



УДК. 621,867

Мудров Александр Григорьевич

Доктор технических наук, профессор

E-mail: Alexmudrov42@rambler.ru

Казанский государственный архитектурно-строительный университет

Адрес организации: 420043, Россия, г. Казань, ул. Зеленая, д. 1

Расчет транспортирующих машин

Аннотация

Постановка задачи. Транспортирующие машины – ленточные конвейеры, ковшовые элеваторы, скребковые конвейеры и др. широко используются в погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских операциях в строительной и других отраслях техники. В производственных условиях часто возникает необходимость использования транспортирующих устройств непосредственно по месту применения, где известные устройства могут не вписаться по габаритам, траекториям движения или другим производственным требованиям, кроме того их не всегда можно срочно приобрести, к тому же они дорогие по цене. Поставлена задача – произвести расчет любой из транспортирующих машин под соответствующие производственные условия и предложить изготовление собственными силами.

Результаты. Проведены теоретические предпосылки и показан пример расчета производственного ленточного конвейера по заданным параметрам. Определены все элементы устройства, проверены на прочность, показаны варианты изготовления конвейера в условиях мелкосерийного производства. Доказана возможность обеспечения строительного производства транспортирующими машинами собственным производственным оборудованием.

Выводы. Значимость полученных результатов для строительной отрасли заключается в том, что любое из транспортирующих машин для нужд предприятия можно спроектировать и изготовить собственными силами с привязкой к конкретному месту использования с минимальными материальными затратами, используя вышеизложенный материал статьи.

Ключевые слова: транспортирующие машины, ленточные конвейеры, строительное производство, расчет параметров машины.

Введение

Транспортирующие машины имеют фундаментальное значение во всех сферах производственной деятельности человека. Транспортное машиностроение имеет многовековую историю и, пожалуй, является более древним, чем любая отрасль машиностроения.

Каждое из производств имеет средства механизированного межоперационного транспорта погрузочно-разгрузочных и транспортных работ.

Область применения транспортирующих машин там, где необходима высокая подача (производительность) и большая длина транспортирования [1].

Существует большое конструктивное многообразие транспортирующих машин, классификация которых показана на рис. 1.

Наиболее распространены в использовании, в том числе и в строительной отрасли, ленточные конвейеры, которые возьмем в качестве примера расчета. Схема ленточного конвейера показана на рис. 2.

Конструкция ленточного конвейера включает источник привода с приводным барабаном 1, загрузочный и разгрузочный бункеры 2, отклоняющий ролик 3, ролик очистки 4 в виде щеточного барабана, отклоняющих барабанов 5, натяжной барабан 6. В качестве амортизирующих элементов ленты использованы роликкоопоры 7, и для поддержки ленты 9 служат холостые 8 и грузовые 10 роликкоопоры [2].

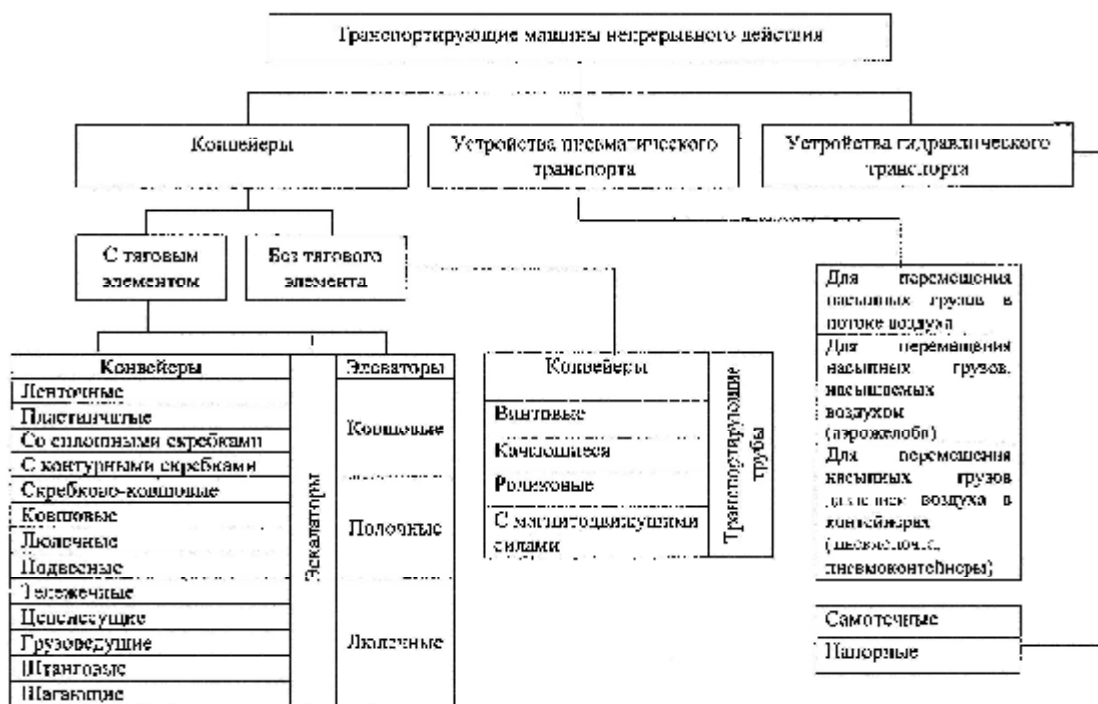


Рис.1. Классификация транспортирующих машин

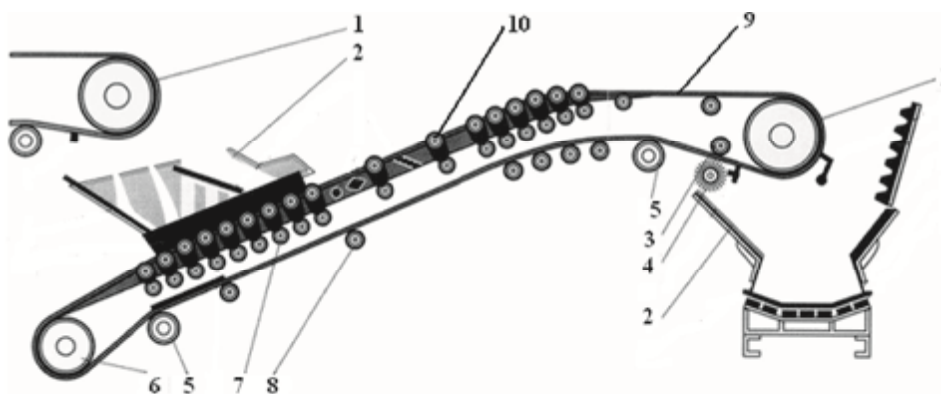


Рис. 2. Схема ленточного транспортера:

- 1 – барабан привода ленты; 2 – загрузочный и разгрузочный бункера; 3 – отклоняющий ролик;
- 4 – ролик очистки; 5 – отклоняющий барабан; 6 – натяжной барабан; 7 – ролик опоры;
- 8 – холостые ролик опоры; 9 – лента; 10 – грузовые ролик опоры

В России имеется несколько производственных предприятий, изготавливающих транспортирующие машины, в том числе, ленточные конвейеры: НСИБ – Новосибирский завод оборудования для производства газобетона, Курганский механический завод Мельмаш, «Горняк» – заводы конвейерного оборудования, расположенные в городах Москва, Екатеринбург, Красноярск.

Но, как отмечалось ранее, готовые изделия могут не удовлетворять заказчика по многим показателям, в этом случае целесообразно изготовить устройство, отвечающее всем требованиям потребителя.

Исследование и анализ результатов

Расчет конвейера проводится с целью определения размеров ленты и других составных частей, обеспечивающих требуемую подачу и долговечность конвейера, определение силовых воздействий на элементы конвейера, проверка их прочности, выбор типовых изделий: электродвигателя, муфты, редуктора, других комплектующих изделий [3].

Исходными данными для расчета являются: Π – подача, т/ч; траектория движения груза, физико-механические свойства груза, место и условия монтажа, удобство обслуживания и т.д.

Для всех типов транспортирующих машин справедлива единая формула подачи, т/ч (производительность, по старой терминологии), которая очень проста:

$$\Pi = 3,6 q \cdot v, \quad (1)$$

где q – погонная масса груза, кг/м; v – скорость транспортирования груза, м/с.

Погонная масса груза выражается через параметры рабочего желоба конвейера, который может быть: однороликовый, двухроликовый и трехроликовый. Математически погонная масса выражается, например, для трехроликового желоба следующим выражением:

$$q = \gamma \psi (0,16B^2 \operatorname{tg} \varphi + 0,12B^2 \operatorname{tg} \alpha), \quad (2)$$

где γ – плотность груза, кг/м³; ψ – коэффициент заполнения рабочего объема желоба; B – ширина ленты, м; φ – угол естественного откоса груза; α – угол наклона роликоопор желоба.

Подставив выражение (2) в (1), определяется ширина ленты B :

$$B = \sqrt{\frac{\Pi}{3,6\gamma\psi(0,16\operatorname{tg}\varphi + 0,12\operatorname{tg}\alpha)}}. \quad (3)$$

Определенная по этим условиям ширина ленты – B – уточняется по ГОСТ 20-85 ($B=300,400,500,650,800,1000,1200,1400,\dots,3000$ мм).

Ориентировочно определяется толщина ленты, зависящая от количества несущих прокладок (3...10) и толщины верхнего и нижнего вулканизационных защитных слоев резины, далее назначаются диаметры барабанов, роликоопор, расстояния между ними, принимается по рекомендациям скорость транспортирования груза. Вычерчивается схема конвейера в определенном масштабе.

После назначения геометрических параметров конвейера необходимо определить силовые параметры на участках траектории груза, максимальное натяжение в ленте, мощность транспортирования, гарантированное условие работоспособности привода ленты барабаном без буксования [4].

Следует отметить, что сопротивление перемещения груза будет пропорционально зависеть от длины транспортирования, траектории движения и от тяговой характеристики приводного барабана.

Натяжение ленты в характерных точках конвейера можно определить через натяжение в предыдущей точке плюс сопротивление на участке от предыдущей точки до определяемой. Для этой цели разбивают контур конвейера на участки с одинаковой кривизной (одинаковым сопротивлением на участке), обозначают точки разграничения, начиная со сбегающей ветви барабана, например, точкой 1. В этой точке натяжение ленты пока неизвестно, обозначается это натяжение как S_1 . Тогда натяжение во второй точке определится как натяжение в первой точке плюс потери на сопротивление движению ленты от точки 1 до 2 точки (силы трения), т.е.:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2}; S_3 = S_2 + W_{2-3} = S_1 + W_{1-3}; S_4 = S_3 + W_{3-4} = S_1 + W_{1-4}; S_5 = S_4 + W_{4-5} = S_1 + W_{1-5}; \dots \quad (4)$$

Если число характерных точек равно n , то сила натяжения ветви, набегающей на приводной барабан, равна:

$$S_n = S_1 + W_{1-n}. \quad (5)$$

Формула (5) выражает силу натяжения S_n в набегающей ветви барабана и силу натяжения S_1 в сбегающей ветви через силу сопротивления W_{1-n} от первой точки до n точки. Сила сопротивления W_{1-n} будет выражена, каким-то численным значением, в Ньютонах.

Между приводным барабаном и лентой недопустимо буксование, условие отсутствия буксования определяется формулой Эйлера:

$$S_n = S_1 \cdot e^{f\alpha}, \quad (6)$$

где e – основание натурального логарифма, ($e=2,71$), f – коэффициент трения между барабаном и лентой, $f=0,1-0,4$; α – угол охвата барабана лентой, в радианах [5].

Таким образом, условие работоспособности ленточного конвейера определяется двумя уравнениями (5 и 6) с двумя неизвестными S_n и S_1 . Решение этих уравнений дает численное значение силы в набегающей S_n и сбегающей S_1 ветвях.

Подставляя значение силы S_1 в формулы (4) определяются силы натяжения в любой точке контура. Это необходимо знать для определения силы натяжения ленты натяжным

барабаном, проверки правильности расстояния между грузовыми и холостыми роlikоопорами, проверки прочности ленты, определение мощности транспортирования.

Определение сил сопротивления перемещения ленты с грузом и без груза будет рассмотрено в примере числового расчета конвейера.

Расчет ленточного конвейера

Примем следующие исходные данные: подача $\Pi=350$ т/ч; груз, песок ($\gamma=2000$ кг/м³, угол естественного откоса груза в покое $\varphi=45^\circ$, при движении – $0,35 \cdot 45^\circ$), угол наклона конвейера $\beta=18^\circ$, угол наклона боковых роlikоопор рабочего желоба $\alpha=20^\circ$, длина участков – $\ell_1=30$ м, $\ell_2=40$ м.

1. По рекомендациям [6] по типу груза назначается максимально допустимая скорость транспортирования груза из условия отсутствия выдувания песка с ленты воздушным потоком, для песка $v=2,2$ м/с.

2. По значению подачи $\Pi=350$ т/ч принимается трехроlikовый рабочий желоб.

3. В соответствии с типом рабочего желоба выводится формула определения ширины ленты B (формула, выражение (3) была представлена ранее):

$$B = \sqrt{\frac{\Pi}{3,6\gamma v (0,16tg\beta + 0,12tg\alpha)}} = \frac{350}{3,6 \times 2000 \times 2,2 \times 0,8 (0,16tg(0,35 \times 45^\circ) + 0,12tg20^\circ)} = 0,539 \text{ м.}$$

По ГОСТ 20-85 принимается ширина $B=650$ мм ленты из ряда стандартных размеров: 400, 500, **650**, 800, 1000... Материал кордовых прокладок Бельтинг-820, предел прочности $K_p=550$ Н/см.

Толщина ленты δ из данного материала включает толщину количества прокладок от 3 до 10 при толщине одной прокладки $a=1,25$ мм, толщину верхнего защитного слоя $\delta_1=1,5$ мм, нижнего слоя $\delta_2=1,0$ мм. Примем предварительно минимальное количество прокладок, равное 3, тогда толщина $\delta=3 \cdot 1,25+1,5+1,0=6,25$ мм. Толщина будет проверяться после определения максимального натяжения в ленте.

4. Определяются диаметры барабанов и роlikоопор. Диаметры приводного и натяжного барабанов определяются по условию $D > 130i$ (i -количество прокладок) – $D=130 \cdot 3=390$ мм. По ГОСТ 22646-77 уточняется диаметр барабана из ряда чисел: 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630... Принимаем диаметр, равный 400 мм.

Диаметр роlikоопор определяется по ГОСТ 22646-77 по условию – при $B=400-800$ мм и плотности груза $\gamma=1,6$ т/м³, $d=89$ мм; при $B=400-1200$ мм и плотности $\gamma=2,0$ т/м³, $d=108$ мм. При нашем значении $B=650$ мм и плотности песка $\gamma=2,0$ т/м³, принят диаметр роlikоопор $d=108$ мм.

Конструктивно принимается расстояние между грузовыми роlikоопорами $\ell_z=1,4$ м, между холостыми роlikоопорами $\ell_x=2,6$ м.

5. Определение погонных нагрузок от груза, ленты и роlikоопор грузовых (верхних) и холостых (нижних).

- От груза:

$$q = \frac{\Pi \gamma g}{3,6 v} = \frac{350 \times 9,81}{3,6 \times 2,2} = 440 \text{ Н/м;}$$

- от ленты $q_l=1,1 B \delta g=1,1 \cdot 0,65 \cdot 6,25 \cdot 9,81=45$ Н/м;

- от грузовых роlikоопор $q_z=(10B+7)g/\ell_z=(10 \cdot 0,65+7)9,81/1,4=96$ Н/м;

- от холостых роlikоопор $q_x=(10B+3)g/\ell_x=(10 \cdot 0,65+3)9,81/2,6=36$ Н/м.

6. Определяются по таблице в зависимости от особенности конструкции опорных роlikов комплексные коэффициенты сопротивления, для грузовой ветви $\omega_z=0,04$ и для холостой $\omega_x=0,035$ [7].

7. Определяются натяжения в отмеченных точках контура конвейера, используя выражения (4). Предварительно обозначим натяжение в точке 1, как S_1 , оно нам неизвестно (рис. 3). Тогда натяжение в точке 2 будет равно $S_2 = S_1 + W_{1-2}$ (здесь W_{1-2} – сопротивление перемещению ленты от точки 1 до точки 2), оно определяется:

$$W_{1-2}=(q_l+q_x)\omega_x \cdot \ell_2=(45+36) \cdot 0,035 \cdot 40=113 \text{ Н. и } S_2=S_1 + 113 \text{ Н.}$$

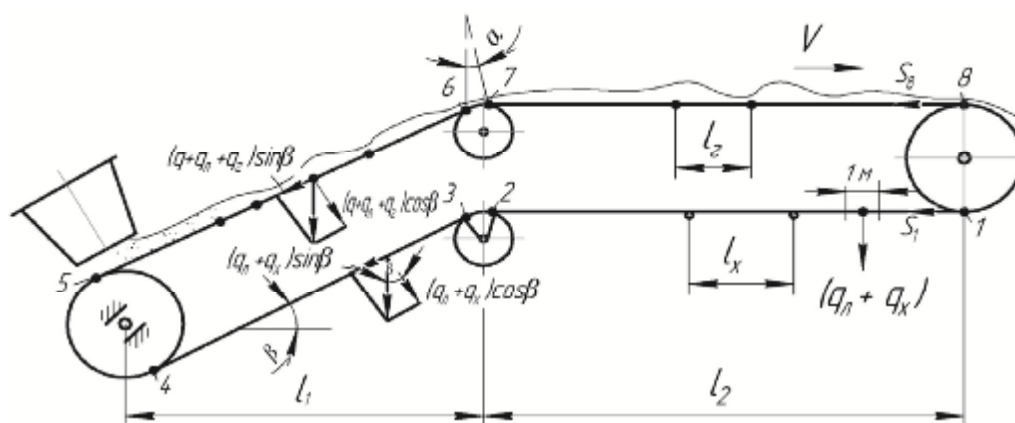


Рис. 3. Схема к определению натяжений в точках ленточного конвейера

Натяжение в точке 3, $S_3 = S_2 + W_{2-3}$ или $S_3 = K_2 \cdot S_2 = 1,03 (S_1 + 113) = 1,03 S_1 + 116$ Н. (здесь K_2 – коэффициент потерь, зависящий от угла охвата барабана лентой, при угле $< 90^\circ$ $K_2 = 1,03$, при угле $> 90^\circ$ и $< 180^\circ$ $K_2 = 1,04$, при угле $> 180^\circ$ $K_2 = 1,05$).

Натяжение в точке 4 определится $S_4 = S_3 + W_{3-4}$. Сопротивление перемещению от точки 3 до точки 4 равно:

$$W_{3-4} = [(q_L + q_X) \omega_X \cos \beta - (q_L + q_X) \sin \beta] l_1 / \cos \beta = [(45 + 36) \cos 18^\circ \cdot 0,035 (45 + 36) \sin 18^\circ] 30 / \cos 18^\circ = -663 \text{ Н}$$

и $S_4 = S_3 + W_{3-4} = 1,03 S_1 + 116 - 663 = 1,03 S_1 - 547$ Н.

Натяжение в точке 5 определится $S_5 = S_4 + W_{4-5} = K_2 \cdot S_4 = 1,05 (1,03 S_1 - 547) = 1,08 S_1 - 547 + 27 = 1,08 S_1 - 520$, т.е. $S_5 = 1,08 S_1 - 520$ Н.

Натяжение в точке 6, $S_6 = S_5 + W_{5-6}$. Сопротивление перемещения W_{5-6} определится

$$W_{5-6} = [(q_L + q_L + q_L) \omega_L \cos \beta + (q_L + q_L + q_L) \sin \beta] l_1 / \cos \beta = [(440 + 45 + 96) 0,04 \cdot 0,95 + (440 + 45 + 96) 0,3] 30 / 0,95 = 6189 \text{ Н}$$

и $S_6 = 1,08 S_1 - 520 + 6189 = 1,08 S_1 + 5669$ Н.

Натяжение в точке 7 составит $S_7 = S_6 \cdot e^{\alpha \omega} = (1,08 S_1 + 5669) \cdot 2,71^{0,26 \cdot 0,04} = 1,09 S_1 + 5725$ Н.

Натяжение в точке 8 составит $S_8 = S_7 + W_{7-8}$, сопротивление W_{7-8} определится

$$W_{7-8} = (q_L + q_L + q_L) \omega_L \cdot l_2 = (440 + 45 + 96) \cdot 0,04 \cdot 40 = 929 \text{ Н}$$

и $S_8 = 1,09 S_1 + 5725 + 929 = 1,09 S_1 + 6654$ Н.

Таким образом, первое уравнение, связывающее натяжения ветвей ленты на приводном барабане и сопротивление перемещения, имеет вид $S_8 = 1,09 \cdot S_1 + 6654$.

По условию работоспособности натяжения в ленте должно соблюдаться условие

$$\text{Эйлера, т.е. } S_8 = S_1 \cdot e^{\alpha \omega} = S_1 \cdot 2,71^{0,04 \cdot 3,14} = 3,05 S_1 \text{ или } S_8 = 3,05 S_1.$$

Итак, получены два уравнения $S_8 = 1,09 \cdot S_1 + 6654$, $S_8 = 3,05 \cdot S_1$.

Решение уравнений дает значение $S_1 = 2796$ Н и $S_8 = 9702$ Н.

8. Определяется проверка выбора толщины ленты по коэффициенту запаса

прочности по формуле:

$$K = \frac{i \cdot B \cdot K_p}{S_{\max}} = \frac{3 \cdot 65 \cdot 550}{9702} = 11,05^3 [K], \quad (7)$$

где i – количество прокладок в ленте; B – ширина ленты, см; K_p – предел прочности

ленты, Н/см; S_{\max} – максимальное натяжение в ленте, Н.

Допускаемый коэффициент запаса прочности $[K] = 9-11$ для Бельтинга Б-820,

следовательно, количество прокладок $i = 3$ и толщина ленты $\delta = 6,25$ мм остаются без

изменений [8].

9. Определяется правильность принятого ранее расстояния 1,4 м между грузовыми

роликооперами по формуле:

$$f = \frac{(q + q_L) l_z^2}{8 S_{\min}} \cdot \epsilon [f_z] \quad f = \frac{(440 + 45) \cdot 1,4^2}{8 \cdot 2499,68} = \frac{9506}{19997,44} = 0,47 \text{ м} \quad (8)$$

Минимальное значение натяжения $S_{\min} = S_5 = 1,08 S_1 - 520 = 1,08 \cdot 2796 - 520 = 2499,68$ Н.

Допускаемое значение прогиба $[f_r] = (0,025 - 0,032) \cdot 1,4 = (0,035 - 0,044)$ м. Действующее

значение прогиба 0,47 м больше допускаемого (0,25-0,17) м, следует уменьшить принятое

расстояние 1,4 м до (1,1-1,2) м.

Проверка расстояния между холостыми роликооперами, принятое ранее равным 2,6 м по формуле:

$$f = \frac{q_x l_x^2}{8S_{\min}} \times [f_x] \quad f = \frac{45 \times 2,6^2}{8 \times 2332,68} = \frac{3042}{18661,44} = 0,16 \text{ м.} \quad (9)$$

Минимальное натяжение для холостой ветви будет равно $S_{\min}=S_4=1,03S_1-547=2332,68$ Н.

Допускаемое значение прогиба ленты $[f_x]=(0,025-0,032) \cdot 2,6=(0,065-0,083)$ м. Действующее значение прогиба 0,16 м больше допускаемого (0,065-0,083) м, следует уменьшить принятое расстояние 2,6 м до (2,1-2,2) м.

10. Определяется мощность на барабане по формуле:

$$N = \frac{(S_8 - S_1) \cdot V \cdot K}{1000} = \frac{(9702 - 2796) \cdot 2,2 \cdot 1,05}{1000} = 15,952 = 16 \text{ кВт.} \quad (10)$$

Здесь K – коэффициент потерь на барабане, равен 1,05.

Определяется мощность электродвигателя по формуле:

$$N_3 = N / \eta = 16 / 0,8 = 20 \text{ кВт,}$$

здесь η – общий КПД передаточного механизма, пока ориентировочно принято 0,8, так как неизвестен редуктор.

По $N_3=20$ кВт выбирается электродвигатель, у которого мощность равна или чуть больше расчетной. Подходит электродвигатель 4А200М6У3, его мощность 22 кВт, $n=975 \text{ мин}^{-1}$, диаметр вала 55 мм, конический конец.

11. Определяется частота вращения барабана по формуле:

$$n_6 = \frac{60 \cdot V}{\pi D_6} = \frac{60 \cdot 2,2}{3,14 \cdot 0,4} = 105,1 \text{ мин}^{-1}. \quad (11)$$

12. Определяется передаточное отношение редуктора по формуле:

$$u = n_3 / n_6 = 975 / 105,1 = 9,28. \quad (12)$$

13. По $u=9,28$, с учетом крутящего момента на барабане ($M=0,5(S_8-S_1)D_6=0,5(9702-2796) \cdot 0,4=1381,2$ Н·м=1,4 кН·м) подбирается планетарный редуктор, у которого $u=10,0$, $M=2,0$ кН·м, диаметр вала 45 мм.

14. По моменту на валах с учетом диаметров соединяемых валов подбирается муфта для соединения валов электродвигателя и редуктора. Момент на валу электродвигателя определяется формулой:

$$M_6 = M_3 = 1000N / \omega = 1000 \cdot 22 / 102,05 = 215,6 \text{ Н·м.} \quad (13)$$

Здесь $\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 975 / 30 = 102,05$ рад/с. Момент на валах берется с учетом коэффициента запаса $K=2$, следовательно, по $M = K \cdot M_3 = 2 \cdot 215,6 = 431$ Н·м и диаметрам валов $d_3=55$ мм и $d_p=45$ мм подбирается упруго- втулочная муфта, подходит МУВП-6, у которой $M=500$ Н·м и диапазон отверстий для соединяемых валов от 40 до 56 мм. Муфта удовлетворяет требованиям выбора.

15. Для обеспечения работоспособности конвейера необходимо поддерживать расчетное натяжение ветвей ленты на приводном барабане. Натяжение регулируется перемещением натяжного барабана, для чего нужно знать какое усилие к нему необходимо приложить. Регулировка может производиться винтовым соединением, посредством пружин, но здесь трудно осуществить контроль силы натяжения [9,10].

На наш взгляд, самым оптимальным натяжным устройством является подвес груза к подвижной опоре вала барабана. Точный вес груза легко определяется расчетом. На рис. 3 приведена схема определения натяжений в характерных точках контура. На концевой натяжной барабан в точках 4 и 5 действуют расчетные натяжения S_4 и S_5 . На основании положения о равновесии системы сил теоретической механики сумма сил S_4 и S_5 будет равна силе натяжения барабана или весу груза. Так, $S_4=2332,68$ Н и $S_5=2499,68$ Н, следовательно, сила натяжения равна сумме этих сил, т.е. $2332,68+2499,68=4832,36$ Н. Для реализации этой силы надо подвесить груз, масса которого равна 492,6 кг. Подвешенный груз полезен еще и тем, что при вытягивании (удлинении) ленты он всегда будет обеспечивать постоянное натяжное усилие на натяжном барабане.

Изготовление конвейера

Изготовление конвейера в условиях мелкосерийного производства не требует сложного и дорогостоящего оборудования. Достаточно иметь сварочный аппарат (газовый или электро-), токарно-винторезный и фрезерный станки, наждачный и сверлильный станки.

Многие изделия, входящие в состав конструкции конвейера, покупаются из изготавливаемых другими предприятиями и находящиеся в свободной продаже (на них нет дефицита), сюда относятся: резиноканевые ленты, электродвигатели, муфты, редукторы, подшипники качения, крепежные изделия, различные электротовары, стальные профильные материалы: уголки, швеллеры, тавровые балки, трубы, стальные листы и т.п.

Изготовлены самостоятельно будут барабаны и ролики из соответствующих труб различного сечения, к которым будут приварены торцовые стенки с валами и обработанные на токарном станке. Рама будет изготовлена посредством сварки из профильных материалов по месту установки конвейера. Загрузочные и разгрузочные устройства изготавливаются из листового материала посредством сварки и зависят от характеристики груза и способа его подачи на конвейер и разгрузки.

Для изготовления конвейера не требуются высококвалифицированные специалисты, он материально обойдется значительно дешевле, чем заказной конвейер под те же параметрические характеристики.

По приведенному порядку проводится расчет и других типов транспортирующих машин с незначительными местными корректировками.

Заключение

1. В строительной отрасли часто возникает потребность в транспортирующих устройствах, которые необходимо встраивать по конкретному месту установки, где готовые конструкции не всегда подходят к производственным условиям.

2. Приведен общий порядок расчета транспортирующих машин на примере широко используемого в технике ленточного транспортера. Показан пример числового расчета производственного ленточного конвейера по заданным параметрам.

3. Доказана возможность обеспечения строительного производства транспортирующими машинами самостоятельным изготовлением по производственным потребностям. Показан вариант изготовления конвейера в условиях мелкосерийного производства.

Список библиографических ссылок

1. Волков Д. П., Крикун В. Я. Строительные машины и средства малой механизации. М. : Мастерство, 2002. 480 с.
2. Меновщиков В. А., Ярлыков В. М. Подъемно-транспортирующие машины в примерах и задачах. Красноярск : Изд-во Краснояр. гос. аграр. ун-та, 2004. 203 с.
3. Катрюк И. С., Мусяиченко Е. В. Машины непрерывного транспорта. Конструкции, проектирование и эксплуатация. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. 266 с.
4. Кожушко Г. Г., Лукашук О. А. Расчет и проектирование ленточных конвейеров. Екатеринбург : Изд-во Уральского университета, 2016. 2016 с.
5. Зеленский О. В. Справочник по проектированию ленточных конвейеров. М. : Недра, 2009. 384 с.
6. Мудров А. Г., Сахапов Р. Л. Лабораторный практикум по машинам непрерывного транспорта. Казань : КГАСУ, 2017. 31 с.
7. Ромакин Н. Е. Машины непрерывного транспорта. М. : Академия, 2014. 432 с.
8. Рачков Е. В. Машины непрерывного транспорта. М. : Альтаир-МГАВТ, 2014. 164 с.
9. Замалиев Ф. С. Напряженное состояние преднапряженных сталежелезобетонных балок от действия эксплуатационных нагрузок // Известия КГАСУ, № 3 (41). 2017. С. 87–97.
10. Mills D. E., Jones M. G. Handbook of Pneumatic Conveying Engineering, Marcel Dekker, inc., 2004. 701 p.

Mudrov Alexander Grigorjevich

doctor of technical sciences, professor

E-mail: Alexmudrov42@rambler.ru**Kazan State University of Architecture and Engineering**

The organization address: 420043, Russia, Kazan, Zelenaya st., 1

Calculation of transporting machines**Abstract**

Problem statement. Transporting machines – belt conveyors, bucket elevators, scraper conveyors, etc. are widely used in loading and unloading transport and warehouse operations in the construction and other machinery industries. In production conditions, it is often necessary to use transport devices directly to the place of application, where known devices may not fit in size, trajectories or other production requirements, in addition, they cannot always be purchased immediately, besides they are expensive in price. The task is to make the calculation of any of the transporting machines under the appropriate production conditions and to offer the production on their own.

Results. The theoretical background and an example of calculating the production belt conveyor according to the specified parameters is shown. All the elements of the device are determined, tested for strength; the variants of manufacturing the conveyor in the conditions of small-scale production are shown. The possibility of providing construction production with transporting machines with own production equipment is proved.

Conclusions. The significance of the results for the construction industry is that any of the transporting machines for the needs of the enterprise can be designed and manufactured in-house with reference to a specific place of use with minimal material costs, using the above material of the article.

Keywords: transport machines, belt conveyors, construction production, calculation of machine parameters.

References

1. Volkov D. P., Krikun V. J. Construction machinery and means of mechanization. M. : Skill, 2002. 480 p.
2. Menovshchikov V. A., Yarlykov V. M. Lifting-transport machines in examples and tasks. Krasnoyarsk : publishing house of Krasnoyarsk state agr. univ, 2004. 203 p.
3. Katryuk I. S., Musiyachenko E. V. Machines of continuous transport. Constructions, design and operation. Krasnoyarsk : CPI KSTU, 2006. 266 p.
4. Kozhushko G. G., Lukashuk O. A. Calculation and design of belt conveyors. Ekaterinburg, Ural University publ., 2016. 201 p.
5. Zelensky O. V. Guide to the design of belt conveyors. M. : Nedra, 2009. 384 p.
6. Mudrov A. G., Sakhapov R. L. Laboratory workshop on continuous transport machines. Kazan : KGASU, 2017. 31 p.
7. Romakin N. E. Continuous transportation machines. M. : Academy, 2014. 432 p.
8. Rachkov E. V. Continuous transport machines. M. : Altair-MGAVT, 2014. 164 p.
9. Zamaliev F. S. Stress state of prestressed steel-concrete beams from the action of operational loads // Izvestiya KGASU, № 3 (41). 2017. P. 87–97.
10. Mills D. E., Jones M. G. Handbook of Pneumatic conveying Engineering, Marcel Dekker, Inc., 2004. 701 p.