

С. А. Осоко, ассистент; Е. Е. Овчаренко, студентка; Е. В. Романова, студентка

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА НА ТРЕБУЕМУЮ МОЩНОСТЬ ПРИВОДА

In article results of research of influence of width of tape  $B$  are submitted, to speed of moving of tape  $V$  and a structure of a branch with a cargo on required capacity of a drive of the tape conveyor.

В деревообрабатывающей промышленности для транспортирования насыпных грузов (опилок, технологической щепы и т. д.) широко применяют ленточные конвейеры. Для изучения возможных путей снижения энергоемкости приводов конвейеров было проведено данное исследование. Определяли влияние скорости перемещения груза  $V$ , ширины ленты  $B$  и профиля рабочей ветви конвейера на требуемую мощность привода  $P$ , которую рассчитывают по формуле

$$P = \frac{K \cdot F_0 \cdot V}{10^3 \cdot \eta_{\text{бар}} \cdot \eta_{\text{пр}}}, \quad (1)$$

где  $K$  – коэффициент запаса;  $F_0$  – тяговая сила конвейера, Н;  $V$  – скорость перемещения ленты, м/с;  $\eta_{\text{бар}}$  – КПД приводного барабана ленточного конвейера;  $\eta_{\text{пр}}$  – КПД передач привода.

Тяговую силу конвейера  $F_0$  определим по формуле

$$F_0 = F_{\text{max}} - F_{\text{min}}, \quad (2)$$

где  $F_{\text{max}}$  – натяжение в набегающей на приводной барабан ветви ленты, Н;  $F_{\text{min}}$  – натяжение в сбегающей с приводного барабана ветви конвейера, Н.

Расчетная схема конвейера представлена на рис. 1.

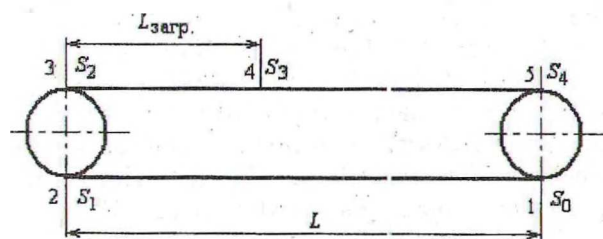


Рис. 1. Расчетная схема конвейера

Максимальное и минимальное натяжение определялось методом обхода по контуру. Конвейер был разделен на участки с одинаковым типом сопротивлений на каждом из них.

Сопротивление движению на прямолинейном участке холостой ветви конвейера (участок 1–2, рис. 1) определим по формуле

$$S_{1-2} = \omega_x g (q_p^x L^x + q_n L_r^x) - q_n g H^x, \quad (3)$$

где  $\omega_x$  – коэффициент сопротивления переме-

щению груза на холостой ветви конвейера;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $q_p^x$  – погонная масса вращающихся частей роlikоопор холостой ветви конвейера, кг/м, определяемая по формуле

$$q_p^x = \frac{m_x}{l_x}, \quad (4)$$

$m_x$  – масса вращающихся частей одной роlikоопоры на холостой ветви конвейера, кг;  $l_x$  – расстояние между роlikоопорами на холостой ветви конвейера, м;  $L^x$  – длина холостого участка, м;  $q_n$  – погонная масса 1 м ленты, кг/м, определяемая по формуле

$$q_n = q_n^1 \cdot B, \quad (5)$$

$q_n^1$  – масса 1 м<sup>2</sup> ленты, кг;  $B$  – ширина ленты, м;  $L_r^x$  – длина горизонтальной проекции участка холостой ветви конвейера, м;  $H^x$  – длина вертикальной проекции участка холостой ветви конвейера, м.

Силу натяжения ленты в точке 2 рассчитаем по формуле

$$F_2 = F_1 + S_{1-2}. \quad (6)$$

Сопротивление на поворотном участке (2–3) определим по формуле

$$S_{2-3} = (k_n - 1) F_1, \quad (7)$$

где  $k_n$  – коэффициент увеличения натяжения тягового органа от сопротивления на поворотном пункте.

Силу натяжения ленты в точке 3 находим по формуле

$$F_3 = F_2 + S_{2-3}. \quad (8)$$

Сопротивление на участке загрузки (3–4) определяется как сумма сопротивлений при сообщении грузу скорости тягового органа и сопротивлений от направляющих бортов загрузочного лотка по формуле

$$S_{3-4} = \frac{QgV}{36} + 50L_{\text{загр}}, \quad (9)$$

где  $L_{\text{загр}}$  – длина участка загрузки, м.

Силу натяжения ленты в точке 4 определим по формуле

$$F_4 = F_3 + S_{3-4}. \quad (10)$$

Сопротивление на прямолинейном загруз-

женном участке рабочей ветви (участок 4-5)

$$S_{4-5} = (q + q_n)gH + \omega_p g[(q + q_n)L_r^r + q_p^p L^r], \quad (11)$$

где  $\omega_p$  – коэффициент сопротивления перемещению груза на рабочей ветви конвейера;  $q$  – масса груза, приходящаяся на 1 погонный метр, кг/м, определяемая по формулам:

для прямой формы роликоопоры

$$q = 0,05 \cdot B^2 \cdot \rho, \quad (12, a)$$

для желобчатой формы роликоопоры

$$q = 0,11 \cdot B^2 \cdot \rho, \quad (12, б)$$

где  $B$  – ширина ленты, м;  $\rho$  – плотность транспортируемого груза, кг/м<sup>3</sup>;  $L_r^r$  – длина горизонтальной проекции загруженного участка, м;  $q_p^p$  – погонная масса вращающихся частей роликоопор рабочей ветви конвейера, кг/м:

$$q_p^p = \frac{m_p}{l_p}, \quad (13)$$

$m_p$  – масса вращающихся частей одной роликоопоры на рабочей ветви конвейера, кг;  $l_p$  – расстояние между роликоопорами на рабочей ветви конвейера, м;  $L^r$  – длина загруженного участка, м;  $H$  – высота подъема груза, м.

Силу натяжения ленты в точке 5 определим по формуле

$$F_5 = F_4 + S_{4-5}. \quad (14)$$

Натяжение ленты в точке 1 определим из уравнения Эйлера

$$F_5 = F_1 e^{\mu \alpha}, \quad (15)$$

где  $e$  – основание натурального алгоритма;  $\mu$  – коэффициент трения между барабаном и лентой;  $\alpha$  – угол охвата барабана лентой, рад.

Подставив в формулу (15) формулы (6), (8), (10) и (14), найдем натяжение ленты в точке 1:

$$F_1 = \frac{k_n \cdot S_{1-2} + S_{3-4} + S_{4-5}}{e^{\mu \alpha} - 1}. \quad (16)$$

При этом должна быть обеспечена прочность ленты:

$$\frac{F_5}{B \cdot z} \leq [F], \quad (17)$$

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

В настоящее время ширина ленты  $B$  рассчитывается для заданной производительности  $Q$  и скорости перемещения ленты  $V$ . В этом случае получается неоптимальное значение мощности привода конвейера. В проведенном исследова-

нии в качестве расчетного параметра использовали скорость перемещения ленты  $V$ , так как ее значение выбирается не из дискретного ряда значений, как ширина ленты. Скорость перемещения  $V$  при заданной производительности конвейера  $Q$  и ширине ленты  $B$  найдем по формуле

$$V = \frac{Q}{\left(\frac{B}{1,1} - 0,05\right)^2 \cdot \rho \cdot k \cdot k_\beta}, \quad (18)$$

где  $\rho$  – плотность транспортируемого материала, т/м<sup>3</sup>;  $k$  – коэффициент, зависящий от угла естественного откоса груза;  $k_\beta$  – коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера.

На основании полученной математической модели (формулы (1)–(18)) было проведено компьютерное моделирование по следующим исходным данным:

транспортируемый материал – влажный песок ( $\rho = 1600$  кг/м<sup>3</sup>);

производительность  $Q = 500$  т/ч;

форма рабочей ветви конвейера: прямая и желобчатая;

длина конвейера  $L = 50$  м;

коэффициент сопротивления перемещению груза: на рабочей ветви конвейера при форме ветви: прямой  $\omega_p = 0,035$ ; желобчатой  $\omega_p = 0,04$ ; на холостой ветви конвейера  $\omega_x = 0,035$ .

Параметры, зависящие от ширины ленты, приведены в таблице.

На рис. 2 представлен график, показывающий зависимость скорости перемещения ленты от ее ширины при заданной производительности. На рис. 3 дан график зависимости требуемой мощности привода от ширины ленты.

В результате анализа полученных результатов сделаны следующие выводы.

1. При заданной производительности  $Q$  и одинаковой ширине ленты  $B$  скорость перемещения ленты при плоской форме рабочей ветви должна быть в 1,692 раза больше, чем при желобчатой.

2. С увеличением ширины ленты требуемая скорость ее перемещения при заданной производительности значительно снижается (примерно в 15 раз, независимо от формы рабочей ветви конвейера).

3. При ширине ленты до 800 мм мощность привода конвейера с желобчатой формой рабочей ветви меньше, чем у конвейера с плоской формой. При увеличении ширины ленты разница значительно уменьшается (с 13 кВт до 0 кВт). При дальнейшем увеличении ширины ленты плоская форма обеспечивает меньшую энергоемкость привода.

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 роlikоопоры, 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) $m_p$	6,94	7,94	9,20	10,84	16,87	19,49	44,98
Расстояние между роlikоопорами конвейера, м							
холостая $l_x$	2,800	2,800	2,600	2,600	2,400	2,400	2,200
рабочая $l_p$	1,400	1,400	1,300	1,300	1,200	1,200	1,100

4. Оптимальной, по критерию требуемой мощности привода, является плоская форма рабочей ветви конвейера.

5. Увеличение ширины ленты при увеличении скорости ее перемещения позволяет значительно снизить требуемую мощность привода конвейера.

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 ленты с грузом  $V$ ;

2) расчет необходимо выполнять для нескольких стандартных размеров ленты по ширине;

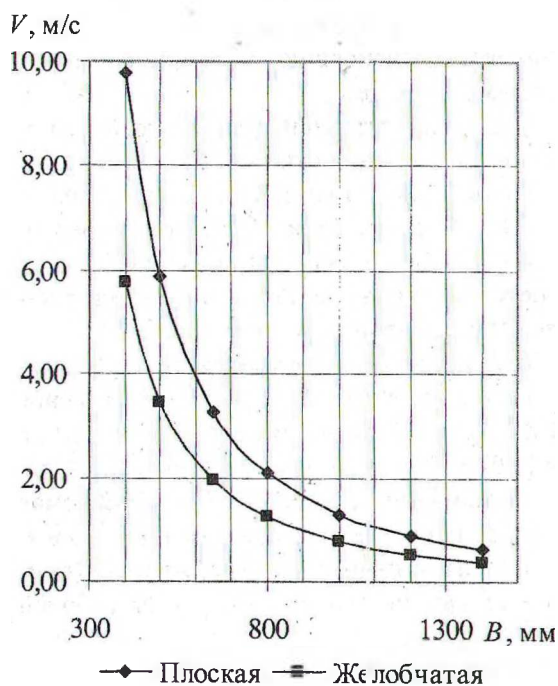


Рис. 2. Влияние ширины ленты  $B$  на требуемую скорость  $V$  перемещения ленты

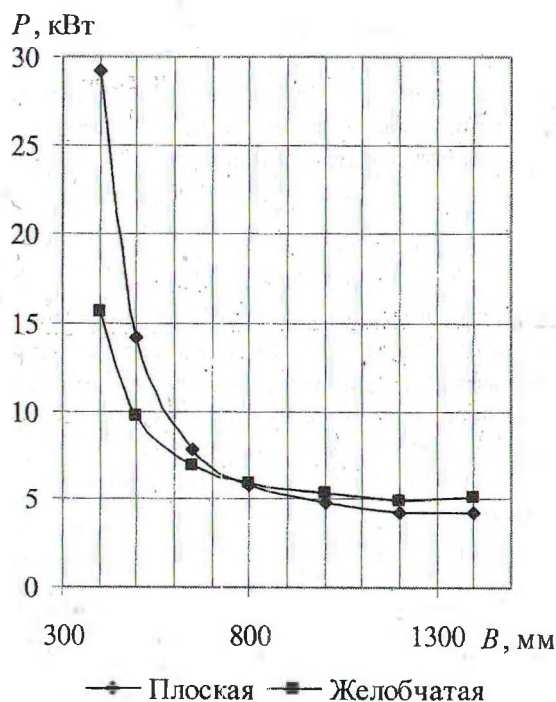


Рис. 3. Влияние ширины ленты  $B$  на требуемую мощность  $P$  привода

3) применять плоскую форму рабочей ветви конвейера.

4) необходимо использовать широкие ленты при невысокой скорости их перемещения

Литература

1. Таубер Б. А. Подъемно-транспортные машины. – М.: Экология, 1991.
2. Кузьмин А. В., Марон Ф. Л. Справочник по расчетам подъемно-транспортных устройств. – Мн.: Вышэйшая школа, 1983. – С. 350.
3. Бруевич Ю. А., Трофимов С. П. Методическое пособие по разделу «Тяговый расчет конвейеров». – Мн.: БТИ им. С. М. Кирова, 1986.