

УДК 622.647.2:621.867.2

Кирия Р.В., канд. техн. наук, ст. научн. сотр.,
Ларионов Н.Г., аспирант
(ИГТМ НАН Украины)

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНОГО УГЛА НАКЛОНА КОНВЕЙЕРА
С ЛЕНТОЙ ГЛУБОКОЙ ЖЕЛОБЧАТОСТИ**

Кірія Р.В., канд. техн. наук, ст. наук. співр.,
Ларіонов М.Г., аспірант
(ІГТМ НАН України)

**ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНОГО КУТА НАХИЛУ КОНВЕЙЄРА
ЗІ СТРІЧКОЮ ГЛИБОКОЇ ЖЕЛОБЧАТОСТІ**

Kiriya R.V., Ph.D. (Tech.), Senior Researcher,
Larionov N.G., Doctoral Student
(IGTM NAS of Ukraine)

**DETERMINATION OF CRITICAL INCLINATION OF CONVEYOR WITH
DEEPLY-SAGGING BELT**

Аннотация. Из теории расчета ленточных конвейеров известно, что при увеличении угла наклона боковых роликов увеличивается производительность конвейера. При этом увеличивается сопротивление движению ленты по роликоопорам конвейера. В связи с этим возникает задача определения предельного угла наклона конвейера с лентой глубокой желобчатости.

В статье на основании установленной зависимости величины силы сопротивления движению ленты по роликоопорам ленточного конвейера с лентой глубокой желобчатости от параметров лотка ленты и свойств груза поставлена и решена задача определения предельного угла наклона конвейера с трехроликовыми опорами.

При этом предполагалось, что лента представляет собой короб, состоящий из бесконечно длинных упругих пластин, имеющих изгибную жесткость и растянутыми силами натяжения. Груз представляет собой сыпучую среду, находящуюся в предельном состоянии, т.е. внутренние напряжения в грузе подчиняются закону Кулона.

При определении предельного угла наклона конвейера кроме составляющей силы веса груза и силы трения груза о ленту конвейера, вызванных силами бокового распора груза, на груз действует сила сопротивления, обусловленная деформацией груза при прохождении ленты с грузом через роликоопоры.

В результате решения этой задачи установлено, что на предельный угол наклона конвейера с лентой глубокой желобчатости, кроме сил натяжения ленты, угла наклона боковых роликов и свойств груза, существенно влияет упругие свойства ленты, в частности, изгибная жесткость ленты.

Кроме того, установлено, что при углах наклона боковых роликов $\beta = 35-40^\circ$ предельный угол наклона конвейера с лентой глубокой желобчатости для угля находится в пределах $28-30^\circ$.

Ключевые слова: конвейер с лентой глубокой желобчатости, роликоопоры, предельный угол наклона, сопротивление движению.

Вопросами определения предельного угла наклона конвейера с лентой глубокой желобчатости занимались многие исследователи Шешко, Гуцин, Барышев и др.

В работах [2, 3] получены зависимости предельного угла наклона конвейера с лентой глубокой желобчатости с гирляндными роlikоопорами.

При этом предполагалось, что удержание груза на ленте конвейера осуществляется за счет сил трения груза о ленту, обусловленных силами бокового распора груза, вызванными сжатием и развалом ленты при ее движении по роlikоопорам конвейера. Эти силы трения груза о ленту конвейера уравниваются горизонтальной составляющей силы тяжести груза, направленной вниз вдоль ленты конвейера.

В работе [3] определен предельный угол наклона конвейера с трехроlikовой опорой и лентой глубокой желобчатости. При этом предполагалось, что лента представляет собой упругий короб с нулевой изгибной жесткостью и растянутый силой натяжения. В этом случае на груз действует сила трения со стороны ленты конвейера, обусловленная силами нормальной составляющей от веса груза и бокового распора, связанного с прохождением ленты и груза через роlikоопору конвейера.

Однако в этих работах при определении предельного угла наклона ленточного конвейера с лентой глубокой желобчатости не учитывалась сила сопротивления движению груза, обусловленная деформацией груза. Как показано в работах [5], эта сила сопротивления при углах наклона боковых роlikов, больших 30° , является одной из главных составляющих сил сопротивления движению по роlikоопорам ленточного конвейера. Учет этой силы может существенно уменьшить предельный угол наклона конвейера с лентой глубокой желобчатости по сравнению со значением этого угла, полученным в работах [3, 6].

Кроме того, согласно работе [6], силы сопротивления движению ленты по роlikоопорам ленточного конвейера, обусловленные деформацией груза, зависят от натяжения и изгибной жесткости ленты, свойств груза и угла наклона боковых роlikов. А, следовательно, и предельный угол наклона конвейера с лентой глубокой желобчатости зависит от этих параметров.

В данной статье при определении предельного угла наклона конвейера с лентой глубокой желобчатости предполагается, что кроме сил трения груза о ленту конвейера и составляющей силы тяжести, направленной вниз вдоль ленты конвейера, на груз действует также сила сопротивления движению груза, обусловленная его деформацией и направленная против движения ленты.

Для определения предельного угла наклона конвейера с лентой глубокой желобчатости предположим, что лента представляет собой короб, состоящий из бесконечно длинных пластин с изгибной жесткостью D_1 и растянутых силами натяжения S_d (рис. 1).

Составим уравнение равновесия сил, действующих на участок сыпучего груза между нормальными сечениями к оси ленты в точках нахождения роlikоопор, т.е. между роlikоопорами (рис. 1).

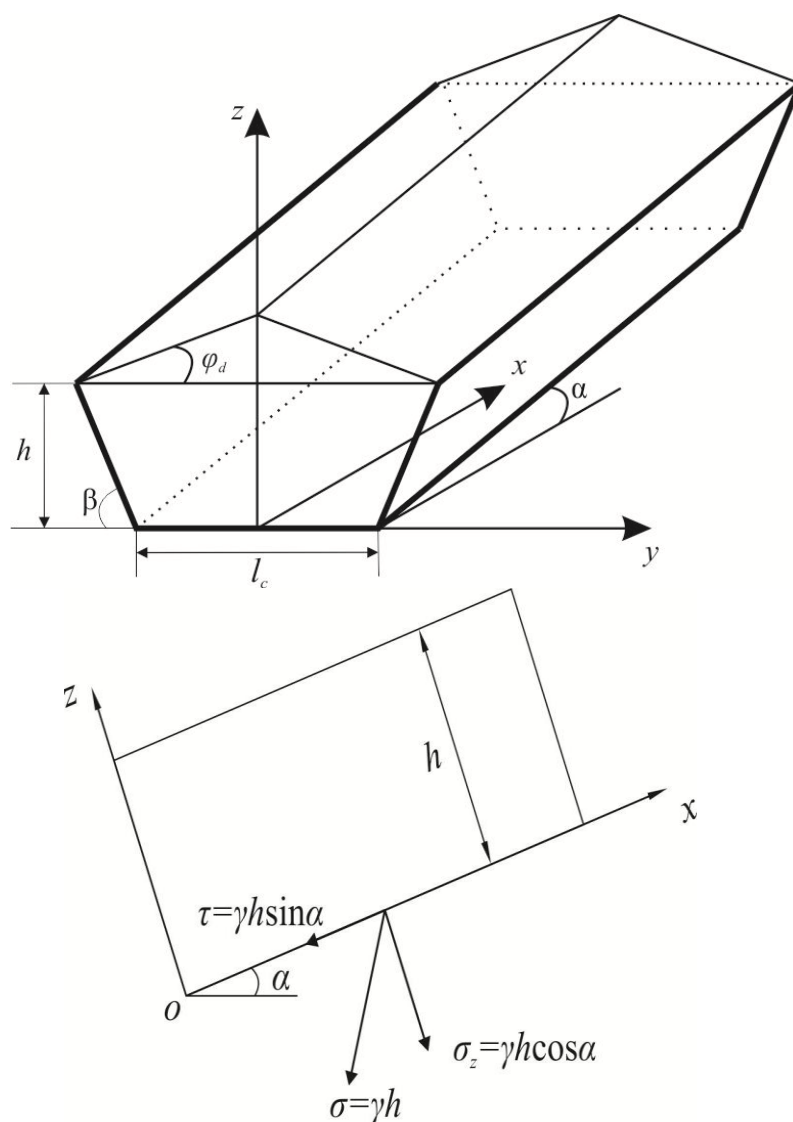


Рисунок 1 – Напряженно-деформированное состояние груза наклонного конвейера с лентой глубокой желобчатости

В проекции на ось конвейера уравнение равновесия примет вид:

$$F_T = F_g + F_c, \quad (1)$$

где F_T – сила трения груза о ленту конвейера, действующая на выделенный участок груза, Н; F_g – касательная составляющая силы веса выделенного участка груза, направленная вниз по оси ленты конвейера, Н; F_c – сила сопротивления движению выделенного участка груза по роlikоопорам ленточного конвейера, направленная вниз против движения ленты и груза, Н.

Тогда сила трения выделенного участка груза о дно и борта короба ленты равна сумме произведений средних нормальных сил, действующих на ленту конвейера, и коэффициента трения груза о ленту конвейера:

$$F_T = f_1 N_\partial + 2 f_1 N_\partial, \quad (2)$$

где N_∂, N_∂ – средние нормальные силы, действующие на ленту конвейера со стороны выделенного участка груза на дно и борта ленты конвейера соответственно, Н; f_1 – коэффициент трения груза о ленту конвейера.

Предположим, что на дно лотка ленты со стороны груза действует постоянное давление, а на борта ленты действуют активное и пассивное боковые давления $\sigma_{\partial a}$ и $\sigma_{\partial n}$, которые изменяются по высоте бортов лотка ленты по линейному закону. При этом до середины пролета между роlikоопорами на борта лотка ленты действует активное боковое давление, а с середины пролета до его конца на борта ленты действует пассивное боковое давление [5].

В силу вышесказанных предположений силы N_∂, N_∂ определяются из выражений:

$$N_\partial = \sigma_1 l_c l_p; \quad (3)$$

$$N_\partial = \frac{\sigma_{\partial a} l_m l_p}{4} + \frac{\sigma_{\partial n} l_m l_p}{4}, \quad (4)$$

где σ_1 – нормальное давление груза на дно ленты конвейера, Н/м²; $\sigma_{\partial a}, \sigma_{\partial n}$ – активное и пассивное боковые давления, действующие на борта лотка ленты конвейера, Н/м²; l_c – ширина дна лотка ленты, м; l_m – ширина участка борта лотка ленты, занимаемого грузом, м; l_p – расстояние между роlikоопорами, м.

Предполагая, что ширина дна лотка ленты l_c больше высоты заполнения грузом h , т.е. $l_c > h$, σ_1 можно определить по формуле

$$\sigma_1 = \gamma h' \cos \alpha, \quad (5)$$

где γ – удельный вес груза, Н/м²; α – угол наклона конвейера, град; h' – среднее значение уровня груза в лотке, м.

Величина h' , согласно рисунку 2, определяется из выражения

$$h' = h + \Delta h / 2,$$

где $\Delta h = \left(l_m \cos \beta + \frac{l_c}{2} \right) \operatorname{tg} \varphi_\partial$; β – угол наклона боковых роlikов, град; φ_∂ – угол естественного наклона насыпного груза при его движении по роlikоопорам конвейера, град.

Здесь h – это уровень груза на бортах лотка ленты, который определяется по формуле (рис. 2):

$$h = l_m \sin \beta. \quad (6)$$

Подставляя (3) и (4) в выражение (2), после преобразования получим

$$F_T = f_1 l_p \left(\sigma_1 l_c + \frac{\sigma_{\delta a} \cdot l_m}{2} + \frac{\sigma_{\delta n} \cdot l_m}{2} \right). \quad (7)$$

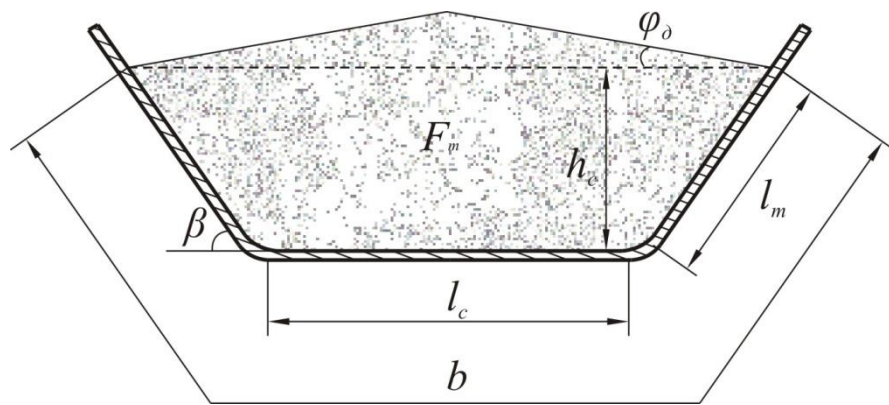


Рисунок 2 – Поперечное сечение лотка ленты с грузом

Определим среднюю распределенную нагрузку q_c на дно лотка ленты конвейера, а также активные и пассивные распределенные нагрузки на борта ленты $q_{\delta a}$ и $q_{\delta n}$ соответственно по формулам:

$$q_c = \sigma_p l_c; \quad q_{\delta a} = \frac{l_m \sigma_{\delta a}}{2}; \quad q_{\delta n} = \frac{l_m \sigma_{\delta n}}{2}. \quad (8)$$

Подставляя (8) в (7), после преобразования получим силу тяги F_T в виде:

$$F_T = f_1 l_p (q_c + q_{\delta a} + q_{\delta n}). \quad (9)$$

Значения активных и пассивных напряжений $\sigma_{\delta a}$, $\sigma_{\delta n}$ в нижних точках бортов лотка ленты получим из анализа напряженного состояния сыпучего груза на наклонном конвейере.

Согласно работе [7], нормальные σ_z и касательные τ_{xy} напряжения в сыпучем грузе в нижней точке бортов лотка ленты в плоскости, параллельной дну лотка, определяются по формулам (см. рис. 1):

$$\sigma_z = \gamma h' \cos \alpha; \quad \tau_{xy} = \gamma h \sin \alpha. \quad (10)$$

Из круга Мора [7] наибольшее и наименьшее нормальное напряжение в сыпучем грузе σ_x , перпендикулярное площадке, наклоненной под углом α к горизонту, определяется из выражения:

$$\sigma_x = \sigma_z(1 + 2f^2) \pm 2\sqrt{(1 + f^2)(\sigma_z^2 f^2 + \tau_{xy}^2)}. \quad (11)$$

Подставляя (10) в (11), после преобразования получим наименьшее σ_{xa} и наибольшее σ_{xn} напряжения, нормальные к выше указанной площадке:

$$\begin{aligned} \sigma_{xa} &= \gamma h' \cos \alpha \cdot (1 + 2f^2) \left[1 + 2f^2 - 2\sqrt{(1 + f^2)(f^2 - \operatorname{tg}^2 \alpha)} \right]; \\ \sigma_{xn} &= \gamma h' \cos \alpha \cdot (1 + 2f^2) \left[1 + 2f^2 + 2\sqrt{(1 + f^2)(f^2 - \operatorname{tg}^2 \alpha)} \right]. \end{aligned} \quad (12)$$

При этом активные и пассивные боковые напряжения в точках на дне лотка ленты в сечении груза, нормальном к оси конвейера, согласно [7], определяются по формулам:

$$\sigma_{ya} = \frac{\sigma_{xa} + \sigma_z}{2} - r_1; \quad \sigma_{yn} = \frac{\sigma_{xn} + \sigma_z}{2} + r_2, \quad (13)$$

где $r_{1,2} = f \left(\sigma_z \sqrt{1 + f^2} \mp \sqrt{\sigma_z^2 f^2 - \tau_{xy}^2} \right)$.

Подставляя (12) в (13), с учетом (10), после преобразования получим:

$$\sigma_{ya} = \gamma h' \cos \alpha \cdot n_1; \quad \sigma_{yn} = \gamma h' \cos \alpha \cdot n_2. \quad (14)$$

Здесь n_1 и n_2 – активный и пассивный коэффициенты бокового распора, определяемые по формулам:

$$\begin{aligned} n_1 &= 1 + f^2 - \sqrt{(1 + f^2)(f^2 - \operatorname{tg}^2 \alpha)} - f(\sqrt{1 + f^2} - \sqrt{f^2 - \operatorname{tg}^2 \alpha}); \\ n_2 &= 1 + f^2 + \sqrt{(1 + f^2)(f^2 - \operatorname{tg}^2 \alpha)} + f(\sqrt{1 + f^2} + \sqrt{f^2 - \operatorname{tg}^2 \alpha}). \end{aligned} \quad (15)$$

Подставляя в формулах (15) $\alpha = 0$, получим

$$n_1 = 1 + 2f^2 - 2f\sqrt{1 + f^2} = m; \quad n_2 = 1 + 2f^2 + 2f\sqrt{1 + f^2} = \frac{1}{m}, \quad (16)$$

где m – коэффициент подвижности сыпучего груза [7].

Активные и пассивные боковые давления сыпучего груза в нижних точках бортов лотка ленты определим по формулам [7]:

$$\sigma_{\delta a} = \sigma_z \cos^2 \beta + \sigma_{ya} \sin^2 \beta; \quad (17)$$

$$\sigma_{\delta n} = \sigma_z \cos^2 \beta + \sigma_{yn} \sin^2 \beta. \quad (18)$$

Подставляя в (17) и (18) выражения (10) и (14), после преобразования получим:

$$\sigma_{\delta a} = \gamma h' \cos \alpha (\cos^2 \beta + n_1 \sin^2 \beta); \quad (19)$$

$$\sigma_{\delta n} = \gamma h \cos \alpha (\cos^2 \beta + n_2 \sin^2 \beta). \quad (20)$$

Средние активная и пассивная погонные нагрузки на борта лотка ленты конвейера, согласно (8) и (19), (20), определяются по формулам:

$$q_{\delta a} = \frac{l_m \sigma_{\delta a}}{2} = \frac{\gamma h' l_m}{2} \cos \alpha (\cos^2 \beta + n_1 \sin^2 \beta); \quad (21)$$

$$q_{\delta n} = \frac{l_m \sigma_{\delta n}}{2} = \frac{\gamma h l_m}{2} \cos \alpha (\cos^2 \beta + n_2 \sin^2 \beta). \quad (22)$$

Согласно работе [8], коэффициент сопротивления движению ленты с грузом по трехроликовым опорам ленточного конвейера, обусловленный деформацией груза, определяется по формуле

$$k_c = \frac{(q_{\delta n} - q_{\delta a})}{q_m u r} \psi(u, a), \quad (23)$$

$$\text{где } \psi(ua) = \frac{\frac{ua}{2} \operatorname{sh}(ua) - \operatorname{ch}(ua) + 1}{ua \operatorname{ch}(ua) - \operatorname{sh}(ua)}; \quad u = \sqrt{\frac{S_n}{D_1}}; \quad a = \frac{l_p}{2}.$$

Здесь q_m – максимальная погонная нагрузка на ленте конвейера, Н/м; r – радиус ролика, м; S_n – натяжение ленты конвейера, Н; D_1 – изгибная жесткость бортов лотка ленты конвейера, Н·м².

Максимальная погонная нагрузка наклонного конвейера определяется по формуле

$$q_m = \gamma F_m, \quad (24)$$

где F_m – максимальная площадь нормального сечения груза на ленте конвейера, м.

Для трехроликовой опоры, согласно рис. 2, максимальная площадь F_m определяется по формуле

$$F_m = l_m \sin \beta \cdot (l_c + l_m \cos \beta) + \frac{(l_c + 2l_m \cos \beta)^2}{4} \cdot \operatorname{tg} \varphi_\delta, \quad (25)$$

где φ_δ – динамический угол естественного откоса груза на ленте конвейера при его движении, град.

Подставляя (21), (22) и (24) в (23), после преобразования получим коэффициент сопротивления движению ленты по наклонному конвейеру, обусловленный деформацией груза, по формуле

$$k_c = \frac{l_m^2}{F_m} \cos \alpha \sin^3 \beta \cdot \sqrt{1 + f^2} \left(f + \sqrt{f^2 - \operatorname{tg}^2 \alpha} \right) \cdot \frac{\psi(u, a)}{ur}. \quad (26)$$

Из анализа формулы (26) следует, что с увеличением угла наклона конвейера α коэффициент сопротивления движению ленты, обусловленный деформацией груза, уменьшается, а с увеличением угла наклона боковых роликов β увеличивается.

Следовательно, сила сопротивления движению выделенного участка груза между роlikоопорами ленточного конвейера определяется по формуле:

$$F_c = k_c q_m. \quad (27)$$

Подставляя (26) в (27), с учетом (24), получим

$$F_c = \gamma l_m^2 \cos \alpha \sin^3 \beta \cdot \sqrt{1 + f^2} \left(f + \sqrt{f^2 - \operatorname{tg}^2 \alpha} \right) \cdot \frac{\psi(u, a)}{ur}. \quad (28)$$

Составляющая силы тяжести выделенного участка груза между роlikоопорами наклонного конвейера определим по формуле

$$F_g = G \sin \alpha = \gamma F_m l_p \sin \beta, \quad (29)$$

где G – сила тяжести выделенного участка груза между роlikоопорами, Н.

Подставляя (9), (28) и (29) в (1) с учетом (5), (8), (9), (21) и (22), после преобразования получим уравнение относительного предельного угла наклона конвейера α :

$$a + b(1 + f^2 + f \sqrt{f^2 - \operatorname{tg}^2 \alpha_n}) = d \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + c \sqrt{1 + f^2} (f + \sqrt{f^2 - \operatorname{tg}^2 \alpha_n}), \quad (30)$$

$$\text{где } a = f_1 \left[l_c \sin \beta + \frac{1}{l_m} \left(\frac{l_c + 2l_m \cos \beta}{2} \right)^2 \operatorname{tg} \varphi_\delta + l_m \cos^2 \beta \sin \beta \right]; \quad b = f_1 l_m \sin^3 \beta;$$

$$c = l_m \sin^3 \beta \frac{\psi(u, a)}{ur}; \quad d = \frac{F_m}{l_m}.$$

Подставляя в уравнение (30) $z = \operatorname{tg} \alpha$, получим трансцендентное уравнение относительно z :

$$z = \frac{a + b(1 + f^2 + f\sqrt{f^2 - z^2}) - c\sqrt{1 + f^2}(f + \sqrt{f^2 - z^2})}{d}. \quad (31)$$

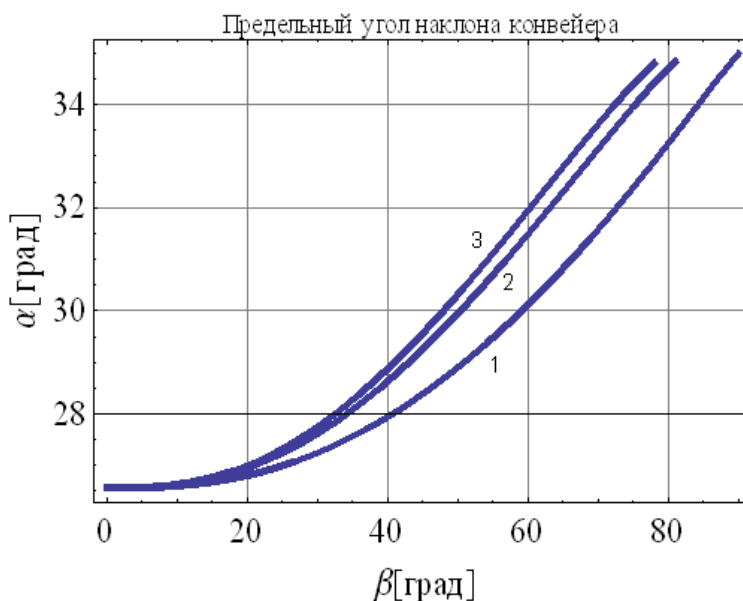
Уравнение (31) решалось методом последовательных приближений. При этом за первое приближение принимаем значение $z = 0$ ($\alpha = 0$).

Предельный угол наклона конвейера α_{np} с лентой глубокой желобчатости в нашем случае определим из следующего выражения:

$$\alpha_{np} = \arctg z^*, \quad (32)$$

где z^* – решение уравнения (31).

На рис. 3 показаны графики зависимости предельного угла наклона конвейера с трехроликовой опорой в зависимости от угла наклона боковых роликов при различных изгибных жесткостях ленты. При этом параметры конвейера, роlikоопор, ленты и груза принимали следующие значения: $S_n = 20000,0$ Н; $v_n = 1,0$ м/с; $q = 1100$ Н; $B = 1$ м; $l_c = 0,456$ м; $r = 0,06$ м; $f = 0,7$; $\gamma = 10000$ Н/м³; $\varphi_0 = 20^\circ$.



$$1 - D_1 = 0,25 \text{ Н} \cdot \text{м}^2; \quad 2 - D_1 = 2,0 \text{ Н} \cdot \text{м}^2; \quad 3 - D_1 = 16,0 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$$

Рисунок 3 – Графики зависимости предельного угла наклона конвейера с трехроликовыми опорами в зависимости от угла наклона боковых роликов при различных изгибных жесткостях ленты

Из графиков видно, что с увеличением угла наклона боковых роликов предельный угол наклона конвейера увеличивается. При этом с увеличением изгибной жесткости ленты предельный угол конвейера уменьшается.

Кроме того, из графиков следует, что при углах наклона боковых роликов $\beta = 35\text{--}40^\circ$ предельный угол наклона конвейера с лентой глубокой желобчатости для угла находится в пределах $28\text{--}30^\circ$.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Барышев, О. И. Общая характеристика и устройство крутонаклонных ленточных конвейеров: Учебное пособие / О.И. Барышев, В.О. Будишевский, М.А. Складаров. – Донецк, 2004. – 560 с.
2. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий / В. И. Галкин, В. Г. Дмитриев, В. П. Дьяченко [и др.]. – М.: МГГУ, 2005. – 543 с.
3. Кирия, Р. В. Определение сил сопротивления движению ленты по роликоопорам ленточного конвейера, обусловленных деформацией груза / Р. В. Кирия, Н. Г. Ларионов // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2014. – № 42. – С. 89–97.
4. Монастырский, В. Ф. Выбор предельного угла наклона ленточного конвейера / В. Ф. Монастырский, Т. В. Шахунова // Машиностроение и техносфера XXI века: сб. трудов IX международной научно-практической конференции, Севастополь, 9-15 сентября 2002 г. – Донецк: ДонНТУ. – 2002. – Т 2. – С. 153–158.
5. Зенков, Р. Л. Механика насыпных грузов / Р. Л. Зенков. – М.: Машиностроение, 1964. – 251 с.
6. Кирия, Р. В. Определение оптимальных параметров лотка конвейера с лентой глубокой желобчатости / Р. В. Кирия, Н. Г. Ларионов // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАНУ. – Днепропетровск, 2014. – Вып. 114. – С. 27–36.
7. Пособие по проектированию конвейерного транспорта. Ленточные конвейеры / В.Л. Орешкин, Н.Н. Кузнецов [и др.] - М.: Промтрансипроэкт, 2004. – 56с.

REFERENCES

1. Baryshev, O.I., Budishevskiy, V.O. and Sklyarov, M.A. (2004), *Obshchaya kharakteristika i ustroystvo krutonaklonnykh lentochnykh konveyerov* [General characteristics of the device and the steeply inclined belt conveyor], Donetsk, Ukraine.
2. Galkin, V.I., Dmitriev, V.G., Dyachenko, V.P. [and others] (2005), *Sovremennaya teoriya lentochnykh konveerov gornyykh predpriyatiy* [The modern theory of belt conveyors mining enterprises], MGGU, Moscow, Russia.
3. Kiriya, R.V. and Larionov, N.G. (2014), «Determination of the resistance movement of the ribbon roller idler conveyor belt by the deformation load», *Sbornik nauchnykh trudov NGU*, no. 41, pp. 89–97.
4. Monastyrsky, V.F. and Shahunova, T.V. (2002), «The choice of the maximum angle of inclination of belt conveyors», *Proceedings of International Scientific Conference "Engineering and Technosphere of the XXI century*, Donetsk, UA, 9-15 September .2002, part 2, pp. 153-158.
5. Zenkov, R.L. (1964), *Mekhanika nasypnykh грузов* [Mechanics of bulk goods], MGGU, Moscow, SU.
6. Kiriya, R.V. and Larionov, N.G. (2014), «Determination of the optimal parameters of the tray conveyor belt deep grooved», *Geo-Technical mechanics*, no. 114., pp. 27–36.
7. Oreshkin, V.L., Kuznetsov, N.N. [and others] (2004), *Posobiye po proyektirovaniyu konveyernogo transporta* [Manual for the design of conveyor transport], Moscow, Russia.

Об авторах

Кирия Руслан Виссарионович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, вр.и.о. заведующего отдела 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

Ларионов Николай Григорьевич, аспирант, инженер в отделе физико-механических основ горного транспорта, Институт геотехнической механики им. Н. С. Полякова национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепропетровск, Украина, larionovnickola@gmail.com

About the authors

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 Sciences of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, kiriya_igtm@ukr.net

Larionov Nikolay Grigorevich, Master of Science, Doctoral Student in Department of Mining Transport Physics and Mechanics, M. S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Sciences of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, larionovnickola@gmail.com

Анотація. З теорії розрахунку стрічкових конвеєрів відомо, що при збільшенні кута на-

хилу бічних роликів збільшується продуктивність конвеєра. При цьому збільшується опір руху стрічки по роликоопор конвеєра. У зв'язку з цим виникає задача визначення граничного кута нахилу конвеєра з стрічкою глибокої жолобчастості.

У статті на підставі встановленої залежності величини сили опору руху стрічки по роликоопорам стрічкового конвеєра зі стрічкою глибокої жолобчастості від параметрів лотка стрічки і властивостей вантажу поставлена і вирішена задача визначення граничного кута нахилу конвеєра з трехроликовими опорами.

При цьому передбачалося, що стрічка представляє собою короб, що складається з нескінченно довгих пружних пластин, що мають згинальну жорсткість і розтягнута силами натягу. Вантаж являє собою сипуче середовище, що знаходиться в граничному стані, тобто внутрішні напруження у вантажі підкоряються закону Кулона.

При визначенні граничного кута нахилу конвеєра крім складової сили ваги вантажу і сили тертя вантажу про стрічку конвеєра, викликаних силами бічного розпору вантажу, на вантаж діє сила опору, обумовлена деформацією вантажу при проходженні стрічки з вантажем через роликоопори.

В результаті рішення цієї задачі встановлено, що на граничний кут нахилу конвеєра з стрічкою глибокої жолобчастості, крім сил натягнення стрічки, кута нахилу бічних роликів і властивостей вантажу, істотно впливає пружні властивості стрічки, зокрема, згинальна жорсткість стрічки.

Крім того, встановлено, що при кутах нахилу бічних роликів $\beta = 35\text{--}40^\circ$ граничний кут нахилу конвеєра з стрічкою глибокої жолобчастості для вугілля знаходиться в межах $28\text{--}30^\circ$.

Ключові слова: конвеєр зі стрічкою глибокої жолобчастості, роликоопори, граничний кут нахилу, опір руху.

Abstract. It is known from the theory of belt conveyor calculation that increasing angle of inclination of lateral conveyor rollers increases productivity of the conveyor and, consequently, increases resistance to the conveyor belt motion on the roller carriages. In this regard, it is necessary to determine maximum angle of inclination of the conveyors with deeply-sagging belt.

In the article, a problem of determining angle of inclination of the conveyor with three roller bearings is stated and has been solved on the basis of established dependence between resistance to motion of the belt conveyor with deeply-sagging belt on the carrying rollers and parameters of the belt tray and cargo properties.

It was assumed that the belt has a form of a box consisting of infinitely long elastic plates with flexural rigidity with the stretched tension forces. Cargo is a free-flowing medium in the limit state, i.e. internal stresses in the cargo follow the Coulomb law.

For determining maximum angle of the conveyor inclination, it is necessary to take into account impact of not only such components as cargo weight and friction, but also an effect of force of resistance caused by the cargo deformation when a belt with the weight is passing through the roller carriage.

It was revealed that critical inclination of the conveyor with deeply-sagging belt depends on the belt tension, angle of side roller inclination, cargo properties, and, at essential degree, elastic properties and, in particular, flexural rigidity of the belt.

Further, it was found that at side rollers inclination $\beta = 35\text{--}40^\circ$, critical inclination of conveyor with deeply-sagging belt ranges $28\text{--}30^\circ$ for coals.

Keywords: conveyor with deeply-sagging belt, roller carriage, critical angle of inclination, resistance to motion.

Стаття поступила в редакцію 15.01.2015

Рекомендовано к печати д-ром техн. наук В.Ф. Монастырским

УДК 622.457.2:620.165.29

Губенко Д.И., магистр, начальник СНДЛ-110
(ГП «КБ «Южное» им. М.К. Янгеля»)

**ЗАКОНОМЕРНОСТИ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ
СЖАТОГО ВОЗДУХА ШАХТНЫМ ПОТРЕБИТЕЛЯМ
ПО НЕГЕРМЕТИЧНОМУ ТРУБОПРОВОДУ**

Губенко Д.І., магістр, начальник СНДЛ-110
(ДП «КБ «Південне» ім. М.К. Янгеля»)

**ЗАКОНОМІРНОСТІ ТРАНСПОРТУВАННЯ
СТИСНЕНОГО ПОВІТРЯ ШАХТНИМ СПОЖИВАЧАМ
ПО НЕГЕРМЕТИЧНОМУ ТРУБОПРОВОДУ**

Gubenko D.I., M.S. (Tech), head SRL-110
(SE "Design Office "Yuzhnoye" by M.K. Yangel")

**MECHANISM OF COMPRESSED AIR TRANSPORTION THROUGH
THE LEAKY PIPELINE TO THE MINE CONSUMERS**

Аннотация. Решена актуальная проблема разработки методов расчета оценки влияния степени герметичности элементов шахтных пневматических сетей на энергетическую эффективность их работы. Установлены закономерности движения воздушного потока на участке трубопровода шахтной пневматической сети с местной негерметичностью. Впервые получено уравнение сохранения энергии для движения газового потока по участку трубопровода с местной негерметичностью, которое характеризует связь между параметрами газа, его начальными и конечными значениями, характеристиками трубопровода и массовой величиной утечки газа. Определена зависимость энергоэффективности шахтной пневматической сети от ее суммарной негерметичности, давления сжатого воздуха на входе в сеть и на выходе из нее, характеристиками отдельных участков этой сети и времени оценки энергоэффективности. Полученные результаты могут быть применены для минимизации потерь сжатого воздуха при его транспортировании шахтным потребителям и повышения эффективности их работы.

Ключевые слова: шахтная пневматическая сеть, негерметичность, утечка, сжатый воздух, энергия, энергоэффективность.

На предприятиях горнодобывающей отрасли транспортирование сжатого воздуха от компрессорной станции до пневмоприемников осуществляется по длинным и разветвленным трубопроводам, что вызывает значительные энергетические потери. Эти потери связаны с гидравлическими сопротивлениями, температурными изменениями, колебаниями давления в сетях и, прежде всего, за счет утечек сжатого воздуха. Кроме этого, состояние шахтных пневмосистем на действующих горнодобывающих предприятиях вызывает необходимость осуществления конкретных мер, направленных на сокращение прямых энергозатрат и снижение материально-технических ресурсов при использовании сжатого воздуха [1 – 3].