

УДК 622.647.1

С.В. Корнєєв, д-р техн. наук, проф.,**В.Ю. Доброногова**, ст. викл.,**В.П. Долгих** асп.

Донбаський державний технічний університет, Україна

Тел./Факс: +38(066)5464586; E-mail: gemo.kafedra@yandex.ru

МОДЕЛЮВАННЯ СТАТИЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ВИБІЙНИХ СКРЕБКОВИХ КОНВЕЄРІВ

Проведено корегування диференційної методики тягового розрахунку вибійних скребкових конвеєрів з вигнутим у профілі риштачним ставом, яка дозволяє визначати статичні навантаження в тяговому органі й приводі в залежності від попереднього натягу ланцюгів та конструктивних параметрів ставу. Наведені приклади комп'ютерного моделювання навантажень в одноприводному конвеєрі.

Ключеві слова: диференційна методика, скребковий конвеєр, став, натяг, тяговий орган, моделювання, навантаження

Проектування вибійних скребкових конвеєрів (ВСК), які застосовуються при зробці пологих та похилих вугільних пластів, пов'язане із проведенням статичних (тягових) та динамічних розрахунків, якість яких визначає правильність вибору конструктивних параметрів і, насамкінець, ефективність експлуатації конвеєрів.

Статичні навантаження у тяговому органі (ТО) ВСК визначаються за типовою методикою [1], в основу якої покладені нормативні інтегральні коефіцієнти опору руху ТО, які встановлюються розрахунковим шляхом на підставі експериментальних даних у припущенні про рівномірний і лінійний характер розподілу опорів руху вздовж ставу. Очевидно, достатня точність тягового розрахунку забезпечується тільки для умов експлуатації, близьких до умов експерименту, на підставі якого визначалися коефіцієнти опору руху. Не враховується у явному вигляді вплив на опір руху таких важливих факторів, як зазор між ланцюгами та напрямними риштаків, кут взаємного відхилення риштаків у вертикальній площині, довжина риштаків, складний профіль траси, який визначає число зламів риштачного ставу, що утворюються при взаємному відхиленні риштаків, величина завантаження конвеєра та попередній натяг ТО.

Отже, типова методика, при всій її простоті, не може у повній мірі задовольнити зростаючі вимоги до розрахунків ВСК. Зокрема, не дозволяє виявити вплив натягу ТО і конструктивних параметрів конвеєрного ставу на рівень споживаної конвеєром енергії, що необхідно як для обґрунтування самих параметрів, так і для вибору приводних двигунів, способу та засобів натягу ТО.

Більш прийнятною для рішення широкого кола питань є, на наш погляд, диференційна методика тягового розрахунку, запропонована Б.Я. і І.Я. Стажевськими [2] (у подальшому – методика Стажевських). В основу методики покладений факт провисання ланцюгів, які представляються у вигляді однорідної важкої гнучкої нитки, на увігнутих ділянках пилкоподібного у профілі риштачного ставу. Методика включає ряд аналітичних залежностей для визначення локальних опорів руху ТО на окремих ділянках ставу в залежності від його конструктивних параметрів і натягу ланцюга. Разом із тим, як показує практика, можливості та область застосування методики Стажевських є обмеженими. Це пов'язано із рядом припущень, наприклад: розглядається тільки горизонтальний одноприводний конвеєр з двома рознесеними ланцюгами, став завантажений

рівномірно по всій довжині, що не характерно для вибійних конвеєрів. Методика не може бути розповсюджена на конвеєр з двома приводними станціями, оскільки у цьому випадку для визначення натягу у початковій точці тягового контуру необхідно знати сумарне тягове зусилля, яке до початку розрахунку не відоме. Однак і у більш простих випадках методика, створена у 60-ті роки минулого сторіччя та орієнтована на рішення поставлених задач аналітичними методами, виявилася через свою складність і громіздкість розрахункових залежностей практично недосяжною для інженерних застосувань.

Раціоналізація методики Стажевських відображена у роботі [3], де вказуються шляхи її адаптації до комп'ютерних методів розрахунку.

Ціллю даної роботи є подальше вдосконалення диференційної методики тягового розрахунку вибійних скребкових конвеєрів типу СП та дослідження методами комп'ютерного моделювання закономірностей формування статичних навантажень у тяговому органі та споживання приводом енергії у залежності від рівня та способів натягу.

При складанні методики залишені наступні загальноприйняті припущення: конвеєрний став прямолінійний у плані, сила тяги розподілена рівномірно між приводними блоками, сила натягу ТО розподіляється рівномірно між ланцюгами, ТО розглядається як важка гнучка однорідна нитка. Крім того, як і в методиці Стажевських, приймається найбільш ймовірний пілкоподібний профіль конвеєрного ставу при максимальному значенні кута взаємного повороту риштаків α , котрий забезпечується конструкцією замкового з'єднання риштаків. Таким чином, розглядається найбільш важкий режим взаємодії ланцюгів з риштаками.

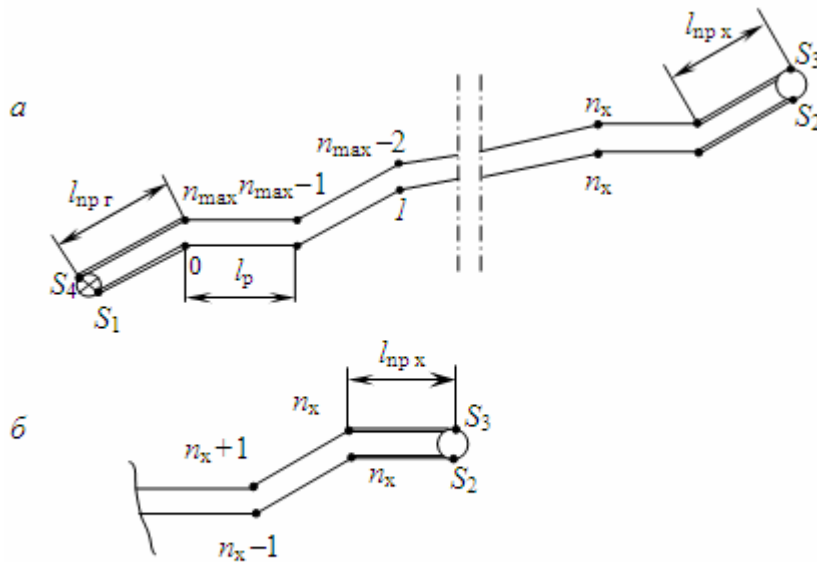


Рис. 1. Порядок нумерації натягів ТО у характерних точках контуру та зламів

0, 1, 2, ..., n_x , ..., n_{max} , де n_x – номер останнього зламу на порожняковій (холостій) гілці поблизу хвостової станції, n_{max} – номер останнього зламу на вантажній гілці, $n_{max} = 2n_x$. Початковий випуклий злам ($i = 0$) відповідає стику першого риштака з головною приводною станцією. У випадку парного числа n_p риштаків $n_x = n_p/2$, у випадку ж непарного числа з урахуванням утюдів, які перешкоджають провисанню ланцюгів на кінцевих станціях, $n_x = (n_p-1)/2$. Номер зламу, як видно, співпадає з номером відповідної йому ділянки.

Розрахунок натягів ТО на кожній ділянці ставу, який складається з двох сусідніх риштаків, що утворюють увігнутий злам, здійснюється методом обходу за контуром. Відлік ділянок ведеться від головної приводної станції у напрямку руху ТО до головної приводної станції (рис. 1). При розрахунках розглядаються тільки випуклі злами на границях ділянок, яким відповідають номери: $i =$

Траекторія кожної ділянки AB ланцюга, провисаючого між двома сусідніми випуклими зламами, (рисунки 2 та 3) описується відомим рівнянням ланцюгової лінії:

$$U(x) = \frac{T_x}{g\rho_0} [\text{ch}(\frac{g\rho_0}{T_x} x) - 1],$$

де x і U – абсциси та ординати точок ланцюгової лінії, початок координат (точка O) знаходиться у вершині ланцюгової лінії, а ось x спрямована горизонтально за ходом руху ТО; T_x – проекція на ось абсцис сили натягу ланцюга T , T_x на ділянці провисання величина постійна, $T_x = T(x) \cos(\arctg \dot{U}(x))$; $\dot{U}(x) = \text{ch}(\frac{g\rho_0}{T_x} x)$ – перша похідна від U ;

ρ_0 – приведена погонна маса ланцюга, $\rho_0 = \rho_T/n_{\text{ц}}$; ρ_T – погонна маса ТО; $n_{\text{ц}}$ – число ланцюгів у ТО. На кожній ділянці, між сусідніми вершинами зламів, кути $\alpha_{A_{B(\text{п})}}$, $\alpha_{B_{B(\text{п})}}$ нахилу риштаків до горизонту визначаються згідно рис. 3, де «п» і «в» – індекси, що позначають приналежність зламів до порожнякової та вантажної гілок. A і B – індекси риштаків, яким відповідають граничні точки A і B контакту риштаків із ланцюгом. У випадку торкання ланцюга риштаків у точках A і B (не у вершині зламу) відповідно: $\arctg \dot{U}_B = \alpha_{B_{B(\text{п})}}$, $\pi + \arctg \dot{U}_A = \alpha_{A_{B(\text{п})}}$, де \dot{U}_A і \dot{U}_B – похідні функції $U(x)$ (ланцюгової лінії) в точках A і B .

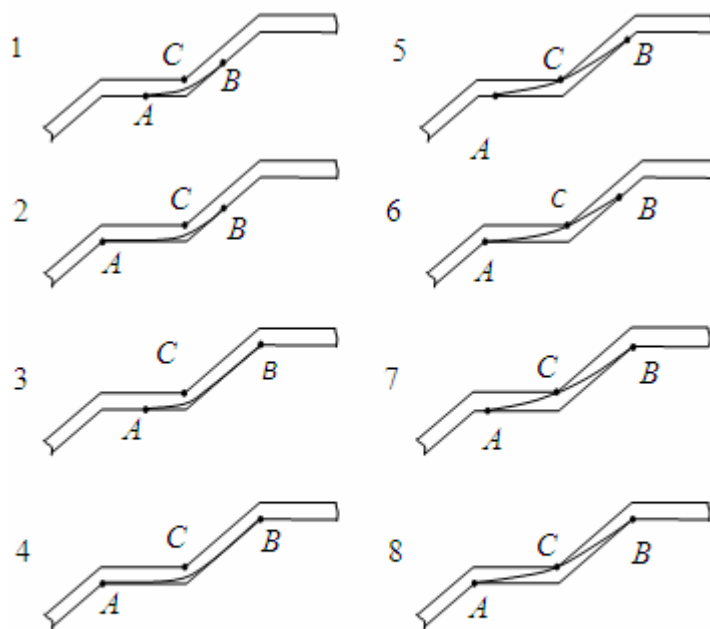


Рис. 2. Варіанти розташування ланцюга відносно зламів ставу

Зіставляючи ординату U_C точки C – вершини увігнутого зламу верхньої напрямної з ординатою $U(x_C)$ точки ланцюгової лінії, що відповідає абсцисі x_C точки C , а також положення точок A і B відносно вершин зламів, можна виділити дві групи варіантів провисання ланцюгу (рис. 2). Якщо $U(x_C) < U_C$, мають місце варіанти 1 – 4 (ланцюг не торкається точки C , в іншому випадку – аналогічні варіанти 5 – 8, які відрізняються тим, що ланцюг торкається точки C , а кожна з провисаючих ділянок ланцюгу AC і CB утворюють свою ланцюгову лінію.

Опори руху вантажу на верхній гілці віднесені до вершин зламів. Для їх визначення використовується нормативний коефіцієнт опору w [1]. Натяг ланцюга H_i перед i -м випуклим зломом у загальному випадку, як видно з геометричних побудов, наведених на рис. 3, визначається за однією з формул:

- для варіантів 1 – 4

$$H_i = \cos(\gamma_{A_{B(\text{п})} i}) \{ H_{i-1} [1 + 2w_{\text{ст}} \cos(\frac{\gamma_{A_{B(\text{п})} i} - \gamma_{B_{B(\text{п})} i-1}}{2})] + (l_P - l_{A i}) f_{A_{B(\text{п})}} / n_{\text{ц}} \} / \cos \gamma_{B_{B(\text{п})} i} + (l_P - l_{B i}) f_{B_{B(\text{п})}} / n_{\text{ц}} + 2k_2 l_P f / n_{\text{ц}}; \tag{1}$$

- для варіантів 5 – 8

$$H_i = \cos(\arctg(\dot{U}_{\text{сп } i})) H_{Ci} [1 + 2w_{\text{ст}} \cos(\frac{\pi - \arctg(\dot{U}_{\text{сп } i}) + \arctg(\dot{U}_{\text{зл } i})}{2})] / \cos(\gamma_{B i}) + (l_p - l_{B i} / n_{\text{ц}}) f_{B \text{ в(п)}} + k_2 l_p f / n_{\text{ц}}, \quad (2)$$

де H_{Ci} – натяг ланцюгу на i -й ділянці безпосередньо перед увігнутих зломом верхньої напрямної (перед точкою C)

$$H_{Ci} = \cos(\gamma_{A \text{ в(п)} i}) \{ H_{i-1} [1 + 2w_{\text{ст}} \cos(\frac{\gamma_{A \text{ в(п)} i} - \gamma_{B \text{ в(п)} i-1}}{2})] + (l_p - l_{A i}) f_{A \text{ в(п)}} / n_{\text{ц}} \} / \cos(\arctg(\dot{U}_{\text{зл } i})) + k_2 l_p f / n_{\text{ц}}; \quad (3)$$

$\gamma_{A \text{ в(п)} i}$ і $\gamma_{B \text{ в(п)} i}$ – кути між віссю x та дотичними до ланцюгової лінії у точках A і B (вирази для $\gamma_{A \text{ в(п)} i}$ і $\gamma_{B \text{ в(п)} i}$ приведені в табл. 1); $w_{\text{ст}}$ – питомий опір руху ланцюга по риштаку (у даному випадку – коефіцієнт тертя сталі по сталі у русі); l_p – довжина риштака; $l_{A i}$ – довжина ділянки риштака між точками A і D (D – точка увігнутого зламу нижньої напрямної); $l_{B i}$ – довжина ділянки риштака між точками B і D ; k_2 – логічний коефіцієнт, який дорівнює нулю для порожньої ділянки та одиниці для завантаженої; f – градієнт опору рухові вантажу $f = g \rho (w \cos \beta - \sin \beta)$; g – прискорення вільного падіння; ρ – погонна маса вантажу на конвеєрі; β – кут встановлення конвеєра; $n_{\text{ц}}$ – число ланцюгів у ТО; $f_{A \text{ в(п)}}$ та $f_{B \text{ в(п)}}$ – градієнти опору руху ТО по риштакам з точками A і B , $f_{A \text{ в(п)}} = g \rho_0 (w_0 \cos \alpha_{A \text{ в(п)}} - \sin \alpha_{A \text{ в(п)}})$, $f_{B \text{ в(п)}} = g \rho_0 (w_0 \cos \alpha_{B \text{ в(п)}} + \sin \alpha_{B \text{ в(п)}})$; $\dot{U}_{\text{зл } i}$ і $\dot{U}_{\text{сп } i}$ – похідні функції $U(x)$ перед точкою C (по ходу ТО) і після неї.

Розрахунок натягів ТО проводиться відповідно алгоритму, запропонованому у роботі [3]. Величини $l_{A i}$, $l_{B i}$, $\dot{U}_{A i}$, $\dot{U}_{B i}$, $\dot{U}_{\text{зл } i}$, $\dot{U}_{\text{сп } i}$, T , T_x , що входять до формул (1) – (3), а також координати точок A , B , C і D визначаються у результаті розв’язання у випадку варіантів 1-4 однієї відповідної системи алгебраїчних рівнянь, а у випадку варіантів 5-8 – двох (за числом ланцюгових ліній) систем рівнянь. Кожна система рівнянь включає співвідношення геометричних параметрів елементів ділянки, а також залежності, що визначають ланцюгову лінію та натяг ланцюгу. При цьому здійснюється контроль виконання логічних умов (див. табл. 1), які визначають положення ланцюгової лінії відносно вершин зламів ділянки ставу і ідентифікують той чи інший варіант. Спочатку розв’язується система рівнянь, відповідна першому варіанту. Якщо логічні умови не виконуються, то на їх підставі у відповідності до алгоритму розрахунку здійснюється перехід до одного з наступних варіантів і т.д., до виконання відповідних умов.

Розроблена програма розрахунку на мові програмування Python.

Модельовання проведено для одноприводного конвеєра з наступними характеристиками: довжина конвеєра $L = 150$ м; $\beta = 0$; швидкість конвеєра $v = 0,6$ м/с; $l_p = 1,5$ м; $\alpha = 1^\circ 30'$; $\rho_0 = 22$ кг/м; $\rho = 0, 70, 115$ кг/м; зазор між ланцюгом та напрямною $\delta = 5 \cdot 10^{-3}$ м; коефіцієнти тертя ланцюга та вугілля по риштакам, відповідно, $w_{\text{ст}} = 0,3$ та $w = 0,5$; натяг ТО у процесі роботи не регулюється.

Вибір конвеєра з такими характеристиками обумовлений тим, що для нього у роботі [2] наведені розрахункові дані, отримані за методикою Стажевських. Зокрема, при натягу ТО у першій точці тягового контуру S_1 (див. рис. 1), рівному 2 кН, і $\rho = 70$ кг/м отримано значення потужності на валу приводного електродвигуна 65,4 кВт, а після виключення втрат у приводі – 56,7 кВт.

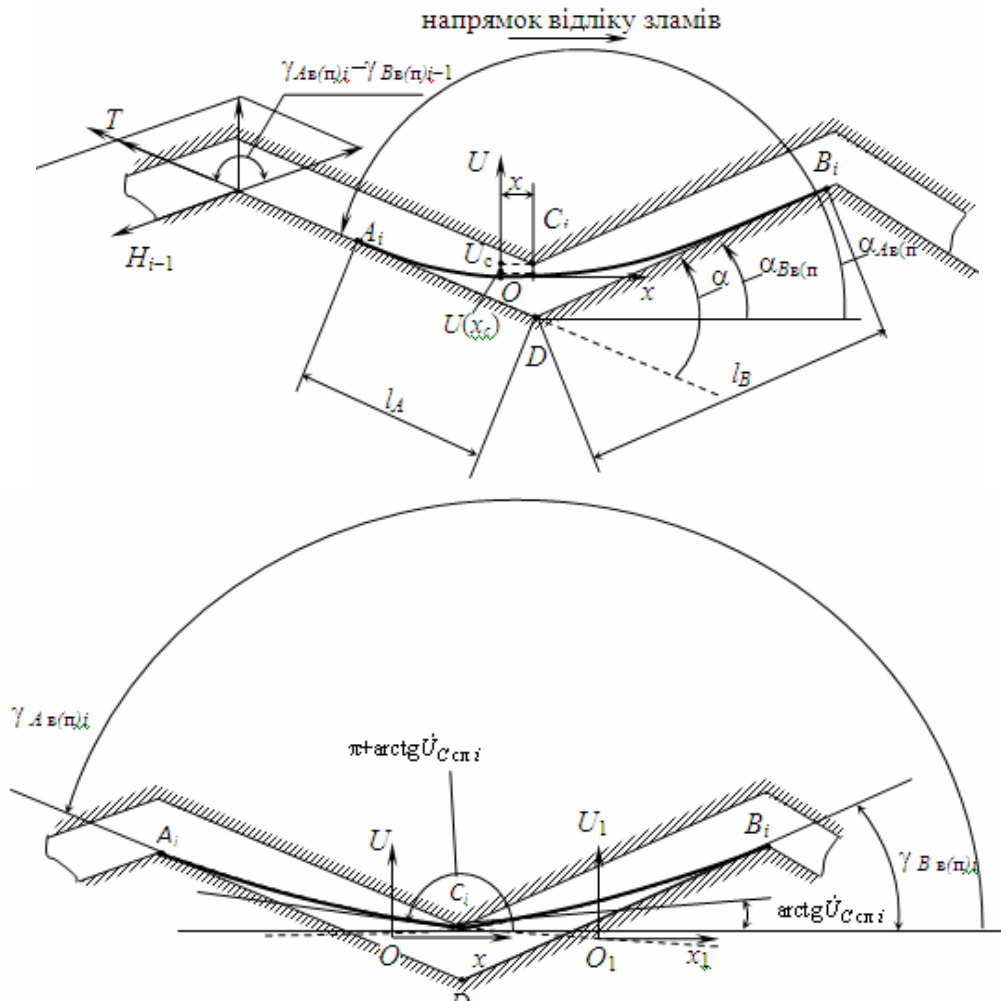


Рис. 3. Система відліку координат точок і кутів нахилу дотичних

Таблиця 1. Логічні умови, які ідентифікують варіант розташування ланцюга відносно риштаків і відповідні кути $\gamma_{A_{B(n)i}}$ і $\gamma_{B_{B(n)i}}$

Варіант	$\gamma_{A_{B(n)i}}$	$\gamma_{B_{B(n)i}}$	Логічні умови
1	$\alpha_{A_{B(n)i}}$	$\alpha_{B_{B(n)i}}$	$U_C > U(x_C); l_A < l_p; l_B < l_p$
2	$\pi + \arctg(\dot{U}_{A_i})$	$\alpha_{B_{B(n)i}}$	$U_C > U(x_C); l_A = l_p; l_B < l_p$
3	$\alpha_{A_{B(n)i}}$	$\arctg(\dot{U}_{B_i})$	$U_C > U(x_C); l_A < l_p; l_B = l_p$
4	$\pi + \arctg(\dot{U}_{A_i})$	$\arctg(\dot{U}_{B_i})$	$U_C > U(x_C); l_A = l_p; l_B = l_p$
5	$\alpha_{A_{B(n)i}}$	$\alpha_{B_{B(n)i}}$	$U_C = U(x_C); l_A < l_p; l_B < l_p$
6	$\pi + \arctg(\dot{U}_{A_i})$	$\alpha_{B_{B(n)i}}$	$U_C = U(x_C); l_A = l_p; l_B < l_p$
7	$\alpha_{A_{B(n)i}}$	$\arctg(\dot{U}_{B_i})$	$U_C = U(x_C); l_A < l_p; l_B = l_p$
8	$\pi + \arctg(\dot{U}_{A_i})$	$\arctg(\dot{U}_{B_i})$	$U_C = U(x_C); l_A = l_p; l_B = l_p$

У випадку ж комп'ютерного моделювання потужність, яка витрачається на подолання опору руху ТО, склала 56 кВт. Тож, в обох випадках отримані практично однакові результати, що підтверджує правильність розрахунків.

Отримані для цього конвеєра у результаті моделювання діаграми натягів зображені на рис. 4. При максимальному завантаженні конвеєра, тобто при погонній масі ρ , рівній 115 кг/м, значення S_1 приймалося рівним $S_{\min 3}$, у даному випадку $S_{\min 3} = 2$ кН. При менших значеннях ρ з урахуванням положення пункту завантаження конвеєра відносно приводів значення S_1 визначалося розрахунковим шляхом, виходячи з умов незмінності довжини тягового контуру. У першому наближенні (як і у типовій методиці) приймається лінійний закон змінення опорів руху на ділянках ставу) – за формулою [4]:

$$S_1 = S_{\min 3} + 0,25[f_{\text{доп}} L - f(L - x_B)^2 / L], \quad (4)$$

де $f_{\text{доп}}$ – градієнт опор руху вантажу при максимальному заповненні ставу, $f_{\text{доп}} = g\rho_{\text{доп}}(w \cos \beta - \sin \beta)$; $\rho_{\text{доп}}$ – максимальне значення погонної маси вантажу, що відповідає приймальній здатності конвеєра; x_B – відстань від хвостового приводу до виймальної машини (пункту навантаження).

На наступних кроках розрахунку, до досягнення заданої точності, – за формулою [4]:

$$S_1 = S_{\min 3} + 0,25[W_{\max} - W + x_B(W - W_{xx}) / L], \quad (5)$$

де W_{\max} , W_{xx} і W – поточні значення опорів руху конвеєра, відповідно, при максимальному завантаженні поставу, у режимі холостого ходу, при заданих значеннях ρ та x_B .

Там же, на рис. 4, наведені аналогічні діаграми, отримані для цього ж конвеєра, але з регульованим натягом (індекси «р» та «нр» відповідають регульованому та нерегульованому натягу). Регулювання полягає у підтриманні найменшого вздовж тягового контуру зусилля натягу ТО, у даному випадку S_1 , на рівні $S_{\min 3}$. При максимальному завантаженні поставу ($\rho = 115$ кг/м, $x_B = 0$) діаграми натягів в обох випадках співпадають, бо $S_{1p} = S_{1нр} = 2$ кН. Для порожнього конвеєра у випадку регулювання значення S_{1p} в 10,2 і S_{4p} в 4,5 рази менше відповідних значень, отриманих у випадку нерегульованого натягу. Це вказує на переваги, з огляду силових навантажень, регулювання натягу у реальних умовах змінного уздовж конвеєра завантаження поставу.

Отримані діаграми натягів мають нелінійний характер, тим більш помітний, чим більше S_1 і ρ , особливо на вантажній гілці конвеєра. Це стає також очевидним з аналізу формул (1) - (3), звідки, враховуючи, що $H_0 = S_1/n_{\text{ц}}$, після деяких перетворень можна отримати:

$$H_1 = \frac{k_1 S_1}{n_{\text{ц}}} + a_1; \quad H_2 = H_1 k_i + a_2 = \frac{k_1 k_2 S_1}{n_{\text{ц}}} + a_1 k_1 + a_2;$$

$$H_i = H_{i-1} k_i + a_i = \frac{S_1}{n_{\text{ц}}} \prod_{l=1}^i k_l + \sum_{l=1}^{i-1} (a_l \prod_{m=l+1}^i k_m) + a_2, \quad (6)$$

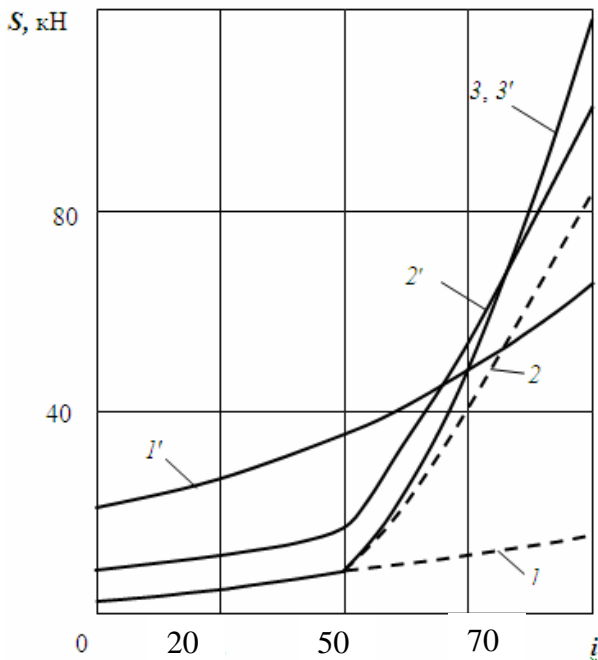
де k_i і a_i – відповідно коефіцієнти при H_{i-1} і вільні члени, що визначаються з виразів (1) - (3) і відповідають логіці контакту ланцюга із риштаками i -ї ділянки ставу.

Потужність на приводному валу із зірочками:

$$N = v(S_4 - S_1). \quad (7)$$

З урахуванням формули (6) вираз (7) можна представити у вигляді:

$$N = v(n_{\text{ц}}H_0 - n_{\text{ц}}H_{n_{\text{max}}}) = vS_1 \left(\prod_{l=1}^{n_{\text{max}}} k_l - 1 \right) + \sum_{l=1}^{n_{\text{max}}-1} (a_l \prod_{m=l+1}^{n_{\text{max}}} k_m) + a_{n_{\text{max}}} \quad (8)$$



1, 2, 3 – регульований натяг;
1', 2', 3' – нерегульований натяг;
1, 1' – $\rho = 0$; 2, 2' – $\rho = 70$ кг/м; 3, 3' – $\rho = 115$ кг/м;

Рис. 4. Діаграма натягу тягового органу вибійного скребкового конвеєра

то у будь-якому випадку вона є лінійною функцією від $S_{\min 3}$. При цьому, спостерігаючи лінійний характер графічних залежностей $N(S_{\min 3})$ (див. рис. 5), слід визнати, що у випадках, які розглядаються, значення коефіцієнтів k_l і вільних членів a_l у формулі (8) мало залежать від натягу.

Формула (8), хоча й дає загальне уявлення про характер залежностей потужності від того чи іншого фактору, однак мало придатна для практичних розрахунків, так як всі складові, що входять до неї, вміщують логічні коефіцієнти. Тому навантаження доцільно визначати шляхом моделювання.

На таких же підставах можна вважати, що залежності $N(\rho)$ і $N(x_b)$ також мають лінійний характер, оскільки ρ і x_b входять до складу деяких величин a_i виразу (8), а у випадку нерегульованого натягу у якості коефіцієнтів і до отриманих для S_1 виразів (4) - (5).

Всі графіки $N(S_{\min 3})$, отримані при різних значеннях ρ , паралельні, що також видно з аналізу формули (8).

Враховуючи змінення при переміщенні виймальної машини довжини завантаженої ділянки конвеєра від 0 до L і рівномірний закон розподілу ймовірностей випадкової величини X_b , можна, навіть при поверхневому аналізі залежності (8) і отриманих результатів моделювання дійти висновку, що регулювання натягу у реальних умовах експлуатації є потужним фактором зниження силових навантажень і витрат енергії.

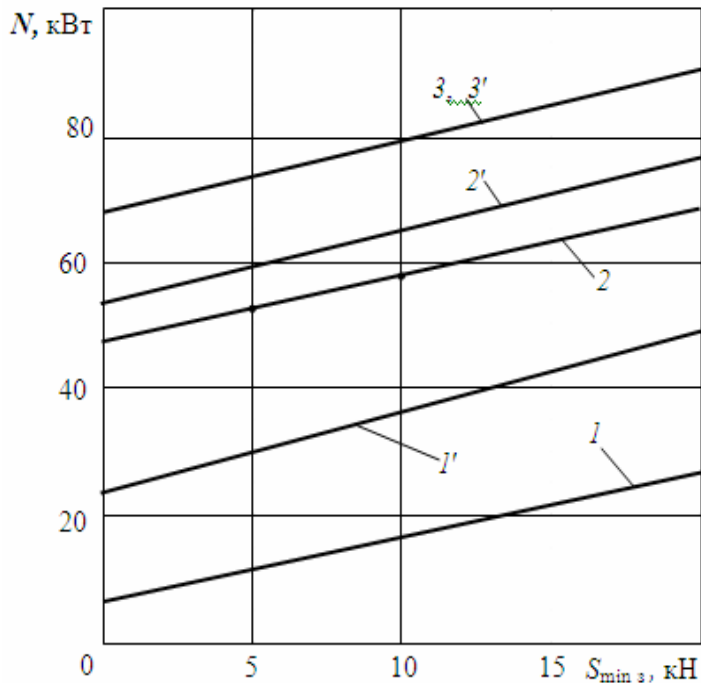
Розрахункові залежності споживаної потужності N_p і N_{np} від ρ і $S_{\min 3}$ наведені на рис. 5. Значення $S_{\min 3}$ варіювалися у межах від 0 до $2 \cdot 10^4$ Н. У випадку регульованого натягу, потужність по мірі збільшення $S_{\min 3}$ зростає, наприклад: при $\rho = 115$ кг/м у 2,3, при $\rho = 70$ кг/м у 3,12 і при $\rho = 0$ у 10,46 разів.

Для порожнього конвеєра N_p у 3,6 рази менше N_{np} , що вказує на доцільність регулювання натягу ВСК також і з енергетичної точки зору.

Всі залежності $N(S_{\min 3})$ (індекси «р» і «нр» опускаються), отримані як у випадку регульованого, так і нерегульованого натягів, при заданих значеннях ρ практично лінійні.

Оскільки у випадку регульованого натягу величина S_1 приймає значення $S_{\min 3}$, а у випадку нерегульованого натягу визначається за формулою (5),

У розглянутому випадку, наприклад, при $\rho = 115$ кг/м і $S_{\min 3} = 2$ кН можна очікувати зниження енергоспоживання у середньому в 1,4 рази.



1, 2, 3 – регульований натяг;
1', 2', 3' – нерегульований натяг;
1, 1' – $\rho = 0$; 2, 2' – $\rho = 70$ кг/м; 3, 3' – $\rho = 115$ кг/м;

Рис. 5. Залежності потужності N від натягу $S_{\min 3}$

Разом із тим, залишається широке поле для досліджень із застосуванням розробленої методики і програмного забезпечення для встановлення раціональних конструктивних параметрів конвеєрного поставу сучасних конвеєрів типу СП, у тому числі і двоприводних, а також способів натягу ТО, які забезпечують зниження енерговитрат.

Список літератури:

1. РТМ 12.44.045-81. Конвейеры шахтные скребковые. Тяговый расчет. – М.: Гипроуглемаш. 1982. – 31 с.
2. Стажевский Б.Я. Обобщение исследований работы изгибающихся скребковых конвейеров на шахтах Кузбасса/ Б.Я. Стажевский, И.Я. Стажевский. – М.: ЦНИЭИуголь, 1967. – 67 с.
3. Корнеев С.В. Методика

тягового расчета забойных скребковых конвейеров с изогнутым в профиле ставом/ С.В. Корнеев, В.Ю. Доброногова, В.П. Долгих. – Днепропетровск: НГУ, Сборник научных трудов, 2013. – С. 48-54.

4. Корнеев С.В. Регулирование натяжения цепей забойных скребковых конвейеров/С.В. Корнеев, В.Ю. Доброногова. – Сб. науч. тр. ДонГТУ. Вып. 30, Алчевск, 2010. – С. 44-51.

Надійшла до редакції 16.06.2014

С.В. Корнеев, В.Ю. Доброногова, В.П. Долгих

МОДЕЛИРОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ЗАБОЙНЫХ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Произведена корректировка дифференциальной методики тягового расчета забойных скребковых конвейеров с изогнутым в профиле решетчатым ставом, позволяющей определять статические нагрузки в тяговом органе и приводе в зависимости от предварительного натяжения цепей и конструктивных параметров става. Приведены примеры компьютерного моделирования нагрузок в одноприводном конвейере.

Ключевые слова: дифференциальная методика, скребковый конвейер, став, натяжение, тяговый орган, моделирование, нагрузка

S.V. Korneev, V.Y. Dobronogova, V.P. Dolgikh

MODELING OF STATIC LOADS IN MINING SCRAPER CONVEYORS

Differential method of mining scraper conveyors hauling calculation with a curved profile pan line is readjusted, allowing defining the static load in chain and driving according to the pre-tension chains and design parameters of conveyor. The examples of computer modeling loads in one-driven conveyor are given.

Keywords: *differential method, scraper conveyor, pan line, tension, hauling chain, modeling, load*