BULLETIN OF NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES
OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN
ISSN 1991-3494
Volume 4, Number 362 (2016), 123 – 130

DETERMINATION OF LOAD ON BEARING OF ROLLERS OF BELT CONVEYOR

O. T. Temirtasov[1], E. Shayakhmetov[2], S. L. Leonov[3], T. M. Mendebaev[2]

[1]Shakarim State University of Semey, Kazakhstan,
[2]Kazakh National Research Technical University named after K. I. Satpayev, Almaty, Kazakhstan,
[3]Polzunov Altai state technical university, Barnaul, Russia.
E-mail: shaiakhmeterzh@mail.ru

Key words: bearing, load on bearing, roller, roller carriage, belt conveyor.

Abstract. The aim of the work is the determination of load on rollers of belt conveyor, and further the establishment of a technique for the determination of maximum load, after which a jammed moment begins in roller bearings. The jammed moment is the result of misalignment of the bearing rings and one of the negative factors affecting the operability and durability of the bearing. Of course, a one-time appearance of the jammed moment does not lead to a momentary failure of the bearing. However it cannot be monotonous, uniform operation of the product without peak of critical loads and multiple repetitive jammed moments can lead to jamming and therefore to the destruction of the bearing.

The field of application of the results obtained by the authors is the improvement of methodology for determining the loads on the bearings and determination of the maximum load on the rollers. The results of this work can be used in the study of various kinds of belt and roller conveyors to increase the reliability and durability of its components.

УДК 621.867.2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ НА ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

О. Т. Темиртасов[1], Е. Шаяхметов[2], С. Л. Леонов[3], Т. М.Мендебаев[2]

[1]Государственный университет им. Шакарима г. Семей, Казахстан,
[2]Казахский национальный технический исследовательский университет им. К. Сатпаева, Алматы, Казахстан,
[3]Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова, Барнаул, Россия

Ключевые слова: подшипник, нагрузка на подшипник, ролик, роликоопора, ленточный конвейер.

Аннотация. Целью работы является определение нагрузки на ролики ленточного конвейера, и далее создание методики для определения максимальной нагрузки после которой в подшипниках ролика начинается защемляющий момент. Защемляющий момент, является следствием перекоса колец подшипника и является одним из негативных факторов, влияющих на работоспособность и долговечность подшипника. Конечно, единовременное появление защемляющего момента не приведет к моментальному разрушению подшипника, но известно, что невозможна монотонная, равномерная эксплуатация изделия без пиковых критических нагрузок и множественные повторяющиеся защемляющие моменты могут привести к заклиниванию и вследствие этого к разрушению подшипника.

Областью применения результатов полученных авторами является совершенствование методики определения нагрузок на подшипники и определения максимальной нагрузки на ролики. Результаты работы могут быть использованы при исследовании различного рода ленточных и роликовых конвейеров для повышения надежности и долговечности его узлов.

Введение. Восточный Казахстан известен своими горнодобывающими и перерабатывающими предприятиями, которые используют такой высокопроизводительный транспорт как ленточные конвейеры. Они используются на таких предприятиях как АО «Цементный завод Семей», ТОО КазахЦемент, АО «Бухтарминская цементная компания, ТОО Восток цветмет (Орловский ПК) и др. В последнее время очень сильно возросла необходимая длина транспортирования ленточными конвейерами (достигая порой длины несколько километров), они стали более сложными, возросло количество транспортируемого груза в единицу времени, существенно ужесточились стандарты экологичности и безопасности труда. В связи с этим и существенно возросли требования к составляющим элементам ленточных конвейеров (это опорные ролики, роликоопоры, конвейерной ленте, приводной станции), особенно в добывающей и горнорудной промышленности большие нагрузки приходятся на роликоопоры и ролики узлов загрузки. К роликоопорам предъявляют высокие требования. Они должны быть недорогими, надежными; у них должно быть минимальное сопротивление вращению, они должны обеспечивать центрирование ленты; задавать ленте необходимую желобчатость и благоприятные условия работы. Следовательно, повышение надежности и долговечности роликоопор конвейерных установок является важной задачей.

Методика исследования. В статье ставиться задача, определить нагрузки на подшипники роликов ленточного конвейера, составить алгоритм расчета максимальной нагрузки, после которой начинается защемляющий момент в них. Расчет будет производиться конкретно на примере трехроликового ленточного конвейера, транспортируемый материал известняк, за основу взяты конвейеры цементных заводов которые, как правило, занимаются транспортировкой известняка.

В качестве примера используем конвейер АО «Цементный завод Семей», его характеристики:

– транспортируемый материал – известняк;
– производительность до Q = 800 т/ч;
– ширина ленты B = 1400 мм;
– скорость конвейера V = 2 м/с;
– диаметр ролика конвейера 159 мм.

Нагрузки на подшипники роликов можно разделить на нагрузки от веса груза, ленты и частей роликов и нагрузки в роликах появляющиеся в результате погрешности изготовления и сборки (это отклонения от соосности, перекосов при установке подшипников, неточности сборки). Можно

сделать вывод, что во многом нагрузка на подшипники опоры зависит от физико-механических параметров транспортируемого груза, характера его распределения на ленте, положения ролика в опоре и др. факторов (рисунок 1).

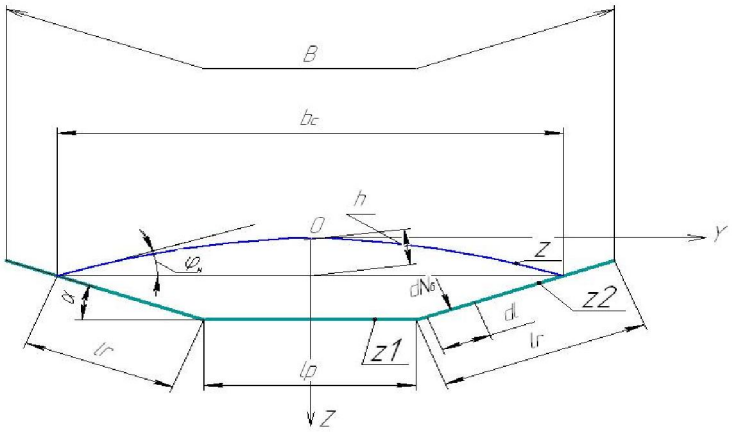


Рисунок 1 – Схема поперечного сечения груза на ленте конвейере

Из источников [1-3] видно, что физико-химические свойства транспортируемого материала различаются, это вызвано тем, что свойства известняка зависят от многих факторов: месторождения, размера частиц, плотности, влажности и т.д. Поэтому для расчетов выбираем самые экстремальные значения. Одним из основных факторов, влияющих на значение внешней нагрузки, является объемная масса или насыпная плотность ρ (т/м^3), для расчета выбираем его максимальное значение $\rho_{max} = 2$ т/м^3.

Считаем нагрузку на горизонтальные и боковые ролики ленточного конвейера:

Давление сыпучего груза на горизонтальный участок ленты можно рассчитать как гидростатическое. Тогда нормальное усилие, приложенное к этому участку равно [4]:

$$N = 2 \cdot l_{on} \cdot \rho \int_0^{0,5 l_P} h_0 dy$$

или

$$N = 0,5 \cdot l_{on} \cdot l_P \cdot \rho \left[2 \cdot l_r \cdot \sin\alpha + \left(b_c - \frac{l_P^2}{12 \cdot b_c} \right) \cdot tg\varphi_H \right], \quad (1)$$

где l_{on} – расстояние между роликоопорами, для конвейера АО «Цементный завод Семей»; $l_{on} = 1100$ мм;

$$l_P = K_P \cdot B = 0,39 \cdot 1400 = 546 \text{ мм};$$

$K_P = 0,39$ – коэффициент пропорциональности; $B = 1400$ мм – ширина ленты конвейера; $\rho = 2$ m/м^3 – объемная масса или насыпная плотность;

$$l_r = 0,5(K_B \cdot B - l_P); \; b_c = l_P + 2 \cdot l_r \cdot \cos\alpha;$$

где K_B – коэффициент использования ширины ленты так как

$$l_P = K_P \cdot B, \text{ то } l_r = 0,5 \cdot B(K_B - K_P);$$

$$K_B = 0,9 - \frac{0,05}{B} = 0,9 - \frac{0,05}{1,4} = 0,86;$$

$$l_r = 0,5 \cdot 1,4(0,86 - 0,39) = 0,329 \text{ м};$$

$$b_c = l_P + 2 \cdot l_r \cdot \cos\alpha = 0,546 + 2 \cdot 0,329 \cdot \cos 20° = 0,546 + 0,618 = 1,164 \text{ м};$$

$\varphi_н$ – угол насыпки груза или угол естественного откоса в движении на ленте зависит от φ – угла естественного откоса для состояния покоя. Для известняка берем среднее табличное значение $\varphi = 36^0$, тогда $\varphi_н = 0,35 \cdot \varphi = 0,35 \cdot 36° = 12°6'$

$$N = 0{,}5 \cdot l_{оп} \cdot l_P \cdot \rho \left[2 \cdot l_r \cdot \sin\alpha + \left(b_c - \frac{l_P^2}{12 \cdot b_c} \right) \cdot tg\varphi_H \right] = 0{,}5 \cdot 1{,}1 \cdot 0{,}546 \cdot 2 \times$$

$$\times \left[2 \cdot 0{,}329 \cdot 0{,}342 + \left(1{,}164 - \frac{0{,}546^2}{12 \cdot 1{,}164} \right) \cdot 0{,}223 \right] = 0{,}6[0{,}225 + 0{,}255] = 0{,}29 = 290 кгс$$

На каждый из боковых наклонных участков ленты длиной $l_{оп}$ усилие будет

$$N_б = 0{,}5 \cdot l_{оп} \cdot l_r^2 \cdot \rho(1 + \xi \cdot tg^2\alpha) \left[tg\alpha + \left(1 - \frac{l_r}{3 \cdot b_c} \cos\alpha \right) tg\varphi_H \right] \cdot \cos^3\alpha \qquad (2)$$

где ξ – коэффициент бокового давления; $\xi = m = \frac{1 - \sin\varphi}{1 + \sin\varphi} \approx \frac{0{,}18}{f}$

f – коэффициент внутреннего трения, принимаем его по табличным данным f = 0,9, тогда $\xi \approx \frac{0{,}18}{0{,}9} \approx 0{,}2$

$$N_б = 0{,}5 \cdot l_{оп} \cdot l_r^2 \cdot \rho(1 + \xi \cdot tg^2\alpha) \left[tg\alpha + \left(1 - \frac{l_r}{3 \cdot b_c} \cos\alpha \right) tg\varphi_H \right] \cdot \cos^3\alpha =$$

$$= 0{,}5 \cdot 1{,}1 \cdot 0{,}329^2 \cdot 2 \cdot (1 + 0{,}2 \cdot 0{,}132) \left[0{,}364 + \left(1 - \frac{0{,}329}{3 \cdot 1{,}164} \cdot 0{,}94 \right) \cdot 0{,}223 \right] \cdot 0{,}83 =$$

$$= 0{,}12 \cdot 1{,}02[0{,}567] \cdot 0{,}83 = 0{,}0576 = 57{,}6 кгс$$

Сила, сдвигающая ленту в поперечном направлении и перпендикулярная вектору ее скорости (т.е. осевая нагрузка на подшипники) равна:

$$F_\tau = 0{,}5(N + 0{,}4 \cdot q_л \cdot l_{оп})(f_л \cdot cos\theta - w_P \cdot \sin\theta), \qquad (3)$$

$$F\tau_Б = 0{,}5(N_Б + 0{,}3 \cdot q_л \cdot l_{оп})(f_л \cdot cos\theta - w_P \cdot \sin\theta) + G_P \sin\alpha, \qquad (4)$$

где N, $N_Б$ – сила давления на соответствующий ролик; $f_л$ – коэффициент трения ленты о ролик, для приближенных расчетов $f_л$ = 0,3; W_P – коэффициент сопротивления вращения ролика, согласно [5] W_P = 0,05; θ – угол перекоса горизонтального ролика опоры в горизонтальной плоскости; $\theta_{доп} = 0^0 8'$ [Л6]; $К_Э$ – коэффициент эквивалентности, учитывающий изменение нагрузки на ленту в процессе работы конвейера, $К_Э$ = 1; G_P – вес вращающихся частей ролика, вес вращающихся частей роликоопоры равен 49,8 кг разделив его на число роликов получаем вес вращающихся частей ролика G_P = 49,8/3 = 16,6кг [2]; $q_Л$ – максимальный погонный вес ленты; $q_Л$ = mBg = 37·1,4·9,8 = 507,64 Нм ≈ 50,76 кгс/м; где m – масса 1 м^2 ленты [2]

$$F_\tau = 0{,}5(N + 0{,}4 \cdot q_л \cdot l_{оп}) \cdot (f_л \cdot cos\theta - w_P \cdot \sin\theta) = 0{,}5 \cdot (290 + 0{,}4 \cdot 50{,}76 \cdot 1{,}1) \cdot$$

$$\cdot (0{,}3 \cdot \cos 0^0 8' - 0{,}05 \cdot \sin 0^0 8') =$$

$$= 0{,}5 \cdot 312{,}33 \cdot (0{,}299 - 0{,}001) = 0{,}5 \cdot 312{,}33 \cdot 0{,}298 = 46{,}53 кгс$$

$$F\tau_Б = 0{,}5(N_Б + 0{,}3 \cdot q_л \cdot l_{оп}) \cdot (f_л \cdot cos\theta - w_P \cdot \sin\theta) + G_P \sin\alpha =$$

$$= 0{,}5(57{,}6 + 0{,}3 \cdot 50{,}76 \cdot 1{,}1) \cdot \cdot (0{,}3 \cdot \cos 0^0 8' - 0{,}05 \sin 0^0 8') + 16{,}6 \cdot \sin 20^0 =$$

$$= 0{,}5(74{,}35) \cdot (0{,}299 - 0{,}001) + 5{,}677 = 16{,}75 кгс$$

Согласно расчетной схеме (рисунок 2) радиальная нагрузка на подшипники горизонтального и нижний подшипник бокового ролика равны:

$$F = 0{,}5\left(K_Э \cdot N + 0{,}4 \cdot q_л \cdot l_{оп} + G_P\right), \tag{5}$$

$$F_{Б.Н.} = 0{,}67 \cdot K_Э N_Б + 0{,}5 \cdot \left(0{,}3 \cdot q_л \cdot l_{оп} + G_P \cdot \cos\alpha\right), \tag{6}$$

где $К_Э$ – коэффициент эквивалентности, учитывающий изменение нагрузки на ленту в процессе работы конвейера, $К_Э = 1$;

$$F = 0{,}5\left(K_Э \cdot N + 0{,}4 \cdot q_л \cdot l_{оп} + G_P\right) = 0{,}5 \cdot \left(1 \cdot 290 + 0{,}4 \cdot 50{,}76 \cdot 1{,}1 + 16{,}6\right) = 164.4 кгс$$

$$F_{Б.Н.} = 0{,}67 \cdot K_Э N_Б + 0{,}5 \cdot \left(0{,}3 \cdot q_л \cdot l_{оп} + G_P \cdot \cos\alpha\right) =$$
$$= 0{,}67 \cdot 1 \cdot 57{,}6 + 0{,}5\left(0{,}3 \cdot 50{,}76 \cdot 1{,}1 + 16{,}6 \cdot 0{,}94\right) = 38{,}6 + 16{,}17 = 54{,}77 кгс$$

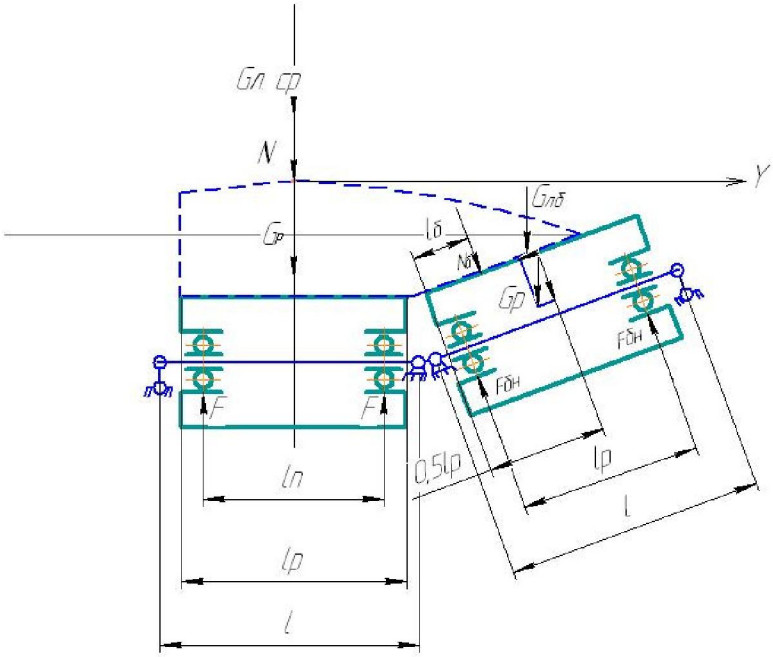


Рисунок 2 – Расчетная схема для определения радиальных нагрузок на подшипники трехроликовой опоры

Основываясь на расчетных данных, определяем:

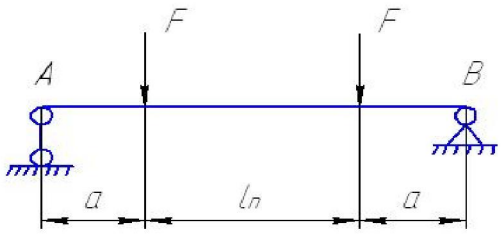
– угол поворота оси под подшипниками для среднего (горизонтального) ролика (рисунок 3)

$$\theta_0 = \frac{F \cdot a \cdot l_П}{2 \cdot E \cdot I_{хо}}, \tag{7}$$

где $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ – модуль упругости материала оси; $L_П$ – расстояние между опорами;

$I_{хо} = 0{,}05 \cdot d^4 = 0{,}05 \cdot 3^4 = 4{,}05$ см^4 – момент инерции оси под подшипником;

Рисунок 3 – Схема распределения нагрузки на горизонтальный ролик



– Определяем угол поворота корпуса посередине подшипника по формуле, рад.

$$\theta_к = \frac{g \cdot l_n^3}{4 \cdot E \cdot I_{хк}}\left(\frac{1}{6} - \frac{b_1^2}{l_n^2}\right) = \frac{2 \cdot F \cdot l_n}{4 \cdot E \cdot I_{хк}}\left(\frac{1}{6} - \frac{b_1^2}{l_n^2}\right), \tag{8}$$

где b_1 – расстояние от центра подшипников до краев корпуса;

$I_{хк} = 0{,}05 \cdot D^4(1-\alpha^4) = 0{,}05 \cdot 15{,}9^4\left(1-0{,}94^4\right) = 805{,}1 см^4$ – момент инерции обечайки по средней части.

$\alpha = \frac{D_B}{D} = \frac{150}{159} = 0{,}94$ – отношение внутреннего диаметра обечайки к наружному.

$g = \frac{2F}{l_n}$

– Определяем относительный угол поворота подшипников узла ролика, рад.

$$[\theta_П] = \theta_o - \theta_к, \tag{9}$$

где $[\theta_П]$ – допустимый относительный угол поворота колец подшипников.

Подставляя формулы (7) и (8) в формулу (9), получаем:

$$[\theta_П] = \frac{F \cdot a \cdot l_П}{2 \cdot E \cdot I_{хо}} - \frac{F \cdot l_П^2 \cdot \left(\frac{1}{6} - \frac{b_1^2}{l_П^2}\right)}{4 \cdot E \cdot I_{хК}}. \tag{10}$$

Далее мы вводим в формулу 9 поправочные коэффициенты, учитывающие отличие принятых данных от расчетных.

Тогда формула 9 принимает вид:

$$\theta_П = K_o \cdot \theta_o - K_к \theta_к \le [\theta]_П \tag{11}$$

или

$$[\theta]_П = K_o \cdot \theta_o - K_к \theta_к, \tag{12}$$

где K_o – коэффициент, учитывающий отличие принятой удельной нагрузки от расчетной; $K_к$ – коэффициент, учитывающий толщину стенки и влияния ступиц как подкрепление;

Из [6] находим коэффициент K_o:

$$K_o = \sqrt[6]{\frac{q_o}{q_П}}, \tag{13}$$

где q_o – удельная нагрузка, при которой теоретическая и экспериментальная деформации оси равны; Н/мм

$$q_o = 20\left(\frac{a}{в}\right)^3 \cdot \frac{d_c}{d}$$

$q_П$ – усредненная удельная нагрузка на ось; Н/мм

$$q_П = \frac{F}{b}$$

Из [6] находим коэффициент $K_к$:

$$K_к = \sqrt{\frac{q_{ок}}{q_{об}}}, \tag{14}$$

где $q_{ок}$ – распределенная нагрузка;

$$q_{ок} = \frac{6 \cdot R/h_c + 50}{R/h_c - 7}$$

$q_{об}$ – усредненная расчетная распределенная нагрузка на обечайку; н/мм

$$q_{об} = \frac{F_P}{B}$$

Далее производим расчет коэффициентов для ступенчатой оси:

$$K_o = \sqrt[6]{\frac{q_o}{q_П}} = \sqrt[6]{\frac{400,02}{23,99}} = \sqrt[6]{16,67} = 1,59$$

$$q_o = 20\left(\frac{a}{в}\right)^3 \cdot \frac{d_c}{d} = 20\left(\frac{49,5}{19}\right)^3 \frac{34}{30} = 20 \cdot 17,7 \cdot 1,13 = 400,02 H / мм$$

для ролика с размерами a = 49,5мм; $в$ = 19 мм; d_c = 34 мм; d = 30 мм.

$$q_П = \frac{F}{b} = \frac{455,9}{19} = 23,99 H / мм$$

где b – ширина подшипника; b = 19 мм

$F = F_т = 46,53 кгс = 455,9 H$ – осевая нагрузка на подшипники среднего ролика;

$$K_к = \sqrt{\frac{q_{ок}}{q_{об}}} = \sqrt{\frac{14,63}{6,07}} = 1,55$$

$$q_{ок} = \frac{6 \cdot R/h_c + 50}{R/h_c - 7} = \frac{6 \cdot 79,5/4,5 + 50}{79,5/4,5 - 7} = \frac{156}{10,66} = 14,63 H / мм$$

где $R = \frac{D}{2} = \frac{159}{2} = 79,5 мм$

h_c = 4,5 мм – толщина корпуса обечайки (по чертежу ролика);

$$q_{об} = \frac{F_P}{B} = \frac{2 \cdot 1611,12}{530} = 6,07 H / мм$$

где B = 530 мм длина корпуса обечайки (по чертежу);

$F_P = 2 \cdot F = 2 \cdot 1611,12$ – расчетная нагрузка; согласно расчету F = 164,4 кгс = 1611,12 Н.

Подставляя коэффициенты в формулу (12) получаем:

$$[\theta]_П = 1,59 \cdot \theta_o - 1,55 \cdot \theta_к, \tag{15}$$

где $[\theta_П]$– допустимый относительный угол поворота колец подшипников, который составляет:

1 вариант $[\theta_П] = 0^0 8' = 0,002327 рад$ – без учета погрешности изготовления.

2 вариант $[\theta_П] = 0^0 4' = 0,001745 рад$ – с учетом погрешности изготовления.

Преобразуем формулу 10 с учетом формулы 15:

$$[\theta_П] = \frac{1,59 \cdot F \cdot a \cdot l_П}{2 \cdot E \cdot I_{xo}} - \frac{1,55 \cdot 2 \cdot F \cdot l_П^2 \cdot \left(\frac{1}{6} - \frac{b_1^2}{l_П^2}\right)}{4 \cdot E \cdot I_{xK}}$$

$$[\theta_П] = \frac{2 \cdot 1,59 \cdot F \cdot a \cdot l_П \cdot I_{xK} - 1,55 \cdot 2 \cdot F \cdot l_П^2 \cdot I_{xo}\left(\frac{1}{6} - \frac{b_1^2}{l_П^2}\right)}{4 \cdot E \cdot I_{xo} \cdot I_{xK}}$$

$$[\theta_П] = \frac{2 \cdot F\left(1,59 \cdot a \cdot l_П \cdot I_{xK} - 1,55 \cdot l_П^2 \cdot I_{xo}\left(\frac{1}{6} - \frac{b_1^2}{l_П^2}\right)\right)}{4 \cdot E \cdot I_{xo} \cdot I_{xK}}$$

$$[F] = \frac{[\theta_П] \cdot 2 \cdot E \cdot I_{xo} \cdot I_{xK}}{1,59 \cdot a \cdot l_П \cdot I_{xK} - 1,55 \cdot l_П^2 \cdot I_{xo}\left(\frac{1}{6} - \frac{b_1^2}{l_П^2}\right)} \tag{16}$$

таким образом, нами получена формула, с помощью которой мы можем рассчитать максимальную нагрузку на средний ролик, после которой начинается защемляющий момент.

1 вариант $[\theta_П] = 0^0 8' = 0{,}002327 рад$ – без учета погрешности изготовления.

2 вариант $[\theta_П] = 0^0 4' = 0{,}001745 рад$ – с учетом погрешности изготовления.

Выводы. В работе мы смогли вывести формулу и высчитать максимальную нагрузку на ролик, после которой наступает защемляющий момент в его подшипниках. Это приводит к ряду негативных факторов, одним из которых является заклинивание и разрушение подшипника, что приводит, в конце концов, к выходу из строя ролика. Таким образом, мы определили один из факторов, влияющих на снижение срока эксплуатации подшипника и соответственно ролика. Конечно, это не приводит к выходу из строя конвейера, но выход из строя нескольких десятков роликов, существенно увеличивает нагрузку на остальные органы конвейера.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Александров М.П. Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов. – 5-е издание, переработ. и доп. – М.: Высшая школа, 1979. – 558 с., ил.

[2] Конвейеры. Справочник / Р.А. Волков, А.Н. Гнутов, В.К. Дьячков и др. / Под общей ред. Ю. А. Пертена. – Л.: Машиностроение, 1984. – 367с., с ил.

[3] Машины непрерывного транспорта: Учебное пособие для вузов / Р.Л. Зенков., И.И. Ивашков, Л.Н. Колобов. – М.: Машиностроение, 1980. – 304 с., ил.

[4] Труды МВТУ № 315 «Теория, расчет и исследование подъемно-транспортных машин» / Под ред. д.т.н., проф. М. П. Александрова. – М.: Изд-во МВТУ, 1979; Статья к.т.н. Колобов Л.Н., инж. Зуев В.Н. «Расчет подшипников роликов ленточных конвейеров на долговечность от внешних и внутренних нагрузок» стр. 63-93

[5] Машины непрерывного транспорта / Под ред. В. А. Плавинского. – М.: Машиностроение, 1969. – 720 с.

[6] Темиртасов О.Т., Колобов Л.Н. Методические указания по проектированию автоматизированного склада для массовых тарно-штучных грузов. – Алма-Ата, 1986. – 45 с.

REFERENCES

[1] Alexandrov M.P. Handling machinery: Textbook for high schools. 5th edition, revised and supplemented. M.: Higher School, 1979. 558 p., il. (in Russ.).

[2] Conveyor. Directory / R.A. Volkov, A.N. Bending, V.K. Diachkov et al. Edited by J.A. Perth. L.: Engineering, 1984. 367 s., with silt (in Russ.).

[3] Zenkov R.L., Ivashkov I.I., Kolobov L.N. Continuous transport machines: Textbook for high schools. M.: Mechanical engineering, 1980. 304 p., il. (in Russ.).

[4] Proceedings of the Moscow Higher Technical School № 315 «Theory, calculation and research of industrial machines" edited by prof. M. P. Alexandrov. M.: Publishing house of the Moscow Higher Technical School. 1979; Article Ph.D. Kolobov L.N., Ing. Zuev V.N. "The calculation of the bearing rollers of conveyor belts on the durability of the internal and external loads". P. 63-93 (in Russ.).

[5] Plavinsky V.A. Continuous transport machinery. M.: Mechanical engineering, 1969. 720 p. (in Russ.).

[6] Temirtasov O.T., Kolobov L.N. Guidelines for the design of the automated warehouse for bulk packaged cargoes. Almaty, 1986. 45 p. (in Russ.).

ТАСПАЛЫ КОНВЕЙЕР РОЛИКТЕРДІҢ МОЙЫНТІРЕКТЕРІНЕ ТҮСЕТІН ЖҮКТЕМЕЛЕРДІ АНЫҚТАУ

О. Т. Темиртасов, Е. Шаяхметов, С. Л. Леонов, Т. М. Мендебаев

Түйін сөздер: мойынтірек, мойынтірекке түсетін жүктеме, ролик, роликтірегі, таспалы конвейер.

Аннотация. Жұмыстың мақсаты таспалы конвейер роликтеріне түсетін жүктемелерді анықтау және одан әрі роликтердің мойынтіректерінде пайда болатын қысылу кездерінің туындауы салдарынан ең жоғарғы жүктемені анықтау үшін әдістемесін құру. Қысылу моменті мойынтірек сақиналарының қисаюы салдарынан пайда болатын, мойынтіректердің жұмыс қабілеттілігіне және ұзақ мерзімділігіне әсер ететін, жағымсыз факторлардың бірі. Әрине, қысылу кезінің бір жолға пайда болуы мойынтіректің бірден бұзылуына әкеп соқпайды, бірақ біркелкі әрі бірқалыпты пайдалану мүмкіншілігі болмағандықтан сан алуан сыни жүктемелердің қайталануынан, мойынтіректерде бастапқы сатыларда сыналу, кейін бұзылу орын алады.

Қолдану аясы негізінде авторлармен алынған нәтижелерге сүйеніп, мойынтіректердегі жүктемелерді анықтау мен максималды жүктемелерді анықтау әдісін жетілдіру. Осы жасалған жұмыстың нәтижелерін негізге алып, сан-алуан таспалы және роликті конвейерлердің сенімділігін арттыруға және тораптардың ұзақ мерзімді жұмыс жасауын қамтамасыз етуге болады.

Поступила 21.06.2016 г.