

УДК 638.562

А. И. СОКОЛЕНКО, канд. техн. наук,

Г. Р. ВАЛИУЛИН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННОЙ ЖЕСТКОСТИ ТЯГОВЫХ ЦЕПЕЙ ДЛЯ КОНВЕЙЕРОВ ЛИНИЙ РОЗЛИВА ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

В расчетных схемах аналитических моделей, описывающих переходные процессы машин и агрегатов используется такое понятие, как приведенная жесткость. Различают линейную C и угловую жесткость C_y , определяемые отношением силы P или момента M к величинам вызываемых ими линейной x и угловой φ деформаций;

$$C = \frac{P}{x}; C_y = \frac{M}{\varphi}$$

Жесткость приведенной к ведущей звездочке тяговой цепи конвейера определяется из равенства потенциальной энергии деформации звена приведения и потенциальной энергии деформации тяговой цепи. Известно следующее соотношение [1]:

$$\frac{1}{C_{пр.у}} = \frac{1}{CR^2} + \frac{1}{C_y} = \frac{C_y + CR^2}{CR^2 C_y},$$

где $C_{пр.у}$ — приведенная угловая жесткость; C — линейная жесткость; C_y — угловая жесткость; R — радиус делительной окружности звездочки (звена приведения).

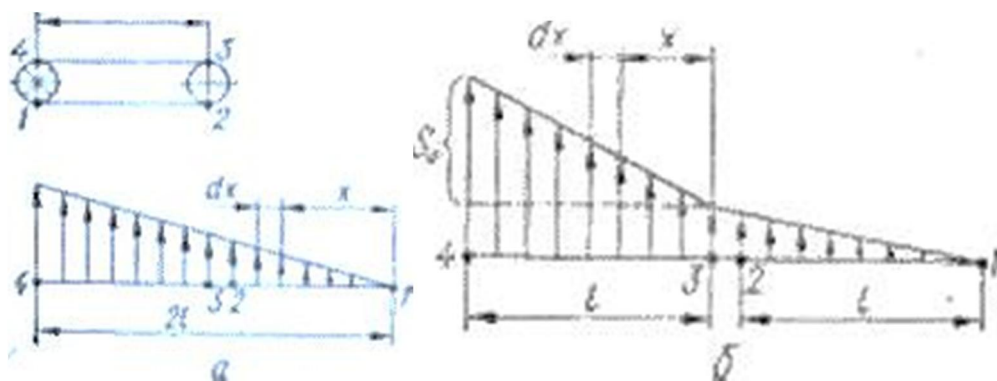


Рис1. Эпюра усилий, действующих на элементы ненагруженной

(а) и нагруженной (б) тяговой цепи.

Линейная жесткость тяговой цепи в расчетной схеме

$$C = \frac{C_{уд}}{l_3}$$

где $C_{уд}$ — удельная жесткость цепи длиной 1 м; l_3 — длина цепи в эквивалентной схеме.

По определению в литературе не выявлено рекомендаций. Между тем, для анализа динамических явлений в приводах машин и агрегатов такое определение необходимо. На кафедре «Детали машин» КТИПП авторами были проведены исследования по определению l_3 для двух случаев — загруженного и незагруженного конвейеров.

I. Конвейер для транспортирования бутылок не загружен, а рабочая и холостая ветви натянуты (1—4—участки натяжения) (рис. 1, а). В связи с тем, что натяжение цепи S_3 в точке сбегания с ведущей звездочки мало (20—50 Н) по сравнению с натяжением цепи S_4 в точке 4, значением S_1 , пренебрегаем так же, как и ростом напряжения при огибании тяговой цепью ведомой звездочки или барабана. Тогда можно считать, что усилия, действующие на тяговую цепь, изменяются от нуля до максимального значения по линейному закону.

Длину цепи l_3 в эквивалентной расчетной схеме найдем из условия равенства потенциальной энергии деформации в реальной и расчетных схемах.

Потенциальная энергия деформации растяжения элементарного участка dx

$$du = S_4^2 \frac{x^2}{8l^2} \cdot \frac{dx}{EF},$$

где E — модуль упругости 1-го рода материала цепи; F — приведенная площадь поперечного сечения цепи.

Потенциальная энергия деформации цепи длиной $2l$

$$u = \frac{S_1^2}{8EF l^2} \int_0^{2l} x^2 dx = \frac{S_4^2 l}{3EF}$$

Эквивалентная нагрузка в расчетной схеме $P_9 = S_4$. Тогда потенциальная энергия деформации в эквивалентной схеме

$$u = P_9^2 \frac{l_9}{2EF} = \frac{S_4^2 l_9}{2EF}$$

Приравняв выражения (1) и (2), получим

$$l_9 = \frac{2}{3} l.$$

2. Рассмотрим методику определения l_9 для загруженного конвейера (рис. 1, б). Как и в предыдущем случае, значением S_1 и перепадом на ведомом барабане пренебрегаем. Растягивающее усилие звена в выбранном сечении на расстоянии x

$$N_x = (S_4 - S_3) \frac{x}{l} + S_3$$

Обозначим $(S_4 - S_3) = S_0$. Потенциальная энергия растянутого элементарного участка dx .

$$du = N_x^2 \frac{dx}{2EF} = (S_0 \frac{x}{l} + S_3)^2 \frac{dx}{2EF} = \frac{S_0^2 x^2 dx}{2l^2 EF} + \frac{S_0 x S_3 dx}{lEF} + \frac{S_3^2 dx}{2EF}. \quad (3)$$

Потенциальную энергию деформации участка 3—4 определим интегрированием выражения (3):

$$u_{3-4} = \frac{S_0^2 l}{6EF} + \frac{S_0 S_3 l}{2EF} + \frac{S_3^2 l}{2EF}.$$

При известной потенциальной энергии деформации участка 1—2

$$u_{1-2} = \frac{S_2^2 l}{3EF}$$

и значении $P_9 = S_4$ получим

$$\frac{S_4^2 l_3}{2EF} = \frac{S_0^2 l}{6EF} + \frac{S_0 S_3 l}{2EF} + \frac{S_3^2 l}{2EF} + \frac{S_2^2 l}{2EF} + \frac{S_2^2 l}{3EF}$$

Отсюда

$$l_3 = \frac{S_0^2 l}{3S_4^2} + \frac{S_0 S_3 l}{S_4^2} + \frac{S_3^2 l}{S_4^2} + \frac{2S_2^2 l}{3S_4^2}.$$

Рассуждая аналогичным образом, для конвейера с ненатянутой холостой ветвью получим

$$l_3 = \frac{S_0^2 l}{3S_4^2} + \frac{S_0 S_3 l}{S_4^2} + \frac{S_4^2 l}{S_4^2}. \quad (4)$$

На лабораторном стенде, представляющем собой конвейер длиной 5,1 м для транспортировки бутылок, были проведены экспериментальные исследования по определению усилия ударного нагружения тягового органа. При этом привод конвейера в составе электродвигателя, червячного редуктора и цепной передачи разгонялся до скорости установившегося движения, происходила выборка зазоров и ударное нагружение тяговой цепи.

Данное определение может быть выполнено и аналитически, по известному выражению [1]: $F_{\max} = v\sqrt{mC_{np}} + F_0$ где F_{\max} — максимальное усилие в тяговой цепи; v — скорость установившегося движения тяговой цепи; C_{np} — приведенная жесткость; F_0 — сопротивление перемещению тяговой цепи.

Динамическая перегрузка тяговой цепи $F_d = v\sqrt{mC_{np}}$. Сопоставление этой величины, найденной при известных значениях v , m и C_{np} с результатами экспериментальных исследований, подтверждает преимущество предложенной методики определения $C_{np.0}$

Значение $C_{уд}$ для тяговой цепи лабораторного стенда определялось экспериментально: $C_{уд} = 300 \cdot 10^3$ Н/м. Значение l_3 для незагруженного конвейера находим из выражения (4), при этом $S_0 = 45$ Н; $S_3 = 105$ Н; $S_4 = 150$ Н:

$$l_3 = \frac{45^2 \cdot 5.1}{3 \cdot 150^2} + \frac{45 \cdot 105 \cdot 5.1}{150^2} + \frac{105^2 \cdot 5.1}{150^2} = 3.72 \text{ м}$$

Тогда

$$C_{np} = \frac{300 \cdot 10^3}{3.72} = 80650 \text{ Н/м}$$

Динамическая перегрузка $F_d = 0,4 \sqrt{1,09 \cdot 8065} = 375 \text{ Н}$. Величина $F_d = 340 \pm 15 \text{ Н}$, найденная экспериментально, составила $P_d = 340 + 15 \text{ Н}$. Расхождение в определениях двумя способами, как видно, составляет 6—15%. Это дает основание утверждать приемлемость разработанной методики по определению приведенной жесткости тяговой цепи.

Список литературы

1. Комаров С. М. Динамика механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969. 288 с.

Поступила в редколлегию 06.04.81.