

## КОНСТРУКЦИЯ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДВУХКОНТУРНОГО ВЕРТИКАЛЬНОГО ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА ДЛЯ ГОРНО-РУДНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Описаны конструкция и принципы действия двухконтурного вертикального ленточного конвейера, конструкция лабораторного стенда с методикой экспериментальных исследований, особенности тягового расчета.

The construction and operating of two-circuit vertical belt conveyor are present, experimental laboratory model, the method of experimental research and tractional calculation specifics are shown.

Предлагаемая конструкция вертикального ленточного конвейера является дальнейшим развитием модификаций кругонаклонных ленточных конвейеров с прижимными контурами. Принципиальным отличием нового конвейера от известных наклонных конвейеров с прижимными лентами является возможность подъема насыпного груза на значительную высоту в пределах одного технологического корпуса за счет транспортирования груза по вертикальной трассе. Благодаря этому может быть значительно упрощена компоновка технологического комплекса при существенном уменьшении числа корпусов, длины конвейерных галерей и площади земельного отвода, необходимого для размещения промышленного предприятия – дробильно-сортировочного завода, обогатительной фабрики или иного объекта; снижено энергопотребление при транспортировании насыпных грузов в пределах предприятия; уменьшены затраты, связанные с обслуживанием и ремонтом транспортного оборудования, а также улучшены другие сопутствующие показатели работы предприятия.

По сравнению с известными конструкциями кругонаклонных конвейеров с прижимной лентой в новом конвейере устранены такие недостатки как сложность конструкции прижимного устройства, возможность повреждения прижимной и грузоне-

сущей лент при вертикальном их размещении из-за необходимости создания достаточно большого усилия нажатия прижимных роликов для удержания сыпучего груза между прижимной и грузонесущей лентами, износ подпружиненных прижимных роликов, наличие просыпи транспортируемого груза. Устранение этих недостатков позволит снизить трудоемкость обслуживания конвейера и повысить надежность его работы.

Вертикальный ленточный конвейер (рис.1, пат. 2313479, 23003563 РФ) состоит из двух кинематически связанных между собой контуров из прорезиненных конвейерных лент, прокладочных или резинотросовых, которые замкнуты на своих приводных и натяжных барабанах. Нижние части контуров расположены и расположены друг под другом. Загрузка транспортируемого груза осуществляется на горизонтальном участке контура. Лента первого контура выполнена с закрепленными на ней поперечными полками, наружные кромки которых очерчены по дуге окружности и размещены с возможностью их взаимодействия на восходящей ветви с поверхностью восходящей вертикальной ветви ленты второго контура.

Другая поверхность ленты второго контура размещена с возможностью ее взаимодействия с вертикальной криволинейной направляющей, концентрично размещенной относительно кромок поперечных полок

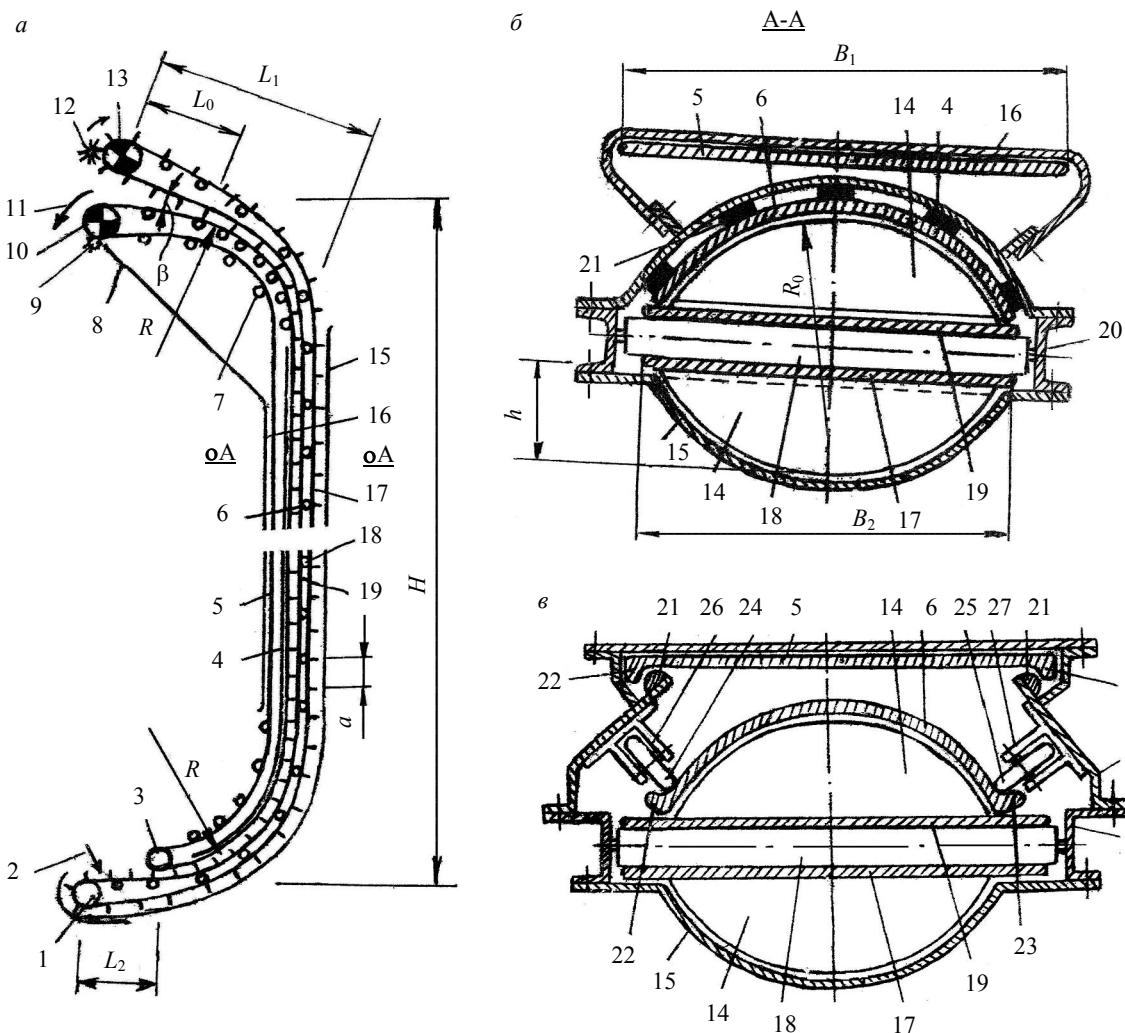


Рис.1. Вертикальный ленточный конвейер: *а* – кинематическая схема; *б* – вариант с опиранием рабочей ветви второго контура на опоры скольжения; *в* – то же, с опиранием ленты с бортовыми выступами на дисковые ролики  
 1, 3 – натяжные барабаны; 2, 11 – загрузочное и разгрузочное устройства; 4 – направляющая для нерабочей ветви; 5 – ленты второго контура; 6 – рабочая ветвь второго контура; 7, 18 – роликоопоры для лент второго и первого контуров; 8 – желоб для сбора просыпи транспортируемого груза с ленты второго контура; 9, 12 – очистители лент; 10, 13 – приводные барабаны; 14 – полки, 15, 16 – кожухи для лент первого и второго контуров; 17, 19 – нерабочая и грузонесущая ветви ленты первого контура; 20 – несущая рама конвейера; 21 – пластины из антифрикционного материала; 22, 23 – выступы на бортах ленты второго контура; 24, 25 – дисковые опорные ролики; 26, 27 – кронштейны дисковых роликов

восходящей ветви ленты первого контура (рис.1, *б*). Лента второго контура может быть выполнена с бортовыми выступами с возможностью их взаимодействия с дисковыми роликами (рис.1, *в*). Между восходящей и нисходящей ветвями первого контура размещены прямые роликоопоры, а попеченные полки на нисходящей ветви этого контура размещены с минимальным зазором относительно вертикальной стенки и призывающего к ней в нижней части контура криволинейного участка в виде желоба.

Свободный конец этого желоба в зоне размещения натяжного барабана выполнен прямолинейным и горизонтальным, причем длина горизонтального участка равна ходу натяжного барабана.

Под горизонтальным участком желоба расположен с перекрытием снизу и возможностью смещения относительно него дополнительный желоб, закрепленный на каретке натяжного барабана и с углом его охвата больше  $90^\circ$ . При этом вертикальная стенка и все желоба повторяют форму поперечных

полок, а плоская нисходящая ветвь ленты второго контура с наружной стороны с минимальным зазором размещена относительно плоской вертикальной стенки.

Верхняя часть конвейера выполнена с расположенными участками обоих контуров, ориентированными в ту же сторону, что и в зоне загрузки конвейера. При этом восходящие ветви выполнены расходящимися под острым углом друг к другу. Криволинейная направляющая со стороны восходящей ветви ленты второго контура может быть снабжена продольными пластинами из низкофрикционного материала с возможностью взаимодействия этих пластин с лентой. Полки могут быть закреплены на ленте на части ее ширины или по всей ширине ленты первого контура. Вертикальная стенка со стороны нисходящей ветви ленты второго контура может быть соединена наклонным желобом с разгрузочным устройством.

Подлежащий транспортированию сыпучий груз с помощью загрузочного устройства подается на ветви ленты первого контура, размещаясь между поперечными полками на выложенном участке в нижней части конвейера. После перехода обеих восходящих ветвей ленты на вертикальный участок транспортируемый груз размещается в пространстве между восходящими ветвями лент первого и второго контуров. При этом восходящая ветвь ленты второго контура надежно сохраняет свою форму за счет взаимодействия ее наружной поверхности с криволинейной направляющей непосредственно или через продольные пластины антифрикционного материала. Вес транспортируемого груза воспринимается поперечными полками восходящей ветви первого контура, а также частично восходящей ветви ленты второго контура за счет сил трения между нею и транспортируемым грузом, возникающей из-за бокового давления транспортируемого груза, воспринимаемого восходящей ветви ленты второго контура. При этом в зависимости от варианта опирания восходящей ветви ленты второго контура криволинейная направляющая с пластинами из антифрикционного материала (рис.1, б) или дисковые ролики (рис.1, в)

воспринимают относительно незначительную нагрузку от бокового давления транспортируемого груза и упругих сил при деформации восходящей ветви ленты второго контура.

Вертикальное размещение конвейера позволяет нисходящим ветвям обоих контуров перемещаться практически без трения. Сопротивления движению от сил трения восходящих ветвей обеих лент также минимальны, так как давление восходящей ветви ленты первого контура на прямые ролико-опоры и восходящей ветви ленты второго контура на криволинейную направляющую или дисковые ролики незначительно. В верхней части конвейера транспортируемый груз перегружается на восходящую ветвь второго контура на ее выложенном участке, а восходящая ветвь с поперечными полками на выложенном участке первого контура постепенно под острым углом  $\beta$  уходит вверх, освобождаясь от транспортируемого груза, который с нихсыпается на восходящую ветвь второго контура. Разгрузка транспортируемого груза происходит с приводного барабана второго контура за счет пересыпания транспортируемого груза на участках выложивания с полок восходящей ветви первого контура на гладкую ленту второго контура.

При работе конвейера происходит постоянная очистка лент обоих контуров от приставших к лентам и полкам частиц транспортируемого груза с помощью очистителей. Продукты очистки попадают в разгрузочное устройство и объединяются с общим потоком разгружаемого с конвейера транспортируемого груза. Оставшиеся на ленте и полках первого контура частицы транспортируемого груза по нисходящей ветви возвращаются в нижнюю часть конвейера сначала по вертикальному участку, а затем полками перемещаются по криволинейному и прямолинейному участкам желоба с перегрузкой на дополнительный желоб. Далее на криволинейном участке дополнительного желоба частицы транспортируемого груза подхватываются полками и перегружаются на восходящую ветвь ленты первого контура, на которой объеди-

няются с загружаемым на конвейер транспортируемым грузом. В том случае, если на поверхности ленты второго контура после ее очистки очистителем останутся частицы транспортируемого груза, просыпь, образующаяся при самоочистке на роликоопорах нисходящей ветви ленты, по наклонному желобу самотеком направляется в пространство между вертикальной стенкой и нисходящей ветвью ленты и в нижней части конвейера перегружается через натяжной барабан на восходящую ветвь ленты первого контура.

Особенностями расчета вертикального ленточного конвейера являются определение его производительности по несущей способности ленты первого контура с выбором потребной ширины лент первого и второго контуров и определение сопротивлений движению ленты на участках совместного движения лент первого и второго контуров. Методика тягового расчета стандартная – путем последовательного обхода вначале первого, а затем второго контура.

Основные конструктивные и эксплуатационные параметры вертикального ленточного конвейера определяются прежде всего соотношением ширин лент первого и второго контуров и высоты полок (рис.1, б, в)

$$B_1 = 2(2hR_0 - h^2)^{0.5}; \quad B_2 = (B_1^2 + 16/3h^2)^{0.5};$$

$$F = 0,5[B_2R_0 - B_1(R_0 - h)],$$

где  $B_1, B_2$  – ширина ленты соответственно первого и второго контуров, м;  $h$  – высота полки, м;  $R_0$  – радиус закругления полки, м;  $F$  – площадь поперечного сечения внутренней полости между лентами для размещения транспортируемого груза,  $\text{м}^2$ .

Конструктивные параметры  $h, R_0$  и  $F$  могут быть найдены по заданным (принятым) значениям стандартных ширин лент  $B_1$  и  $B_2$  обоих контуров. По величине  $F$  – определяется линейная масса транспортируемого груза (кг/м) по известной формуле

$$q = F\gamma\psi,$$

где  $\gamma$  – насыпная плотность транспортируемого груза,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\psi$  – коэффициент запол-

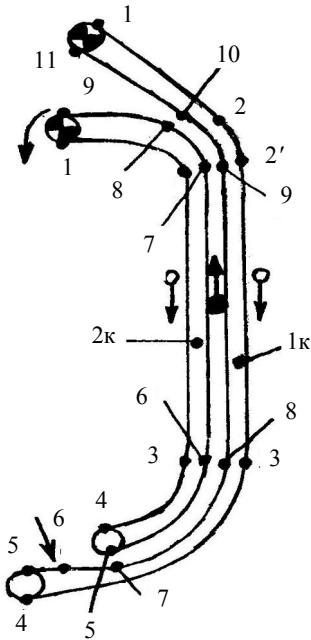


Рис.2. Расчетная схема вертикального ленточного конвейера

1к – первый контур, 2к – второй контур;  
1-11 – расчетные точки

нения внутренней полости между лентами транспортируемым грузом.

Техническая производительность конвейера  $Q = 3,6qv$ , где  $v$  – скорость движения лент обоих контуров, м/с.

При этом распределенные статические сопротивления движению ленты на расчетных участках первого контура (рис.2):

$$W_{1-2} = gL_1[(q_{\text{л1}} + q_n)(w\cos\beta - \sin\beta) + q_{\text{л1}}w],$$

$$W_{2-3} = -g(H - 2R)(q_{\text{л1}} + q_n),$$

$$W_{3-4} = -gR(q_{\text{л1}} + q_n) + g(05\pi R + L^2)wq_{\text{п1}},$$

$$W_{6-7} = gL_2(q_{\text{л1}} + q_{\text{п}} + q + 2q_{\text{п}})w,$$

$$W_{7-8} = gR(q_{\text{л1}} + q_{\text{п}} + q),$$

$$W_{8-9} = g(H - 2R)(q_{\text{л1}} + q_{\text{п}} + q) +$$

$$+ (H - 2R)(B_1p + gq_{\text{п}})w,$$

$$W_{9-10} = gR(q_{\text{л1}} + q_{\text{п}} + q)\sin(0,5\pi - \beta),$$

$$W_{10-11} = gL_0(q_{\text{л1}} + q_{\text{п}})\sin\beta,$$

где  $L_1, L_2$  – длина наклонных участков в верхней и нижней частях конвейера, м;  $L_0$  – длина свободно провисающего участка груннесущей ветви верхней части конвейера,

$m$ ;  $H$  – высота подъема транспортируемого груза, м;  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;  $R$  – радиус закругления контура в нижней и верхней частях конвейера, м;  $\beta$  – угол наклона к горизонту верхнего участка контура, рад.;  $q_{\text{л1}}$ ,  $q_{\text{n}}$ ,  $q_{\text{р1}}$  – линейная масса соответственно ленты, полок и вращающихся частей роликоопор на криволинейных участках контура,  $\text{кг}/\text{м}$ ;  $w$  – коэффициент сопротивления движению ленты по роликоопорам;  $p$  – боковое давление транспортируемого груза, размещенного на полках, Па

$$p = g\alpha\gamma\psi,$$

$a$  – расстояние (шаг) между полками на ленте первого контура, м;  $m$  – коэффициент подвижности сыпучего груза,

$$m = (1 - \sin\varphi)/(1 + \sin\varphi),$$

$\varphi$  – угол внутреннего трения сыпучего транспортируемого груза.

Натяжение  $S_{\text{сб}}$  ленты в точке сбегания с приводного барабана выбирается, исходя из условий: непробуксовывания ленты на приводном барабане  $S_1$ ; допустимого прогиба ленты на незагруженном участке грузонесущей ветви в зоне сбегания ленты с натяжного барабана  $S_5$  и на разгруженном участке перед приводным барабаном  $S_{10}$ ; допустимого прогиба ленты на нерабочей ветви  $S_2$ ; равновесного положения ленты на нижнем криволинейном участке грузонесущей ветви  $S_8$ ; равновесного положения ленты на нижнем криволинейном участке нерабочей ветви  $S_3$ . Из шести полученных значений  $S_{\text{сб}}$  выбирается максимальное. При этом криволинейные участки ленты будут находиться в равновесии (лента не будет прижиматься к роликоопорам и отходить от них), когда будут выполняться условия

$$S_8 = gR(q_{\text{л1}} + q_{\text{n}} + q), S_3 = gR(q_{\text{л1}} + q_{\text{n}}).$$

Тяговое усилие на приводном барабане первого контура ленты

$$W_{01} = S_{11} - S_1 + w_{\text{нб}}(S_{11} + S_1),$$

где  $S_{11}$ ,  $S_1$  – натяжения ленты в точках набегания и сбегания с приводного барабана, Н;  $w_{\text{нб}}$  – коэффициент, учитывающий потери на

приводном барабане (трение в подшипниках и жесткость ленты).

Мощность двигателя привода первого контура ленты

$$N_1 = 10^{-3} W_{01} v \eta^{-1},$$

где  $\eta$  – КПД привода.

Распределенные статические сопротивления движению на расчетных участках второго контура (рис.2):

$$W_{1-2} = T_1[\exp(0,5\pi w) - 1] + gR[q_{\text{л2}}(w - 1) + 0,5\pi w q_{\text{р2}}],$$

$$W_{2-3} = -g(H - 2R)q_{\text{л2}},$$

$$W_{3-4} = T_3[\exp(0,5\pi w) - 1] + gR(0,5\pi w q_{\text{р2}} - q_{\text{л2}}),$$

$$W_{5-6} = T_5[\exp(0,5\pi w) - 1] + gR(0,5w q_{\text{р2}} + q_{\text{л2}}) + w[(S_7 - S_0)^2 + (S_8 - S_0)^2]^{0,5},$$

$$W_{6-7} = g(H - 2R)q_{\text{л2}} + pf(H - 2R)B_1 + p_y f(H - 2R),$$

$$\begin{aligned} W_{7-8} &= T_7\{\exp[(0,5\pi - \beta)w] - 1\} + gRq_{\text{л2}}[w\cos(0,5\pi - \beta) + \sin(0,5\pi - \beta)] + 2gRwq_{\text{р2}}[(0,5\pi - \beta) + \\ &+ w[S_9^2 + S_{10}^2 - 2S_9S_{10}\sin(0,5\pi - \beta)]^{0,5} + \\ &+ wgR(q_{\text{л2}} + q_{\text{n}} + q)\cos(0,5\pi - \beta)], \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{8-9} &= T_8[\exp(w\beta) - 1] + gR[(q_{\text{л2}} + q)(w\cos\beta + \sin\beta) + \beta w q_{\text{р2}}], \end{aligned}$$

где  $T_1$ - $T_8$  – натяжения ленты второго контура в расчетных точках, Н;  $S_0$  – натяжение, вызванное весом грузонесущей ветви ленты первого контура вместе с транспортируемым грузом на нижнем криволинейном участке между точками 7 и 8, Н;  $S_0 = gR(q_{\text{л2}} + q_{\text{n}} + q)$ ;  $S_7$ ,  $S_8$  – натяжения ленты первого контура, Н;  $q_{\text{л2}}$  – линейная масса ленты второго контура,  $\text{кг}/\text{м}$ ;  $q_{\text{р2}}$  – линейная масса вращающихся частей роликоопор на криволинейных участках второго контура,  $\text{кг}/\text{м}$ ;  $p_y$  – усилие упругого прижатия ленты второго контура к направляющему кожуху,  $\text{Н}/\text{м}$ ;  $f$  – коэффициент трения скольжения ленты второго контура по направляющему кожуху.

Натяжение ленты  $T_{\text{сб}}$  в точке сбегания с приводного барабана выбирается, исходя из условий: непробуксовывания ленты на приводном барабане ( $T_1$ ); допустимого прогиба ленты на загруженном участке грузонесущей на разгруженном участке перед приводным барабаном ( $T_8$ ); допустимого прогиба ленты на нерабочей ветви ( $T_4$ ); равновесного положения ленты на нижнем криволинейном участке грузонесущей ветви ( $T_6$ ). Из четырех полученных значений  $T_{\text{сб}}$  выбирается максимальное. Равновесие ленты между точками 5 и 6 обеспечивается при  $S_6 = gRq_{\text{л2}}$ .

Тяговое усилие на приводном барабане второго контура ленты

$$W_{02} = T_9 - T_1 + w_{\text{нб}}(T_9 + T_1),$$

где  $T_9$ ,  $T_1$  – натяжения ленты в точках набегания и сбегания с приводного барабана, Н.

Мощность двигателя привода второго контура ленты

$$N_2 = 10^{-3} W_{02} v \eta^{-1}.$$

Для опытного определения максимально возможного значения коэффициента заполнения транспортируемым грузом рабочего пространства между полками ленты первого контура и сопротивлений движению лент обоих контуров на расчетных участках разработана конструкция лабораторного стенда (рис.3) и соответствующая методика исследований (пат. 2307778 РФ).

Стенд состоит из вертикально ориентированного отрезка ленты, к которому прикреплены по крайней мере четыре съемные нормально ориентированные к поверхности ленты перегородки шагом  $l$  друг относительно друга. Наружные кромки перегородок очерчены по дуге окружности и размещены с возможностью их охвата отрезком другой ленты. С наружных сторон обеих лент размещены закрепленные на опорной плите вертикально ориентированные направляющие соответственно плоской и цилиндрической формы с возможностью независимого смещения относительно них указанных лент. Верхние концы этих лент с помощью кронштейнов и прицепных приспособлений под-

вешены к верхней неподвижной опоре через винтовые стяжки и динамометры. Одна из плоских направляющих на плите закреплена с возможностью ее смещения в горизонтальной плоскости. Боковые кромки обеих направляющих соединены между собой болтами, а между боковыми кромками направляющих размещены закладные съемные элементы. При этом плоская направляющая закреплена на опорной плите, а направляющая цилиндрической формы размещена на ней свободно. Нижние концы лент прикреплены к направляющим с помощью съемных приспособлений, например, болтов.

Работа на стенде выполняется следующим образом. Вначале известным методом, например, на трибометре, определяют коэффициенты трения сыпучего груза относительно поверхности лент, а также коэффициенты трения лент относительно направляющих. Определяют взвешиванием вес ленты с перегородками и кронштейном и отдельно вес прицепного приспособления и вес плоской направляющей с плитой. Далее закрепленную на плите плоскую направляющую с размещенным на ней отрезком ленты размещают на нижней опоре так, чтобы перегородки были обращены вверх. Между перегородками размещают сыпучий груз таким образом, чтобы его поверхность совпадала с профилем перегородок. Для формирования поверхности сыпучего груза между перегородками ленты можно воспользоваться направляющей цилиндрической формы.

Взвешиванием определяют общий вес плоской направляющей с плитой, лентой с перегородками и сыпучим грузом. Это позволяет в дальнейшем, при анализе результатов экспериментов, выделить отдельно вес сыпучего груза, размещенный на перегородках. На сыпучий груз укладывают вторую ленту, которая к сыпучему грузу и перегородкам прижимается направляющей цилиндрической формы. Между боковыми кромками направляющих размещают закладные сменные элементы, а боковые кромки направляющих соединяют болтами.

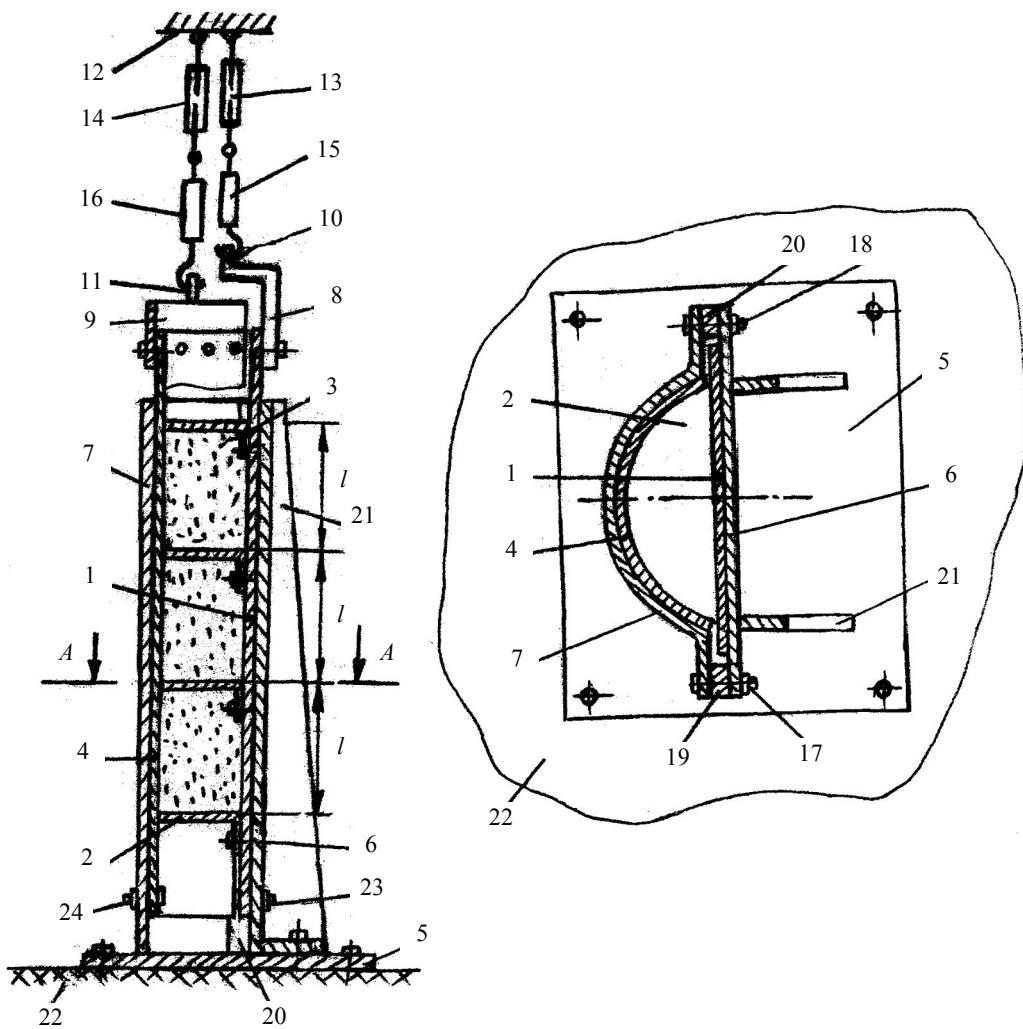


Рис.3. Стенд для исследования параметров вертикального ленточного конвейера

1, 4 – отрезки лент; 2 – перегородки; 3 – проба транспортируемого груза; 5 – опорная плита; 6, 7 – плоская и криволинейная направляющие; 8, 9 – кронштейны; 10, 11 – прицепные приспособления; 12 – верхняя опора; 13, 14 – винтовые стяжки; 15, 16 – динамометры; 17, 18, 24, 23 – болтовые соединения; 19, 20 – закладные элементы; 21 – ребра жесткости; 22 – нижняя опора

Плиту с фиксированными на ней направляющими устанавливают на нижнюю опору так, чтобы направляющие заняли вертикальное положение (рис.3). С помощью прицепных приспособлений кронштейны соединяют с верхней опорой, освобождают ленту от ее крепления к плоской направляющей. С помощью винтовой стяжки ленту с перегородками и находящимся на них сыпучим грузом сдвигают вверх с фиксацией натяжения по динамометру. Это натяжение численно равно сумме сопротивлений за счет преодоления веса сыпучего груза, веса самой ленты с перегородками, силы трения

ленты о направляющую и силы трения сыпучего груза о вторую ленту. Последние две составляющие вызваны боковым давлением груза. После этого ленту с перегородками возвращают в исходное положение (или оставляют в поднятом положении, так как смещение этой ленты было невелико) и снова фиксируют ее на направляющей с помощью болта. Затем снимают болт, освобождая вторую ленту от ее крепления к направляющей. С помощью винтовой стяжки смещают эту ленту вверх с фиксацией натяжения по динамометру. Это натяжение численно равно сумме сопротивлений за счет

преодоления веса ленты и сил трения ленты о направляющую и сыпучий груз. Последние две составляющие также вызваны боковым давлением сыпучего груза.

Эксперименты проводят при различных значениях шага между перегородками с использованием подлежащего транспортированию вертикальным ленточным конвейером сыпучего груза.

Эксперименты проводят с четырьмя перегородками при шаге  $l$  между ними, с двумя, нижней и верхней, перегородками при шаге  $3l$  между ними и тремя перегородками при шаге  $1,5l$  между ними. Это позволяет построить кривую зависимости натяжений обеих лент от величины шага между перегородками и оптимизировать шаг расстановки перегородок по выбранному критерию. Анализ полученных данных (совместное решение уравнений, определяющих оба натяжения для обеих лент, выраженные

через известные параметры и неизвестный параметр – боковое давление сыпучего груза при заданном шаге расстановки перегородок) позволяет определить величину бокового давления груза и сопротивления движению обеих лент на вертикальном участке конвейера, а также потребные мощности двигателей приводов обеих лент по изложенной выше методике.

В соответствии с изложенной методикой в качестве примера выполнен тяговый расчет вертикального ленточного конвейера для следующих исходных данных:  $B_1 = 1$  м,  $B_2 = 1,2$  м,  $H = 30$  м,  $v = 1,5$  м/с,  $\eta = 0,95$ ,  $\gamma = 1500$  кг/м<sup>3</sup>. Конструктивные и эксплуатационные параметры конвейера:  $h = 0,287$  м,  $R = 0,583$  м,  $F = 0,204$  м<sup>2</sup>. Максимальное натяжение ленты первого контура 128 кН, второго контура – 26 кН,  $Q = 1490$  т/ч,  $N_{01} = 159$  кВт,  $N_{02} = 47$  кВт. Суммарная потребная мощность приводов 186 кВт.