

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ КОНВЕЙЕРА НА  
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ЛЕНТЫ И ГРУЗА  
ПО РОЛИКООПОРАМ КОНВЕЙЕРА С ЛЕНТОЙ ГЛУБОКОЙ  
ЖЕЛОБЧАТОСТИ**

В данной работе разработана математическая модель взаимодействия ленты и груза при движении по роlikоопорам конвейера с лентой глубокой желобчатости, найдены зависимости коэффициента сопротивления обусловленные деформацией груза, параметрами конвейера, роlikоопор и свойств груза.

**RESEARCH OF PARAMETERS FOR CONVEYOR FACTOR RESISTANCE  
BANDS AND LOAD ON RIBBON CONVEYORS WITH ROLLER DEEP  
GROOVED**

In this paper developed a mathematical model of the interaction ribbon and load while driving on a conveyor belt roller carriages deep grooved, found dependence of the resistance due to deformation of the load parameters of conveyor idlers and properties of the load.

В работе [1] дана математическая модель взаимодействия ленты и груза с роlikоопорами ленточного конвейера с лентой глубокой желобчатости. Были получены уравнения деформации при движении ленты и груза по роlikоопорам ленточного конвейера, которые имеют вид:

$$\text{при } 0 \leq x \leq a \quad D_1 \frac{d^4 y_1}{dx^4} - S_n \frac{d^2 y_1}{dx^2} = q_{\delta.a.}, \quad (1)$$

$$\text{при } a \leq x \leq l_p \quad D_1 \frac{d^4 y_2}{dx^4} - S_n \frac{d^2 y_2}{dx^2} = q_{\delta.n.}, \quad (2)$$

где  $y_1, y_2$  - координаты прогиба ленты;  $q_{\delta.a.}, q_{\delta.n.}$  - активное и пассивное давление на ленту;  $l_p$  - расстояние между роlikоопорами;  $a$  - зона действия активного давления;  $S$  - натяжение ленты;  $D_1$  - изгибная жесткость ленты.

При этом граничные условия на границе балки имеют вид

$$\begin{aligned} \text{при } x = 0 : y_1 = 0; \frac{dy_1}{dx_1} = 0; \\ \text{при } x = l_p : y_2 = 0; \frac{dy_2}{dx_2} = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Граничные условия в середине пролета балки соответственно запишутся в виде

$$\text{при } x = a, : y_1 = y_2; \frac{dy_1}{dx_1} = \frac{dy_2}{dx_2}; \frac{d^2 y_1}{dx_1^2} = \frac{d^2 y_2}{dx_2^2}; \frac{d^3 y_1}{dx_1^3} = \frac{d^3 y_2}{dx_2^3}; \quad (4)$$

В результате решения уравнения (1) и (2) при граничных условиях (3) и (4) для случая  $a = l_p / 2$  определены моменты на левом и правом концах балки.

На левом конце балки

$$M_1(0) = D_1 \frac{d^2 y_1}{dx^2} \Big|_{x=0} = D_1 \left[ \frac{q_{\bar{\sigma}.n.} + q_{\bar{\sigma}.a.}}{2S} ua \frac{ch(ua)}{sh(ua)} + \frac{q_{\bar{\sigma}.n.} + q_{\bar{\sigma}.a.}}{2S} \frac{(1 - \frac{u^2 a^2}{2})sh(ua) - ua}{sh(ua) - uach(ua)} - \frac{q_{\bar{\sigma}.a.}}{S} \right] \quad (5)$$

На правом конце балки

$$M_2(l_p) = D_1 \frac{d^2 y_2}{dx^2} \Big|_{x=l_p} = D_1 \left[ \frac{q_{\bar{\sigma}.n.} + q_{\bar{\sigma}.a.}}{2S} ua \frac{ch(ua)}{sh(ua)} - \frac{\sigma_a + \sigma_n}{2S} \frac{(1 - \frac{u^2 a^2}{2})sh(ua) - ua}{sh(ua) - uach(ua)} - \frac{q_{\bar{\sigma}.a.}}{S} \right] \quad (6)$$

где  $u = \sqrt{\frac{S}{D_1}}$

Момент силы сопротивления на боковой роликоопоре определяется, как разность моментов на левом и правом концах балки

$$M_c = M_2(l_p) - M_1(0). \quad (7)$$

А сила сопротивления на боковом ролике определяется по формуле

$$F_c = \frac{M_c}{r}, \quad (8)$$

где  $r$ -радиус ролика.

Подставляя (5) и (6) в (7) и (8), в результате получим сопротивление на роликоопоре

$$F_c = \frac{(q_{\bar{\sigma}.n.} - q_{\bar{\sigma}.a.})}{ur} \cdot \frac{\frac{ua}{2} sh(ua) - ch(ua) + 1}{uach(ua) - sh(ua)} \quad (9)$$

Коэффициент сопротивления при движении ленты на роликоопоре ленточного конвейера от деформации груза определим по формуле

$$k_c = \frac{2F_c}{ql_p}, \quad (10)$$

где  $q$  – погонный вес груза и ленты.

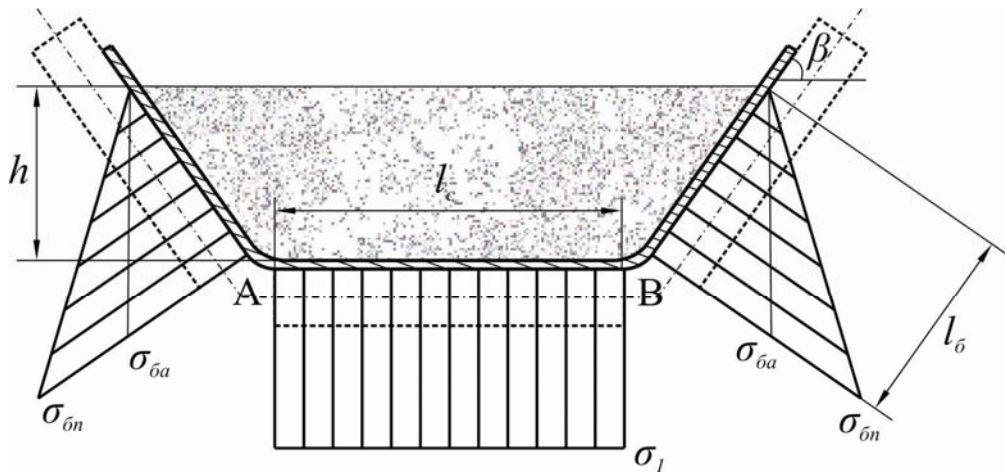
Подставив (9) в (10), в результате получим

$$k_c = \frac{(q_{\sigma.n.} - q_{\sigma.a.})}{uqr} \cdot \frac{\frac{ua}{2} sh(ua) - ch(ua) + 1}{uach(ua) - sh(ua)} \quad (11)$$

Из формулы (11) видно, что для определения коэффициента сопротивления  $k_c$  необходимо знать значение активного  $q_{\sigma.a.}$  и пассивного  $q_{\sigma.n.}$  бокового давления.

При движении ленты и груза по роlikоопорам под действием сил упругости ленты и груза происходит ее развал; при этом боковое давление груза на ленту резко уменьшается от пассивного значения  $q_{\sigma.n.}$  до активного значения  $q_{\sigma.a.}$  [2]. Активное боковое  $q_{\sigma.a.}$  давление поддерживается вдоль конвейера до определенной точки между роlikоопорами. Затем с этой точки под действием упругих сжимающих сил со стороны ленты конвейера боковое давление на груз резко увеличивается от активного значения  $q_{\sigma.a.}$  до пассивного значения  $q_{\sigma.n.}$  и поддерживается постоянно до роlikоопоры. При этом давление на средний ролик при движении ленты по трехроlikовой опоре практически не меняется. Определим величины активного и пассивных боковых давлений действующих на груз на стороны ленты конвейера при ее движении по трехроlikовой опоре.

На рис. 1 дана схема напряженного состояния груза для трехроlikовой опоры ленточного конвейера.



Напряженное состояние в точках А и В

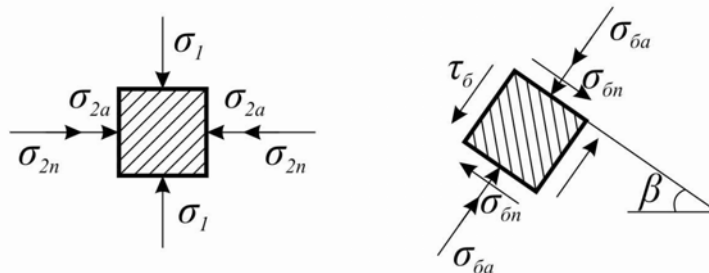


Рис. 1 - Схема напряженного состояния груза на ленте конвейера

Для горизонтального конвейера в силу небольшой глубины груза  $h$  на дно лотковой ленты со стороны насыпного груза действуют только нормальные напряжения  $\sigma_1$  (касательное напряжение равно нулю) [1].

$$\sigma_1 = \gamma h, \quad (12)$$

где  $\gamma$  - удельный вес груза ( $\text{кг}/\text{м}^3$ )

Согласно [2], в точках  $A$  и  $B$  (см. рис 1) главные боковые активные и пассивные давления  $\sigma_{2.a.}$  и  $\sigma_{2.n.}$  определяются по формулам

$$\begin{aligned} \sigma_{2.a.} &= \gamma h m, \\ \sigma_{2.n.} &= \frac{\gamma h}{m}, \end{aligned} \quad (13)$$

где  $m$  – коэффициент подвижности сыпучего груза, определяемый по формуле

$$m = 1 + 2f^2 - 2f\sqrt{1+f^2} \approx \frac{0.18}{f}, (0.4 < f \leq 1.2),$$

где  $f$  – коэффициент внутреннего трения транспортируемого груза

Активное  $\sigma_{\delta.a.}$  и пассивное  $\sigma_{\delta.n.}$  напряжение действующее на боковую стенку лотка ленты определим по формуле [2]:

$$\begin{aligned} \sigma_{\delta.a.} &= \sigma_1 \cos^2 \beta + \sigma_{2.a.} \sin^2 \beta, \\ \sigma_{\delta.n.} &= \sigma_1 \cos^2 \beta + \sigma_{2.n.} \sin^2 \beta, \end{aligned} \quad (14)$$

$\beta$  - угол наклона боковой стенки, град.

Подставляя (12) и (13) в (14), получим

$$\begin{aligned} \sigma_{\delta.a.} &= \gamma h (\cos^2 \beta + m \sin^2 \beta), \\ \sigma_{\delta.n.} &= \gamma h (\cos^2 \beta + \frac{\sin^2 \beta}{m}). \end{aligned} \quad (15)$$

Погонная нагрузка на дно лотка  $q_c$  активные и пассивные погонные нагрузки  $q_{\delta.a.}$  и  $q_{\delta.n.}$  на боковые стенки лотка определяются как площадь эпюр нормальных давлений на дно и боковые стенки лотка ленты, (см. рис. 1) в результате имеем

$$\begin{aligned}
 q_{\bar{o}.a.} &= \frac{1}{2} \sigma_{\bar{o}.a.} l_{\bar{o}.}; \\
 q_{\bar{o}.n.} &= \frac{1}{2} \sigma_{\bar{o}.n.} l_{\bar{o}.}; \\
 q_c &= \sigma_1 l_c.
 \end{aligned}
 \tag{16}$$

Подставляя (12) и (15) в (16), получим

$$\begin{aligned}
 q_c &= \gamma h l_c, \\
 q_{\bar{o}.a.} &= \gamma h \frac{l_{\bar{o}.}}{2} (\cos^2 \beta + m \sin^2 \beta), \\
 q_{\bar{o}.n.} &= \gamma h \frac{l_{\bar{o}.}}{2} (\cos^2 \beta + \frac{\sin^2 \beta}{m}).
 \end{aligned}
 \tag{17}$$

При этом согласно рис. 1 длина борта ленты, заполненного сыпучим грузом, определяется по формуле

$$l_{\bar{o}.} = \frac{h}{\sin \beta}
 \tag{18}$$

По заданной погонной нагрузке  $q$  определим высоту насыпного груза  $h$  на ленте. Производительность конвейера определяется по формуле [3]:

$$Q = q v_l = \gamma_l F,
 \tag{19}$$

где  $F$  – площадь сечения груза на ленте конвейера,  $v_l$  – скорость движения ленты конвейера

Площадь груза на ленте согласно рис. 1 определим по формуле

$$F = h l_c + \frac{h^2}{\operatorname{tg} \beta}.
 \tag{20}$$

Подставляя (20) в (19), получим

$$q = \gamma (h l_c + \frac{h^2}{\operatorname{tg} \beta}).
 \tag{21}$$

Определяя из (21)  $h$ , получим

$$h = \frac{\sqrt{l_c^2 \operatorname{tg}^2 \beta + 4 \frac{q}{\gamma} \operatorname{tg} \beta} - l_c \operatorname{tg} \beta}{2}. \quad (22)$$

Подставляя (18) в (17) окончательно получим

$$\begin{aligned} q_c &= \gamma h l_c, \\ q_{\text{б.а.}} &= \frac{\gamma h^2}{2 \sin \beta} (\cos^2 \beta + m \sin^2 \beta), \\ q_{\text{б.п.}} &= \frac{\gamma h^2}{2 \sin \beta} \left( \cos^2 \beta + \frac{\sin^2 \beta}{m} \right). \end{aligned} \quad (23)$$

Аналогично определим погонные нагрузки на ролики четырехроликовой опоры (см. рис 2).

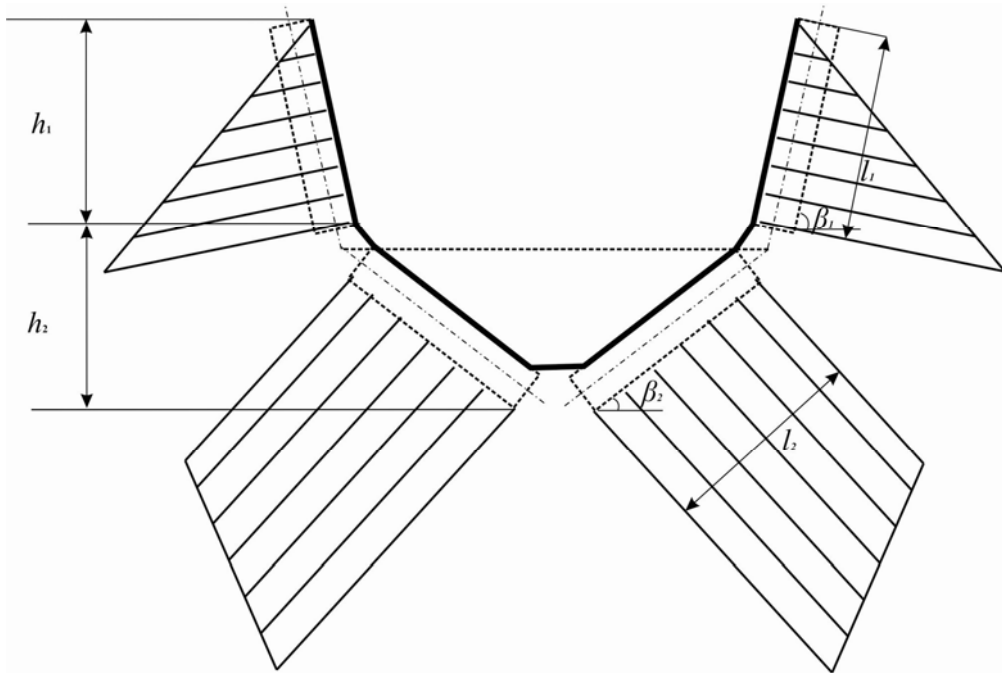


Рис. 2 - Схема напряженного состояния 4-х роликовой опоры.

Активные и пассивные нагрузки на верхние боковые ролики для четырехроликовой опоры определяется по порулам

$$\begin{aligned} q_{\text{б.а.}}^{(1)} &= \frac{\gamma h_1^2}{2 \sin \beta_1} (\cos^2 \beta_1 + m \sin^2 \beta_1), \\ q_{\text{б.п.}}^{(1)} &= \frac{\gamma h_1^2}{2 \sin \beta_1} \left( \cos^2 \beta_1 + \frac{\sin^2 \beta_1}{m} \right). \end{aligned} \quad (24)$$

### Активные и пассивные нагрузки на нижние боковые ролики

$$q_{\delta.a}^{(2)} = \frac{\gamma h_2 (h_1 + h_2)}{2 \sin \beta_2} (\cos^2 \beta_2 + m \sin^2 \beta_2),$$

$$q_{\delta.n}^{(2)} = \frac{\gamma h_2 (h_1 + h_2)}{2 \sin \beta_2} \left( \cos^2 \beta_2 + \frac{\sin^2 \beta_2}{m} \right),$$
(25)

где  $q_{\delta.a}^{(1)}, q_{\delta.n}^{(1)}$  - активная и пассивная нагрузка на верхний боковой ролик;  $q_{\delta.a}^{(2)}, q_{\delta.n}^{(2)}$  - активная и пассивная нагрузка на нижний боковой ролик;  $h_1, h_2$  - высота слоя груза действующего на верхний и нижние ролики.

Здесь  $h_1$  и  $h_2$  - определяются по формулам

$$h_1 = \frac{\frac{q}{\gamma} \operatorname{tg} \beta_2 - h_2^2}{\sqrt{l_2^2 + \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \beta_2} \left( \frac{q}{\gamma} \operatorname{tg} \beta_2 - h_2^2 \right) + l_2}},$$

$$h_2 = l_2 \sin \beta_2,$$
(26)

где  $l_2$  - длина нижнего бокового ролика.

В случае пятироликовой опоры (см. рис 3)

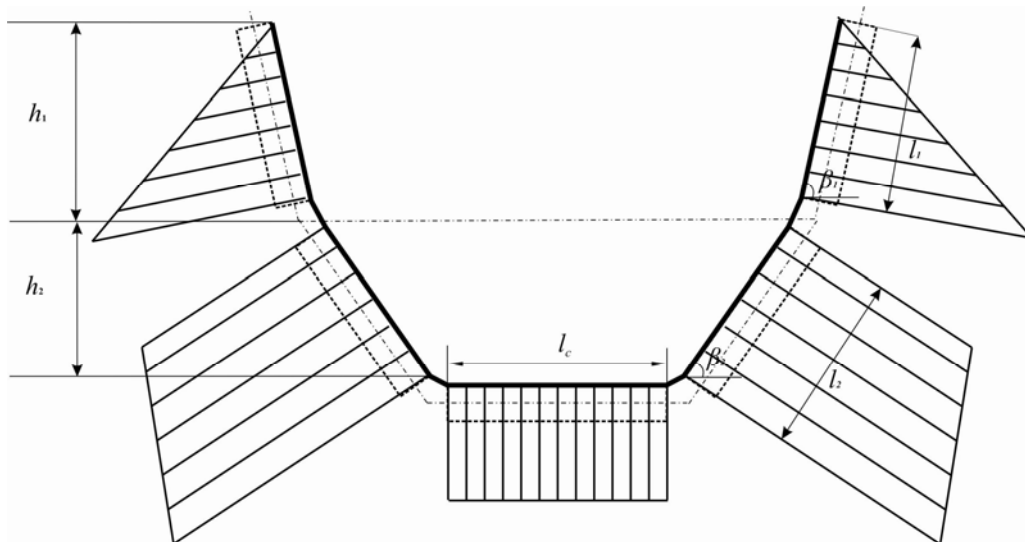


Рис. 3 - Схема напряженного состояния 5-ти роликовой опоры.

активная и пассивная погонные нагрузки на верхние и нижние боковые ролики определяется так же по формулам (24) и (25) лишь только величина  $h_1$  определяется по формуле

$$h_1 = \frac{\frac{q}{\gamma} \operatorname{tg} \beta_2 - h_2^2 - h_2 l_c \operatorname{tg} \beta_2}{\sqrt{(l_2 + \frac{l_c}{2} \operatorname{tg} \beta_2)^2 + \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg} \beta_1} (\frac{q}{\gamma} \operatorname{tg} \beta_2 - h_2^2 - h_2 l_c \operatorname{tg} \beta_2) - (l_2 + \frac{l_c}{2} \operatorname{tg} \beta_2)}}, \quad (27)$$

где  $l_c$  - длина среднего ролика пятироликовой опоры.

Подставляя значения  $q_{\delta.a.}$ ,  $q_{\delta.n.}$  из формул  $q_{\delta.a.}^{(1)}$ ,  $q_{\delta.n.}^{(1)}$ ,  $q_{\delta.a.}^{(2)}$ ,  $q_{\delta.n.}^{(2)}$  в формулу (11) получим значение коэффициента сопротивления при движении ленты и груза по роликоопорам ленточного конвейера от деформации груза для трехроликовой опоры. Подставляя  $q_{\delta.a.}^{(1)}$ ,  $q_{\delta.n.}^{(1)}$  из (24) и  $q_{\delta.a.}^{(2)}$ ,  $q_{\delta.n.}^{(2)}$  из (25) в формулу (9) получим силы сопротивления при движении на верхних  $F_{c1}$  и нижних  $F_{c2}$  боковых роликов четырех роликовых и пятироликовых опор. Общая сила сопротивления от деформации груза при движении ленты с грузом по роликоопорам определены по формуле

$$F_c = F_{c1} + F_{c2}. \quad (28)$$

Подставляя  $F_c$  из (28) в (10) получим коэффициент сопротивления движению ленты и груза для четырех роликовой и пятироликовой опоры конвейера обусловленного деформацией груза.

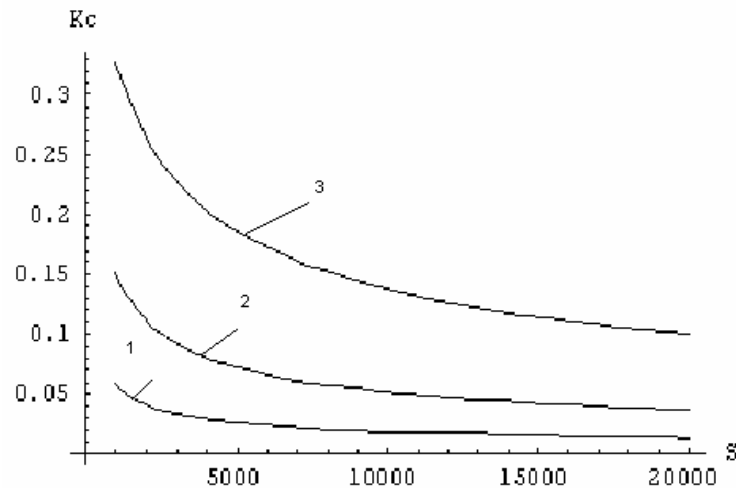


Рис.4 - Зависимость  $k_c$  от силы натяжения  $S$  при:  
 1)  $D_1 = 0,25 \text{ н/м}^2$  2)  $D_1 = 2 \text{ н/м}^2$  3)  $D_1 = 16 \text{ н/м}^2$

На рис.4 показаны графики зависимости коэффициента сопротивления движению ленты и груза  $k_c$  по четырехроликовой опоре обусловленного деформацией груза от натяжения ленты конвейера  $S$  для различных значений изгибной



жесткости ленты  $D_1 = 16; 2; 0,25 \text{ н/м}^2$ . При этом параметры конвейера, ролик-опор и свойства груза принимают значения  $q = 109 \text{ кг/м}$ ,  $v = 1 \text{ м/с}$ ,  $l_1 = l_2 = 0,456 \text{ м}$ ,  $\beta_1 = 30^\circ$ ,  $\beta_2 = 60^\circ$ ,  $r = 0,06 \text{ м}$ ,  $f = 0,7$ ,  $l_p = 1 \text{ м}$ .

Из графика видно, что с увеличением натяжения ленты коэффициент сопротивления  $k_c$  уменьшается, и при уменьшении жесткости ленты так же уменьшается.

На рис. 5 показаны графики зависимости коэффициента  $k_c$  сопротивления от угла наклона  $\beta_2$  при различных погонных нагрузках  $q = 100, 200, 300 \text{ кг/м}$ . При этом параметры конвейера, ролик-опор и свойства груза принимают значения,  $v = 1 \text{ м/с}$ ,  $l_1 = l_2 = 0,456 \text{ м}$ ,  $\beta_1 = 30^\circ$ ,  $r = 0,06 \text{ м}$ ,  $f = 0,7$ ,  $S = 2000 \text{ кг}$ ,  $D_1 = 16 \text{ н/м}^2$ ,  $l_p = 1 \text{ м}$ .

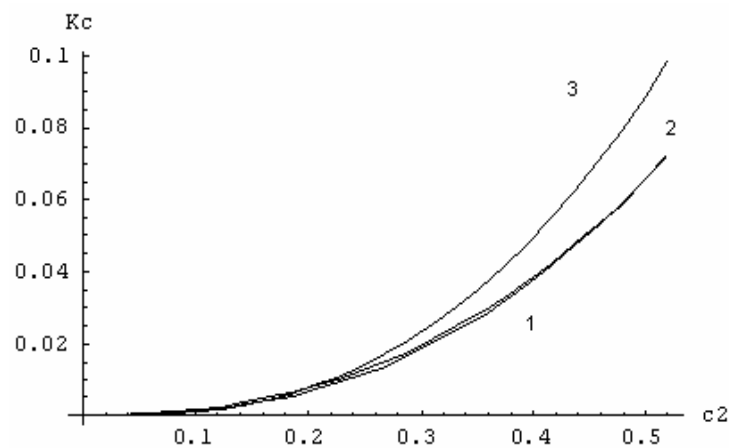


Рис. 5 - Зависимость  $k_c$  от  $\beta_2$  при различных значениях 1)  $q = 100 \text{ кг/м}$  2)  $q = 200 \text{ кг/м}$  3)  $q = 300 \text{ кг/м}$

Из графика видно, что с увеличением угла наклона нижнего ролика  $\beta_2$  коэффициент сопротивления  $k_c$  увеличивается. В то же время с увеличением погонной нагрузки с 200 кг до 300 кг  $k_c$  увеличивается а при изменении  $q$  от 100 кг до 200 кг практически не изменяется.

На рис. 6 показаны графики зависимости коэффициента сопротивления ленты  $k_c$  от расстояния между ролик-опорами  $l_p$  при различных величинах радиусов роликов  $r = 0,03; 0,06; 0,09 \text{ м}$ . При этом параметры конвейера, ролик-опор и свойства груза принимают значения  $v = 1 \text{ м/с}$ ,  $l_1 = l_2 = 0,456 \text{ м}$ ,  $\beta_1 = 30^\circ$ ,  $\beta_2 = 60^\circ$ ,  $f = 0,7$ ,  $S = 2000 \text{ кг}$ ,  $D_1 = 16 \text{ н/м}^2$ .

Из графиков видно, что с увеличением расстояния между ролик-опорами  $l_p$  коэффициент сопротивления  $k_c$  вначале увеличивается а затем при расстояниях между ролик-опорами больше некоторой величины становится постоянным; коэффициент сопротивления уменьшается, когда радиус ролика увеличивается.

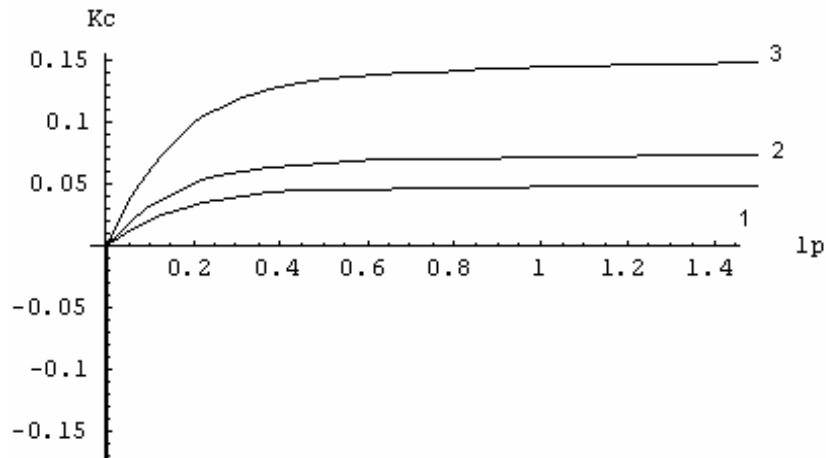


Рис. 6 - Зависимость  $k_c$  от  $l_p$  при различных 1)  $r=0,09 м$ , 2)  $r=0,06 м$  3)  $r=0,03 м$

**Выводы.** На основании разработанной математической модели взаимодействия ленты и груза при движении по роликоопорам конвейера с лентой глубокой желобчатости найдены зависимости коэффициента сопротивления обусловленные деформацией груза, параметрами конвейера, роликоопор и свойств груза.

При этом было установлено, что с увеличением погонной нагрузки, изгибной жесткости, угла наклона боковых роликов, различных типов роликоопор, коэффициент сопротивления возрастает, а при увеличении расстояния между роликоопорами коэффициент сопротивления вначале увеличивается а затем с уменьшением расстояние между роликоопорами не изменяется.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кирия Р. В. Математическая модель взаимодействия ленты и груза с роликоопорами конвейера с лентой глубокой желобчатости / Р. В. Кирия, Н. Г. Ларионов // Геотехническая механика: межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2012. – Вып. 103. – С. 119–126.
2. Зенков Р. Л. Механика насыпных грузов / Р. Л. Зенков. – М.:Недра,1964. – 214 с.
3. Шахмейстер Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев – М.: Машиностроение, 1987. – 335 с.