

во втором случае больше первого на (25—30)%, а касательные напряжения в третьем случае больше второго на (7—14)%. Как показывает анализ данных табл. 1 и 2, учет зависимости коэффициента трения от температуры и неравномерное распределение температуры по радиусу может привести к существенным поправкам полученных конечных результатов. Следовательно, при проектировании новых конструкций необходимо иметь экспериментальные данные о зависимости коэффициента трения от температуры и распределения температурных полей в дисках фрикционной муфты.

При конструировании механизмов ползучего хода необходимо также учесть, что «ползучий ход» — это качественно новый режим эксплуатации с более высокими температурными и нагрузочными режимами. Отсутствие аналогичных конструкций на отечественных автопогрузчиках выдвигает обязательное условие всестороннего анализа влияния температурных и нагрузочных режимов на работоспособность, надежность и долговечность узлов и деталей ГМН.

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Крагельский Н. В. Трение и износ.— М.: Машиностроение, 1968.— 480 с.
2. Чичинадзе А. В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении.— М.: Наука, 1967.— 231 с.
3. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Теория упругости.— М.: Наука, 1975.— 575 с.
4. Новожилков В. В. Теория упругости.— Л.: Судпромгиз, 1958.— 370 с.
5. Лукин И. П., Гаспарянц Г. А., Родионов В. Ф. Конструкция и расчет автомобиля.— М.: Машиностроение, 1984.— 376 с.

ЕрПН им. К. Маркса

16. II. 1988

Изв. АН АрмССР (сер. ТН), т. XLII, № 6, 1989, с. 272—275

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.83.069

Э. П. АРУТЮНЯН, Н. Б. ГРИГОРЯН

### РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ В ШАРИКОВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧЕ С ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫМ НАТЯГОМ

Рассмотрена задача расчета распределения нагрузки по длине соприкасающейся шариковинтовой передачи с предварительным внутренним натягом. Получено интегральное уравнение распределения нагрузки и даны приближенные методы его решения.

Библиогр.: 2 назв.

Քննարկված է նախնական պրիվաճքով զնդիկապտությունային փոխանցման մեջ բա-  
նրու նրկարտիջան բեռնվածքների բաշխման նաշվարկման խնդիրը: Ստացված է բեռնվածք-  
ների բաշխման ու գծային ինտեգրալային հավասարում և տրված է նրա լուծման մոտա-  
վոր եղանակները:

Рассматривается метод расчета распределения нагрузки по длине свивчивания шариковинтовой передачи с предварительным внутренним натягом. Предполагается, что после приложения осевого усилия натяг не снимается. В общем балансе осевых перемещений точек контакта, вследствие их превалирования, учитываются только контактные деформации.

Условие совместности деформаций в шариковой резьбе имеет вид [1]

$$\Delta_1 + \Delta_2 = [\delta_1(z) + \delta_2(z)] - [\delta_1(0) + \delta_2(0)], \quad (1)$$

где  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  — удлинение и укорочение участков винта и гайки от 0 до  $z$ ;  $[\delta_1(z) + \delta_2(z)]$  — сумма контактных деформаций в сечении  $z$  соединения;  $[\delta_1(0) + \delta_2(0)]$  — то же, в сечении 0 (индекс 1 соответствует винту, 2 — гайке).

На основе [1, 2] представим

$$\Delta_1 + \Delta_2 = \beta \int_0^z \int_0^{z_1} q(z_2) dz_2 dz_1, \quad (2)$$

$$\delta_1(z) + \delta_2(z) = \gamma^* \left[ (P_{1n} + K_1 q(z))^{\frac{2}{3}} - P_{1n}^{\frac{2}{3}} \right], \quad (3)$$

где  $q(z)$  — интенсивность распределения осевых сил в сечении  $z$  соединения;  $P_{1n}$  — нормальное усилие по длине контактной линии, вызванное предварительным натягом;  $\gamma^*$ ,  $K_1$  — упруго-геометрический параметр шариковой резьбы и безразмерный коэффициент;

$\beta = \sum_{i=1}^2 \frac{1}{E_i F_i}$ , а  $E_i$ ,  $F_i$  — модуль упругости материала и площадь поперечного сечения винта (гайки).

С учетом (2) и (3) уравнение (1) запишем в виде

$$\beta \int_0^z \int_0^{z_1} q(z_2) dz_2 dz_1 = \gamma^* (P_{1n} + K_1 q(z))^{\frac{2}{3}} - C, \quad (4)$$

где постоянная  $C = \gamma^* (P_{1n} + K_1 q(0))^{\frac{2}{3}}$ .

Интегрируя (4) в пределах от 0 до  $H$  ( $H$  — длина соединения), получаем

$$C = \frac{\gamma^*}{H} \int_0^H (P_{1n} + K_1 q(z))^{\frac{2}{3}} dz - \frac{\beta}{H} \int_0^H \int_0^z \int_0^{z_1} q(z_2) dz_2 dz_1 dz.$$

Если ввести значение  $C$  в (4), то получим следующее интегральное уравнение:

$$J(q) = N(q), \quad (5)$$

где

$$L(q) = (P_{in} + K_1 q(z))^{2/3}; \quad (6)$$

$$N(q) = \frac{\beta}{L^*} \left[ \int_0^z \int_0^{z_1} q(z_2) dz_2 dz_1 - \frac{1}{H} \int_0^H \int_0^z \int_0^{z_1} q(z_2) dz_2 dz_1 dz \right] + \frac{1}{H} \int_0^H (P_{in} + K_1 q(z))^{2/3} dz. \quad (7)$$

Уравнение (5) может быть решено методом последовательных приближений по схеме

$$L(q_{(j+1)}) = N(q_{(j)}), \quad (8)$$

где  $q_{(j)}$  и  $q_{(j+1)}$  — исходное и последующее приближения для искомой функции  $q(z)$ .

Принимаем в первом приближении  $q_{(1)} = q_{cp} = \frac{Q}{H}$ , где  $Q$  — осевое усилие на соединение. Тогда для второго приближения получим

$$q_{(2)} = \frac{1}{K_1} \left[ \frac{\beta}{2\chi^*} \left( z^3 - \frac{1}{3} H^3 \right) q_{cp} + (P_{in} + K_1 q_{cp})^{2/3} \right]^{3/2} - \frac{P_{in}}{K_1}.$$

Определив  $q_{(2)}(z)$ , можно на основании (8) получить третье приближение  $q_{(3)}(z)$  и т. д. Расчет заканчивается при достаточной близости двух соседних приближений. Рассмотрим приближенное решение уравнения (5). Следуя [1], положим

$$(P_{in} + K_1 q)^{2/3} = a + b (P_{in} + K_1 q), \quad (9)$$

где

$$a = \frac{1}{3} (P_{in} + K_1 q_{cp})^{3/2}, \quad b = \frac{2}{3} \frac{1}{\sqrt{P_{in} + K_1 q_{cp}}}.$$

С учетом (9) уравнение (5) будет иметь вид

$$q(z) = \frac{\beta}{K_1 b \chi^*} \left[ \int_0^z \int_0^{z_1} q(z_2) dz_2 dz_1 - \frac{1}{H} \int_0^H \int_0^z \int_0^{z_1} q(z_2) dz_2 dz_1 dz \right] + q_{cp}. \quad (10)$$

Дважды дифференцируя последнее уравнение по  $z$ , получим

$$\frac{dq}{dz} = \frac{\beta}{K_1 b \chi^*} \int_0^z q(z_1) dz_1, \quad \frac{d^2 q}{dz^2} = \frac{\beta}{K_1 b \chi^*} q. \quad (11)$$

Обозначая  $m = \sqrt{\frac{\rho}{K_1 b \lambda^2}}$ , получим известное дифференциальное уравнение распределения нагрузки в резьбе

$$\frac{d^2 q}{dz^2} - m^2 q = 0, \quad (12)$$

общее решение которого имеет вид

$$q(z) = A \operatorname{sh} mz + B \operatorname{ch} mz. \quad (13)$$

Граничные условия получаются из (11):

$$\frac{dq}{dz}(0) = 0, \quad \frac{dq}{dz}(H) = m^2 Q.$$

Определяя с помощью этих условий значения постоянных  $A$ ,  $B$  и внося в (13), получаем известный закон распределения нагрузки в соединении типа болт-гайка

$$q(z) = \frac{Qm}{\operatorname{sh} mH} \operatorname{ch} mz, \quad (14)$$

однако параметр  $m$  в этом случае зависит от величины предварительного натяга. С увеличением величины предварительного натяга неравномерность распределения нагрузки увеличивается, что объясняется нелинейной зависимостью контактных деформаций от нагрузки.

Полученные зависимости уточняют ранее известные связи и позволяют при проектировании шариковинтовых передач учесть влияние предварительного натяга.

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Биргер И. А., Арутюнян Э. П. Распределение нагрузки по виткам шариковой резьбы // Вестник машиностроения. — 1971. — № 3. — С. 20—24.
2. Арутюнян Э. П., Григорян Н. Б. К расчету шариковинтовой передачи с предварительным натягом // Изв. АН АрмССР. Сер. ТН. — 1987. — Т. XI, № 3. — С. 37—40.