

что соответствует количеству доставок РКТ на космодром в размере 3–4 комплектов в год. При таких условиях доставка РКТ по воздушно–сухопутному варианту неприемлема. Результаты расчетов показывают на целесообразность и экономическую выгоду водно–сухопутной транспортировки ракет среднего класса, комплектующих и компонентов топлива в Гвианский космический центр.

УДК 621.6 (075)

РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ АВИАЦИОННЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПО БАЗОВЫМ КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

Жильников Е.П., Мурашкин В.В.

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П.Королёва
(национальный исследовательский университет), г. Самара
ОАО «Завод авиационных подшипников», г. Самара

Стандартные методы расчета подшипников качения основаны на предложенной А. Пальмгреном кривой контактной выносливости.

Однако расчет долговечности подшипника по приведенным динамическим нагрузкам не позволяет учесть реальные условия эксплуатации подшипников в изделиях авиационной техники. К ним относятся реальные значения рабочих диаметральных зазоров, перекосы колец подшипника, деформации тонкостенных деталей подшипниковых узлов и специальные профили рабочих поверхностей подшипников. В этой связи расчет долговечности авиационных подшипников целесообразно выполнять по контактным напряжениям.

Для выполнения расчетов долговечности подшипников по контактным напряжениям необходимо знание характеристик кривой контактной выносливости подшипниковых материалов.

В качестве базового примем напряжение при $N_u = 10^7$. Тогда уравнение кривой выносливости можем представить в виде: $N_u \sigma_E^{m_h} = 10^7 \sigma_{\sigma}^{m_h}$.

Здесь N_u - число циклов изменения напряжений, m_h - экспериментальный показатель степени.

Расчеты для стандартных радиальных однорядных шариковых подшипников с использованием значений динамической грузоподъёмности дают значения базовых контактных напряжений $\sigma_{\sigma} = 2443 \dots 4036 \text{ МПа}$.

Необходимо отметить, что при определении величин динамической грузоподъёмности роликовых подшипников вводится понижающий коэффициент, учитывающий кромочные эффекты в распределении напряжений по длине ролика. Без учета указанного понижающего коэффициента значения базовых контактных напряжений для роликовых подшипников могут достигать 3005...3470 МПа.

Полученные значения позволяют выполнять расчет долговечности подшипников при любых условиях вращения, а также перекосе колец.

Фирма *SKF* нагрузку, соответствующую пределу выносливости включила в каталог своих подшипников. Эта нагрузка пропорциональна величине статической грузоподъёмности подшипника.

Расчеты с учетом данных по статической грузоподъёмности стандартных роликовых подшипников дают значения: $\sigma_{\text{lim}} = 729 \dots 1019 \text{ МПа}$.

Расчеты для стандартных шариковых подшипников дают значения:

$$\sigma_{\text{lim } \epsilon} = 891 \dots 1269 \text{ МПа}$$

Значения эквивалентных напряжений определяются по формулам:

$$\sigma_{E\epsilon} = m_{\epsilon} \sqrt{\frac{1}{z} \cdot \sum_{i=1}^z \left(\frac{m_{\epsilon}^{m_{\epsilon}}}{\phi_{\epsilon i}} \right)} - \text{ для вращающихся колец;}$$

$$\sigma_{E\eta} = m_{\eta} \sqrt{\frac{1}{z} \cdot \sum_{i=1}^z \left(\frac{m_{\eta}^{m_{\eta}}}{\phi_{\eta i}} \right)} - \text{ для не вращающихся колец.}$$

Здесь показатели степеней для вращающихся и не вращающихся колец определяются на основе экспериментальных исследований.

При суммировании напряжений по приведенным формулам исключаются напряжения меньше напряжений, соответствующих пределу контактной выносливости: $\sigma_{\epsilon i} < \sigma_{\text{lim } \epsilon}$ и $\sigma_{\eta i} < \sigma_{\text{lim } \eta}$.

Здесь: $\sigma_{\epsilon i}, \sigma_{\eta i}$ - напряжения в контактах роликов с внутренним и наружным кольцами; $\phi_{\epsilon i}, \phi_{\eta i}$ - коэффициенты, зависящие от толщин смазочных слоев в контактах.

С использованием уравнения кривой выносливости число циклов изменения напряжений до разрушения каждого из колец и долговечность их по выкрашиванию $L_{h\epsilon}$ и $L_{h\eta}$

Долговечность подшипника с учетом вероятности разрушения любого из колец определим по формуле: $L_h = \left(\frac{1}{L_{h\epsilon}^{-1,11} + L_{h\eta}^{-1,11}} \right)^{0,9}$.

Если подшипник работает при ступенчато изменяющихся режимах, при изменении в которых ступенчато изменяются нагрузки и частота вращения, эквивалентная долговечность определяется по формуле:

$$L_h = \left(\sum_{j=1}^J \frac{t_j}{t_h} \left(\frac{t_j}{t_h} \right)^{\geq 1} \right)^{-1}$$

Здесь: J - число режимов работы; t_j/t_h - относительная продолжительность работы на j -том режиме; L_{hj} - расчетная долговечность на j -том режиме.

При этом долговечность L_{hj} на j -том режиме должна определяться с учетом условий смазывания на этом режиме и влияния центробежных сил.

Приводятся примеры расчета высокоскоростных роликовых подшипников при перекосах колец.