

где $t_{\dot{a}i}$ – время удара (по экспериментальным данным [3] находится в пределах 0,002÷0,005).

Масса корпуса ролика в зависимости от условий эксплуатации не должна превышать следующей величины:

$$m \leq \frac{m_e [\Delta T]}{(1 - k_a^2) m_e gh - [\Delta T]},$$

где ΔT – допустимая энергия взаимодействия груза с роликом [1];

k_a – коэффициент восстановления скорости при ударе.

Выводы

1. Получены зависимости для расчета рациональных параметров роликов с виброизолированным корпусом, установленных в пунктах погрузки ленточных конвейеров.

2. Построены графические зависимости по определению рациональных параметров виброизолирующих систем пунктов загрузки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Поляков Н.С., Коваль А.В., Лисица Н.И. Взаимодействие крупнокусовых грузов с опорными элементами ленточных конвейеров в пунктах погрузки // Динамика и прочность горных машин. – К.: Наук. думка. – 1976. – Вып. 4. – С. 74-80.
2. Лисица Н.И. Повышение эффективности применения податливых роликкоопор, установленных в пунктах погрузки ленточных конвейеров // Металлургическая и горнорудная промышленность. – Днепропетровск. – 1977. – №3. – С. 42-43.
3. Определение эффективности применения роликов с ленточных конвейеров с амортизированным корпусом / Лисица Н.И., Коваль А.В., Богданов В.М., Кайтанджан Э.Г. – К.: Наук. думка. – 1978. – С. 186-190.

УДК 622.647.2

Гринбаум Ю.В., Лисица Н.И., Давыдов Л.И.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА ПУСКА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

В роботі наведено результати рішення задачі пуску стрічкового конвеєра з урахуванням пасивних сил опору руху. Визначено тип тягової характеристики приводу, яка дозволяє суттєво знизити динамічні навантаження в стрічці.

FEATURES OF PROCESS OF START-UP OF A BELT CONVEYOR

In operation results of the decision of a problem of start-up of a belt conveyor are reduced in view of passive forces of resistance of driving. The type of traction performance of a drive which allows to lower essentially dynamic loads in a ribbon is defined.

Надёжность работы ленточных конвейеров во многом определяет динамика пуска. Анализ пусковых режимов позволяет установить, что пуск действующих ленточных конвейеров осуществляется в основном двумя способами: поддержание приблизительно постоянными либо момента приводного двигателя, либо ускорения приводного барабана. Как правило, при таких способах пуска возникают динамические усилия в ленте, зачастую вдвое и более превышающие

нагрузки в установившемся режиме работы. Часто происходит проскальзывание ленты по приводному барабану, что обычно приводит к несостоявшемуся запуску и может быть причиной пожара.

Неблагоприятная динамика пуска во многом объясняется тем, что запуск конвейера производится без учёта пассивного характера сил сопротивления движению тягового органа в первый период пуска – период трогания конвейера, когда последовательно вовлекаются в движение сечения тягового органа. Настоящая работа посвящена оценке влияния этого фактора на динамику пуска.

Рассмотрим пуск на примере конвейера, поддерживающего постоянное усилие натяжения ленты в точке её сбегания с приводного барабана – конвейер с грузовым или автоматическим натяжным устройством (рис. 1). При этом считаем, что силы сопротивления движению ленты описываются законом сухого трения, реологические свойства ленты представляем моделью Гука с динамическим модулем упругости, массами натяжного устройства и отклоняющих барабанов по сравнению с массой ленты и груза пренебрегаем.

Таким образом, конвейер с автоматической (грузовой) натяжной станцией моделируется системой, состоящей из сосредоточенной массы привода m_{np} и упругого ступенчатого стержня с двумя участками одинаковой длины $l/2$, имеющими погонные плотности ρ_1 и ρ_2 . Стержень связан с основанием силами сухого трения. Участки стержня моделируют гружёную и порожнюю ветви тягового органа, к которым приложены силы сопротивления $\rho_1 q_1$ и $\rho_2 q_2$ (рис. 2). При расчётном моделировании конвейера ряд авторов рекомендует представлять тяговый орган в виде стержня постоянного сечения с длиной l (рис. 3). Погонную массу стержня при этом можно определить по формуле И.Г. Штокмана [1]:

$$\rho = \frac{E_0}{a^2}; \quad a = \frac{2a_1 a_2}{a_1 + a_2},$$

где E_0 – агрегатная динамическая жёсткость ленты;

a_1, a_2 – скорость волны деформации по гружённой и порожней ветвям.

Эти формулы получены из условия равенства времени распространения волны деформации по ступенчатому стержню и эквивалентному стержню по-

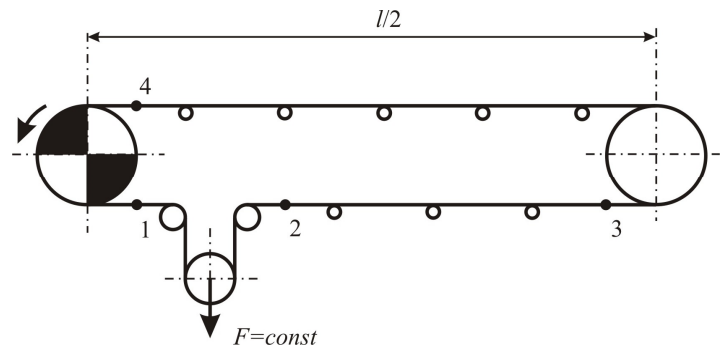


Рис. 1 – Схема конвейера с грузовым натяжным устройством

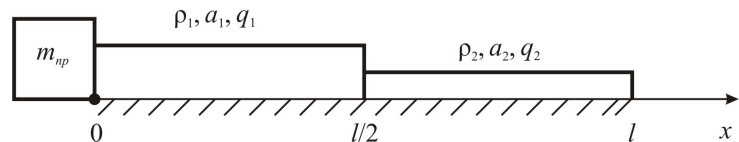


Рис. 2 – Расчетная модель конвейера

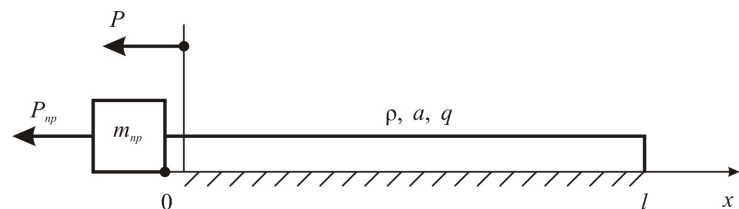


Рис. 3 – Эквивалентная расчетная модель конвейера

стоянного сечения. Интенсивность сил сопротивления, действующих на эквивалентный стержень, устанавливается из условия равенства сил сопротивления для двух расчётных моделей:

$$q = \frac{\rho_1 \cdot q_1 + \rho_2 \cdot q_2}{\rho}.$$

Будем считать, что период пуска можно разделить на две существенно различные стадии: трогание и разгон. Под фазой трогания будем понимать интервал времени, в течение которого процесс перехода отдельных элементов ленты от состояния покоя к состоянию движения определяющим образом влияет на закон движения ленты в точке набегания на приводной барабан и закон движения привода.

Поскольку $S_{сб} = \text{const}$, изменение величины окружного усилия $P = S_{нб} \cdot S_{сб}$ определяется здесь исключительно законом изменения натяжения ленты в точке набегания $S_{нб}$. В свою очередь, качественное изменение характера формирования $S_{нб}$ под действием сил сопротивления наступает после того, как волна деформации, создаваемая в точке 4 контура ленты (см. рис. 1), распространится по всему контуру ленты и, отразившись в точке 2 от натяжного устройства, возвратится в точку набегания 4.

Этот момент времени является началом фазы разгона, в течении которой энергия окружного усилия приводного барабана расходуется на преодоление сил сопротивления движению по всей длине контура тягового органа и создания ускорения всех его элементов. Качественное отличие влияния сил сопротивления на этой стадии по сравнению со стадией трогания состоит в том, что их равнодействующая остаётся постоянной. Указанное обстоятельство позволяет допустить, что в фазе разгона тяговый орган движется как твёрдое недеформируемое тело.

Усилие, создаваемое приводом, т.е. тяговый момент приводного двигателя, приведенный к ободу приводного барабана, будем называть тяговым усилием привода $P_{пр}$. Очевидно, что это усилие связано с окружным усилием приводного барабана P уравнением движения приведенной массы привода:

$$P_{i\delta} = P + m_{i\delta} \frac{\partial^2 u(0, t)}{\partial t^2}. \quad (1)$$

Задаваясь законом изменения окружного усилия P во времени и определив закон изменения ускорения в точке набегания ленты на привод, можно установить функцию $P_{пр} = P_{пр}(t)$ при пуске.

Рассмотрим движение модели тягового органа в виде упругого стержня длиной l , лежащего на твёрдом основании. К левому концу стержня приложена изменяющаяся во времени растягивающая сила $P(t)$. Движению сечений стержня препятствуют силы сухого трения $q = -\text{sign}\left(\frac{\partial u}{\partial t}\right) \cdot \mu \cdot \rho \cdot g$, возникающие на поверхности контакта (μ – коэффициент трения, g – ускорение силы тяжести). Начало координат свяжем с левым концом стержня, а координатную ось Ox направим слева направо (рис. 4).

Очевидно, что при возрастании силы $P(t)$ в стержне распространяется волна деформации. В фиксированный момент

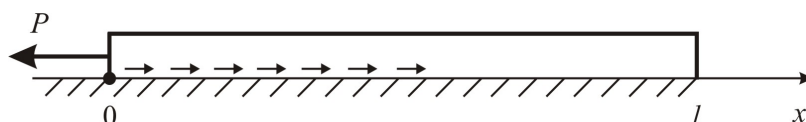


Рис. 4 – Движение модели тягового органа (ленты)

времени одна часть стержня находится в движении, а другая – в состоянии покоя. Граница между ними (фронт волны) постоянно смещается вправо. Движение подвижного участка стержня описывается волновым уравнением

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = q. \quad (2)$$

При этом соблюдаются нулевые начальные и следующие граничные условия:

при $x = 0$

$$\frac{\partial u(0,t)}{\partial x} = \frac{P(t)}{E_0} = p(t),$$

при $x = x_*$ (на фронте волны)

$$u = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial t} = 0.$$

Решение уравнения (1) представим в виде

$$u = u_1 + u_2,$$

где u_1 – общее решение однородного уравнения;

u_2 – частное решение неоднородного уравнения, которое ищем в виде

$$u_2 = -\frac{q}{2} \left(nt^2 + m \frac{x^2}{a} \right).$$

Уравнение (1) имеет решения

$$V(x,t) = \frac{\partial u}{\partial t} = ap \left(t - \frac{x}{a} \right) - qnt; \quad (3)$$

$$S(x,t) = E_0 \frac{\partial u}{\partial x} = E_0 p \left(t - \frac{x}{a} \right) + q\rho tx. \quad (4)$$

Здесь n и m – безразмерные коэффициенты, являющиеся функциями уравнения фронта волны $x_* = x_*(t)$, которое в общем случае не имеет замкнутого аналитического решения.

При линейном законе изменения усилия $P = Kt = kE_0 t$ уравнение фронта волны описывается линейной зависимостью

$$x_* = ct = \lambda at,$$

где $\lambda = \frac{c}{a}$ – относительная скорость упругой волны, равная

$$\lambda = \sqrt{1 + \frac{q}{2ka} - \frac{q}{2ka}}, \quad (5)$$

$$a = \sqrt{E_0/\rho}, \quad (6)$$

где a – скорость звука в стержне;
 c – скорость фронта волны при трогании.

В этом случае

$$n = \lambda/(1 + \lambda); \quad m = -1/(1 + \lambda).$$

При $k \rightarrow \infty$ (мгновенное приложение нагрузки) $\lambda \rightarrow 1$, $n \rightarrow 0,5$, $m \rightarrow -0,5$.
 При $k \rightarrow 0$ (статическое приложение нагрузки) $\lambda \rightarrow 0$, $n \rightarrow 0$, $m \rightarrow -1$.

Таким образом, скорость фронта упругой волны возрастает с увеличением скорости приложения нагрузки, а при мгновенном приложении скорость фронта волны c равна скорости звука a , при этом срыв контура ленты обеспечивает усилие, вдвое меньшее статического.

Как видно из выражения (3), главной особенностью периода трогания является тот факт, что постепенное включение в работу сил трения приводит к дополнительному замедлению (отрицательному ускорению) как ленты в точке набегания на привод, так и самой массы привода

$$\frac{\partial^2 u_2}{\partial t^2} = -qn = -q \frac{\lambda}{1 + \lambda}.$$

Этот фактор действует в течение всего периода трогания $0 \leq t \leq t_{\text{од}} = \frac{l}{a} \left(1 + \frac{1}{\lambda}\right)$, а уравнение (1) движения приведенной массы привода для периода трогания примет вид

$$P_{np} = P(t) + m_{np} \frac{a}{E_0} P(t) - m_{np} q \frac{\lambda}{1 + \lambda}. \quad (7)$$

Примем рациональный закон изменения окружного усилия P приводного барабана в период пуска, показанный на рис. 5. Во избежание ударных нагрузок в элементах привода в начальный период ($0 \leq t \leq t_1$) функция $P(t)$ линейно возрастает от нуля до некоторой предельно допустимой величины P_{max} , а затем остается постоянной до конца пуска ($t_1 \leq t \leq t_n$), обеспечивая минимальное время для достижения номинальной скорости ленты V_n . В установившемся режиме привод поддерживает постоянное окружное усилие приводного барабана

$$P_0 = \rho l q. \quad (8)$$

Задачу выбора тяговой характеристики привода для расчетной схемы по рис. 3 решаем в следующей постановке. Дано: приведенная масса привода m_{np} ; агрегатная жесткость ленты E_0 ; погонная масса эквивалентного стержня ρ ; длина контура ленты l ; коэффициент динамичности режима пуска $\xi = \frac{P_{\text{max}}}{P_0}$ (нормативная величина); интервал времени t_1 , в течение которого окружное усилие достигает значения P_{max} ; номинальная скорость ленты V_n . Требуется определить закон изменения тягового усилия привода во времени $P_{np} = P_{np}(t)$.

Поставленную задачу решаем в следующей последовательности. По формуле (7) находим значение окружного усилия в установившемся режиме работы

P_0 . Определяем максимально допустимое окружное усилие приводного барабана $P_{\max} = \xi P_0$ и интенсивность возрастания окружного усилия в начальный период пуска ($0 \leq t \leq t_1$) $k = \frac{K}{E_0} = \frac{P_{\max}}{E_0 t_1}$. Рассчитываем по формуле (6) скорость

звука a в стержне, а затем по формуле (5) относительную скорость упругой волны λ . Находим время окончания фазы трогания по формуле:

$$t_{mp} = \frac{l}{a} \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right). \quad (9)$$

Тогда в соответствии с формулой (7) закон изменения тягового усилия привода в фазе трогания примет вид:

$$P_{np} = \begin{cases} kE_0 t + m_{np} a k E_0 - m_{np} q \frac{\lambda}{1 + \lambda}, & 0 \leq t \leq t_1; \\ P_{\max} - m_{np} q \frac{\lambda}{1 + \lambda}, & t_1 \leq t \leq t_{mp}. \end{cases}$$

В фазе разгона перемещение масс конвейера рассматриваем как движение абсолютно твердого тела. Заданную величину окружного усилия P_{\max} в этой фазе обеспечит тяговое усилие привода, равное

$$P_{np} = P_{\max} + m_{np} j_p, \quad t_{mp} \leq t \leq t_n,$$

где j_p – ускорение в период разгона,

$$j_p = \frac{(\xi - 1) P_0}{\rho l}.$$

Тяговая характеристика привода $P_{np} = P_{np}(t)$ наложена на рис. 5 на график окружного усилия $P = P(t)$.

Закон изменения скорости ленты в точке набегания на привод $V(0, t)$ определится зависимостями:

$$V(0, t) = \begin{cases} \left(ak - q \frac{\lambda}{1 + \lambda} \right) t, & 0 \leq t \leq t_1; \\ akt_1 - q \frac{\lambda}{1 + \lambda} t, & t_1 \leq t \leq t_{mp}; \\ V_{mp} + j_p t, & t_{mp} \leq t \leq t_n. \end{cases}$$

При $t = t_1$ функция $V(0, t)$ имеет местный максимум

$$V(0, t_1) = \left(ak - q \frac{\lambda}{1 + \lambda} \right) t_1 = \frac{a P_{\max}}{E_0} - q \frac{\lambda}{1 + \lambda} t_1,$$

а при $t = t_{mp}$ – местный минимум, равный

$$V_{mp} = V(0, t_{mp}) = \frac{a P_{\max}}{E_0} - \frac{q l}{a}.$$

Длительность фазы разгона

$$t_p = (V_i - V_{mp}) / j_p.$$

График $V = V(0, t)$ приведен на рис. 5.

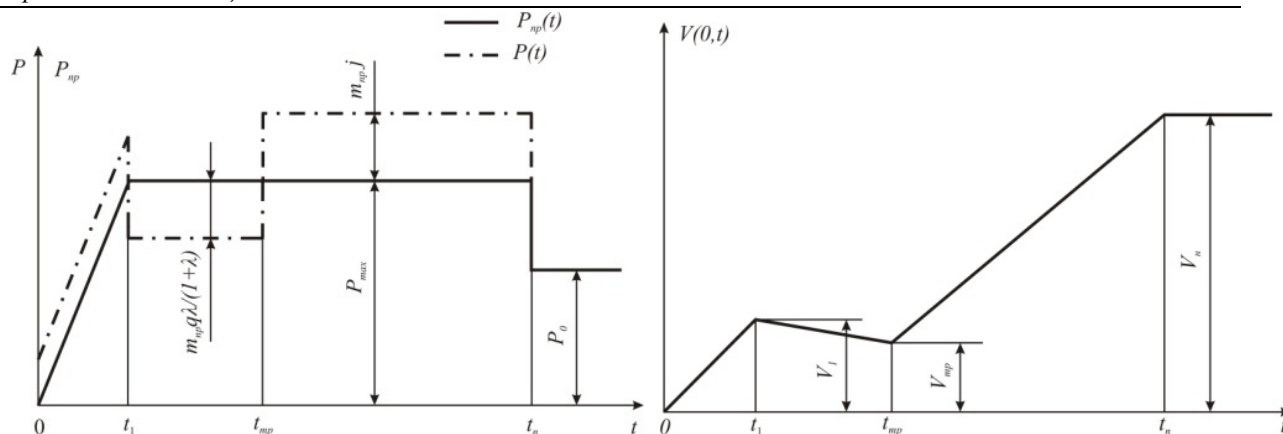


Рис. 5 – Графики изменения во времени окружного усилия, тягового усилия привода и скорости ленты

Таким образом, предложенный вид тяговой характеристики привода позволяет существенно снизить динамические нагрузки в ленте и обеспечить повышение ее долговечности и надежности работы конвейера в целом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Штокман И.Г. Динамика тяговых цепей рудничных скребковых конвейеров. – М.: Гостехиздат, 1959. – 304 с.

УДК 622.23.05459

Дырда В.И., Маркелов А.Е.

СТРУКТУРНО-СИНЕРГЕТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАЗРУШЕНИЯ И РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ РЕЗИНОВОЙ ФУТЕРОВКИ БАРАБАНЫХ МЕЛЬНИЦ

Розглядається узагальнена модель гумової футеровки барабаних млинів, приводиться алгоритм розрахунку довговічності футеровки з використанням двохкритеріального рівняння.

STRUCTURAL-SYNERGETICS MODEL OF DESTRUCTION AND CALCULATION OF LONGEVITY OF A RUBBER LINING OF RATTLE JACKS

The generalized model of a rubber lining of rattle jacks is considered, the algorithm of calculation of longevity of a lining with use of the two-criterion equation is resulted.

1 Постановка проблемы

Резиновая футеровка в барабанных рудоизмельчительных мельницах выполняет роль элемента защиты барабана от ударных нагрузок и износа; она существенно влияет на технологические и прочностные характеристики мельниц, а ее долговечность определяет экономические показатели процесса переработки руды.

По расчету резиновых элементов имеется довольно обширная литература, часть которой цитируется ниже [1-24]. Известна модель разрушения резины, энергетический критерий и алгоритм расчета долговечности резиновых деталей [3]. В целом эта модель дает хорошую сходимость с результатами, полученными в инженерной практике; в силу своей универсальности она пригодна также