

Ткач В.В.,

кандидат технических наук

преподаватель кафедры «Вооружения и стрельбы»

Донецкое ВОКУ

Россия, г. Донецк

Федоров А.А.,

преподаватель кафедры «Вооружения и стрельбы»

Донецкое ВОКУ

Россия, г. Донецк

Стылик Д.Е.,

преподаватель кафедры «Вооружения и стрельбы»

Донецкое ВОКУ

Россия, г. Донецк

ВЛИЯНИЕ ТОЛЩИНЫ СМАЗОЧНОЙ ПЛЕНКИ НА РЕСУРС ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКОМ КОНТАКТЕ В МЕХАНИЗМАХ И АГРЕГАТАХ БОЕВЫХ МАШИН

***Аннотация:** В статье рассматривается смазочная пленка, которая формируется на поверхностях трения в традиционных условиях, и износ при упруго-пластическом контакте поверхностей трения. Для увеличения срока службы подшипников скольжения мы предлагаем и рассчитываем вариант увеличения толщины смазочной пленки, а также модель расчета долговечности подшипников скольжения по критерию срока службы деталей с учетом их допустимого износа в условиях упруго-пластического контакта поверхностей.*

***Ключевые слова:** долговечность, упруго-пластический контакт, смазочная пленка, интенсивность износа, энергетическая плотность, контактные напряжения.*

Abstract: *The article discusses a lubricating film that is formed on friction surfaces under traditional conditions, and wear during elastic-plastic contact of friction surfaces. To increase the service life of sliding bearings, we offer and calculate the option of increasing the thickness of the lubricating film, as well as a model for calculating the durability of sliding bearings according to the criterion of the service life of parts, taking into account their permissible wear in conditions of elastic-plastic contact of surfaces.*

Key words: *durability, elastic-plastic contact, lubricating film, wear intensity, energy density, contact stresses.*

Граничную смазочную пленку, которая образуется на деталях подшипников скольжения при интенсификации адсорбции молекул присадок за счет электростатической обработки масел, можно рассматривать как третье тело кристаллического строения. При условии граничного смазывания подшипника такая пленка уменьшает контактные напряжения, что приводит к уменьшению износа деталей. Поэтому, при проектировании подшипников скольжения актуальной задачей является прогнозирование их ресурса с учетом свойств кристаллической смазочной пленки

Наиболее распространенным видом износа для подшипников скольжения является износ при упруго-пластическом контакте поверхностей. Такой износ происходит в режиме граничной смазки и определяет, в целом, долговечность подшипника. При граничном смазывании подшипника контакт поверхностей трения происходит по отдельным микроскопическим неровностям, которые разделены между собой лишь твердыми кристаллическими слоями молекул присадки [4, 5], а гидродинамические явления в подшипнике отсутствуют. С учетом этого можно воспользоваться известными зависимостями применительно к подшипнику скольжения без смазочного материала [1]. Тогда срок службы подшипника скольжения, как один из главных показателей его долговечности можно определить следующим образом:

$$T = \frac{|U| - (R_1 - R_2)}{(I_1 \cdot l_1 - I_2 \cdot l_2) \cdot n} \quad (1)$$

где, $|U|$ - допустимый износ подшипника;

R_1, R_2 - радиусы соответственно вкладыша и вала,

I_1, I_2 - интенсивности износа соответственно вкладыша и вала;

l_1, l_2 - пути трения за один оборот соответственно вкладыша и вала,

n - количество оборотов вала.

Путь трения для вала определяется как длина окружности, то есть $l_2 = 2\pi R_2$. Для вкладыша путь трения следует определять как

$$l_1 = \frac{\varphi_0}{180} \cdot 2\pi R_1 \quad (2)$$

где, $2\varphi_0$ - угол охвата, который зависит от свойств контактирующих материалов и определяется как

$$\sin \varphi_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \left[(1 - \mu_1^2) + (1 - \mu_2^2) \cdot \frac{E_1}{E_2} \right] \cdot \frac{P_0}{E_1 \cdot \varepsilon}} \quad (3)$$

где, μ_1, μ_2 - коэффициенты Пуассона соответственно материалов вкладыша и вала;

E_1, E_2 - модули упругости соответственно для материалов вкладыша и вала;

P_0 – нагрузка на единицу длины;

ε - радиальный зазор.

Таким образом, для определения срока службы подшипника скольжения необходимо знать его конструктивные параметры, допустимый износ, режимы работы и интенсивности износа деталей.

Распределение контактного давления подчиняется закону

$$p(\varphi) = p_m \cdot \left[1 - \left(\frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4)$$

где p_m - максимальное давление в центре контактной зоны:

$$p_m = \frac{2P_0}{\pi R_1 \sin(\varphi_0)} \quad (5)$$

Для определения интенсивности износа деталей подшипников скольжения следует воспользоваться работами [2, 6]. Так, согласно работе И.В. Крагельского [2] и обобщения, которое провел Г. Флайшер, интенсивность износа определяется как

$$I = \frac{\tau}{2(\nu + 1) \cdot HB} \quad (6)$$

где, τ - удельная сила трения или касательные контактные напряжения;

HB - прочность материала по Бринеллю;

ν - коэффициент, зависящий от вида износа.

Для износа при упруго-пластическом контакте поверхностей

$$\nu = \frac{0,5 \cdot l_T}{HB} - 1 \quad (7)$$

где l_T - энергетическая плотность трения, которая определяется со следующего выражения

$$l_T = \frac{W_T}{\Delta V} \quad (8)$$

где W_T - работа трения;

ΔV - объем изношенного материала.

Подставив (7) и (8) в (6) получим для интенсивности изнашивания

$$I = \frac{\tau}{2\left(\frac{0,5l_T}{HB} - 1 + 1\right) \cdot HB} = \frac{\tau}{l_T} = \frac{\tau \cdot \Delta V}{W_T} \quad (9)$$

При определении контактных напряжений следует учитывать вид смазки подшипника. Согласно проведенному анализу, максимальный износ подшипников скольжения происходит при граничной смазке, то есть когда режим гидродинамической смазки отсутствует, а в местах контакта одиночных неровностей поверхностей трения выдающуюся роль играет адсорбционный смазывающий слой молекул ПАВ, который по своим свойствам существенно отличается от объемных свойств смазывающий слой. Применительно к контакту неровностей поверхностей, когда смазочный слой имеет толщину близкую к $10^{-7} \dots 10^{-8}$ м можно предположить, что вид смазки контактирующих неровностей приближается к упруго-гидродинамической смазке, при которой вязкость слоя вследствие упорядоченности молекул во много раз превышает вязкость гидродинамического слоя.

В таких условиях, согласно работе [1], связь между толщиной адсорбционного слоя молекул присадки и осевыми напряжениями при трении можно записать следующим образом

$$\frac{\tau}{1 - (\tau / G)^2} = \eta \cdot \frac{v_2 - v_1}{h} \cdot \frac{\arctg \Lambda^0}{\Lambda^0} \quad (10)$$

$$\Lambda^0 = \Lambda^* \cdot [1 - (\tau / G)^2]^{1/2} ;$$

$$\Lambda^* = \frac{|v_2 - v_1|}{2[1 + \delta(\Theta - \Theta_0)]} \cdot \left\{ \frac{\eta_0 \cdot \delta \cdot \exp(\alpha \cdot p)}{k} \right\}^{1/2} ;$$

η - динамическая вязкость адсорбционного смазочного слоя:

$$\eta = \eta_0 \cdot \exp \left[\frac{\alpha \cdot p}{1 + \delta(\Theta - \Theta_0)} \right] \quad (11)$$

где, η_0 - динамическая вязкость смазки;

p - контактное давление;

α - пьезокоэффициент вязкости смазки;

δ - температурный коэффициент вязкости смазки;

Θ_0 - начальная температура смазки;

Θ - температура смазки в зоне контакта;

h - толщина смазочной пленки;

v_1, v_2 - линейные скорости скольжения поверхностей;

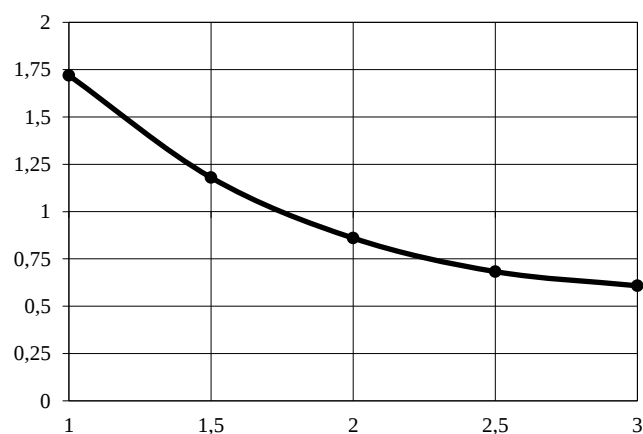
k - теплопроводность смазки;

G - модуль смещения смазочной пленки.

Решая совместное уравнение (2.9) и (2.10) можно получить для подшипников скольжения закономерность изменения контактных напряжений и интенсивности износа в зависимости от толщины смазочного слоя. Такие закономерности позволяют вычислять срок службы подшипника в зависимости от режимов нагрузки и адсорбционной активности смазочного материала, то есть полученные модели позволяют проводить сравнительные расчеты для различных вариантов смазки, как без электростатической обработки, так и с обработкой смазки. Для получения абсолютных значений срока службы достаточно экспериментальным или расчетным путем определить толщину смазочного слоя.

В качестве примера сделаем анализ изменения контактных напряжений в подшипнике скольжения в зависимости от толщины смазочной пленки. Пусть толщина пленки меняется в пределах $h = 10^{-7} \dots 3 \cdot 10^{-7}$ м; контактное давление $p = 25$ МПа; начальная температура смазки $\Theta_0 = 80$ °С; температура смазки в зоне контакта $\Theta = 120$ °С; динамическая вязкость смазки $\eta_0 = 3 \cdot 10^{-3}$ Па·с; пьезокоэффициент вязкости смазки $\alpha = 13,2 \cdot 10^{-7}$ м²/Н; температурный коэффициент вязкости смазки $\delta = 3 \cdot 10^{-2}$ 1/°С; линейные скорости скольжения $v_1 = 0, v_2 = 1,25$ м/с; теплопроводность смазки $k = 0,13$ Н/(с·°С); модуль сдвига $G = 5 \cdot 10^7$ Н/м².

Расчет напряжений трения в подшипнике проводим по зависимости (10) методом подбора. Результаты расчета приведены на графике:



Расчетные значения напряжений трения в зависимости от толщины смазочной пленки

Как видно из графика, напряжения трения в подшипнике скольжения нелинейно уменьшаются по мере роста смазочной пленки.

Результаты проведенных теоретических исследований позволяют получить математическую модель долговечности подшипников скольжения при упруго-пластическом контакте поверхностей в условиях электростатической обработки масел, что является фактором увеличения толщины граничной смазочной пленки. Соединив зависимости (1), (9) и (10) модель будет состоять из системы уравнений, которая имеет следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} (1) \quad \frac{\tau}{1 - (\tau / G)^2} = \eta \cdot \frac{v_2 - v_1}{h} \cdot \frac{\arctg A^0}{A^0}; \\ (2) \quad I = \frac{\tau}{l_T}; \\ (3) \quad T = \frac{|U| - (R_1 - R_2)}{(I_1 \cdot l_1 - I_2 \cdot l_2) \cdot n}. \end{array} \right. \quad (12)$$

Выводы

Полученная модель позволяет производить расчет долговечности подшипников скольжения по критерию срока службы деталей с учетом их допустимого износа. Ниже приведена последовательность определения срока службы подшипника скольжения по разработанной модели:

1) Для конкретного типа смазочного материала и определенных условий работы подшипника по формуле (1) вычисляются контактные напряжения, возникающие при упруго-пластическом контакте поверхностей.

2) Экспериментальным путем устанавливается энергетическая плотность трения.

3) По формуле (2) вычисляется интенсивность износа деталей подшипников скольжения.

4) Принимая значение допустимого износа деталей подшипника $|U|$ по формуле (3) исчисляется его срок службы.

При установлении влияния толщины смазочной пленки на долговечность подшипников скольжения, то есть влияния электростатической обработки смазочного материала, по разработанной модели необходимо иметь экспериментальные значения изменения толщины пленки в зависимости от напряжения электростатического поля.

Использованные источники:

1. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. кн. 2. /Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. - М.: Машиностроение, 1979. - 358 с.

2. Крагельский И.В. Трение и износ. - М.: Машгиз, 1962. - 382 с.

3. Лысиков Е.Н. Влияние электростатической обработки рабочих жидкостей на интенсивность износа пар трения гидроприводов. Вестник Харьковского государственного автомобильно-дорожного технического университета. - Харьков: РИО ХГАДТУ, 2000. - № 12-13. - с.75-78.

4. Трение, износ, смазка (трибология и триботехника). Под общ. ред. А.В.Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2003 - с. 576, 578.

5. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. М.: Физмагиз, 1993, - 472с.

6. Флайшер Г.К. Связи между трением и износом. Контактные взаимодействия твердых тел и расчет сил трения и износа. – М.: Наука, 1971. - С. 163-169.