

УДК 622.647.2

В. Ф. Монастырский, д-р техн. наук, профессор
Р. В. Кирия, канд. техн. наук, ст. научн. сотр.

А. Н. Смирнов, магистр
(ИГТМ НАН Украины)

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ КРУПНЫХ КУСКОВ ГРУЗА
ПО РОЛИКООПОРАМ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА**

В. Ф. Монастирський, д-р техн. наук, професор
Р. В. Кірія, канд. техн. наук, ст. наук. співр.

А. М. Смірнов, магістр
(ІГТМ НАН України)

**ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ КРУПНИХ ШМАТКІВ ВАНТАЖУ
ПО РОЛИКООПОРАМ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА**

V. F. Monastyrsky, D.Sc. (Tech.), Professor
R.V. Kiriya, Ph.D. (Tech.), Senior Researcher

A. N. Smirnov, M.S (Tech.)
(IGTM, NAS of Ukraine)

**STUDY OF THE LUMPS TRANSPORTATION BY
THE BELT-CONVEYER ROLL SUPPORTS**

Аннотация. В статье рассмотрена одна из важных задач конвейерного транспорта: определение динамических усилий при движении крупных кусков груза по стапу ленточных конвейеров различных конструкций: с жесткими роликоопорами; с канатными подвесными роликоопорами; с амортизированными роликоопорами и подвесными роликоопорами на амортизированных подвесах. В отличие от предыдущих авторов, в данной работе основными причинами возникновения динамических усилий при движении крупных кусков груза по роликоопорам ленточных конвейеров являются силы инерции, обусловленные прогибом ленты под действием подвижной нагрузки. В представленной статье поставлены и решены задачи колебаний ленты и става с различными типами роликоопор при движении по ним крупных кусков груза. В результате решения этих задач определены силы реакции роликоопор при движении по ним ленты с куском груза, а также определены коэффициент динамичности и коэффициенты реакции роликоопор, равные отношению силы реакции к весу куска груза. Кроме того, определены критические скорости ленты, при которых в стапе конвейера возникают резонансы и автоколебания. При анализе полученных результатов исследований установлено, что коэффициент динамичности и коэффициент реакции роликоопоры с увеличением скорости ленты увеличиваются, а с увеличением натяжения ленты уменьшаются. Кроме того, при скоростях ленты выше 2 м/с коэффициент динамичности для жестких роликоопор больше коэффициента динамичности для подвесных роликоопор. А коэффициент реакции для амортизированных роликоопор при любых значениях скорости ленты конвейера больше коэффициента реакции для подвесных амортизированных роликоопор.

Ключевые слова: крупный кусок, роликоопоры, ленточный конвейер, динамические усилия, коэффициент динамичности.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами

Широкое распространение на угольных шахтах получили ленточные конвейеры. Их преимуществом являются высокая производительность, возможность транспортировать горную массу при углах наклона выработок до 20° .

Однако, из-за неустойчивости горных пород и пучения почвы, приводящих к искривлению трассы конвейера, надежность его става резко снижается. Для увеличения надежности подземного конвейерного транспорта в угольных шахтах применяются конвейеры с подвесными роlikоопорами с канатным ставом.

Как показал опыт эксплуатации этих конвейеров, одной из причин, снижающих их ресурс, являются динамические нагрузки, действующие на роlikоопоры при движении крупных кусков груза по ставу конвейера.

Задачей взаимодействия грузопотока с роlikоопорами ленточных конвейеров занимались В.К. Смирнов, А.В. Коваль, В.Ф. Монастырский, В.Я. Барабанов и другие исследователи. В их работах рассматривались задачи взаимодействия крупных кусков груза с роlikоопорами мощных ленточных конвейеров с натяжением ленты $S_n > 10$ кН. Авторами предполагалось, что динамические усилия при взаимодействии крупных кусков груза с роlikоопорами связаны с прогибом ролика или с сжатием конвейерной ленты. При этом оказалось, что динамические усилия не зависят от натяжения ленты конвейера, что противоречит результатам экспериментальных исследований.

В работах [1–3] исследовались процессы взаимодействия транспортируемого груза с жесткими и подвесными роlikоопорами ленточного конвейера. Однако в них не учитывались динамические усилия, возникающие при взаимодействии крупных кусков груза с роlikоопорами ленточного конвейера, обусловленные изгибом ленты под действием подвижной нагрузки. Экспериментальные исследования показали [3], что эти усилия значительны при скоростях ленты более 2 м/с.

Постановка задачи

Целью данной работы является определение коэффициентов динамичности и реакции при движении крупных кусков груза по ставу ленточного конвейера с различными конструкциями роlikоопор (жесткая, подвесная с канатным ставом и амортизированная) и их сравнительная оценка.

Рассмотрим сначала жесткие роlikоопоры.

Предположим, что лента представляет собой тяжелую гибкую нить, растянутую силой S_n , нагруженную распределенной нагрузкой q , которая вместе с крупным куском весом P_k движется по роliкам со скоростью v_n (рис. 1).

В этом случае, согласно [4, 5], уравнение колебаний тяжелой нити запишется в виде:

$$\rho_c \frac{d^2 y}{dt^2} - S_n \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = f(x, t), \quad (1)$$

где y – вертикальные перемещения ленты, м; $\rho_c = q/g$ – приведенная погонная плотность ленты и груза, кг/м; $q = q_l + q_z$ – сумма погонного веса ленты и груза, Н/м; q_l – погонный вес ленты, Н/м; q_z – погонный вес груза, Н/м; $f(x,t)$ – подвижная нагрузка, действующая на ленту, Н/м:

$$f(x,t) = q + \left(P_k + \frac{P_k}{g} \frac{d^2 y}{dt^2} \right) \delta(x - v_l t);$$

$\delta(x)$ – дельта-функция Дирака.

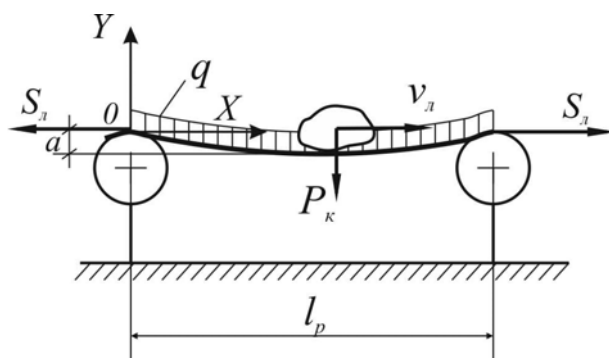


Рисунок 1 – Расчетная схема движения кусков груза по жестким роlikоопорам

Выражение, стоящее в скобках в правой части последнего равенства, представляет собой сумму сил тяжести и инерции куска груза, возникающих при его движении по ленте и направленных вертикально вниз.

Пренебрегая скоростью поворота ленты и груза, т.е. предполагая, что $\frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} = 0$, имеем:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2v_l \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + v_l^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + v_l^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}. \quad (2)$$

Подставляя выражение (2) в (1), получим уравнение колебаний ленты между роlikоопорами под действием подвижной нагрузки в виде

$$\rho_c \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + (\rho_c v_l^2 - S_l) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = f(x,t). \quad (3)$$

При этом выполняются:

– начальные условия:

$$\text{при } t = 0 \quad y = 0;$$

– граничные условия:

$$\text{при } x = 0 \quad y = 0;$$

$$\text{при } x = l_p \quad y = 0. \quad (4)$$

Динамическое усилие, действующее на роlikоопору, обусловленное движением крупного куска груза по ленте конвейера, определяется по формуле [6]

$$F_{\partial 1} = P_k + \frac{P_k}{g} \frac{d^2 y}{dt^2}.$$

Уравнение (3) с учетом (4) решалось методом Ритца [6–8].

В результате коэффициент динамичности $k_{\partial 1}$, равный отношению динамического усилия $F_{\partial 1}$, действующего на роlikоопору и обусловленного движением крупного куска груза по ленте конвейера, к весу куска груза P_k , определяется по формуле

$$k_{\partial 1} = \frac{F_{\partial 1}}{P_k} = 1 + \frac{2v_l^2}{gl_p} \cdot \frac{\left(P_k + \frac{2ql_p}{\pi} \right)}{\left(S_l - \frac{v_l^2}{g} \left(q + \frac{4P_k}{l_p} \right) \right)}. \quad (5)$$

Из анализа формулы (5) следует, что если знаменатель дроби приближается к нулю, то коэффициент динамичности стремится к бесконечности. В этом случае в системе возникает резонанс. Приравняв знаменатель в (5) к нулю, получим значение критической скорости, равное

$$v_{kp1} = \sqrt{\frac{S_l g}{q + \frac{4P_k}{l_p}}}. \quad (6)$$

Теперь рассмотрим задачу определения коэффициента динамичности при движении крупных кусков груза по канатному ставу с подвесными роlikоопорами (рис. 2).

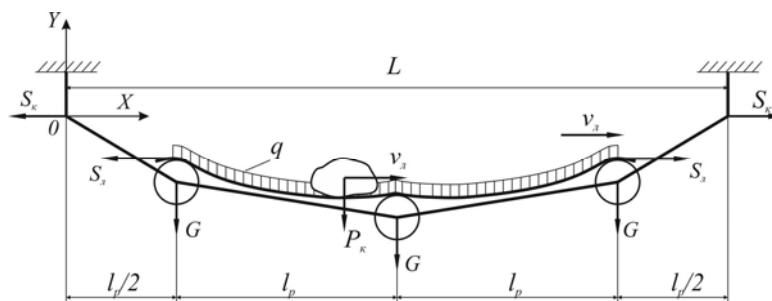


Рисунок 2 – Расчетная схема движения кусков груза по подвесным роlikоопорам

Для этого рассмотрим задачу определения коэффициента динамичности при движении крупного куска весом P_k по неподвижному канату, подвешенному на стойках, растянутому силой S_k , имеющему погонный вес $2q_k$ (q_k – погонный вес

каната) и нагруженному в местах крепления роlikоопор сосредоточенными нагрузками G' и G'' , равными сумме веса роlikоопоры и динамических усилий, действующих на роlikоопоры от движения ленты и куска груза.

Сосредоточенные силы, действующие на неподвижный канат со стороны роlikоопор, можно определить по формулам:

$$G' = G + k'_{\partial} q l_p; \quad (7)$$

$$G'' = G + k_{\partial 1} q l_p, \quad (8)$$

где G – сила тяжести роlikоопоры, Н; k'_{∂} – коэффициент динамичности при движении ленты и распределенной нагрузки по жестким роlikоопорам, определяемый по формуле [9]

$$k'_{\partial} = 1 + \frac{v_l^2}{g} \cdot \frac{q}{(S_l - qv_l^2/g)}. \quad (9)$$

Коэффициент динамичности $k_{\partial 1}$ при движении ленты, распределенной нагрузки и крупного куска по жестким роlikоопорам определяется по формуле (5).

Для определения коэффициента динамичности в этом случае применим метод Ритца, как и в задаче определения коэффициента динамичности при движении куска груза по жестким роlikоопорам. В результате получим

$$k_{\partial 2} = 1 + \frac{2v_l^2}{gL} \cdot \frac{\left(P_k + \frac{4q_k L}{\pi} + 2G' \sin \frac{\pi l_p}{2L} + G'' \sin \frac{3\pi l_p}{L} \right)}{\left(S_k - \frac{4v_l^2 P_k}{gL} \right)}, \quad (10)$$

где L – расстояние между стойками (или подвесами), м; q_k – погонный вес каната, Н/м; S_k – сила натяжения каната, Н.

Приравнивая к нулю знаменатели выражений (10) и (9), получим, соответственно, критические скорости, при которых в этой системе возникают резонансы:

$$v'_{kp2} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{S_k g L}{P_k}}; \quad v''_{kp2} = \sqrt{\frac{S_l g}{q}} = \sqrt{\frac{S_l}{\rho_c}}, \quad (11)$$

где $\rho_c = \frac{q}{g}$.

Кроме того, из выражений (10) и (8) видно, что при $v_l = v_{kp1}$ коэффициент динамичности для подвесных роlikоопор, так же, как и для жестких роlikоопор, неограниченно увеличивается и в системе возникает резонанс.

Рассмотрим задачу определения коэффициента динамичности при движении крупного куска груза по амортизированным роlikоопорам (рис. 3).

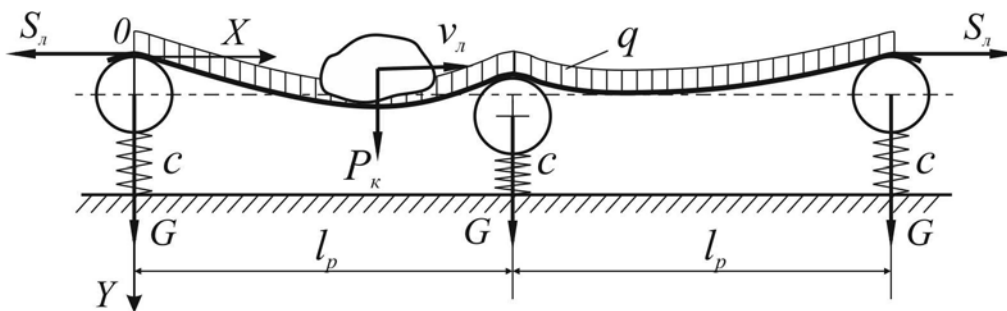


Рисунок 3 – Расчетная схема движения кусков груза по амортизированным роlikоопорам

Предположим, что лента представляет собой растянутую тяжелую упругую нить, движущуюся по упругому основанию. Вместе с лентой по упругому основанию движется кусок груза весом P_k .

Уравнение колебаний растянутой тяжелой гибкой нити, движущейся вместе с куском груза по упругому основанию, имеет вид [8, 9]:

$$\rho'_c \frac{d^2 y}{dt^2} - S_l \frac{d^2 y}{dx^2} + cy = f(x, y), \quad (12)$$

где ρ'_c – приведенная плотность нити (кг/м), $\rho'_c = q_g / g$; q_g – приведенная распределенная нагрузка на упругое основание с учетом веса роlikоопор (Н/м), $q_g = q + q_G$; $q_G = G/l_p$; c – жесткость амортизаторов, Н/м;

$$f(x, t) = q_g + \left(P_k + \frac{P_k}{g} \frac{d^2 y}{dt^2} \right) \delta(x - v_l t). \quad (13)$$

При этом граничные условия имеют вид:

$$\text{при } x = \pm\infty \quad y = q_g/c. \quad (14)$$

Решение уравнений (12) и (13) при граничных условиях (14) методом Бубнова-Галеркина приводит к сложным трудно анализируемым выражениям. Поэтому, для получения простого решения, пригодного для инженерного анализа, сведем эту задачу к более простой.

Вначале рассмотрим колебания системы, состоящей из неподвижной растянутой тяжелой гибкой нити, лежащей на упругом основании, по которой со скоростью ленты движется сосредоточенная сила, равная весу крупного куска груза.

Уравнение колебаний нити в этом случае, согласно [10], имеет вид:

$$\rho'_c \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - S_n \frac{d^2 y}{dx^2} + cy = q_\vartheta. \quad (15)$$

При этом граничные условия и условия в точке контакта куска с лентой примут соответственно вид:

$$\text{при } x = \pm\infty \quad y = q_\vartheta/c, \quad (16)$$

$$\text{при } x = v_n t \quad y_1 = y_2, \quad \frac{dy_1}{dx} - \frac{dy_2}{dx} = \frac{P_k}{S_n}. \quad (17)$$

Здесь y_1 – решение уравнения (15) при $x > v_n t$ и y_2 – решение уравнения (15) при $x \leq v_n t$.

Введя в уравнение (15) замену переменных [10]:

$$u = x - v_n t, \quad (18)$$

получим

$$y = f(x - v_n t) = f(u). \quad (19)$$

Подставляя (19) в (15) с учетом (18), после преобразования получим уравнение колебания нити в подвижной системе координат в виде:

$$(\rho'_c v_n^2 - S_n) \frac{d^2 f}{du^2} + cf = q_\vartheta. \quad (20)$$

При этом граничные условия (16) и (17) после преобразования примут соответственно вид:

$$\text{при } u = \pm\infty \quad f_1 = f_2 = q_\vartheta/c, \quad (21)$$

$$\text{при } u = 0 \quad f_1 = f_2, \quad \frac{df_1}{du} - \frac{df_2}{du} = \frac{P_k}{S_n}, \quad (22)$$

где $f_1 = f_1(u)$, $f_2 = f_2(u)$ – значения функции $f(u)$ при $u > 0$ и $u \leq 0$ соответственно.

Рассмотрим случай $S_n > \rho'_c v_n^2$. Тогда решение уравнения (20), с учетом граничных условий (21) и (22), имеет вид:

$$f_1 = \frac{P_k}{2\beta S_n} e^{-\beta u} + \frac{q_\vartheta}{c} \quad \text{при } u \geq 0; \quad (23)$$

$$f_2 = \frac{P_k}{2\beta S_n} e^{\beta u} + \frac{q_\vartheta}{c} \quad \text{при } u < 0, \quad (24)$$

где

$$\beta = \sqrt{\frac{c}{S_{\text{л}} - \rho'_c v_{\text{л}}^2}}. \quad (25)$$

После перехода к переменным x и t , согласно (18) и (19), получим

$$y_1 = \frac{P_k}{2\beta S_{\text{л}}} e^{-\beta(x-v_{\text{л}}t)} + \frac{q_{\text{э}}}{c} \quad \text{при } x \geq v_{\text{л}}t; \quad (26)$$

$$y_2 = \frac{P_k}{2\beta S_{\text{л}}} e^{\beta(x-v_{\text{л}}t)} + \frac{q_{\text{э}}}{c} \quad \text{при } x < v_{\text{л}}t. \quad (27)$$

Из решений (26) и (27) следует, что максимальный прогиб f_m нити находится в точке $x = v_{\text{л}}t$ ($u = 0$) и определяется по формуле

$$f_m = \frac{P_k}{2\beta S_{\text{л}}} + \frac{q_{\text{э}}}{c}. \quad (28)$$

Подставим β из равенства (25) в (28) и после преобразований получим:

$$f_m = \frac{P_k}{2S_{\text{л}}} \sqrt{\frac{S_{\text{л}} - \rho'_c v_{\text{л}}^2}{c}} + \frac{q_{\text{э}}}{c}. \quad (29)$$

В случае $S_{\text{л}} \leq \rho'_c v_{\text{л}}^2$ в системе возникают автоколебания, т.е. система динамически неустойчива [5].

Следовательно, при $v \geq v_{\text{кр}3}$ в ставе ленточного конвейера с амортизированными роlikоопорами возникают автоколебания. При этом $v_{\text{кр}3}$ определяется по формуле

$$v_{\text{кр}3} = \sqrt{\frac{S_{\text{л}}}{\rho'_c}}. \quad (30)$$

Рассмотрим теперь колебания тяжелой нити, движущейся с куском груза по упругому основанию и нагруженной распределенной нагрузкой. В этом случае нагрузка, распределенная на упругое основание q'_3 , определяется по формуле

$$q'_3 = q + q_G, \quad (31)$$

где $q_G = \frac{G}{l_p}$.

Величина сосредоточенной силы P'_k , движущейся вместе с нитью, увеличивается на динамическую составляющую, обусловленную движением распределенной нагрузки q и куска груза весом P_k , и определяется по формуле

$$P'_k = k_{d1} P_k. \quad (32)$$

Подставляя значение P'_k из (32) вместо P_k в формулу (29), получим максимальный прогиб при движении ленты с распределенной нагрузкой вместе с куском груза:

$$f'_m = \frac{P'_k}{2S_l} \sqrt{\frac{S_l - \rho'_c v_l^2}{c}} + \frac{q'_z}{c}. \quad (33)$$

Силу реакции со стороны роlikоопоры при прохождении через нее куска груза без учета распределенной нагрузки определим по формуле:

$$R = c \cdot f''_m \cdot l_p. \quad (34)$$

Здесь f''_m – максимальный прогиб роlikоопоры от куска груза без учета распределенной нагрузки, определяемый по формуле

$$f''_m = \frac{P'_k}{2S_l} \sqrt{\frac{S_l - \rho'_c v_l^2}{c}}. \quad (35)$$

Подставляя (35) в формулу (34), получим

$$R = \frac{P'_k l_p}{2S_l} \sqrt{c(S_l - \rho'_c v_l^2)}. \quad (36)$$

Коэффициент реакции амортизированной роlikоопоры при прохождении через нее крупных кусков груза определяется по формуле

$$k_{p1} = \frac{R}{P_k}. \quad (37)$$

Подставляя (36) в (37), получим:

$$k_{p1} = \frac{k_{d1} l_p}{2S_l} \sqrt{c(S_l - \rho'_c v_l^2)}. \quad (38)$$

Из анализа формулы (38) следует, что с увеличением веса куска P_k и жесткости амортизаторов c коэффициент реакции k_{p1} увеличивается, а с увеличением натяжения ленты S_n – уменьшается.

Кроме того, так же, как и в случае жестких роlikоопор, при скоростях ленты, равных $v_n = v_{kp1}$, коэффициент реакции амортизированных роlikоопор при взаимодействии с куском груза неограниченно увеличивается, а при $v_n > v_{kp3}$ в ставе конвейера возникают автоколебания.

И, наконец, определим коэффициент динамичности при движении кусков груза по канатному ставу с амортизированными подвесами (рис. 4).

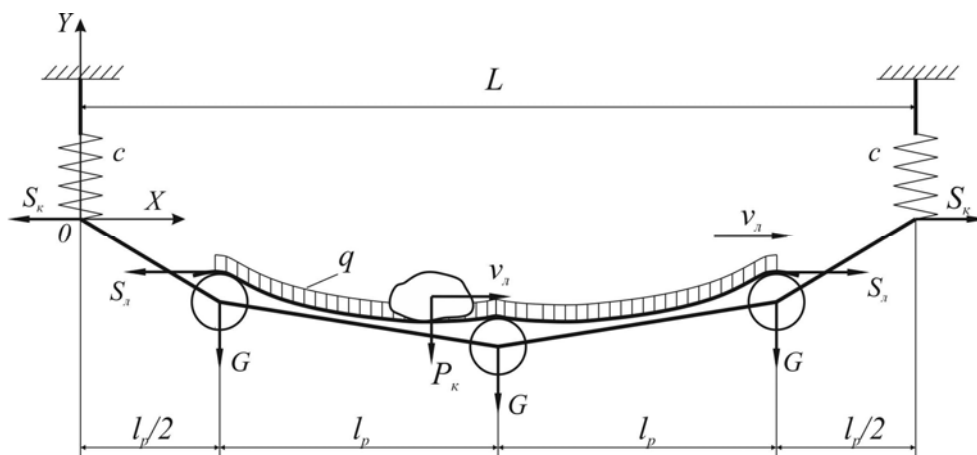


Рисунок 4 – Расчетная схема движения кусков груза по подвесным роlikоопорам с амортизированной подвеской

В этом случае, как и в предыдущем, рассмотрим задачу определения коэффициента динамичности при движении сосредоточенной силы P_k'' по амортизированным роlikоопорам с жесткостью амортизаторов c и приведенной плотностью нити ρ_c'' . При этом сосредоточенная сила P_k'' учитывает динамическую составляющую, обусловленную движением куска весом P_k по канатному ставу, и определяется по формуле

$$P_k'' = k_{d2} P_k. \quad (39)$$

Приведенная плотность ρ_c'' , кроме распределенной нагрузки q и приведенного веса роlikоопор q_G , учитывает распределенный вес каната q_k и определяется по формуле

$$\rho_c'' = \frac{q_3''}{g}, \quad (40)$$

где $q_3'' = q + q_G + 2q_k$.

Подставляя в формулу (29) вместо P_k значение P_k'' из (39), а вместо значения ρ_c' значение ρ_c'' из (40), и выполняя аналогичные преобразования согласно фор-

мулам (34) и (37), получим коэффициент реакции амортизированных роlikоопор, подвешенных на канатном ставе:

$$k_{p2} = \frac{k_{d2} l_p}{2S_l} \sqrt{c(S_l - \rho_c'' v_l^2)}. \quad (41)$$

Из анализа формулы (41) следует, что, как и в предыдущем случае, с увеличением веса куска P_k и жесткости амортизаторов c коэффициент реакции k_{p2} увеличивается, а с увеличением натяжения ленты S_l – уменьшается.

Кроме того, так же, как и в случае подвесных роlikоопор, при скоростях ленты, равных $v_l = v_{kp1}$, $v_l = v'_{kp2}$ и $v_l = v''_{kp2}$, коэффициент реакции амортизированных роlikоопор при взаимодействии с куском груза неограниченно увеличивается, а при $v_l > v_{kp4}$ в ставе конвейера возникают автоколебания.

Критическая скорость v_{kp4} , аналогично предыдущему случаю, определяется по формуле

$$v_{kp4} = \sqrt{\frac{S_l}{\rho_c''}}. \quad (42)$$

На рис. 5 представлены графики зависимости коэффициентов динамичности для жестких $k_{\partial 1}$ и подвесных $k_{\partial 2}$ роlikоопор от скорости ленты конвейера v_l .

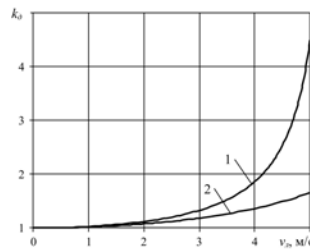


Рисунок 5 – График зависимости коэффициентов динамичности $k_{\partial 1}$ (кривая 1) и $k_{\partial 2}$ (кривая 2) от скорости ленты конвейера v_l

На рис. 6 представлены графики зависимости коэффициентов реакции для амортизированных k_{p1} и подвесных роlikоопор с амортизированными подвесами k_{p2} от скорости ленты конвейера v_l .

При этом параметры конвейера, роlikоопор и груза принимали следующие значения: $S_l = 10000$ Н, $l_p = 1$ м, $q = 1200$ Н/м, $P_k = 500$ Н, $G = 600$ Н, $S_k = 10000$ Н, $q_k = 100$ Н/м, $L = 3$ м, $c = 10000$ Н/м.

Из рисунка 5 видно, что с увеличением скорости ленты конвейера коэффициенты динамичности от взаимодействия с куском груза жестких и подвесных роlikоопор увеличиваются. При этом коэффициент динамичности $k_{\partial 1}$ для жестких роlikоопор при $v_l > 2$ м/с больше коэффициента динамичности $k_{\partial 2}$ для подвесных роlikоопор.

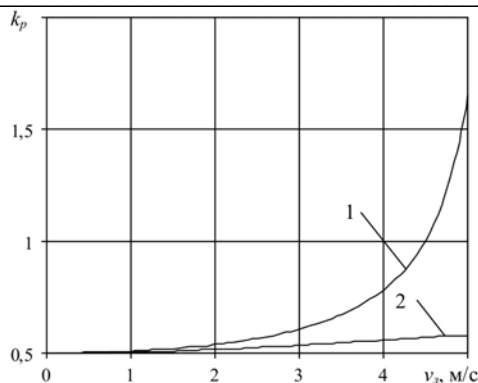


Рисунок 6 – График зависимости коэффициентов реакции k_{p1} (кривая 1) и k_{p2} (кривая 2) от скорости ленты конвейера v_n

Из рис. 6 видно, что коэффициент реакции k_{p1} для амортизированных роликоопор и коэффициент реакции k_{p2} для подвесных роликоопор с амортизированными подвесами с увеличением скорости ленты увеличиваются. При этом коэффициент реакции для амортизированных роликоопор k_{p1} при любых значениях скорости ленты больше коэффициента реакции для подвесных роликоопор с амортизированными подвесами k_{p2} . Кроме того, значения этих коэффициентов в диапазоне скоростей ленты от 0 до 4,5 м/с меньше единицы.

Выводы:

1) на основе метода Ритца определен коэффициент динамичности при движении крупных кусков груза по жестким и подвесным роликоопорам ленточного конвейера. При этом учитывались динамические усилия, возникающие в роликоопоре при движении ленты с мелкокусковым грузом;

2) на основании анализа полученных результатов установлено:

– коэффициент динамичности для жестких и подвесных роликоопор с увеличением скорости ленты увеличивается, а с увеличением натяжения ленты уменьшается. Кроме того, коэффициент динамичности для жестких роликоопор при скоростях ленты, больших 2 м/с, больше коэффициента динамичности для подвесных роликоопор;

– коэффициенты реакций при движении куска груза по амортизированным роликоопорам и подвесным роликоопорам с амортизированными подвесами с увеличением скорости ленты конвейера увеличиваются, а с увеличением натяжения ленты уменьшаются. При этом коэффициент реакции для амортизированных роликоопор при любых значениях скорости ленты конвейера больше коэффициента реакции для подвесных роликоопор с амортизированными подвесами.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Яхонтов, Ю.А. Развитие теории и разработки методов расчета ленточных конвейеров с подвесными роликоопорами для горных предприятий: дис.... д-ра техн. наук: 05.05.06 «Горные машины» / Ю.А. Яхонтов. – Москва, 2005. – 319 с.
2. Сейед, А.Ш. Обоснование рациональных параметров роликоопор линейных секций мощных ленточных конвейеров горных предприятий: дис.... канд. техн. наук: 05.05.06 «Горные машины» / А.Ш. Сейед. – Москва, 2009. – 136 с.
3. Монастырский, В. Ф. Разработка методов и средств управления надежностью мощных ленточных конвейеров: дис.... д-ра техн. наук: 05.05.06 «Горные машины» / В.Ф. Монастырский. – Днепропетровск: ИГТМ НАНУ, 1991. – 345 с.
4. Бондаренко, Л.Н. Динамическая неустойчивость конвейерных лент при транспортировании крупнокусковых грузов / Л.Н. Бондаренко // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины. – Киев: Техника, 1985. – № 38 – С. 91–93.
5. Болотин, В.В. Динамическая устойчивость упругих систем / В.В. Болотин. – М.: Гостехиздат, 1956. – 600 с.
6. Тимошенко, С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
7. Монастырский, В.Ф. Определение динамических усилий при взаимодействии грузопотока с роликоопорами ленточных конвейеров угольных шахт / В.Ф. Монастырский, Р.В. Кирия, А.Н. Смирнов, Т.Ф. Мищенко // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАНУ. – Днепропетровск, 2012. – Вып. 104. – С. 146-159.
8. Бабаков, И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М.: Наука, 1968. – 560 с.
9. Панкратов, С.В. Динамика машин для открытых горных и земляных работ / С.В. Панкратов. – М.: Машиностроение, 1967. – 447 с.
10. Пановко, Я.Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я.Г. Пановко, И.И. Губанова. – М.: Наука, 1987. – 352 с.

REFERENCES

1. Yakxontov, Yu.A. (2005), “Development of the theories and working out the methods of belt conveyers with overhead roller supports calculation for mining enterprises”, Abstract of D.Sc. (Tech.) dissertation, Mountain machines, Moscow, Russia.
2. Seyed, A.Sh. (2009), “Roller supports of powerful belt conveyers linear sections rational parameters substantiation for mining enterprises”, Abstract of Ph.D. (Tech.) dissertation, Mountain machines, Moscow, Russia.
3. Monastyrsky, V.F. (1991), “Working out the methods and the means of powerful belt conveyers reliability’s operation”, Abstract D.Sc. (Tech.) dissertation, Mountain machines, M.S. Poljakov Institute of Geotechnical Mechanics under NAS of Ukraine, Dnepropetrovsk, Ukraine.
4. Bondarenko, L.N. (1985), “Conveyer belts dynamic unstable under large-lump loads transported”, *Gornye, stroitelnye, dorozhnye i meliorativnye mashiny*, no. 38, pp. 91–93.
5. Bolotin, V.V. (1956), *Dinamicheskaya ustoychivost uprugikh system* [Dynamic stability of the resilient systems], Gostekhizdat, Moscow, Russia.
6. Timoshenko, S.P. (1967), *Kolebaniya v inzhenernom dele* [Vibration on engineering], Nauka, Moscow, Russia.
7. Monastyrsky, V.F., Kiriya, R.V., Smirnov, A. N. and Mishchenko, T.F. (2012), “Bulk and roller supports dynamic efforts interactions obtaining for mine belt conveyer”, *Geotekhnicheskaya Mekhanika* [Geotechnical Mechanics], no. 104, pp. 146–159.
8. Babakov, I.M. (1968), *Teoriya kolebaniy* [Theory of vibrations], Nauka, Moscow, Russia.
9. Pankratov, S.V. (1967), *Dinamika mashin dlya otkrytykh gornykh i zemlyanykh rabot* [Dynamics of machines for the open pit mining and earthwork], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
10. Panovko, Y.G. and Gubanov I.I. (1987), *Ustoychivost i kolebaniy uprugikh system*, [Stability and vibrations of the resilient systems], Nauka, Moscow, Russia.

Об авторах

Монастырский Виталий Федорович, доктор технических наук, профессор, старший научный сотрудник в отделе физико-механических основ горного транспорта, Институт геотехнической механики им. Н. С. Полякова национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепропетровск, Украина, yfmon@mail.ru

Кирия Руслан Виссарионович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник в отделе физико-механических основ горного транспорта, Институт геотехнической механики им. Н. С. Полякова национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепропетровск, Украина, kiriya_igtm@ukr.net

Смирнов Андрей Николаевич, магистр, инженер I кат. в отделе физико-механических основ горного транспорта, Институт геотехнической механики им. Н. С. Полякова национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепропетровск, Украина, sm.contur@mail.ru

About the authors

Monastyrsky Vitaly Fedorovich, Doctor of Technical Sciences (D. Sc), Professor, Senior Researcher in Department of Mining Transport Physics and Mechanics, M. S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, yfmon@mail.ru

Kiriya Ruslan Vissarionovich, Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Senior Researcher, Senior Researcher in Department of Mining Transport Physics and Mechanics, M. S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, kiriya_igtm@ukr.net

Smirnov Andrey Nikolaevich, Master of Science, Engineer in Department of Mining Transport Physics and Mechanics, M. S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, sm.contur@mail.ru

Анотація. У статті розглянуто одну з важливих задач конвеєрного транспорту: визначення динамічних зусиль при русі крупних шматків вантажу по стояку стрічкових конвеєрів різних конструкцій: із жорсткими роликоопорами; з канатними підвісними роликоопорами; з амортизованими роликоопорами й підвісними роликоопорами на амортизованих підвісах. Розв'язання цієї задачі дозволяє дати оцінку ресурсу роликів стрічкових конвеєрів з різними типами роликоопор. На відміну від попередніх авторів, в даній роботі основними причинами виникнення динамічних зусиль при русі крупних шматків вантажу по роликоопорам стрічкових конвеєрів є сили інерції, обумовлені прогином стрічки під дією рухомого навантаження. У даній статті поставлені й вирішені задачі коливальності стрічки й стояка з різними типами роликоопор при русі по них крупних шматків вантажу. У результаті рішення цих задач визначено сили реакції роликоопор при русі по них стрічки із шматком вантажу, а також визначені коефіцієнт динамічності й коефіцієнти реакції роликоопор, які дорівнюють відношенню сили реакції до ваги шматка вантажу. Крім того, визначені критичні швидкості стрічки, при яких у стояку конвеєра виникають резонанси та автоколивання. При аналізі отриманих результатів досліджень встановлено, що коефіцієнт динамічності й коефіцієнт реакції роликоопори зі збільшенням швидкості стрічки збільшуються, а зі збільшенням натягу стрічки зменшуються. Крім того, при швидкостях стрічки заввишки 2 м/с коефіцієнт динамічності для жорстких роликоопор більше коефіцієнта динамічності для підвісних роликоопор. А коефіцієнт реакції для амортизованих роликоопор при будь-яких значеннях швидкості стрічки конвеєра більше коефіцієнта реакції для підвісних амортизованих роликоопор. Результати роботи можуть бути використані в гірничій, металургійній та будівельній галузях промисловості.

Ключові слова: крупний шматок, роликоопори, стрічковий конвеєр, динамічні зусилля, коефіцієнт динамічності.

Abstract. The paper considers one of the important conveyer transport system problems – estimating of dynamic efforts when the lumps are transported by the lines of conveyers of different design: with rigid roll supports, with overhead cable roll supports, with damping roll supports and with overhead roll supports with damping. Solving of this problem helps to estimate the roller operational life in belt conveyers with different roller types. As opposite to other authors, the author considers inertia forces caused by the belt sagging due to the moving load the key factor which initiates dynamic efforts. The article formulates and solves problems of the belt and line vibration in conveyers with different types of rollers when they transport lumps. Solving of these problems made it possible to determine response force of the roll supports when the belt with lumps moved on them; dynamic factor and response factor for rollers which were equal to a ratio of response force to lump weight; and the belt critical velocities at which resonance and self-vibration occurred in the conveyer line. Analysis of the obtained results gives the ground to state that the roll support dynamic factor and response factor increase with increasing of the belt velocity, and decrease with increasing of the belt tautness. Besides, when belt velocity is 2 m/c and more dynamic factor for the rigid rollers is greater than dynamic factor for overheard roll supports. At the same time, response factor for damping roll supports is greater than response factor for overhead damping roll supports at any belt velocity. The obtained results may be applied in mining, metallurgical and building industry.

Keywords: lump, roll supports, belt conveyer, dynamic efforts, dynamic factor.

Статья поступила в редакцию 15.06.2013

Рекомендовано к публикации д-ром техн. наук Круковским А.П.

УДК [622. 732:621.4:621. 926].001.57

В.П. Надутый, д-р техн. наук, профессор
(ИГТМ НАН Украины),

Е.З. Маланчук, канд. техн. наук
(Национальный университет водного хозяйства
и природопользования, г. Ровно),

А.М. Эрперт, канд. техн. наук
(ГВУЗ "Национальный горный университет")

**РЕГРЕССИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ
УЧАСТКА ДРОБЛЕНИЯ ТУФА В ЦИКЛЕ РУДОПОДГОТОВКИ
К ЕГО КОМПЛЕКСНОЙ ПЕРЕРАБОТКЕ**

В.П. Надутый, д-р техн. наук, професор,
(ИГТМ НАН України),

Є.З. Маланчук, канд. техн. наук
(Національний університет водного господарства
та природокористування, м. Рівне),

О.М. Ерперт, канд. техн. наук
(ДВНЗ "Національний гірничий університет")

**РЕГРЕСІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ
ДІЛЬНИЦІ ДРОБЛЕННЯ ТУФУ У ЦИКЛІ РУДОПІДГОТОВКИ
ДО ЙОГО КОМПЛЕКСНОЇ ПЕРЕРОБКИ**

V.P. Naduty, D.Sc. (Tech.), Professor
(IGTM, NAS of Ukraine),

Ye. Z. Malanchuk, Ph.D. (Tech.)
(National university of water management
and nature resources use, Rovno),

A.M. Erpert, Ph.D. (Tech.)
(State Higher Educational Establishment
"National Mining University")

**REGRESSIVE MODELLING OF THE
TUFF CRUSHING DISTRICT WORK WITHIN THE ORE-
PRETREATMENT CYCLE FOR FURTHER
TUFF COMPLEX PROCESSING**

Аннотация. В статье представлены результаты регрессионного моделирования работы участка дробления как части технологической схемы комплексной переработки и подготовки к обогащению базальтового сырья с целью извлечения титаномагнетита и самородной меди. Полученные экспериментальные зависимости распределения классов крупности от размеров щели щековой дробилки и производительности щековой дробилки от размера щели разгрузочной. Представлены регрессионные модели производительности с учетом размера разгрузочной щели.

Показаны результаты распределения туфа по классам крупности после валковой дробилки с разгрузочной щелью 3,0 мм в зависимости от крупности исходной массы, поступающей из щековой дробилки. Выполнен графический анализ этих результатов.

© *В.П. Надутый, Е.З. Маланчук, А.М. Эрперт, 2013*