

УДК 681.085.1

Журавлев Ю.И.
ОНМА

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗНОСА СОПРЯЖЕНИЙ «ВАЛ-ВТУЛКА»

Описанный способ относится к методам диагностики узлов трения, в частности подшипников скольжения, на прогнозирование износа их в процессе эксплуатации в условиях запыленной среды и может широко применяться в узлах средств транспорта. Технический результат - снижение износа, повышение эффективности, работоспособности, прочности, надежности сопряжения вал-втулка, повышение достоверности прогнозирования износа подшипников скольжения. Для достижения данного результата в способе дополнительно определяют износ втулки с учетом динамического нагружения и процентного содержания абразивных частиц в пыли расчетным путем.

Известен способ [1] определения износа подшипников скольжения, по которому определяют оценку среднего ресурса \bar{T} , НДГ $T_{0,9}$ при доверительной вероятности q , равной 0,9, точечную оценку среднего срока службы \bar{T}_T согласно зависимостям

$$\bar{T} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N t_i; T_{0,9} = \bar{T} - I_q \cdot \frac{\sigma_T}{\sqrt{N}}; \bar{T}_T = \frac{[U] - \bar{\mu}_1}{\bar{\mu}_2}$$

Причем

$$\sigma_T^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (t_i - \bar{T})^2; \bar{\mu}_1 = \frac{\sum \mu_1}{N_3}; \bar{\mu}_2 = \frac{\mu_{20} - \bar{\mu}_1}{T}; \mu_{20} = \frac{\sum \mu_1}{N_3},$$

где N - количество наработок;

t_i - наработка, сутки;

I_q - квантиль нормального распределения, определяемый согласно табличным данным;

σ_T - отклонение;

U - предельно допустимая величина износа, мм;

$\bar{\mu}_1$ - зазор в начальный момент времени, мм;

$\bar{\mu}_2$ - износ в сутки, мм/сутки;

N_3 - количество замеров;

μ_{20} - зазор через определенный промежуток времени, мм;

T - время работы узла, час;

Недостатком известного способа является учет только статической нагрузки, прикладываемой к узлам механизмов машин, без учета быстро меняющейся во времени динамической нагрузки при наличии ускорений в рассматриваемых узлах механизмов. Оценка выполняется без учета процентного состава пыли, соотношения абразивных частиц различной твердости. В результате, полученные средняя наработка узла и износ за 1 час работы значительно отличаются от промышленных данных.

Наиболее близким по технической сущности и достигаемому эффекту к описываемому способу является способ определения износа подшипников скольжения, по которому расчет износа вала I_1 и втулки I_2 подшипникового узла выполняют согласно зависимостям

$$I_1 = \frac{72 \cdot 10^{-7} \cdot h_1^2 \cdot \left(R - \frac{1}{3} \cdot h_1 \right)}{a \cdot n_{p1} \cdot l} \cdot n_a \cdot \omega \cdot T; \quad I_2 = \frac{0,3 \cdot (S_{\max} - d_{cp} + h_1 + h_2) \cdot \varphi}{\pi \cdot n_{p2} \cdot (S_{\max} - S_{\min}) \cdot l} \cdot \left[R^2 \arccos \left(\frac{R - h_2}{R} \right) - (R - h_2) \cdot \sqrt{R^2 - (R - h_2)^2} \right] \cdot n_a \cdot \omega \cdot T,$$

Причем

$$h_{1,2} = \frac{N_a}{\pi R C \sigma_T}; \quad R = \frac{d_{cp}}{2}; \quad \alpha = \left(\frac{3}{4} \cdot N_a \cdot R \cdot \frac{1 - \mu^2}{E} \right)^{\frac{1}{3}}; \quad n_{p1, p2} = \left(\frac{\sigma_b}{K \cdot \tau} \right)^t;$$

$$n_a = \frac{\varepsilon_{cp} \cdot Q_n \cdot \gamma_M \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot l \cdot 10^{11}}{3 \cdot \pi \cdot d_{cp}^3 \cdot \gamma_a \cdot \omega \cdot \tau_1}; \quad S_{\max} = 2(r_2 - r_1) \cdot 10^{-3}$$

$$d_{ap} = \sqrt{d_{\max} \cdot d_{\min}}; \quad S_{\min} = 2\delta + R_{a1} + R_{a2}; \quad N_a = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot h_1 \cdot p_v; \quad \tau = f \cdot \frac{4}{3 \cdot \pi \cdot \theta} \cdot \sqrt{\frac{h}{\sqrt{R}}},$$

где h_1, h_2 - глубины внедрения абразивной частицы в поверхность соответственно вала и втулки, мкм;

R - радиус среднего размера абразивной частицы, мкм;

a - радиус пятна контакта в направлении скольжения, мкм;

n_{p1}, n_{p2} - число циклов, приводящих к разрушению соответственно вала и втулки;

l - длина подшипника, мм;

n_a - число одновременно находящихся абразивных частиц в зазоре;

ω - частота вращения вала, c^{-1} ;

S_{\max} , S_{\min} - соответственно максимальный и минимальный размеры частиц в зазоре, мкм;

$d_{\text{ср}}$ - средний размер абразивной частицы, мкм;

φ - угол, ограниченный участком износа, рад;

N_a - сила, действующая на единичную абразивную частицу, МПа;

C - коэффициент формы абразивной частицы, учитывающий повышение несущей способности контакта вследствие дополнительных напряжений в перпендикулярных направлениях;

σ_T - предел текучести материала, МПа;

μ - коэффициент трения;

E - постоянная, равная $2,1 \cdot 10^5$ Н/мм²;

σ_b - прочность пальца, МПа;

K - постоянная, равная по У.А.Икрамову 1.73;

τ - удельная сила трения, МПа;

t - показатель степени, равный по У.А. Икрамову 1,1-1,3;

$\varepsilon_{\text{ср}}$ - средняя концентрация абразивных частиц в зазоре, %;

Q_n - расход смазки, м³/ч;

γ_m - плотность смазки, г/см³;

k_1 , k_2 - коэффициенты;

γ_a - плотность частиц, г/см³;

r_1 , r_2 - радиусы соответственно вала и втулки, мм;

δ - толщина слоя смазки, мкм;

R_{a1} , R_{a2} - среднее значение высот микронеровностей, мкм;

h_i - глубина внедрения абразивной частицы, мкм;

p_c - твердость абразивной частицы, МПа;

f - коэффициент трения;

ϑ - упругая постоянная материала [2].

Недостатком известного способа является учет только статической нагрузки, прикладываемой к узлам механизмов машин, без учета быстро меняющейся во времени динамической нагрузки и наличия ускорений в рассматриваемых узлах механизмов, принятием ряда допущений о недеформируемости абразивной частицы повышенной твердости при фактически изменяющихся условиях влияния абразивных частиц различной твердости на сопрягаемые поверхности узлов механизмов машин оценка выполняется без учета процентного состава пыли, соотношения абразивных частиц различной твердости.

В результате, полученные средняя наработка узла и износ за 1 час работы также значительно отличаются от промышленных данных.

Технический результат исследования заключается в снижении износа, повышении эффективности, работоспособности, прочности, надежности сопряжения вал-втулка, повышении достоверности прогнозирования износа подшипников скольжения за счет учета при расчете и моделировании процессов прогнозирования износа подшипников скольжения быстро меняющейся во времени динамической нагрузки и наличия ускорений в рассматриваемых узлах механизмов в зависимости от материала вала, втулки, режима работы, содержания абразивной пыли, структуры, твердости абразивных частиц и процентного соотношения видов абразивных частиц различной твердости.

Технический результат предлагаемого исследования достигается тем, что в способе определения износа подшипника скольжения, включающем определение износа втулки И₂ за один час работы, дополнительно определяют износ втулки $I_2^{\text{дин}}$ с учетом динамического нагружения и процентного содержания абразивных частиц в пыли согласно зависимости

$$I_2^{\text{дин}} = \frac{0,3 \cdot (S_{\text{max}}^{\text{дин}} - d_{\text{cp}} + h_1^{\text{дин}} + h_2^{\text{дин}}) \varphi}{\pi \cdot n_{\text{p2}} \cdot (S_{\text{max}}^{\text{дин}} - S_{\text{min}}) \cdot l} \cdot \left[\text{Rarccos} \left(\frac{R - h_2^{\text{дин}}}{R} \right) - (R - h_2^{\text{дин}}) \cdot \sqrt{R^2 - (R - h_2^{\text{дин}})^2} \right] \cdot n_a \cdot \omega \cdot T \cdot K^{0,9 + K_d}$$

причем

$$S_{\text{max}}^{\text{дин}} = S_{\text{max}} + f_D; \quad d_{\text{cp}} = \sqrt{d_{\text{max}} \cdot d_{\text{min}}}; \quad h_{1,2}^{\text{дин}} = \frac{P_D}{\pi \cdot R \cdot C \cdot \sigma_T}; \quad S_{\text{min}} = 2\delta + R_{a1} + R_{a2};$$

$$n_a = \frac{\varepsilon_{\text{cp}} \cdot Q_n \cdot \gamma_M \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot l \cdot 10^{11}}{3 \cdot \pi \cdot d_{\text{cp}}^3 \cdot \gamma_a \cdot \omega}; \quad K_D = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{f_{\text{cm}}}}; \quad S_{\text{max}} = 2 \cdot (r_2 - r_1) \cdot 10^{-3};$$

$$f_D = K_D \cdot f_{\text{cm}}; \quad P_D = K_D \cdot P_{\text{cm}}; \quad f_{\text{cm}} = \frac{Q \cdot l^3}{48E \cdot j}; \quad j = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$$

где $S_{\max}^{\text{дин}}$ - максимальный размер абразивных частиц с учетом динамического прогиба f_d мкм;

$d_{\text{ср}}$ - средний размер абразивной частицы, мкм;

$h_1^{\text{дин}}$, $h_2^{\text{дин}}$ - глубина внедрения абразивной частицы в поверхность соответственно вала и втулки с учетом динамической нагрузки, мкм;

φ - величина угла, ограниченного участком износа, рад;

n_{p2} - число циклов, приводящих к разрушению втулки;

S_{\max} , S_{\min} - соответственно максимальный и минимальный размер частиц в зазоре, мкм;

l - длина подшипника, мм;

R - радиус среднего размера абразивной частицы, мкм;

n_a - число одновременно находящихся абразивных частиц в зазоре;

ω - частота вращения вала, с^{-1} .

T - время работы узла, час;

K - установленный опытным путем эмпирический поправочный коэффициент, величину которого выбирают в зависимости от процентного соотношения абразивных частиц в пыли;

K_d - динамический коэффициент;

f_d - величина динамического прогиба, мкм;

P_d - величина динамической нагрузки, МПа;

C - коэффициент формы абразивной частицы, учитывающий повышение несущей способности контакта вследствие дополнительных напряжений в перпендикулярных направлениях;

σ_T - предел текучести материала, МПа;

δ - толщина слоя смазки, мкм;

R_{a1} , R_{a2} - среднее значение высот микронеровностей, мкм;

$\varepsilon_{\text{ср}}$ - средняя концентрация абразивных частиц в зазоре, %;

Q_n - расход смазки, $\text{м}^3/\text{ч}$;

γ_m - плотность смазки, $\text{г}/\text{см}^3$;

k_1 , k_2 - коэффициенты;

γ_a - плотность частиц, $\text{г}/\text{см}^3$;

r_1 , r_2 - радиусы соответственно вала и втулки, мм;

h - расстояние динамического удара, мм;

$f_{\text{см}}$ - величина статического прогиба, мм;

$P_{\text{см}}$ - статистическая нагрузка, нагруженная к узлу, принимаемая из условий эксплуатации, МПа;

- Q - объем смазки в системе, м³;
E - постоянная, равная $2,1 \cdot 10^5$, Н/мм;
j - осевой момент инерции;
Д - диаметр рабочего вала, мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ю.В.Жиркин. Надежность, эксплуатация и контакт деталей машин. - М.: Машиностроение: МГТУ, 2002, 330 с.
2. У.А.Икрамов. Расчетные методы оценки абразивного износа. - М.: Машиностроение, 1987, 288 с.
3. Burok S. Przyczyny pekania walow korbowych silnikow spalinowych // Motoryzacja. – 1982. – Т. 37, № 2. – Р. 51–55.
3. Гоц А.Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учеб. пособие. – 2-е изд., испр. и доп. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2011. – 140 с.
4. Гоц А.Н., Куделя И.Н., Некрасов С.И. Прогнозирование долговечности коленчатых валов ДВС // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – № 3. – С. 23–25.
5. Гоц А.Н. Метод расчета коленчатого вала по данным усталостных испытаний // Транспорт, экология – устойчиво развитие: Доклады XII научно-техническа конференция с международно участие. – Варна: Изд-во ТУ, 2006. – Т. 13. – С. 223–227.
6. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с..