

ун-та, сер. Подъемно-транспортные машины и оборудование. – 1999. – Вып. 2. – С. 131–135.

5. **Хальфин, М. Н.** К определению допустимого радиуса несущих канатов закрытой конструкции подвесных канатных дорог / М. Н. Хальфин, Е. В. Сорокина // Вестн. Восточно-Украинского гос. ун-та. – 2000. – № 6 (68). – С. 24–28.

6. **Глушко, М. Ф.** Стальные подъемные канаты / М. Ф. Глушко. – Киев : Техника, 1966 – 327 с.

7. **Хальфин, М. Н.** Расчет стальных канатов с учетом различия геометрических параметров и механических свойств проволок / М. Н. Хальфин // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Технические науки. – 2005. – спец. выпуск : Безопасность подъемно-транспортных и технологических машин. – С. 5–13.

8. Правила устройства и безопасной эксплуатации пассажирских подвесных и буксировочных канатных дорог. – М. : Госгортехнадзор РФ, 2003. – 80 с.

УДК 621.86

**М. Н. Хальфин д-р техн. наук, проф.; С. С. Подуст, канд. техн. наук;
Б. Ф. Иванов канд. техн. наук, доц.; Р. К. Шагев**
ГОУ ВПО «ЮЖНО-РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(НОВОЧЕРКАССКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ)
Новочеркасск, Россия

ВИНТОВОЙ КОНВЕЙЕР С ГИБКИМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

В статье представлена методика расчета каната винтового конвейера с рабочим органом на основе каната двойной свивки.

Винтовые конвейеры с гибким рабочим органом (цилиндрическая винтовая спираль) используются для непрерывной подачи цементного раствора при строительстве, разгрузке железнодорожных вагонов, погрузке ядохимикатов в самолеты и их сброса на полях, при борьбе с вредителями сельского хозяйства, подаче кормов в животноводческих комплексах, загрузке сырья в литейные машины, экструдеры и реакционные аппараты в химической промышленности, для транспортирования смесей в пищевой промышленности, медикаментов в фармацевтической промышленности. К основным недостаткам винтовых конвейеров с гибким рабочим органом относятся: низкая производительность (максимальный рекомендуемый внутренний диаметр желоба гибкого шнека составляет 100 мм), низкая надежность, высокая изгибная жесткость транспортирующей спирали, приводящая к ускоренному износу желоба и увеличению потребляемой мощности [1, 2].

Задача повышения производительности и вероятности безотказной работы винтовых конвейеров, уменьшения допустимого радиуса изгиба

путем совершенствования структуры гибкого рабочего органа является весьма важной и актуальной.

Авторами предложено использование в качестве гибкого рабочего органа вместо проволоки – прядь каната двойной свивки, позволяющей увеличить диаметр желоба винтового конвейера и обеспечить повышение производительности и надежности в эксплуатации [3, 4].

При перемещении груза гибкий рабочий орган находится в сложном напряженно-деформированном состоянии, под воздействием внешнего крутящего и растягивающего усилия (рис. 1).

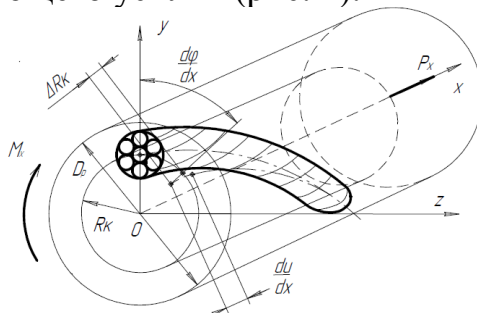


Рис. 1. Расчетная схема канатного рабочего органа

Для расчета канатного рабочего органа используем уравнения статики профессора М. Ф. Глушко [5]

$$\left. \begin{aligned} P_x &= \frac{du}{dx} \sum_{i=1}^m A_{11} + \frac{d\varphi}{dx} \sum_{i=1}^m A_{12} + \frac{dR_K}{R_K} \sum_{i=1}^m A_{13} \\ M_x &= \frac{du}{dx} \sum_{i=1}^m A_{12} + \frac{d\varphi}{dx} \sum_{i=1}^m A_{22} + \frac{dR_K}{R_K} \sum_{i=1}^m A_{23} \\ f_n &= \frac{du}{dx} \sum_{i=1}^m A_{13} + \frac{d\varphi}{dx} \sum_{i=1}^m A_{23} + \frac{dR_K}{R_K} \sum_{i=1}^m A_{33} \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где P_x , M_x , f_n – растягивающее усилие, крутящий момент и нормальное давление стержневых элементов на транспортируемый груз; $\frac{du}{dx}$, $\frac{d\varphi}{dx}$, $\frac{dR_K}{R_K}$ – относительные продольная, угловая и поперечная деформации; m – число прядей канатного рабочего органа; $A_{11}, A_{12}, A_{22}, A_{13}, A_{23}, A_{33}$ – агрегатные коэффициенты жесткости каната двойной свивки, dR – изменение радиуса свивки пряди каната двойной свивки (рабочего органа).

Из теории винтовых конвейеров [1] известно, что крутящий момент гибкого рабочего органа изменяется пропорционально его длине (от максимального значения в головной части до нулевого в хвостовой), следовательно:

$$M_x = M_0 \left(1 - \frac{x}{L} \right), \quad (2)$$

где M_0 – максимальное значение крутящего момента винтового конвейера; x – координата на оси рабочего органа; L – длина рабочего органа.

Приводной конец рабочего органа (рис. 2) не имеет осевых и угловых перемещений, следовательно, при $x=0$ $u=0$ и $\varphi=0$. Для неприводного конца возможны два случая: 1 – неприводной конец канатного рабочего

органа не перемещается и свободно вращается относительно продольной оси (рис. 2, а), 2 – неприводной конец канатного рабочего органа свободно перемещается и вращается относительно продольной оси (рис. 2, б).

В случае закрепления не приводного конца рабочего органа от осевых перемещений при $x = L$ $u = 0$ и $\varphi \neq 0$ (рис. 2, а). Решая систему уравнений (1) с учетом (2) получим выражения для определения относительных и абсолютных линейных и угловых деформаций:

$$\frac{du}{dx} = \frac{M_0 A_{12}}{\Delta} \left(\frac{x}{L} - \frac{1}{2} \right), \quad \frac{d\varphi}{dx} = \frac{M_0}{\Delta} \left(\frac{A_{12}^2}{2A_{22}} + \frac{x \cdot A_{11}}{L} - A_{11} \right); \quad (3)$$

$$u = \frac{x \cdot M_0 A_{12}}{2\Delta} \left(\frac{x}{L} - 1 \right), \quad \varphi = \frac{x \cdot M_0}{\Delta} \left(\frac{A_{12}^2}{2A_{22}} + \frac{x A_{11}}{2L} - A_{11} \right), \quad (4)$$

где $\Delta = A_{11}A_{22} - A_{12}^2$ – определитель системы уравнений (1).

Абсолютные угловые деформации принимают максимальные значения для хвостовой части при $x = L$:

$$\varphi_{\max} = -\frac{L \cdot M_0}{2A_{22}} \quad (5)$$

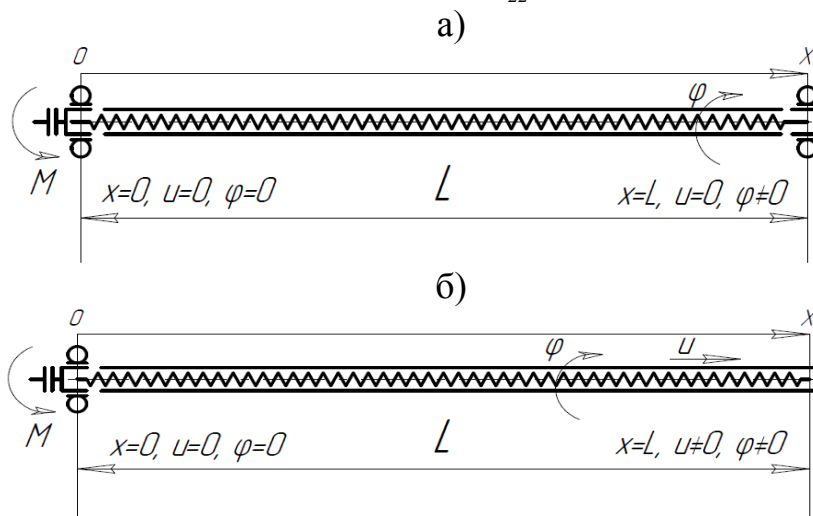


Рис. 2. Конструктивные исполнения винтового конвейера с канатным рабочим органом: а – со свободным вращением и отсутствием осевого перемещения неприводного конца; б – со свободным вращением и осевым перемещением неприводного конца

С учетом (5) уравнения (3) и (4) примут следующий вид:

$$\frac{d\varphi}{dx} = -\frac{2\varphi_{\max} A_{22}}{L\Delta} \left(\frac{A_{12}^2}{2A_{22}} + \frac{x A_{11}}{L} - A_{11} \right);$$

$$\varphi = -\frac{x 2\varphi_{\max} A_{22}}{L\Delta} \left(\frac{A_{12}^2}{2A_{22}} + \frac{x A_{11}}{2L} - A_{11} \right). \quad (6)$$

Напряжения кручения канатного рабочего органа, конец которого закреплён от осевых перемещений:

$$\tau_{KP} = G \frac{\delta}{2} \left[\frac{2\varphi_{\max} A_{22}}{L\Delta} \left(\frac{A_{12}^2}{2A_{22}} + \frac{x A_{11}}{L} - A_{11} \right) \right] (\cos^4 \alpha \cdot \cos^4 \beta) = \frac{\varphi_{\max}}{L} C_{\sigma_{TK}}^{zak}, \quad (7)$$

где G – модули упругости II-го рода; δ – диаметр проволоки рабочего органа; α – угол свивки проволок

Напряжения изгиба канатного рабочего органа:

$$\sigma_u = E \frac{\delta}{2} (1 + \cos^2 \alpha) \left[\frac{2\varphi_{\max} A_{22}}{L\Delta} \left(\frac{A_{12}^2}{2A_{22}} + \frac{x A_{11}}{L} - A_{11} \right) \right] \sin 2\alpha \cdot \cos^4 \beta = \frac{\varphi_{\max}}{L} C_{\sigma_{\text{вк}}}^{\text{зак}}. \quad (8)$$

Напряжения растяжения канатного рабочего органа:

$$\sigma_p = E \cdot \left[\frac{2\varphi_{\max} A_{22}}{L\Delta} \left(\frac{A_{12}^2}{2A_{22}} + \frac{x A_{11}}{L} - A_{11} \right) R_K \cos \beta \times \dots \right. \\ \left. \times \left(\sin \beta \cdot \cos^2 \alpha + \frac{r_i}{R_K} \cos^3 \beta \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \right) \right] = \frac{\varphi_{\max}}{L} C_{\sigma_{\text{рк}}}^{\text{зак}}, \quad (9)$$

где r и α – соответственно радиус и угол свивки слоя проволок; β – угол свивки; R_K – радиус свивки канатного рабочего органа; E – модуль упругости I-го.

В случае свободного осевого перемещения хвостовой части рабочего органа при $x = L$, $u \neq 0$ и $\varphi \neq 0$ (рис. 2, б). Тогда

$$\frac{du}{dx} = \frac{M_0 A_{12}}{\Delta} \left(\frac{x}{L} - 1 \right), \quad \frac{d\varphi}{dx} = \frac{M_0 A_{11}}{\Delta} \left(\frac{x}{L} - 1 \right), \quad (10)$$

$$u = \frac{x \cdot M_0 A_{12}}{\Delta} \left(\frac{x}{2L} - 1 \right), \quad \varphi = \frac{x \cdot M_0 A_{11}}{\Delta} \left(\frac{x}{2L} - 1 \right). \quad (11)$$

Абсолютные линейные и угловые деформации канатного рабочего органа принимают максимальные значения при $x = L$:

$$u_{\max} = \frac{L \cdot M_0 A_{12}}{2\Delta}; \quad (12)$$

$$\varphi_{\max} = \frac{L \cdot M_0 A_{11}}{2\Delta}. \quad (13)$$

С учетом (13) уравнения (10) и (11) примут следующий вид:

$$\frac{du}{dx} = \frac{2\varphi_{\max} A_{12}}{L A_{11}} \left(\frac{x}{L} - 1 \right), \quad \frac{d\varphi}{dx} = \frac{2\varphi_{\max}}{L} \left(\frac{x}{L} - 1 \right); \quad (14)$$

$$u = \frac{2\varphi_{\max} x A_{12}}{L A_{11}} \left(\frac{x}{2L} - 1 \right), \quad \varphi = \frac{2x \varphi_{\max}}{L} \left(\frac{x}{2L} - 1 \right). \quad (15)$$

На основании уравнений (10), (11) и (14), (15) получены выражения для определения напряжений кручения, изгиба и растяжения канатного рабочего органа, неприводной конец которого не закреплен от осевых перемещений:

$$\tau_1 = G \frac{\delta}{2} \left[\frac{2\varphi_{\max}}{L} \left(\frac{x}{L} - 1 \right) (\cos^4 \alpha \cdot \cos^4 \beta) - \dots \right. \\ \left. - \frac{2\varphi_{\max} A_{12}}{L A_{11}} \left(\frac{x}{L} - 1 \right) \left(\cos^4 \alpha \frac{\sin \beta \cdot \cos \beta}{R_K} \right) \right] = \frac{\varphi_{\max}}{L} C_{\tau_K}^{CB} \quad (16)$$

$$\sigma_{u1} = E \frac{\delta}{2} (1 + \cos^2 \alpha) \left[\frac{2\varphi_{\max}}{L} \left(\frac{x}{L} - 1 \right) \sin 2\alpha \cdot \cos^4 \beta - \dots \right] = \frac{\varphi_{\max}}{L} C_{\sigma_{u1}}^{CB} \quad (17)$$

$$\sigma_p = E \cdot \left[\frac{2\varphi_{\max} A_{12}}{L A_{11}} \left(\frac{x}{L} - 1 \right) \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta + \dots \right] = \frac{\varphi_{\max}}{L} C_{\sigma_p}^{CB} \quad (18)$$

Для подтверждения полученных теоретических выражений были проведены исследования напряженно-деформированного состояния гибкого рабочего органа на экспериментальной установке [6, 7].

Проведенные эксперименты показали, что при изменении крутящего момента абсолютные продольные и угловые деформации канатного рабочего органа изменяются по линейному закону, характерному так же для теоретических зависимостей.

Разница между экспериментальными и расчетными значениями крутящего момента не превышает 10 %, таким образом, подтверждается справедливость математической модели напряженно-деформированного состояния канатного рабочего органа.

В результате исследований установлено, что конструкция гибкого рабочего органа со свободным осевым перемещением хвостовой части предпочтительнее, так как напряжения гибкого рабочего органа при закреплении хвостовой части от осевого перемещения в 2-3 раза превышают напряжения гибкого рабочего органа при свободном осевом перемещении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Григорьев, А. М.** Теория и эксплуатация односпирального гибкого шнека / А. М. Григорьев, П. А. Преображенский. – Общество «Знание», УССР, Киев: КДНТП, 1967. – С. 32.
2. **Григорьев, А. М.** Надежность методов расчета и конструирования вертикальных винтовых транспортеров / А. М. Григорьев, В. П. Желтов. – Киев : Знание, 1969. – С. 232.
3. **Пат. 2289538 RU, МПК⁷ В 65G 33/26, В 65G 33/16.** Винтовой конвейер для транспортировки сыпучих грузов / М. Н. Хальфин., С. С. Подуст; заявл. 05.07.2005 // Изобретения (Заявки и патенты). – опубл. 20.12.2006, Бюл № 35.
4. **Пат. 2397131.** Винтовой конвейер с гибким винтом / М. Н. Хальфин, С. С. Подуст, Р. К. Шагеев.; заявл. 01.04.2009; опубл. 20.08.2010.
5. **Глушко, М. Ф.** Стальные подъемные канаты / М. Ф. Глушко. – Киев : Техника. 1966. – С. 327.
6. **Хальфин, М. Н.** Расчет гибкого винта шнека с учетом неравномерности распределения нагрузок по длине / М. Н. Хальфин, С. С. Подуст, Р. К. Шагеев // Изв. ТулГУ. Технические науки. – 2009. – Вып.2, Ч. 1. – С. 254–258.
7. **Хальфин, М. Н.** Расчет гибкого винта шнека с учетом переменности крутящего момента по его длине / М. Н. Хальфин, С. С. Подуст, Р. К. Шагеев // Изв. вузов. Северо-Кавказский регион. – 2009. – № 6 (154). – С. 80–83.