

М. Н. Хальфин, д-р техн. наук, проф.; Б. Ф. Иванов, канд. техн. наук, доц.; Е. В. Сорокина

ГОУ ВПО «ЮЖНО-РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

(НОВОЧЕРКАССКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ)

Новочеркасск, Россия

К РАСЧЕТУ НА ПРОЧНОСТЬ НЕСУЩЕГО КАНАТА ПОДВЕСНОЙ КАНАТНОЙ ДОРОГИ

В статье представлена методика расчета на прочность несущего каната подвесной канатной дороги с учетом сил кручения, возникающих при перемещении каната по башмаку линейной опоры.

Расчет несущего каната подвесных канатных дорог основан на предположении, что канат подвергается только растяжению [1, 2]. Однако наблюдения за работой подвесных канатных дорог дают основание предположить кручение несущих канатов, происходящее от сопротивления скольжению несущего каната относительно башмаков линейных опор.

Авторами теоретически и экспериментально доказано, что несущий канат от действия сил трения испытывает кручение, а его проволоки дополнительно нагружаются [3, 4, 5].

Для исследования влияния кручения, возникающего при перемещении несущего каната по башмаку линейной опоры канатной дороги на его прочность воспользуемся формулами, полученными в [3]:

– для участка раскручивания

$$\sigma_{\delta} = E \cdot \left(\left(\dot{\Delta} + \frac{P}{2} \right) \cdot \frac{1}{2A_{11}} \cdot \cos^2 \alpha + \frac{\dot{A}_{22} \cdot P}{\dot{A}_{11} \cdot \dot{A}_{22} - \dot{A}_{12}^2} \cdot \cos^2 \alpha - \right. \\ \left. - \frac{\dot{A}_{12}}{\dot{A}_{11} \cdot \dot{A}_{22} - \dot{A}_{12}^2} \cdot \frac{P}{2} \cdot r \cdot \sin \alpha \cos \alpha \right); \quad (1)$$

– для участка закручивания

$$\sigma_{\delta} = E \cdot \left(\left(\dot{\Delta} + \frac{P}{2} \right) \cdot \frac{1}{2A_{11}} \cdot \cos^2 \alpha - \frac{A_{22} \cdot P}{\dot{A}_{11} \cdot \dot{A}_{22} - \dot{A}_{12}^2} \cdot \cos^2 \alpha + \right. \\ \left. + \frac{A_{12}}{\dot{A}_{11} \cdot \dot{A}_{22} - \dot{A}_{12}^2} \cdot \frac{P}{2} \cdot r \cdot \sin \alpha \cos \alpha \right); \quad (2)$$

где σ_p – суммарное напряжение от растяжения и кручения несущего каната; $\dot{\Delta}, \Delta$ – соответственно, натяжение и сопротивление перемещению каната; \dot{A} – модуль упругости; r, α – соответственно, радиус и угол свивки слоя проволок каната; $\dot{A}_{11}, \dot{A}_{12}, \dot{A}_{22}$ – коэффициенты жесткости каната, определяемые из работы [6].

Пределы изменения сопротивления P по отношению к натяжению T , согласно [1], были приняты в пределах от 0 до 0,4.

Расчеты проводились для каната ГОСТ 3090 – 73 диаметром 45 мм при различных значениях $\frac{P}{T}$.

Результаты расчета напряжений представлены в табл. 1.

Растягивающие напряжения (МПа) в слоях проволок несущего каната ГОСТ 3090-73 диаметром 45 мм были определены при значении запаса прочности 2,8 в зависимости от продольных сил сопротивления трению несущего каната относительно башмаков линейных опор.

Табл. 1. Влияние кручения на напряжения растяжения проволок несущего каната

Номер слоя	Значения $\frac{P}{T}$					Деформация
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	
0	703	715	728	740	752	раскручивание
	703	620	538	455	372	закручивание
1	656	673	690	708	725	раскручивание
	656	573	490	407	325	закручивание
2	640	639	637	635	634	раскручивание
	640	578	516	453	391	закручивание
3	642	672	702	733	763	раскручивание
	642	547	453	358	264	закручивание
4	641	625	610	594	579	раскручивание
	641	592	544	495	446	закручивание
X	641	592	544	495	446	закручивание

Анализ данных табл. 1 показывает, что разность максимальных растягивающих напряжений при раскручивании и закручивании несущего каната, при отношении силы трения к натяжению несущего каната свыше 0,2 достигает 200 МПа и более. Вследствие этого быстрее наступит усталость материала канатной проволоки, и соответственно, снизится срок службы несущего каната. Для уменьшения напряжений в проволоках от кручения несущего каната и, соответственно, повышения его стойкости, отношение расчетной силы трения к натяжению несущего каната следует принимать не более 0,2.

Вследствие технологических несовершенств закрытые канаты изготавливаются с различными длинами проволок в одном слое. Поэтому короткие проволоки перегружаются, а длинные недогружаются, и сам канат принимает форму винтовой спирали с радиусом R_g , который является обобщенным показателем различия длин проволок каната.

Для обеспечения безопасности эксплуатации закрытых канатов подвесных канатных дорог было внесено допустимое значение радиуса волнистости $R_g = 1,055R_k$, полученное без учета кручения каната вследствие воздействия силы трения, возникающего при его перемещении относительно башмака линейных опор.

С целью уточнения влияния допустимого значения радиуса волнистости каната, запишем условие прочности наиболее нагруженной проволоки каната

$$\sigma_{\delta} + \sigma_{\dot{a}i\ddot{e}} \leq \frac{\sigma_{\dot{a}}}{Z}, \quad (3)$$

где σ_p – суммарное напряжение от растяжения каната и его кручения; σ_{σ} – предел прочности материала канатной проволоки; $\sigma_{\sigma_{\text{вол}}}$ – напряжение растяжения проволоки каната, имеющего волнистость и определяемого, согласно [7] по формуле

$$\begin{aligned} \sigma_{\dot{a}i\ddot{e}} &= \frac{\dot{A}\dot{O}R_{\dot{a}}}{\Delta} \left(\cos^2 \alpha \cdot \Delta_1 + r \cos \alpha \sin \alpha \cdot \Delta_2 + r \cos^2 \alpha \cdot \Delta_3 \right); \\ \Delta_1 &= A_{12} \cdot A_{24} - A_{14} \cdot A_{22}; \\ \Delta_2 &= A_{11} \cdot A_{24} - A_{14} \cdot A_{12}; \\ \Delta_3 &= A_{14} \cdot \Delta_1 - A_{24} \cdot \Delta_2 + A_{44} \cdot \Delta_3, \end{aligned} \quad (4)$$

здесь A_{14}, A_{24}, A_{44} – коэффициенты жесткости, учитывающие различие длин проволок в одном слое, определяемое из [7].

Экспериментальные испытания на разрыв несущего каната [1] при наличии изгиба и без него показали отсутствие снижения его разрывного усилия при действии поперечной нагрузки, причем во всех случаях обрыв каната происходил вне мест его закрепления.

Поэтому изгибные напряжения от поперечной нагрузки не были учтены в уравнении прочности несущего каната (3).

Авторами было проведено теоретическое исследование влияния кручения несущего каната от действия продольных сил сопротивления на радиус волнистости исходя из условия прочности несущего каната.

Для этого приведем зависимость (3) с учетом (1, 2, 4) к безразмерному виду:

$$\frac{R_{\dot{a}}}{r_k} \leq \frac{\frac{\sigma_{\dot{a}}}{z} - \sigma_{\delta} - \sigma_{\dot{a}i\ddot{e}}}{\dot{O} \cdot r_k \cdot E \cdot \left(\frac{\Delta_1}{\Delta} \cos^2 \alpha + \frac{\Delta_2}{\Delta} r_k \sin \alpha \cos \alpha + \frac{\Delta_3}{\Delta} r_k \cos^2 \alpha \right)}. \quad (5)$$

Расчеты, проведенные с использованием (1, 2, 4, 5), показали, что допустимое значение радиуса волнистости, полученного с учетом кручения составило $1,045 r_k$, что меньше в сравнении с [8] на $0,01 r_k$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Дукельский, А. И.** Подвесные канатные дороги и кабельные краны / А. И. Дукельский. – Л. : Машиностроение, 1966. – 482 с.
2. Подвесные канатные дороги / Беркман, Н. Б. [и др.]. – М. : Машиностроение, 1984. – 264 с.
3. **Хальфин, М. Н.** Кручение и волнистость несущих закрытых подвесных канатных дорог / М. Н. Хальфин, Е. В. Сорокина, Б. Ф. Иванов. – Юж.-Рос. техн. ун-т, Новочеркасск : УПЦ «Набла ЮРГТУ (НПИ), 2004. – 117 с.
4. **Хальфин, М. Н.** К расчету несущих закрытых канатов подвесных канатных дорог / М. Н. Хальфин, Е. В. Сорокина, Б. Ф. Иванов // Изв. Тульского гос.

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 литьевые 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