

УДК: 621.113.006/1852

Механика

НАЛБАНДЯН Г. Б.

ОЦЕНКА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ В ЗОНЕ ТРЕНИЯ ПРИ
КОНТАКТЕ ТИПА ДИСК-ДИСК.

Разработана методика оценки износостойкости трущихся поверхностей при контакте типа диск-диск, отличающаяся от известных методик тем, что при определении работы буксования и касательных напряжений учитывается зависимость коэффициента трения от температуры и температуры от радиуса, толщины диска и времени буксования.

Примером контакта типа диск-диск являются узлы трения трансмиссий транспортных средств (автопогрузчики, тракторы, большегрузные автомобили), которые в ходе эксплуатации подвергаются постоянному износу вследствие буксования между ведущими и ведомыми дисками. Усовершенствование методики расчета износостойкости позволяет в стадии проектирования применять наиболее приемлемые материалы, сократить испытательный период и снижает вероятность ошибки при выборе материалов для трущихся поверхностей.

Для оценки износостойкости материала воспользуемся энергетической теорией трения [1], а также известными зависимостями микро- и макропараметров трущихся поверхностей [2], вследствие чего для оценки износостойкости получим следующее выражение:

$$I_{\text{ф}} = \frac{A_{\text{ср}} (HB)}{PS\tau_{\text{ср}}}, \quad (1)$$

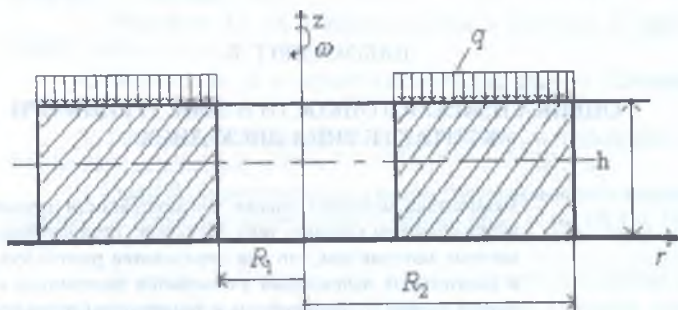
где $A_{\text{ср}}$ - среднее значение работы буксования, HB - твердость материала по Бринелю, P - удельное давление в зоне трения, S - площадь трения, $\tau_{\text{ср}}$ - среднее значение касательных напряжений при трении.

Точность оценки износостойкости трущихся поверхностей по формуле (1) зависит от точности определения параметров $A_{\text{ср}}$ и $\tau_{\text{ср}}$, для чего рассмотрим следующую схему трения:

1. Диск, укрепленный на жесткой опоре, вращающейся с угловой скоростью подвергается давлению со стороны контртела на поверхность, вследствие чего прогиб по оси OZ отсутствует.
2. Вследствие трения между диском и контртелом в зоне трения образуется переменное температурное поле, которое влияет на значение ко-

эффекта трения и создает дополнительные напряжения, при этом предполагается, что температура меняется по радиусу и толщине.

Геометрические размеры и условия внешней нагрузки вращающегося диска приведены на рисунке.



Согласно принятой схеме нагружения в диске образуются напряжения под влиянием переменного температурного поля, кольцевых и радиальных сил, которые соответственно определяются из условия:

$$F_r = \rho \omega^2 r, \quad F_v = P, \quad (2)$$

где f - коэффициент трения, ρ - плотность материала, r - промежуточное значение радиуса диска.

Исходя из осесимметричности задачи и схемы нагружения для вертикального (W), радиального (U), и кольцевого (V) перемещения срединной плоскости диска имеем:

$$W=0; \quad \frac{\partial v}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial v}{\partial v} = 0; \quad \frac{\partial u}{\partial v} = 0 \quad (3)$$

С учетом условия (2) принимая за основу результаты работы [3,4] для шести компонентов деформаций в цилиндрической системе координат ($r; z; v$), получим:

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r}; \quad \varepsilon_v = \frac{u}{r}; \quad \varepsilon_z = 0; \quad \gamma_{vz} = 0; \quad \gamma_{rv} = \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r}; \quad \gamma_{rz} = \frac{\partial u}{\partial z} \quad (4)$$

Учитывая обобщенный закон Гука [5], условия (2), (3) для касательных напряжений, получим:

$$\tau_{rv} = G \left\{ \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r} - \beta T \right\}, \quad (5)$$

$$\tau_{rz} = G \left\{ \frac{\partial u}{\partial z} - \beta T \right\}, \quad (6)$$

где G модуль сдвига, β - коэффициент температуропроводности, T - температурная функция в зоне трения.

Для нормальных напряжений получаются выражения следующего вида:

$$\sigma_r = A_1 \frac{\partial u}{\partial r} + A_2 \frac{u}{r} + A_3 T; \quad (7)$$

$$\sigma_v = A_2 \frac{\partial u}{\partial r} + A_1 \frac{u}{r} + A_4 T; \quad (8)$$

$$\sigma_z = A_2 \left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} \right) + A_4 T; \quad (9)$$

где: E - модуль Юнга; при этом

$$A_1 = \frac{E(1-\mu^2)}{1-3\mu^2-2\mu^3}; \quad A_2 = \frac{A_1\mu}{1-\mu};$$

$$A_3 = -\frac{\beta A_1(1-2\mu-3\mu^2)}{1-\mu^2}; \quad A_4 = -\frac{\beta A_1(1+\mu)}{1-\mu}; \quad (10)$$

Для определения касательных напряжений по зависимостям (5), (6) воспользуемся условиями равновесия элемента вращающегося диска [4], что приведет к следующим двум дифференциальным уравнениям относительно перемещений U и V ,

$$\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r^2} + G \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial r \partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial z} = \phi_1(r; z) \quad (11)$$

$$\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r^2} = \phi_2(r; z); \quad (12)$$

где:

$$\phi_1(r; z) = A_{11} \frac{\partial T}{\partial z} + A_{12} \frac{\partial T}{\partial r} + A_{13} \frac{T}{r} + A_{14} r; \quad (13)$$

$$\phi_2(r; z) = A_{21} \frac{\partial T}{\partial r} + A_{22} \frac{T}{r} + A_{23} f;$$

при этом:

$$A_{11} = \frac{G\beta}{A_1} - \frac{A_4}{G+A_2}; \quad A_{12} = \frac{G\beta}{G+A_2} - \frac{A_3}{A_1};$$

$$A_{13} = \frac{A_4 - A_3}{A_1} + \frac{G\beta}{G+A_2}; \quad A_{14} = -\frac{\rho\omega^2}{A_1}; \quad (14)$$

$$A_{21} = \beta; \quad A_{22} = 2\beta; \quad A_{23} = -\frac{PS}{G};$$

Для определения работы буксования воспользуемся условием [6]

$$A_B = 2\pi \int_0^t \left\langle \int_0^r P f r^2 dr \right\rangle \omega dt, \quad (15)$$

где: t - время буксования.

Для определения работы буксования и касательного напряжения необходимо иметь зависимость коэффициента трения от температуры и температуры от радиуса и толщины диска.

Принимая в основу результаты работы [1,5,8] для коэффициента трения предполагается линейная зависимость от температуры

$$f = mT + n \quad (16)$$

где: m, n коэффициенты аппроксимации экспериментальных данных.

Для определения зависимости температуры от радиуса диска и толщины рассмотрим уравнение теплопроводности [7], предполагая, что по радиусу и толщине материал диска имеет одинаковый коэффициент теплопроводности (β).

Из вышеизложенного уравнение теплопроводности примет вид:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + h^2 \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\beta} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (17)$$

Решение уравнения (16) получается в виде:

$$T = c_1 e^{-\beta t} \cdot \sin\left(\frac{z}{h}\right) \cdot \ln r + c_2 z, \quad (18)$$

где: c_1 и c_2 постоянные интегрирования, определяемые из граничных условий.

Таким образом, с учетом выражений (17) и (18) для касательных напряжений и работы буксования получим:

$$\tau_{rv} = G \left\{ -\frac{c_3}{r^2} - \frac{1}{9} \left(3mc_2 z + 3n - mc_1 e^{-\beta t} \sin\left(\frac{z}{h}\right) \right) \times \right. \\ \left. \times A_{23} r + \frac{1}{2} (c_2 m z + n) A_{23} \ln r + \frac{1}{3} A_{23} mc_1 e^{-\beta t} \times \right. \quad (19)$$

$$\left. \times \sin\left(\frac{z}{h}\right) r \ln r - \beta c_1 e^{-\beta t} \sin\left(\frac{z}{h}\right) \ln r - c_2 \beta z \right\}$$

$$A_6 = 2\pi\omega p \left\{ \left(\frac{n + mc_2 z}{3} \right) r^3 t + \frac{mc_1 \sin\left(\frac{z}{h}\right)}{9\beta} \cdot (r^3 - 3 \ln r) e^{-\beta t} \right\} \quad (20)$$

Коэффициенты интегрирования c_1 ; c_2 ; c_3 определяются из условия, что:

$$T = T_1 \text{ при } r = R_1; z = h; t = 0 \text{ (коэффициент } c_1)$$

$$T = T_2 \text{ при } r = R_1; z = h; t = t_\delta \text{ (коэффициент } c_2)$$

$$\tau_{rv} = 0 \text{ при } r = R_1; z = 0 \text{ (коэффициент } c_3),$$

где: T_1 и T_2 температура на поверхности диска соответственно в начале и в конце трения, t_δ - время буксования.

Полученные значения τ_{rv} ; A_B усредняя по g ; z и подставляя в уравнение (1), получим выражение для оценки износостойкости, зависящей от геометрических параметров диска, физико-механических свойств материала, времени буксования и условия нагружения в зоне трения для контакта диск-диск.

Для проверки результатов (выражения (19) и (20)) был разработан металлокерамический материал МКсКП (металлокерамика с каменным порошком), содержащий 72 % меди, 7 % олова, 6 % железа, 7 % графита и по 4 % каменного порошка туфа и базальта. Для этого материала определены среднее значение коэффициента трения в зависимости от температуры и линейный износ в зависимости от числа торможения [8].

Испытания проводились на машине трения МИФИ и по их результатам линейный износ после 3000 торможений составил 35 мкм. Для расчета износостойкости примем данные эксперимента, согласно которым:

$$m = -1,2 \cdot 10^{-4}; \quad n = 0.07; \quad T_1 = 40^\circ \text{C}; \quad T_2 = 280^\circ \text{C}; \quad \omega = 120 \text{с}^{-1}; \\ p = 8 \cdot 10^5 \text{ Н/М}^2; \quad S = 8,3 \cdot 10^{-3} \text{ М}^2; \quad G = 5,6 \cdot 10^7 \text{ Н/М}^2; \quad t_\delta = 4 \text{ сек}; \\ \beta = 22 \cdot 10^4 \text{ град. м}; \quad R_1 = 0.056 \text{ м}; \quad R_2 = 0.076 \text{ м}; \quad h = 0.01 \text{ м};$$

Полученные значения касательных напряжений $\tau_{rv}(b10^9 \text{ Н/М}^2)$ и работы буксования A_B (в 10^4 Дж) приведены в таблице:

Z	Z=0		Z=0.002		Z=0.004		Z=0.006		Z=0.008		Z=0.01	
г	A_B	τ_{rv}	A_B	τ_{rv}	A_B	τ_{rv}	A_B	τ_{rv}	A_B	τ_{rv}	A_B	τ_{rv}
0.056	3.95	1.3	4.2	1.33	4.4	1.33	4.6	1.34	4.75	1.34	4.87	1.35
0.058	4.4	1.23	4.4	1.23	4.6	1.24	4.99	1.25	5.15	1.25	5.25	1.26
0.06	4.86	1.15	5.06	1.16	5.26	1.16	5.5	1.17	5.57	1.17	5.67	1.18
0.062	5.36	1.08	5.55	1.09	5.74	1.1	5.9	1.1	6.0	1.1	6.1	1.11
0.064	5.9	1.01	6.1	1.02	6.2	1.02	6.4	1.03	6.5	1.03	6.6	1.03
0.066	6.47	0.95	6.64	0.96	6.8	0.96	6.9	0.97	7.0	0.97	7.1	0.97
0.068	7.1	0.89	7.23	0.9	7.4	0.91	7.5	0.91	7.6	0.92	7.6	0.92
0.07	7.72	0.85	7.86	0.85	7.99	0.86	8.1	0.86	8.2	0.87	8.21	0.87
0.072	8.4	0.8	8.53	0.81	8.64	0.81	8.7	0.82	8.8	0.82	8.82	0.82
0.074	9.12	0.76	9.23	0.76	9.32	0.77	9.4	0.77	9.45	0.78	9.5	0.78
0.076	9.9	0.72	9.97	0.72	10.0	0.73	10.1	0.73	10.1	0.74	10.1	0.74

Взяв за среднее значение (по радиусу и толщине) работу буксования и касательное напряжение, учитывая, что $HV = 35$ по зависимости (1) для оценки износа получим $l_\phi = 42 \text{ Мкм}$, что не превышает данные эксперимента не более чем на 25 %.

Инженерная кафедра

ЛИТЕРАТУРА

1. Крагельский И. В., Комвалов В. С. Основы расчета на трение и износ. М.: Наука, 1977, 526 с.
2. Дроздов Ю. Н., Павлов В. Г. Трение и износ в экспериментальных условиях. М.: Машиностроение, 1986, 224 с.
3. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Теория упругости. М.: Наука, 1978, 452 с.
4. Доннелл Л. Г., Балки, пластины, оболочки, М.: Наука, 1982, 316 с.
5. Биргер И. А., Шорр Б. Ф. Термопрочность деталей машин, М.: Машиностроение, 1975, 455 с.
6. Лукин П. П., Гаспарянц Г. А., Родионов В. Ф. Конструирование и расчет автомобиля, М.: Машиностроение, 1984, 375 с.
7. Карслоу Г., Егер Д. Теплопроводность твердых тел. М.: Наука, 1984, 487 с.
8. Налбандян Г. Б. и др. "Некоторое применение каменных порошков при изготовлении фрикционных накладок". Ученые записки АргУ, N 1, 1998 г.

Գ. Բ. ՆԱԼԲԱՆԴՅԱՆ

ՄԱՇԻՆԱՅԻՆՈՒԹՅԱՆ ԳԱՆՈՒՄԱԿԱՆ ԵՓՄԱՆ ԳՈՏՈՒՄ
ԴԻՍԿ-ԴԻՍԿ ԿՑՄԱՆ ՀԱՍԱՐ

Ա մ փ ո փ ու մ

Մշակված է դիսկ-դիսկ տիպի կցման դեպքում շփվող մակերևույթների մաշակայունության գնահատման մեթոդիկա, որը տարբերվում է հայտնի մեթոդիկաներից նրանով, որ տեղապատույտի աշխատանքը և շոշափող լարումները որոշելու ժամանակ հաշվի է առնվում շփման գործակցի կախվածությունը ջերմաստիճանից և ջերմաստիճանի կախվածությունը դիսկի շառավղից, հաստատունից և տեղապատույտի ժամանակից:

NALBANDYAN GARNIK BENIK

TANCE IN THE AREA OF RUBBING IN THE TYPE OF
DISK TO DISK CONTACT

S u m m a r y

A new method of rating is devised For the wear-resistant rubbing surfaces in the case of disk contact, which differs from the already existing methods. The difference is that while (in) defining the work of towing is touching tension, the dependence of the factor of tension from the temperature and that of the temperature from the radius, disk thickness is the time of towing is taken into account.