УДК 621.81:62-752

КОНСТРУКЦИОННОЕ ДЕМПФИРОВАНИЕ В СОЕДИНЕНИИ ШПУЛИ С НАСАДКОЙ ШПИНДЕЛЯ ВЕРЕТЕНА

А.Ю. КОЛЯГИН, С.В. ПАЛОЧКИН

(Московский государственный текстильный университет им. А.Н. Косыгина)
E-mail: office@msta.ac.ru

Осуществлено теоретическое исследование конструкционного демпфирования колебаний в соединении шпули с насадкой веретена крутильно-мотального механизма; описана методика исследования.

Theoretical research of structural damping of fluctuations in connection of a tube with a spindle bait of the twisting-reeling mechanism is carried out; the re-

search technique is described. The settlement dependence, which reliability is confirmed by the experiment data, is received for the determination of fluctuations energy dispersion for a cycle in the researched connection.

Ключевые слова: крутильно-мотальные механизмы, соединение шпули паковки с насадкой шпинделя веретена, посадка с натягом, консольная балка, рассеянная энергия.

Одной из актуальных задач при определении диссипативных характеристик крутильно-мотальных механизмов является расчет рассеяния энергии колебаний в соединении шпули текстильной паковки с насадкой шпинделя веретена крутильно-мотального механизма.

Рассеяние энергии колебаний в данном соединении, которое следует отнести к соединениям деталей посадкой с натягом, в общем случае может быть определено расчетным путем как сумма потерь этой энергии за счет внешнего трения при проскальзывании втулки по валу и при контактных деформациях этих деталей. Величину проскальзывания определяют, учитывая совместную работу вала и втулки, а также их поверхностных слоев, как третьего тела.

Однако при больших отношениях длины соединения к посадочному диаметру и малых давлениях на его контактной поверхности (до 5 МПа), а именно к данному типу соединений относится соединение шпули с насадкой шпинделя, доля рассеяния энергии от контактных деформаций невелика [1]. Демпфирование в данном случае определяется в основном потерями на трение при относительном проскальзывании контактирующих поверхностей сопряженных деталей. При этом шпуля представляет собой тонкостенную втулку, что позволяет рассчитать рассеяние энергии колебаний в рассматриваемом соединении на базе изложенных в [2] результатов решения аналогичной задачи для консольной балки постоянного прямоугольного сечения с прижатыми к ней сверху и снизу тонкими накладками, расчетная схема которой приведена на рис. 1.

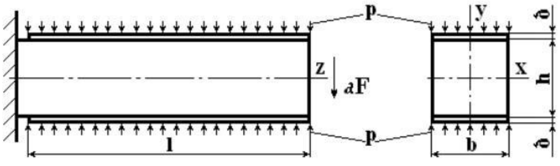


Рис. 1

Согласно [1], [2] рассеяние энергии W за цикл поперечных (изгибных) колебаний такой балки равно

$$W = \frac{2F_v^3 k^2 \ell^3 q_0 h}{3EJ_0 (kF_v + q_0 h)^2}, \qquad (1)$$

где F_v = F – амплитуда переменной силы αF; F – ее максимальное значение; $-1 \le \alpha \le 1$ – безразмерный коэффициент нагрузки; $k = Ah^2/(2J)$ – постоянная величина для данной балки с накладками; $A = b\delta$ – площадь сечения накладки; δ – толщина накладки; ℓ, b и h – длина, ширина и высота балки; E – модуль упругости первого рода материала балки; $J_0 = bh^3/12$ – момент инерции сечения балки без накладок; $J = b(h+2\delta)^3$ – момент инерции сечения балки с накладками; $q_0 = fpb$ – интенсивность предельных сил трения (на единицу длины накладки) или предельное касательное усилие; f – коэффициент трения между накладкой и балкой; p – постоянное давление на контактной поверхности.

Исследуемое соединение шпули с насадкой шпинделя имеет конический стык с малой конусностью. Поэтому в первом приближении в качестве расчетной схемы данного соединения выбираем консольную балку постоянного круглого поперечного сечения диаметром d с напрессованной на нее тонкостенной цилиндрической втулкой, имеющей внешний диаметр D и длину ℓ (рис. 2 – расчетная схема исследуемого соединения шпули с насадкой шпинделя веретена).

Разбив сечение балки по оси X на достаточно большое конечное число 2N участков длинной $dx = d/(2N)$, моделируем круглое сечение балки в виде совокупности прямоугольных сечений переменной высоты h_i и постоянной ширины dx (рис. 2 и 3 – размеры прямоугольного сечения переменной высоты).

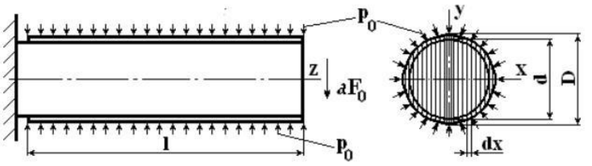


Рис. 2

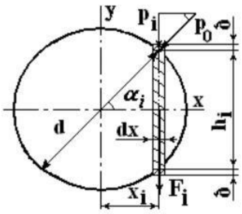


Рис. 3

При этом координата i-го участка по оси X равна:

$$x_i = dx(i - 0,5), \qquad (2)$$

а его высота может быть вычислена по формуле:

$$h_i = 2\sqrt{(0,5d)^2 - (x_i)^2}, \qquad (3)$$

где i = 1, 2, 3 … – номер рассматриваемого участка.

Подставив (2) с учетом $dx = d/(2N)$ в (3), получаем:

$$h_i = d\sqrt{1 - (i - 0,5)^2 / N^2}. \qquad (4)$$

Тогда соединение, представленное на рис. 2, можно моделировать в виде совокупности 2N соединений балок прямоугольного сечения с прижатыми к ним тонкими накладками. Для каждого из этих 2N соединений имеют место следующие соотношения параметров:

$$b_i = dx = d/(2N), \qquad (5)$$

$$\delta_i = \delta = 0,5(D - d), \qquad (6)$$

$$p_i = p_0 \sin\alpha_i = p_0 h_i / d = = p_0\sqrt{1 - (i - 0,5)^2 / N^2}, \qquad (7)$$

где p_0 – нормальное давление на контактных поверхностях цилиндрического соединения балки и втулки.

Силы αF_i, действующие на каждую из этих балок, определяем из условий равенства их суммы величине переменной нагрузки αF_0 и одинаковых значений прогибов у всех балок в местах приложения этих сил [3], то есть:

$$\alpha F_0 = 2\sum_{i=1}^{N} \alpha F_i, \qquad (8)$$

$$y = \frac{F_i \ell^3}{3EJ_{0i}} = \frac{F_{i+1} \ell^3}{3EJ_{0i+1}}. \qquad (9)$$

Решив систему уравнений (8) и (9) с учетом ранее приведенного выражения для момента инерции сечения J_0, получаем:

$$F_{vi} = F_i = 0,5F_0 h_i^3 / \sum_{i=1}^{N} h_i^3. \qquad (10)$$

В соответствии с разработанной моделью суммарное рассеяние энергии за цикл колебаний в исследуемом соединении может быть определено как

$$W = 2\sum_{i=1}^{N} W_i, \qquad (11)$$

где, учитывая (1):

$$W_i = \frac{2F_{vi}^3 k_i^2 \ell^3 q_{0i} h_i}{3EJ_{0i}(k_i F_{vi} + q_{0i} h_i)^2} = \\ = \frac{2F_{vi} \ell^3 q_{0i} h_i}{3EJ_{0i}(1 + \frac{q_{0i} h_i}{k_i F_{vi}})^2}. \quad (12)$$

Принимая

$$K_D = (D/d - 1), \quad (13)$$

$$K_{Ni} = \sqrt{1 - (i - 0,5)^2 / N^2}, \quad (14)$$

с учетом (5), (6), (7), (10) и пояснений к (1) получаем:

$$F_{vi} = F_i = 0,5F_0(1 - 0,25/N^2)K_{Ni} / \sum_{i=1}^{N} K_{Ni}^3, \quad (15)$$

$$k_i = \frac{3K_D K_{Ni}^2}{(K_D + K_{Ni})^3}, \quad (16)$$

$$q_{0i} = 0,5fp_0 dK_{Ni} / N, \quad (17)$$

$$h_i = dK_{Ni}, \quad (18)$$

$$J_{0i} = d^4 K_{Ni}^3 / (24N). \quad (19)$$

Подставив (15)…(19) в (12), имеем

$$W_i = \frac{4F_0 fp_0 \ell^3}{Ed^2 K_{N\Sigma} \left[1 + \frac{fp_0 d^2 K_{N\Sigma}(K_D + K_{Ni})^3}{3NK_D K_{Ni}^2 F_0}\right]^2}. \quad (20)$$

Подставив затем (20) в (11), получаем окончательную формулу для расчета рассеянной за цикл колебаний энергии в исследуемом соединении шпули с насадкой шпинделя веретена:

$$W = 8\frac{F_0 fp_0 \ell^3}{Ed^2} \frac{K_W}{K_{N\Sigma}}, \quad (21)$$

где $K_{N\Sigma}$ – зависящий от числа разбиений N постоянный безразмерный коэффициент, рассчитываемый как

$$K_{N\Sigma} = \sum_{i=1}^{N} K_{Ni}^3, \quad (22)$$

K_W – зависящий от параметров соединения и величины амплитуды нагрузки безразмерный коэффициент, равный

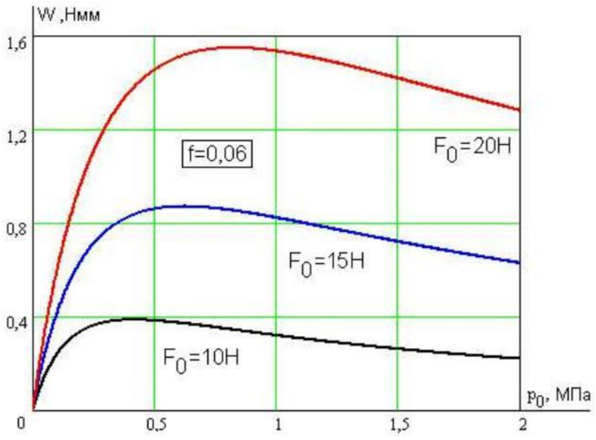
$$K_W = \sum_{i=1}^{N} \frac{1}{\left[1 + \frac{fp_0 d^2 K_{N\Sigma}(K_D + K_{Ni})^3}{3NK_D K_{Ni}^2 F_0}\right]^2}. \quad (23)$$

Полученная формула (21) позволяет легко определить значение W, используя простейший метод численного расчета (суммирования) на ЭВМ.

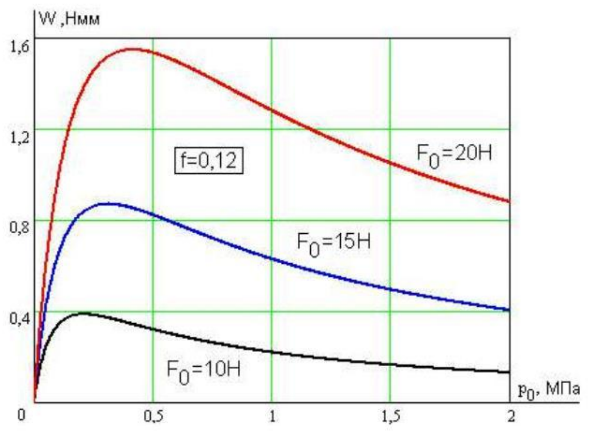
В качестве исходных данных при проведении расчетов были взяты следующие значения параметров соединения и нагрузки, характерные для веретена ВН-28 ГОСТ 27289–87 с картонной шпулей:

D = 19 мм; d = 16 мм; ℓ = 212 мм;
$E = 0,8 \cdot 10^5$ МПа; N = 100;
f = 0,06…0,12; p_0 = 0…2 МПа;
F0 = 10…20 Н.

Результаты выполненных в системе "MathCAD" компьютерных расчетов для исследуемого соединения шпули с насадкой шпинделя веретена представлены в виде графиков на рис. 4: $W = W(F_0,P)$ при а) – f = 0,06; б) – f = 0,12.



а)



б)

Рис. 4

Их анализ показывает, что рассеяние энергии колебаний в соединении увеличивается с ростом амплитуды нагрузки, а с увеличением давления сначала рассеяние энергии возрастает, а после достижения некоторого максимального значения начинает убывать. При этом коэффициент трения на контактных поверхностях деталей, практически не влияя на величину максимального рассеяния энергии колебаний, вместе с тем определяет значение давления, при котором имеет место данный максимум.

Достоверность полученной теоретической формулы подтверждена путем сравнения данных аналитического расчета с результатами проведенного по методу "статической петли гистерезиса" эксперимента, в ходе которого были определены жесткость упругого элемента колебательной системы стенда $c = 6{,}25$ Н/мм и коэффициент поглощения $\psi = 0{,}044$ в исследуемом соединении [4].

При этом потенциальная энергия упругого элемента, соответствующая нагрузке $F_0 = 20$ Н, равна $E_p = 0{,}5F^2/c = 0{,}5\cdot 20^2/6{,}25= =32$ Н·мм, а величина рассеяния энергии за цикл испытаний в исследуемом соединении составляет $W = \psi E_p=0{,}044\cdot 32= =1{,}41$ Н·мм, что достаточно хорошо согласуется с данными теоретического расчета $W = 1{,}29…1{,}56$ Н·мм в диапазоне значений $p_0 = 0{,}5…2{,}0$ МПа при $f = 0{,}06$ (рис. 4-а).

В Ы В О Д Ы

1. Получена расчетная зависимость для определения рассеяния энергии колебаний за цикл в соединении шпули с насадкой шпинделя веретена.

2. Достоверность полученной зависимости подтверждена данными опытов.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6 т. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. Защита от вибраций и ударов / Под ред. К.В. Фролова.

2. *Калинин Н.Г и др.* Конструкционное демпфирование в неподвижных соединениях / Н.Г. Калинин, Ю.А.Лебедев, В.И. Лебедева, Я.Г. Пановко, Г.И. Страхов. – Рига: Изд-во Академии наук Латвийской ССР, 1960.

3. *Феодосьев В.И.* Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1988.

4. *Колягин А.Ю., Палочкин С.В.* Экспериментальные исследования демпфирования колебаний в крутильно-мотальном механизме // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2009, № 2С.

Рекомендована кафедрой деталей машин и подъемно-транспортных устройств. Поступила 09.04.10.