

3. Мажукян Г. А., Стакян М. Г. Оценка сопротивления коррозионной усталости образцов при сложно-напряженном состоянии // Завод. лаборатория.— 1989.— Т. 55, № 2.— С. 80—82.

4. Стакян М. Г., Мажукян Г. А. О форме кривой коррозионной усталости при сложном нагружении // Изв. АН АрмССР. Сер. ТН.— 1989.— Т. 42, № 5.— С. 213—218.

ЕрПИ им. К. Маркса

15. VI, 1989

Изв. АН АрмССР (сер. ТН), т. XLII, № 6, 1989, с. 268—272

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 539.3.621.89

Г. Дж. КОЧИНЯН, Г. Б. НАЛБАНДЯН

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ВЕДОМОГО ДИСКА ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ

В цилиндрической системе координат рассмотрена температурная осесимметричная задача ведомого диска фрикционной муфты ГМП. Для определения напряженно-деформированного состояния получены дифференциальные уравнения. Рассмотрены три случая: 1. Температура и коэффициент трения материала диска постоянные; 2. Температура по радиусу и коэффициент трения от температуры меняются по линейному закону; 3. Температура по радиусу меняется по линейному закону, а коэффициент трения зависит от температуры по экспоненциальному закону. Решен численный пример для автопогрузчика модели 40912.

Ил. 1, Табл. 2, Библиогр.: 5 назв.

Դիսկային կորդինատային համակարգում դիտարկված է հիդրոմեխանիկական փոխանցման առօրյա շփական կորդինի տարվող սկավառակի առանցքահամաչափ շերտային խնդիրը: Լարվածային-գեֆերմացիոն վիճակը բացահայտելու համար ստացված են դեֆերենցիալ հավասարումներ: Գիտարկված է երեք դեպք. 1. Ջերմաստիճանը և սկավառակի նյութի շփման գործակիցը հաստատուն են, 2. Ջերմաստիճանը բառ շառավիղի և շփման գործակիցը բառ շերմաստիճանի փոխվում են գծային օրենքով, 3. Ջերմաստիճանը բառ շառավիղի փոխում է գծային, իսկ շփման գործակիցը բառ շերմաստիճանի՝ էքսպոնենցիալ օրենքով:

40912 մակնիշի ավտոբեռնիչի համար լուծված է թվային խնդիր:

При эксплуатации автопогрузчика в момент трогания, а также при работе в режиме ползучего хода происходит интенсивное буксование между ведомыми и ведущими дисками. В зоне буксования генерируется большое количество теплоты, которая оказывает непосредственное влияние на долговечность фрикционных дисков и коэффициент трения трущихся пар [1, 2].

Целью данной работы является определение влияния неравномерного температурного поля на напряженное состояние фрикционных муфт, применяемых в гидромеханических передачах (ГМП). Схема внешних нагрузок представлена на рисунке. Задачу напряженно-деформированного состояния для круглых дисков удобнее решать в цилиндрической системе координат. В основу дальнейших расчетов берется гипотеза недеформированных нормалей [3], согласно которой напряжение

σ_z и компоненты деформаций от внешних нагрузок $\epsilon_z, \epsilon_{\theta z}, \epsilon_{rz}$ можно принять равными нулю. Пользуясь осесимметричностью задачи, выражениями компонентов деформаций $\epsilon_r, \epsilon_\theta, \epsilon_{r\theta}$ [3, 4] и обобщенным законом Гука [3], после некоторых преобразований, а также при учете значений объемных и кольцевых сил, действующих на элемент диска, получим следующие дифференциальные уравнения:

$$\frac{d^2 U}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dU}{dr} - \frac{U}{r^2} + \beta(1 + \nu) \frac{dT}{dr} + \frac{(1 - \nu^2) \rho \omega^2}{E} r = 0; \quad (1)$$

$$\frac{d^2 V}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dV}{dr} - \frac{V}{r^2} + \beta \frac{dT}{dr} - \frac{\pi}{4G} (D^2 - d^2) p f - \frac{2\beta T}{r} = 0, \quad (2)$$

где E — модуль Юнга; β — коэффициент температурного расширения; ν — коэффициент Пуассона; ρ — плотность материала диска; G — модуль сдвига; ω — угловая скорость вращения диска; p, f — удельное давление и коэффициент трения между фрикционными дисками; D, d — наружный и внутренний диаметры дисков; T — температура в зоне трения; U, V — радиальное и угловое перемещение точек, расположенных в плоскости $Z = 0$; r — промежуточное значение радиуса диска.

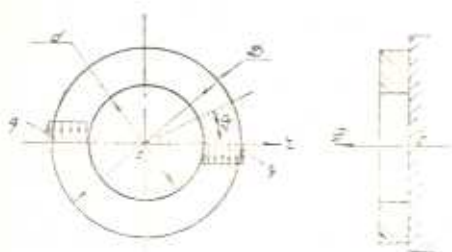


Рис.

Таким образом, выявление напряженно-деформированного состояния диска сводится к интегрированию дифференциальных уравнений (1) и (2) при заданных граничных условиях и функциях $f = f(T(r))$, $T = T(r)$.

С целью выявления влияния зависимости коэффициента трения от температуры и неравномерного распределения температуры в диске, рассмотрим следующие различные случаи.

Случай 1. $T = T_0 = \text{const}$, $f = f_0 = \text{const}$ — для определения нормальных и касательных напряжений получаем следующие уравнения:

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \nu^2} \left\{ (1 + \nu) C_{11} - \frac{(1 - \nu^2)(3 + \nu) \rho \omega^2 r}{8E} - \beta(1 + \nu) T_0 - (1 - \nu) \frac{C_{21}}{r} \right\}; \quad (3)$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{E}{1-\mu^2} \left\{ (1+\mu) C_{11} - \frac{(1-\mu^2)(3\mu+1)\rho\omega^2 r}{8E} - \beta(1+\mu) T_0 + (1-\mu) \frac{C_{21}}{r} \right\}; \quad (4)$$

$$\tau_r = G \left\{ \frac{\pi}{12G} (D^2 - d^2) f p r - \frac{2C_{31}}{r^2} \right\}. \quad (5)$$

2. $T = a + br$, $f = m + nr$:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \left\{ (1+\mu) C_{12} - \frac{C_{22}}{r^2} (1-\mu) + \frac{2}{3} x r (2+\mu) + \frac{1}{4} y r^2 (3+\mu) - \beta(1+\mu)(a+br) \right\}; \quad (6)$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{E}{1-\mu^2} \left\{ (1+\mu) C_{12} + \frac{C_{22}}{r^2} (1-\mu) + \frac{2}{3} x r (2\mu+1) + \frac{1}{4} y r^2 (3\mu+1) - \beta(1+\mu)(a+br) \right\}; \quad (7)$$

$$\tau_r = G \left\{ \frac{1}{3} x_1 r - \frac{1}{4} y_1 r^2 - \frac{2C_{32}}{r^2} - \beta(a+br) + 0,5C_1 \right\}, \quad (8)$$

где

$$x = -b\beta(1-\mu), \quad y = -\frac{(1-\mu^2)\rho\omega^2}{E}, \quad a = \frac{T_1 D - T_2 d}{D-d},$$

$$x_1 = 3\beta b + \frac{\pi}{4G} (D^2 - d^2) (m + na) p, \quad b = \frac{2(T_2 - T_1)}{D-d}, \quad (9)$$

$$y_1 = \frac{\pi}{4G} (D^2 - d^2) n b p, \quad C_1 = 2\beta a,$$

T_1, T_2 — температуры соответственно на внутреннем и наружном диаметре диска.

3. $T = a - br$, $f = ke^{x^2}$ — решение уравнения (1) в случае 3 идентично с решением в случае 2, а при решении (2) для касательных напряжений получаем

$$\tau_r = G \left\{ \frac{1}{3} x_2 r - \frac{2C_{33}}{r^2} + \frac{y_2 e^{x^2}}{2a_2^2 r^2} (a_2^2 r^3 + 4a_2 r + 8a_2 - 4r(1+a_2^2)) - \beta(a+br) \right\}, \quad (10)$$

где

$$x_2 = 3\beta b, \quad a_1 = 2\beta a, \quad a_2 = a\beta, \quad y_2 = \frac{\pi}{4G} (D^2 - d^2) p k e^{x^2}. \quad (11)$$

В формулы для определения нормальных и касательных напряжений входят постоянные C_{ij} , $i = 1, 2, 3$, $j = 1, 2, 3$, которые являются постоянными интегрирования и определяются из известных граничных условий [3]. Как видно из полученных результатов, для определения напряжений, возникающих во фрикционных дисках, необходимо иметь значение давления нажимного устройства на пакет дисков, которое при решении задачи предполагается, что остается постоянным. Это предположение согласно [5] не оказывает существенного влияния на конечные результаты ввиду быстрогодействия гидравлической системы.

Давление нажимного устройства определяем из условия трогания автопогрузчика: $M_T \geq M_n$, где M_T — момент трения во фрикционе, а M_n — приведенный к валу фрикциона момент сопротивления. Согласно [5] для определения давления нажимного устройства получим следующую формулу:

$$p \geq \frac{16(G_A + G_T) r_1 \psi}{\pi i (D + d) (D^2 - d^2) f l_T \eta_T} \quad (12)$$

где G_A , G_T — вес и грузоподъемность автопогрузчика; r_1 , ψ — теоретический радиус и коэффициент качения ведущих колес; i_T , η_T — общее передаточное число и КПД трансмиссии; i — число пар трения.

Решим рассмотренную задачу для автопогрузчика модели 40912 со следующими начальными данными (значения коэффициентов n , m , k и α взяты из [2]):

$$\begin{aligned} G_A = 11000 \text{ Н}, \quad G_T = 10000 \text{ Н}, \quad r_1 = 0,3 \text{ м}, \quad D = 0,15 \text{ м}, \quad d = 0,1 \text{ м}, \\ f = 0,18, \quad \eta_T = 0,78, \quad i_T = 12,915, \quad i = 4, \quad \psi = 0,3532, \quad \rho = 6 \cdot 10^9 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-3}, \\ \beta = 22 \cdot 10^{-6} \text{ мм} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{град}^{-1}, \quad E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Н} \cdot \text{м}^{-2}, \quad \omega = 104,67 \text{ с}^{-1}, \\ T_1 = 180^\circ\text{С}, \quad T_2 = 250^\circ\text{С}, \quad T_0 = 200^\circ\text{С}, \quad G = 8 \cdot 10^{10} \text{ Н} \cdot \text{м}^{-2}, \\ n = -2 \cdot 10^{-4}, \quad m = 0,45, \quad k = 0,7, \quad \alpha = -1,5 \cdot 10^{-3}. \end{aligned}$$

Результаты расчетов приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

r , мм	Случай 1		Случай 2		Случай 3	
	σ_r , Н/мм ²	τ_r , Н/мм ²	σ_r , Н/мм ²	τ_r , Н/мм ²	σ_r , Н/мм ²	τ_r , Н/мм ²
50	0	0	0	0	0	0
55	17800	—	24200	-12,2	24200	-13,9
60	22300	—	33000	-21,5	33000	-23
65	21670	—	30400	-29,1	30400	-30,3
70	13500	—	18500	-34,4	18500	-34,9
75	0	—	0	-39,1	0	-40

Таблица 2

Случай	r , мм	$\sigma_{r \text{ макс}}$, Н/мм ²
1	61,2	23500
2	61,1	33500
3	61,1	33500

Значения касательных напряжений в первом случае гораздо меньше, чем для случаев 2 и 3. Это объясняется, в первую очередь, постоянством температуры и коэффициента трения. Нормальные напряжения

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 ГМП.

ЛИТЕРАТУРА

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. Новожилов В. В. Теория упругости.— Л.: Судпромгиз, 1958.— 370 с.
5. Лукин П. 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 свинчиваемая шариковинтовой передачи с предварительным внутренним натягом. Получено нелинейное интегральное уравнение распределения нагрузки и даны приближенные методы его решения.

Библиогр.: 2 назв.

Քննարկված է նախնական սրկվածքով զնդիկապտուտակային փոխանցման մեջ բա- նրա երկարության բեռնվածքների բաշխման հաշվարկման խնդիրը: Ստացված է բեռնվածք- ների բաշխման ոչ գծային ինտեգրալային հավասարում և սրված է նրա լուծման մոտա- վոր եղանակները: