 \frac{R + R_0}{2} \right) \sin \frac{\alpha}{2} - \frac{2}{3} m_{H1} \omega_1^2 \frac{R_0 (1 - R/R_0)^3}{1 - (R/R_0)^2} \right]. \quad (9)$$

І, нарешті, для випадку, коли зовнішні робочі поверхні трьох накладок будуть взаємодіяти із внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки на кінцевому етапі першої стадії гальмування, не буде виконуватися умова (6) для третьої накладки. Рівняння руху буде мати такий вигляд:

$$\left[m_1 r_{\sigma}^2 + I_{\sigma} + I_L + \sum_{i=1}^{i=4} m_i \left(\frac{R + R_0}{2} \right)^2 \right] \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = - (F_{T1} + F_{T2} + F_{T3}) \cdot R - c_{3\sigma} \varphi_1 r_{\sigma}.$$

В цьому випадку початкова умова визначається за φ_{n3} із залежності (6). Відсутність ковзання внутрішніх робочих поверхонь усіх фрикційних накладок по робочій поверхні гальмівного шків необхідно перевіряти умовою (6), змінивши при цьому знак нерівності на протилежний.

В той же час на четверту накладку бандажа діє неоднакова пружна сила, яка викликана розтягом пружини зі сторони третьої накладки,

а зі сторони першої накладки – підтисканням її до робочої поверхні гальмівного шківів. Якщо не враховувати вплив на четверту накладку сил тертя ковзання, які розвиваються на внутрішній робочій поверхні першої, другої і третьої накладок, то можна прийняти, що навантаження з обидвох сторін четвертої накладки буде симетричним. Враховуючи той факт, що внутрішня робоча поверхня першої накладки початку ковзання відносно робочої поверхні гальмівного шківів, а третя накладка при цьому перебуває в стані спокою, початкове навантаження на внутрішню робочу поверхню четвертої накладки зміниться.

В подальшому при повороті барабана на кут φ в процесі гальмування симетрія в прикладанні результуючої нормальної сили R^φ порушується, т. я. вона суміщається в протилежну сторону від нерухомої накладки на кут $\varphi - \mu$ (див. рис. 5).

Для визначення результуючої нормальної сили R^φ спроеціюємо сили натягу пружин, що діють на четверту накладку, на осі X і Y.

$$\Delta F_H^{X2} = -c \left(x_0 - \varphi_0 \frac{R + R_0}{2} \right) \cos \left(\frac{\beta + \alpha}{2} - \varphi \right) + cx_0 \cos \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} - \varphi \right); \quad (10)$$

$$\Delta F_H^{Y2} = c \left(x_0 - \varphi_0 \frac{R + R_0}{2} \right) \sin \left(\frac{\beta + \alpha}{2} - \varphi \right) + cx_0 \sin \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} - \varphi \right). \quad (11)$$

Отримаємо вираз для визначення результуючої нормальної сили R^φ , яка не проходить через центр обертання барабана

$$R^\varphi = \sqrt{\Delta F_H^{X2} + \Delta F_H^{Y2}}.$$

Кут нахилу даної сили до горизонталі

$$\Omega = \arctg \frac{\Delta F_H^Y}{\Delta F_H^X}.$$

Точка прикладання результуючої нормальної сили R^φ суміститься відповідно від осей Y і X на величини

$$\begin{aligned} \Delta_{cm}^X &= \left(\frac{R + R_0}{2} \cos \frac{\beta}{2} \cdot tq \frac{\alpha + \beta}{2} \right) \times \\ &\times \left[\left(1 + 2 \frac{\sin \varphi}{2} \right) \cos \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} + \varphi \right) - \cos \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} \right) \right]; \\ \Delta_{cm}^Y &= \left(\frac{R + R_0}{2} \cos \frac{\beta}{2} \cdot tq \frac{\alpha + \beta}{2} \right) \times \\ &\times \left[\left(1 + 2 \frac{\cos \varphi}{2} \right) \sin \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} - \varphi \right) - \sin \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} \right) \right]. \end{aligned}$$

Кут, під яким буде направлена результуюча нормальної сили R^φ , визначається за залежністю

$$\mu = \arctg \frac{\frac{R + R_0}{2} \cos \frac{\beta}{2} \cos \frac{\alpha + \beta}{2} - \Delta_{cm}^Y}{\frac{R + R_0}{2} \cos \frac{\beta}{2} \cos \frac{\alpha + \beta}{2} - \Delta_{cm}^X}.$$

При цьому результуюча нормальної складової сили притискання четвертої накладки визначається за залежністю

$$R^{\varphi H} = R^\varphi \cos(\mu - \Omega) = -m_{H4} \left(g \cos \varphi + \frac{R_0 + R_{cp}}{2} \right)^2.$$

Дотична сила, яка виникає при ковзанні даної накладки по гальмівному шківу барабана, визначається за залежністю

$$F_{T\varphi} = \left[R^\varphi \sin(\mu - \Omega) + m_{H4} g \sin \varphi \right] \frac{2R_0}{R + R_0}.$$

Умова порушення стійкості контакту при взаємодії внутрішньої поверхні четвертої фрикційної накладки з робочою поверхнею гальмівного шківів має вигляд

$$F_0 = F_{01} = f_{2n} R^{\varphi H} - F_{T\varphi} \geq 0. \quad (12)$$

За залежністю (11) знаходимо кут повороту (φ_0), який викличе порушення стійкості контакту накладок із гальмівним шківом. При цьому спостерігається стрибок сили тертя у взаємодій фрикційній парі

$$\Delta F_T = (f_{2n} - f_{2c}) R^{\varphi H} - F_{T\varphi},$$

який викличе фрикційні пружні коливання накладок за законом, який описується рівнянням

$$m_n \ddot{\varphi}_Z R_0 + \Delta F_T - F_0 = 0. \quad (13)$$

У випадку початку ковзання внутрішньої робочої поверхні третьої фрикційної накладки відносно робочої поверхні гальмівного шківів умова зриву контакту взаємодії четвертої накладки буде суттєво змінюватися. У зв'язку з тим, що перша, друга і третя накладки є нерухомими відносно робочої поверхні гальмівного шківів, сили ΔF_H^X і ΔF_H^Y , що діють на четверту фрикційну накладку, будуть визначатися за допомогою інших залежностей, а саме:

$$\begin{aligned} F_{H4}^X &= -c \left(x_0 - \varphi_0 \frac{R + R_0}{2} \right) \times \\ &\times \left[\cos \left(\frac{\beta + \alpha}{2} - \varphi \right) + \cos \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} - \varphi \right) \right]; \\ F_{H4}^Y &= -c \left(x_0 - \varphi_0 \frac{R + R_0}{2} \right) \times \\ &\times \left[\sin \left(\frac{\beta + \alpha}{2} - \varphi \right) + \sin \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} - \varphi \right) \right]. \end{aligned}$$

На відміну від класичної задачі фрикційних коливань пар тертя в різних видах гальмівних пристроїв запропонована задача має суттєві відмінності. Останні стосуються рухомої сили тертя ΔF_T , яка залежить від нормальної складової реакції, яка діє на окремо узятую з бандажа фрикційну накладку. Крім того, нормальна

складова реакції залежить нелінійно від кута повороту і кутової швидкості барабана.

Слід відзначити той факт, що в умові зриву контакту при взаємодії пар тертя гальма фігурує і дотична складова нормальної реакції.

При цьому в даному випадку ступінь рухомості вузлів системи рівний трьом (рух робочої поверхні шківів гальмівного барабана відносно внутрішньої робочої поверхні фрикційної накладки; поворот важеля керування гальмом, який забезпечує розтяг гальмівної стрічки; коливання у парі тертя четвертої накладки).

Результати досліджень. Теоретичні та експериментальні дослідження різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм засвідчили таке:

– йти шляхом збільшення кута охоплення однією накладкою шківів можливо у тому випадку, коли будуть використовуватися легкі фрикційні матеріали для накладок, що спричинить зменшення стрибків питомих навантажень між набігаючими та збігаючими ділянками поверхонь окремих накладок, так і між ними;

– вирівнювання питомих навантажень в серійних парах тертя можна досягти тільки збільшенням кількості накладок на набігаючій гілці стрічки з одночасним зменшенням їхньої кількості на збігаючій гілці стрічки, тобто розташуванням накладок зі змінним кроком по периметру гальмівної стрічки;

– у нетрадиційних фрикційних вузлах, накладки є рухомими, оскільки розташовані на

робочій поверхні шківів і можуть мати кут охоплення однією накладкою шківів від 20° до 75° . Проблема стрибків питомих навантажень не виникає, бо вони не з'єднані між собою гальмівною стрічкою, а взаємодіють з її робочою поверхнею кожна окремо;

– у нетрадиційних фрикційних вузлах з рухомими накладками проблемним є нагрівання їхнього внутрішнього шару, що може призвести до швидкого вигорання сполучних компонентів в матеріалі накладок.

Висновки. Таким чином, розглянуті теоретичні засади взаємодії серійних та нетрадиційних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок та накреслені шляхи покращання їхніх експлуатаційних параметрів.

Література

1. Иткис М.Я. Расчет и конструирование бурового оборудования с применением ЭЦВМ. – М.: Машиностроение, 1978. – 262 с.
2. Холодный Ю.Ф. Метод розрахунку автомобільних барабанних гальмівних механізмів, заснований на законі розподілу питомих навантажень, що визначається характером переміщення гальмівних колодок: Дис. канд. техн. наук: 05.22.02. – Київ, 1998. – 128 с.
3. Крижанівський Є.І., Вольченко М.О., Вольченко Д.О. та ін. Стрічково-колодкові гальма: Монографія (наукове видання): У 2-х томах. Том 1. – Івано-Франківськ: Факел, 2004. – 230 с.

В процесі буріння свердловин найбільші УДК 622.242

ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ В ПРИВОДІ БУРОВОЇ УСТАНОВКИ

Б.Д.Малько

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42342

e-mail: public@nung.edu.ua

Выполнено аналитическое исследование динамических нагрузок в приводе буровой установки в периоды включения ШПМ и разгона двигателя. Получены формулы для расчета максимальных крутящих моментов в приводе для каждого периода.

Analytical research of dynamic loadings in a drive of chisel installation is executed during inclusion ШПМ and dispersal of the engine. Formulas for calculation maximal the twisting moments in a drive for each period are received.

навантаження на механізми і споруди бурових установок діють при виконанні спуско-підймальних операцій. В цей час вузли і деталі механічних передач підймального комплексу сприймають змінні навантаження, особливо в періоди розгону при підйманні талевого блока з колоною труб. Спрошена схема підймального комплексу зображена на рис. 1.

В процесі розгону або гальмування відбувається деформація валів, ланцюгів, пасів, і як результат збуджуються коливання системи, що

призводить до появи додаткових прискорень і динамічних навантажень. З метою визначення повних навантажень, що діють на елементи привода, розглянемо динамічна модель привода підймального комплексу (рис. 2).

Тут показано: I_1 – зведений до вала барабана лебідки момент інерції вала двигуна і зв'язаних з ним рухомих деталей привода; I_2 – зведений момент інерції ведучої півмуфти шинно-пневматичної муфти (ШПМ) і зв'язаних з нею рухомих деталей; I_3 – зведений момент інерції вала лебідки з барабаном і гальмівними