

слойки. Рассмотрим двенадцатирядное соединение с одинаковыми рядами скоб и следующими параметрами: $\delta = 5,0 \times 10^{-9}$ м/Н, $C = 41,0 \times 10^{-9}$ м/Н, $H_{BO} = 4,5$ мм, $H_{HO} = 2$ мм, $G_p = 1,5$ МПа, $B = 0,8$ м, $I_k = 20$ мм.

Приведя все данные к системе единиц СИ, получим $C_{nk} = 5,8 \times 10^{-8}$ м/Н, $C_{Эк} = 2,4 \times 10^{-8}$ м/Н. Решив систему (1) для полученных числовых значений C_{nk} и $C_{Эк}$ и используя формулу (6), получим, что в первом случае, когда стыковое соединение запускается в работу не ожидая вулканизации клея, наибольшая сила взаимодействия скобы и ленты равна $0,0098 \times P$. Во втором случае, когда соединение выдерживается в ненагруженном состоянии до полной вулканизации клея, наибольшая сила равна $0,0068 \times P$, то есть в 1,44 раза меньше по сравнению с первым случаем. Практический опыт [5] показал, что при длительном действии таких эксплуатационных факторов, как влажность, повышенная температура, циклические нагрузки по длительной прочности клеомеханические соединения превышают клеевые. Наличие механических соединителей особенно повышает работоспособность при переменных нагрузках и неравномерном отрыве [6]. Для клеомеханических соединений диаграмма растяжения имеет значительный нелинейный участок.

Выводы

Таким образом, разработанная математическая модель расчета распределения усилий в механических соединениях конвейерных лент, позволила установить основные закономерности работы механических соединений и составить методику их расчета. Многорядные механические соединения являются статически неопределимыми системами неравно-

мерно распределяющими внешнюю нагрузку между соединительными элементами. Наиболее нагружены соединительные элементы крайних рядов. С увеличением числа рядов соединительных элементов и их жесткости неравномерность возрастает. При правильном подборе параметров соединения по предлагаемым зависимостям неравномерность распределения нагрузки может быть существенно уменьшена.

Методика расчета механических соединений позволяет определять параметры соединения, обеспечивающие требуемую прочность при полном или частичной выравнивании нагрузки.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Инструкция по выбору, монтажу и эксплуатации конвейерных лент. – М.: НИИРП, 1981. – 75 с.
2. Конвейерные ленты / Ф.А. Махлис, И.И. Леонов, О.Г. Карабасов, В.В. Никитин. – М.: Химия, 1991. – 169 с.
3. Сопrotивление материалов. Под ред. Г.С. Писаренко. – К.: Вища школа, 1973. – 672 с.
4. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.
5. Вуба К.Т. О роли заклепок при сдвиге клееклепанных соединений внахлестку // Исследование прочности и деформативности клеевых соединений конструкционных строительных материалов. Под ред. Фрейдина А.С. – М.: Стройиздат. – Вып. 53, 1975. – С. 64-71.
6. Бумин Г.Л., Левченя Ж.Б., Антрошкин Э.Н. Автоматический контроль количества сыпучих материалов на ленте конвейера на основе деформации электрополей // Теоретические и технологические основы упрочнения и восстановления изделий машиностроения: Сб. науч. ст. / Под ред. С.А. Астапчика, П.А. Витязя. – Мн.: Технопринт, ПГУ, 2001. – С. 563-565.

УДК 621.867.2

Миранович О.Л.

ДИНАМИКА УСТАНОВИВШЕГОСЯ ДВИЖЕНИЯ КОНВЕЙЕРНОЙ ЛЕНТЫ

Введение

Динамические нагрузки в роликовых опорах ленточного конвейера можно рассматривать как результат статического и динамического воздействия движущейся конвейерной ленты и расположенного на ней груза.

Установление законов, по которым движется лента, особенно с точки зрения возможности возникновения поперечных вертикальных колебаний, имеет важное значение при определении величин нагрузок, действующих на опору, и требует дополнительных исследований.

Аналитические исследования

Рассмотрим ленту конвейера, представляющую собой предварительно натянутую упруго-вязкую оболочку, нагруженную распределенной нагрузкой, многократно опирающуюся на опоры (рис. 1 и 2).

Решение задачи с учетом реальных характеристик ленты и груза чрезвычайно затруднительно и приведет к громоздким результатам, поэтому исследование динамических процессов будет сделано в упрощенной постановке. Анализ ранее выполненных работ, посвященных описанию динамических процессов в ленточных конвейерах, позволил принять следующие допущения:

- колебания ленты в соседних пролетах происходят независимо;
- изучение движения ленты проводится только для одного пролета конвейера;

- лента не воспринимает изгибных напряжений, то есть является абсолютно гибкой;
- упругие удлинения подчиняются закону Гука;
- колебания ленты происходят в вертикальной плоскости, боковое смещение ленты не учитывается;
- натяжение ленты в пределах одного пролета не изменяется;
- груз не имеет движения относительно ленты.

Расчетная схема пролета ленточного конвейера, соответствующая принятым допущениям, представлена на рис. 3. При этом груженная лента рассматривается как упругая гибкая нить с погонной массой m_l , движущаяся в горизонтальном направлении x со скоростью v_l , имеющая предварительное натяжение T_0 и нагруженная погонной нагрузкой q_{zp} , где

$$q_{zp} = \bar{q}_{zp} (x - v_l t). \quad (1)$$

Аргумент функции q_{zp} указывает на то, что погонная нагрузка движется совместно с лентой в горизонтальном направлении x со скоростью v_l и в различных точках пролета ее значения могут изменяться во времени. Таким образом, выражение (1) является общим случаем представления q_{zp} , позволяющим рассматривать как детерминистические, так и случайные законы задания погонной нагрузки.

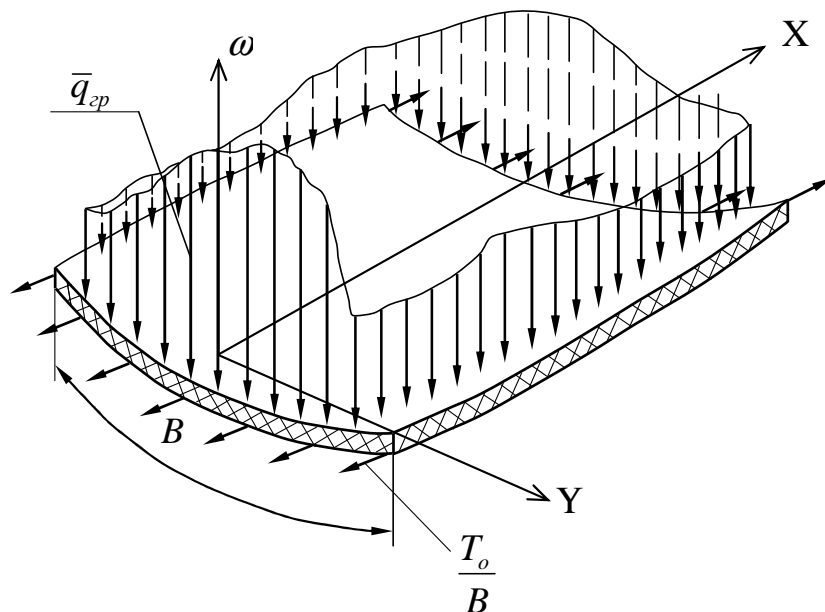


Рис. 1. Элемент ленты конвейера, представленной в виде оболочки, нагруженной случайной распределенной нагрузкой \bar{q}_{zp}

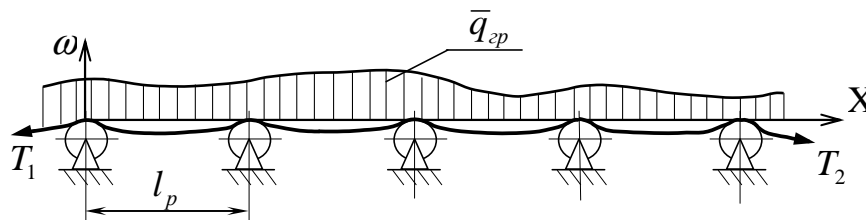


Рис. 2. Схема участка става ленточного конвейера

Для изучения движения холостой ветви конвейера также можно воспользоваться расчетной схемой на рис. 3. но в этом случае $q_{zp} = 0$.

Уравнение движения ленты с грузом в пролете между опорами может быть выведено исходя из некоторых общих положений и теорем теоретической механики. Так, для вывода уравнения движения ленты без учета ее дополнительного удлинения вследствие провисания между опорами удобно воспользоваться принципом Даламбера или теоремой об изменении количества движения, рассматривая элемент ленты с грузом и действующие на него силы (рис. 4). Уравнение движения с учетом дополнительного удлинения можно получить с помощью принципа Гамильтона-Остроградского, исходя из деформаций элемента ленты (рис. 5).

Однако при принятой постановке задачи нет необходимости специально выводить уравнение движения, поскольку для упругих нитей уравнения движения были получены ранее независимо от характера погонной нагрузки. Например, Светлицким В.А. и Панкратовым С.А. [1,2,3,4,5,6,7,8] выведено уравнение вертикального колебательного движения упругой гибкой нити, которое с учетом принятых обозначений можно записать как

$$m \left(\frac{\partial^2 \omega_n}{\partial t^2} + 2v_n \frac{\partial^2 \omega_n}{\partial x \partial t} + v_n^2 \frac{\partial^2 \omega_n}{\partial x^2} \right) = -q + T_0 \frac{\partial^2 \omega_n}{\partial x^2}, \quad (2)$$

где $m = m_n + m_{zp}(x - v_n t)$ – погонная масса загруженной ленты; ω_n – полный провес ленты; $q = m_n g + \bar{q}_{zp}(x - v_n t)$ – погонная нагрузка от веса ленты и груза; g – ускорение свободного падения.

Это уравнение является линейным дифференциальным уравнением, описывающим свободные незатухающие колебания конвейерной ленты с грузом в пролете без учета удлинения ленты при провисе.

Для более точного описания законов движения с учетом удлинения ленты вследствие провисания между опорами можно воспользоваться результатами, полученными Каудерером в работе [9]. Им было найдено выражение, связывающее натяжение T и относительное удлинение ленты ξ_x в виде:

$$T = E_l F_l \xi_x. \quad (3)$$

где $\xi_x = \frac{1}{l_p} \left[u(l_p, t) - u(0, t) + \frac{1}{2} \int_0^{l_p} \left(\frac{\partial \omega_n}{\partial x} \right)^2 dx \right],$

$u(l_p, t), u(0, t)$ – смещение ленты на концах пролета длиной l_p в горизонтальном направлении x ; E_l – модуль упругости ленты; F_l – площадь поперечного сечения ленты.

Отсюда

$$T = \frac{E_l F_l}{l_p} \left[u(l_p, t) - u(0, t) + \frac{1}{2} \int_0^{l_p} \left(\frac{\partial \omega_n}{\partial x} \right)^2 dx \right]. \quad (5)$$

Разность смещений ленты на концах пролета представляет собой удлинение ленты в пролете, которое в ленточных конвейерах вызывается двумя факторами. Во-первых, за счет натяжного устройства, которое создает предварительное натяжение T_0 , в результате этого лента удлиняется на постоянную

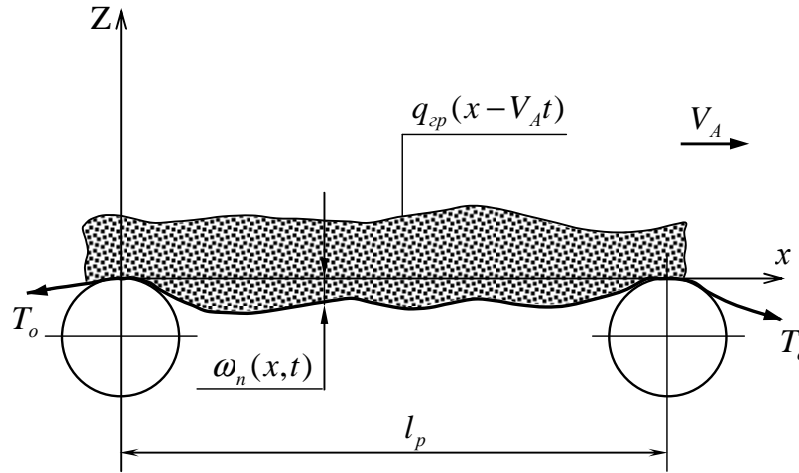


Рис. 3. Расчетная схема пролета ленточного конвейера

величину a_0 . Во-вторых, вращающиеся барабаны, имеющие эксцентриситет a_δ , вызывают периодическое удлинение ленты

в каждом пролете $\frac{a_\delta}{j} \cos P_\delta t$. Следовательно

$$u(l_p, t) - u(0, t) = a_0 + \frac{a_\delta}{j} \cos P_\delta t, \quad (6)$$

где $j = \frac{L_K}{l_p}$ – количество пролетов конвейера длиной L_K ;

P_δ – частота вращения барабана.

где $T_0 = \frac{E_l F_l}{l_p} a_0$ – предварительное натяжение ленты;

$$T(t) = \frac{E_l F_l a_\delta}{L_K} \cos P_\delta t$$

– периодическая составляющая натяжения, появляющаяся при вращении барабана с эксцентриситетом a_δ ;

$$T_n = \frac{E_l F_l}{2l_p} \int_0^{l_p} \left(\frac{\partial \omega_n}{\partial x} \right)^2 dx$$

– составляющая натяжения от провисания ленты в пролете.

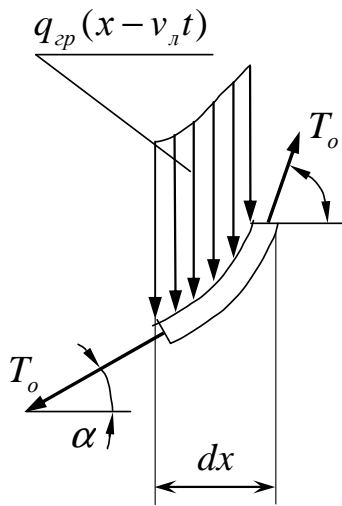


Рис. 4. Схема нагружения элемента ленты с грузом

Подстановка (2.6) в (2.5) дает:

$$T = \frac{E_l F_l}{l_p} \left[a_0 + \frac{a_\delta}{j} \cos P_\delta t + \frac{1}{2} \int_0^{l_p} \left(\frac{\partial \omega_n}{\partial x} \right)^2 dx \right].$$

Полученное выражение позволяет представить структуру натяжения ленты конвейера T в виде:

$$T = T_0 + T(t) + T_n, \quad (7)$$

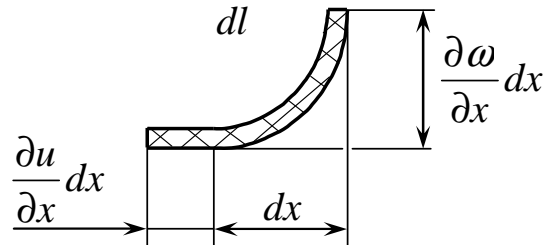


Рис. 5. Деформация элемента ленты

Подставляя в уравнение (2) вместо предварительного натяжения T_0 полное натяжение T ленты (7), можно получить нелинейное интегро-дифференциальное уравнение, описывающее свободные незатухающие колебания ленты с грузом в пролете между опорами с учетом удлинения ленты при провисании и наличия эксцентриситета у барабана:

$$m \left(\frac{\partial^2 \omega_n}{\partial t^2} + 2v_l \frac{\partial^2 \omega_n}{\partial x \partial t} + v_l^2 \frac{\partial^2 \omega_n}{\partial x^2} \right) = -q + \left[T_0 + T(t) + \frac{E_l F_l}{2l_p} \int_0^{l_p} \left(\frac{\partial \omega_n}{\partial x} \right)^2 dx \right] \frac{\partial^2 \omega_n}{\partial x^2}. \quad (8)$$

В действительности при наблюдении работы ленточного конвейера можно установить, что свободные колебания ленты с грузом затухают довольно быстро. Это объясняется действием диссипативных сил.

При рассмотрении колебаний систем с распределенными параметрами, к которым относится и грузная лента конвейера, внешние диссипативные силы F_{g1} обычно учитывают

равномерно распределенной силой сопротивления, пропорциональной скорости вертикального смещения:

$$F_{g1} = b \frac{\partial \omega_n}{\partial t}, \quad (9)$$

где b – коэффициент внешнего сопротивления. А силы внутреннего трения, связанные с деформациями системы, вводят по гипотезе Фойхта, согласно которой нормальное напряжение в ленте σ связано с относительным удлинением ξ_x выражением:

$$\sigma = E_n \left(\xi_x + \mu \frac{d\xi_x}{dt} \right), \quad (10)$$

где μ – коэффициент внутреннего трения.

Следует отметить, что при описании движения ленты линейным уравнением (2) имеется возможность учета только силы внешнего сопротивления вида (9). Это объясняется тем, что ввиду малости колебаний деформации в системе не учитываются и

$$\frac{d\xi_x}{dt} = 0.$$

Однако в более точной постановке задачи, когда рассматривается движение ленты в пролете с учетом удлинения при провисании (8), можно изучить действие сил как внешнего, так и внутреннего трения. В этом случае, используя выражения (3), (4), (8), (9) и (10), можно получить уравнение движения ленты в виде:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 \omega_n}{\partial t^2} + 2v_n \frac{\partial^2 \omega_n}{\partial x \partial t} + v_n^2 \frac{\partial^2 \omega_n}{\partial x^2} = -q + \\ & + \frac{1}{m} \left\{ T_0 + T(t) + \frac{E_n F_n}{2l_p} \int_0^{l_p} \left(\frac{\partial \omega_n}{\partial x} \right)^2 dx \right\} + \\ & + \mu \frac{\partial}{\partial t} \left[T(t) + \frac{E_n F_n}{2l_p} \int_0^{l_p} \left(\frac{\partial \omega_n}{\partial x} \right)^2 dx \right] \left\{ \frac{\partial^2 \omega_n}{\partial x^2} - 2n \frac{\partial \omega_n}{\partial t} \right\}, \end{aligned} \quad (11)$$

где $n = \frac{b}{2m}$ – коэффициент затухания.

Одна из задач настоящего исследования - изучение законов движения ленты при наличии эксцентриситетов у роликов опор и барабанов, которые являются следствием технологических погрешностей изготовления, сборки и монтажа этих элементов ленточного конвейера. Как было отмечено выше, эксцентриситет барабана вызывает периодическое продольное смещение ленты на концах пролета, в результате чего появляется сила $T(t)$, меняющаяся по гармоническому закону.

Эксцентриситет у роликов приводит к тому, что лента на опоре имеет периодическое вертикальное смещение, которое может быть учтено путем введения соответствующих граничных условий. Так, например, при отсутствии эксцентриситета у роликов граничные условия будут нулевыми, то есть

$$\begin{aligned} \omega_n &= \omega_n(0, t) = 0 \quad \text{при } x = 0; \\ \omega_n &= \omega_n(l_p, t) = 0 \quad \text{при } x = l_p. \end{aligned} \quad (12)$$

Если же средний ролик опоры, установленной в начале пролета $x = 0$, имеет эксцентриситет a_p , то граничные условия можно записать в виде:

$$\omega_n = \omega_n(0, t) = a_p \cos p_p t \quad \text{при } x = 0;$$

$$\omega_n = \omega_n(l_p, t) = 0 \quad \text{при } x = l_p, \quad (13)$$

где P_p - частота вращения ролика.

Необходимо отметить, что в данной работе исследование влияния эксцентриситетов роликов опоры проводится в упрощенной постановке и во внимание принимается только один средний ролик. В действительности все ролики опор могут иметь эксцентриситеты, причем разные по величине. В этом случае, кроме вертикального смещения, будет происходить периодическое изменение желобчатости ленты, способствующее боковому сходу ленты. Это явление представляет практический интерес и требует большого специального исследования.

Таким образом, уравнение (11) с учетом соответствующих граничных условий в общем виде описывает колебания ленты с погонной нагрузкой, изменяющейся по произвольному закону, при действии сил внешнего и внутреннего сопротивления и наличии эксцентриситетов у барабанов и роликов опор.

С помощью уравнения (11) можно решить ряд задач, представляющих практический интерес.

1. Описать движение ленты при транспортировании:

а) мелкокускового материала, поступающего на магистральный конвейер непрерывным, равномерным потоком с постоянной погонной нагрузкой, то есть

$$q_{zp} = q_0 = const;$$

б) единичных грузов, условную погонную нагрузку от которых можно представить с помощью дельта-функции Дирака $\delta(x - v_n t)$

$$q_{zp} = G \delta(x - v_n t);$$

в) крупнокусковых грузов, поступающих на магистральный конвейер от забойного оборудования или из бункеров с помощью питателей непрерывным неравномерным потоком; при этом погонную нагрузку на ленту можно считать случайной функцией вида:

$$q_{zp} = \bar{q}_{zp}(x - v_n t).$$

2. Изучить влияние диссипативных сил на движение ленты.

3. Изучить влияние эксцентриситетов роликов опор и барабанов на движение ленты.

4. Выявить возможность использования для описания движения ленты в пролете линейного дифференциального уравнения (2.2), которое с учетом действия сил внешнего сопротивления F_{g1} примет вид:

$$\frac{\partial^2 \omega_n}{\partial t^2} + 2v_n \frac{\partial^2 \omega_n}{\partial x \partial t} + \left(v_n^2 - \frac{T_0}{m} \right) \frac{\partial^2 \omega_n}{\partial x^2} + 2n \frac{\partial \omega_n}{\partial t} = -g. \quad (14)$$

Следует подчеркнуть, что исследование последнего вопроса имеет важное значение для практики. Так как в линейном уравнении (14), в отличие от (11), нет членов, содержащих модуль упругости E_n и площадь поперечного сечения ленты F_n , то с помощью этого уравнения закон движения ленты можно определить даже на предварительной стадии проектирования конвейера, когда точные значения характеристик ленты не установлены.

Выводы

Таким образом, движение ленты конвейера с погонной нагрузкой, изменяющееся по произвольному закону (1), в продольной вертикальной плоскости, в соответствии с принятыми допущениями может быть описано нелинейным интегрально-дифференциальным уравнением второго порядка в частных производных (11), которое учитывает удлинение ленты при провисании между опорами, действие сил внешнего и внутреннего трения, появление дополнительного натяжения в случае наличия эксцентриситета у барабанов. Влия-

ние эксцентриситетов средних роликов опор учитывается граничными условиями.

Колебания ленты происходят относительно линии динамического провеса, которая является траекторией движения ленты, находящейся под действием погонной нагрузки и центростремительных сил. Уравнение линии динамического провеса определяется из общего уравнения (11) при условии отсутствия колебаний.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Каудерер Г. Нелинейная механика. – М.: Изд. иностр. лит., 1961. – 778 с.
2. Панкратов С.А. Основы динамического расчета ленточных конвейеров. Труды Ун-та дружбы народов им. П.Лумумбы. Т. 13, вып. I, 1976. – С. 89-98.

3. Панкратов С.А., Келен О.И., Цветков В.Б. Расчет ленточных конвейеров на надежность и долговечность. Горные машины и автоматика, 1965, №2 – С. 21-26.
4. Панкратов С.А., Цветков В.Б. О резонансных колебаниях конвейерных лент. Горные машины и автоматика. 1965, № 5.
5. Панкратов С.А. Динамика машин для открытых горных и земляных работ. – М.: Машиностроение, 1967 – 448 с.
6. Светлицкий В.А. Передачи с гибкой связью. – М.: Машиностроение, 1967. – 156 с.
7. Светлицкий В.А., Стасенко И.В. Сборник задач по теории колебаний. – М.: Высшая школа, 1973. – 454 с.
8. Светлицкий В.А. Случайные колебания механических систем. – М.: Машиностроение, 1976. – 216 с.
9. Светлицкий В.А. Механика гибких стержней и нитей. – М.: Машиностроение, 1978. – 224 с.

УДК 621.867.2

Миранович О.Л.

ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ РЯДАМИ СКОБ, СОЕДИНЯЕМЫХ КОНВЕЙЕРНУЮ ЛЕНТУ

Введение

Неравномерное распределение нагрузки между рядами скоб приводит к ограничению прочности и долговечности стыкового соединения, необходимости устанавливать дополнительные «страхующие» ряды скоб, что увеличивает трудозатраты на стыковку. Прочность стыковых соединений с П-образными скобами составляет около 70% прочности ленты.

Аналитические исследования

Рассмотрим возможность выровнять нагрузку между рядами скоб при отсутствии клеевого соединения. Целью выравнивания нагрузки является повышение несущей способности соединения с заданным числом рядов или заданным числом скоб за счет нагружения элементов соединения, близкого предельно допустимому. При этом задача выравнивания нагрузки может быть представлена в оптимизационной и алгебраической постановках.

Задача оптимизации заключается в поиске оптимальных значений параметров соединения M_k, I_{mi}, d_k и l_i , обеспечивающих экстремум целевой функции, например, при заданных ограничениях $\sigma_i < [\sigma], S_{mi} < [S_C]$. При условии, что усилия, возникающие в упругих элементах соединения X_1, X_2, \dots, X_{N_p} одинаковы, математическая модель примет вид

$$\left. \begin{aligned} F &= \Omega_1 \sum_i \sum_j (\sigma_i - \sigma_j)^2 + \Omega_2 \sum_i \sum_j \sum_m \sum_k (S_{mi} - S_{kj})^2; \\ X_1 N_p &= P, \\ X_1 \left[-C_1 + \sum_{j=2}^k \sum_{i=1}^{j-1} (\delta_{1i} + \delta_{2i}) + (N_p - k) \sum_{i=1}^{k-1} (\delta_{1i} + \delta_{2i}) + C_k \right] &= \\ &= P \sum_{i=1}^{k-1} \delta_{2i}; \\ C_k &= C_1 - \sum_{j=2}^k \sum_{i=1}^{j-1} (\delta_{1i} + \delta_{2i}) - (N_p - k) \sum_{i=1}^{k-1} (\delta_{1i} + \delta_{2i}) + \\ &+ N_p \sum_{i=1}^{k-1} \delta_{2i}, \quad k = 2, 3, \dots, N_p \end{aligned} \right\} (1)$$

где M_k – число скоб в k -м ряду, I_{mi} – число прокладок на участке i ленты m -го конца, d_k – диаметр ножек скоб k -го ряда, l_i – расстояние между i и $i+1$ рядами скоб, мм, σ_i – наибольшие нормальные напряжения в скобах i -го ряда, $[\sigma]$ – допускаемые нормальные напряжения в скобах, S_{mi} – наибольшие контактные напряжения взаимодействия скобы i -го ряда с m -м концом ленты, Ω_1, Ω_2 – весовые коэффициенты, P – растягивающее усилие, Н, C_k – податливость k -го ряда скоб, м/Н.

При заданном числе скоб M_0 к варьируемым параметрам следует добавить число рядов N_p , а к ограничениям – условие $\sum_k M_k = M_0$.

В таблице 1 приведены найденные численно оптимальные параметры двенадцатирядного соединения с тремя типами скоб, обеспечивающие минимум целевой функции (1) при варьировании податливостей рядов скоб.

Таблица 1. Оптимальные параметры 12-рядного соединения

C_1/δ_1	4,0	8,0	12,0	16,0
k_2	2	2	2	4
$C \times 2$	0,3	0,5	0,6	0,6
k_3	8	8	8	6
$C \times 3$	0,05	0,15	0,25	0,15
λ	1,22	1,25	1,26	1,26

Примечание. k_2 и k_3 – число рядов скоб второго и третьего типа, $C \times 2$ и $C \times 3$ – отношения податливостей рядов скоб второго и третьего типа к податливости крайнего ряда скоб, $C \times 2 = C_2/C_1$, λ – коэффициент уменьшения величины максимального усилия по сравнению с соединением, имеющим одинаковые ряды скоб с податливостью C_1 , $\delta_{mi} = \delta = const$.