

ПУТИ СНИЖЕНИЯ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

In article results of researches on demanded power of a drive of the tape conveyor are resulted.

В настоящее время выпуск конкурентоспособной продукции возможен только в том случае, если будет обеспечена низкая себестоимость производства. Одну из статей себестоимости составляют затраты на электроэнергию, необходимые для выполнения транспортных технологических операций. Поиску путей снижения требуемой мощности привода, а значит, и себестоимости при транспортировании насыпных грузов на ленточных конвейерах посвящено данное исследование.

Для решения поставленной задачи была составлена математическая модель. Расчетная схема конвейера представлена на рис. 1.

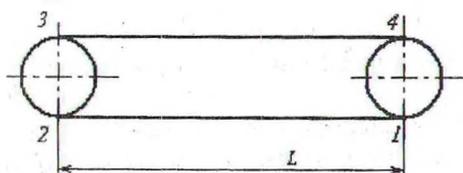


Рис. 1. Расчетная схема конвейера

Мощность на приводном валу конвейера P_0 , кВт, определим по формуле

$$P_0 = 0,001F_0V, \quad (1)$$

где F_0 – тяговая сила конвейера, Н; V – скорость перемещения ленты конвейера, м/с, при заданной производительности конвейера Q и ширине ленты B найдем по формуле

$$V = \frac{Q}{\left(\frac{B}{1,1} - 0,05\right)^2 \cdot \rho \cdot k \cdot k_p}, \quad (2)$$

где ρ – плотность транспортируемого материала, т/м³; k – коэффициент, зависящий от угла естественного откоса груза; k_p – коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера.

Тяговую силу F_0 определим по формуле

$$F_0 = F_{об} (e^{f_n \alpha} - 1), \quad (3)$$

где $F_{об}$ – сила натяжения ленты, сбегаящей с приводного барабана конвейера, Н, равная

$$F_{об} = \frac{1,05W_{1-2} + W_{3-4}}{e^{f_n \alpha} - 1,05}, \quad (4)$$

W_{1-2} – сила сопротивления движению ленты на холостой ветви конвейера, Н, определяемая по формуле

$$W_{1-2} = L(q_1 \omega_1 + q_3 \omega_2)g, \quad (5)$$

L – длина конвейера, м; q_1 – погонная масса 1 м ленты, кг/м, равная

$$q_1 = \rho B \delta, \quad (6)$$

ρ – плотность ленты, кг/м³; $\rho = 1100$ кг/м³; B , δ – соответственно ширина и толщина ленты, м; q_3 – масса вращающихся частей роликовых опор, приходящаяся на 1 м холостой ветви конвейера, кг/м, равная

$$q_3 = 0,5q_2, \quad (7)$$

q_2 – масса вращающихся частей роликовых опор, приходящаяся на 1 м рабочей ветви конвейера, кг/м, равная

$$q_2 = \frac{q_0 n}{L}, \quad (8)$$

q_0 – масса вращающихся частей одной роликовой опоры, кг, равная

$$q_0 = U \rho_p,$$

U – объем ролика, м³; ρ_p – плотность материала ролика, кг/м³; $\rho_p = 7900$ кг/м³; n – количество опор; ω_1 и ω_2 – коэффициенты сопротивления движению, равные [1, с. 364]

$$\omega_1 = \frac{2\mu + fd}{D} \quad \text{и} \quad \omega_2 = \frac{fd}{D}, \quad (9)$$

μ – коэффициент трения качения ленты о ролики; $\mu = 0,0015-0,002$; f – коэффициент трения в подшипниках качения; $f = 0,05$; d – внутренний диаметр подшипника, мм; $d = 20$ мм; D – диаметр ролика, мм; g – ускорение силы тяжести, м/с²; W_{3-4} – сила сопротивления движению ленты на рабочей ветви конвейера, Н, определяемая по формуле

$$W_{3-4} = L[(q + q_1)\omega_1 + q_2\omega_2]g, \quad (10)$$

q – масса перемещаемого груза, приходящаяся на 1 м рабочей ветви конвейера, кг, равная

$$q = 0,05B^2 \rho_{гр}, \quad (11)$$

$\rho_{гр}$ – плотность транспортируемого груза, кг/м³; f_n – коэффициент трения ленты о приводной барабан; α – угол обхвата барабана лентой, рад.

При этом должна быть обеспечена прочность ленты:

$$\frac{F_{об} e^{f_n \alpha}}{B \cdot z} \leq [F], \quad (12)$$

где z – количество тяговых прокладок в ленте; $[F]$ – максимально допустимая сила на разрыв 1 мм ширины ленты, Н.

На основании полученной математической модели было проведено компьютерное моделирование, ставившее целью определить, как влияет:

1) форма поперечного сечения рабочей ветви и ширина ленты на требуемую мощность привода;

2) ширина ленты и скорость ее перемещения на требуемую мощность привода;

3) диаметр роликов на требуемую мощность привода.

Для моделирования по первой и второй задачам были использованы следующие исходные данные: транспортируемый материал – влажный песок ($\rho = 1600 \text{ кг/м}^3$); производительность $Q = 500 \text{ т/ч}$; форма рабочей ветви конвейера: прямая и желобчатая; длина конвейера $L = 50 \text{ м}$; коэффициент сопротивления перемещению груза принимался по справочным данным [2, табл. 6.19], а не рассчитывался по формулам (9): на рабочей ветви конвейера при форме ветви: прямой $\omega_p = 0,035$; желобчатой $\omega_p = 0,04$; на холостой ветви конвейера $\omega_x = 0,035$. Расчет проводился для лент разной ширины (ГОСТ 20): 400 мм, 500 мм, 650 мм, 800 мм, 1000 мм, 1200 мм и 1400 мм.

Параметры, зависящие от ширины ленты, приведены в таблице.

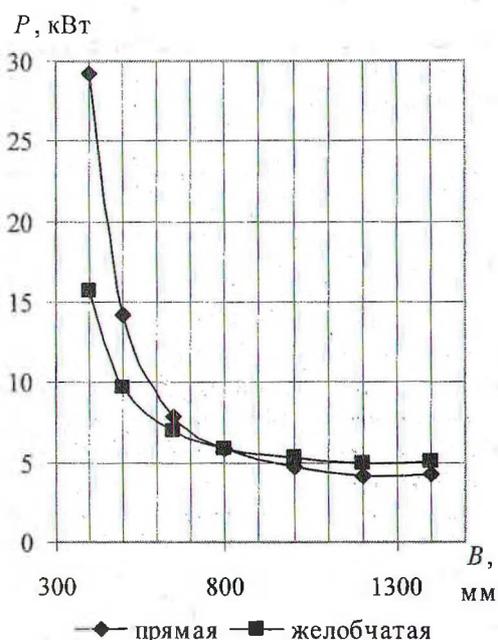


Рис. 2. Влияние ширины ленты B на требуемую мощность P привода

На рис. 2 представлен график, показывающий зависимость скорости ленты от ее ширины при заданной производительности.

Из графика видно, что при увеличении ширины ленты требуемая мощность привода уменьшается. При ширине ленты до 800 мм плоская форма рабочей ветви требует больше мощности, чем желобчатая. При дальнейшем увеличении ширины ленты плоская форма ленты становится менее энергоемкой.

На рис. 3 представлен график, показывающий зависимость требуемой мощности привода от ширины ленты.

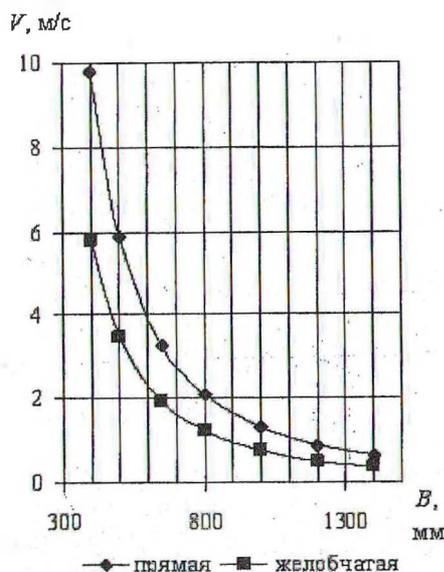


Рис. 3. Влияние ширины ленты B на требуемую скорость V перемещения ленты

Из графика видно, что скорость перемещения ленты при плоской форме должна быть примерно в 1,692 раза больше, чем при желобчатой. С увеличением ширины ленты скорость ее перемещения значительно снижается (примерно в 15 раз). С увеличением ширины ленты разница в требуемой скорости ленты уменьшается.

Результаты моделирования третьей задачи, выполненной по методике, изложенной выше, сравнивались с результатами, полученными по стандартной методике.

Таблица

Исходные данные

Параметры	При ширине ленты, мм						
	400	500	650	800	1000	1200	1400
Длина участка загрузки $L_{заг}$, м	1,4	1,4	1,3	1,3	1,2	1,2	1,1
Масса вращающихся частей одной роликоопоры, кг на ветви							
Холостая m_x	5,16	6,00	7,26	8,94	13,52	16,09	35,31
Рабочая (прямая) m_p	5,16	6,00	7,26	8,94	13,52	16,09	35,31
Рабочая (желобчатая) m_n	6,94	7,94	9,20	10,84	16,87	19,49	44,98
Расстояние между роликоопорами конвейера, м							
Холостая l_x	2,800	2,800	2,60	2,60	2,40	2,400	2,20
Рабочая l_p	1,400	1,400	1,30	1,30	1,20	1,200	1,10

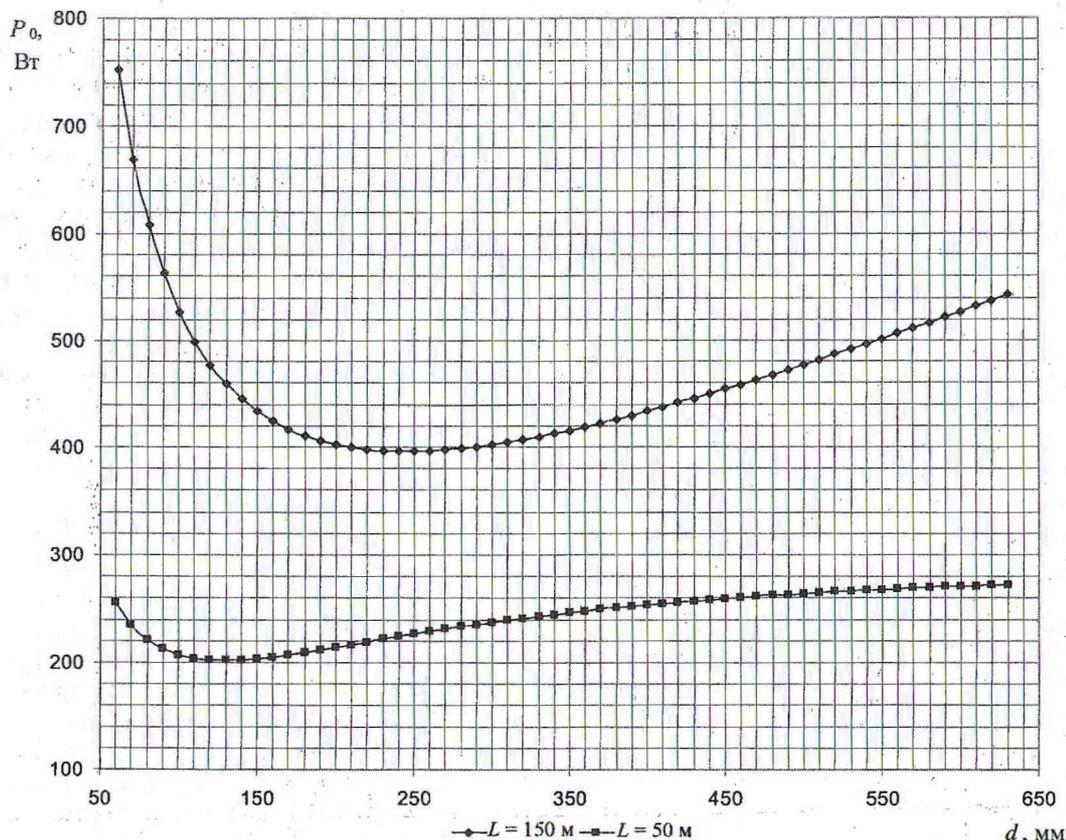


Рис. 4. Влияние диаметра D роликов на требуемую мощность P привода

Исходные данные: скорость ленты $V = 1$ м/с; ширина ленты $B = 500$ мм; толщина ленты $\delta = 14,5$ мм; плотность транспортируемого груза (влажные опилки) $\rho_{гр} = 500$ кг/м³; длина конвейера $L = 50$ м и $L = 150$ м; диаметр ролика D по рекомендациям [2, табл. 6.12] $D = 63$ мм (стандартная методика), D от 60 до 250 мм с шагом 10 мм (предлагаемая методика); коэффициенты сопротивления движению $\omega_1 = 0,022$ и $\omega_2 = 0,022$ [2, табл. 6.19] независимо от диаметра ролика (стандартная методика) рассчитывались по формуле (9) (предлагаемая методика). Результаты представлены на рис. 4.

Сравнив полученные результаты, можно сделать вывод, что увеличение диаметра ролика до определенной величины приводит к снижению требуемой мощности привода. Для рассматриваемого случая мощность уменьшилась на 18,9% при применении роликов диаметром $D = 130$ мм вместо рекомендуемого $D = 63$ мм. Снижение требуемой мощности вызвано уменьшением коэффициента сопротивления движению.

Дальнейшее увеличение диаметра ролика ведет к возрастанию мощности P_0 из-за увеличения

массы ролика q_0 , компенсирующей снижение коэффициента сопротивления движению ω .

Выводы

Чтобы получить минимальную мощность привода ленточного конвейера, необходимо:

- 1) выполнять расчет, приняв в качестве постоянного параметра ширину ленты B , а в качестве переменного – скорость перемещения V . Расчет вести для нескольких стандартных размеров ленты;
- 2) применять плоскую форму рабочей ветви конвейера;
- 3) использовать широкие ленты при невысокой скорости их перемещения;
- 4) применять ролики большого диаметра.

Литература

1. Таубер Б. А. Подъемно-транспортные машины. – М.: Лесная промышленность, 1980.
2. Кузьмин А. В., Марон Ф. Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. – Минск: Вышэйшая школа, 1983.