

В работе [4] рассматривается метод определения величин деформаций работы внутренних сил при пересечении пластической области частицами материала

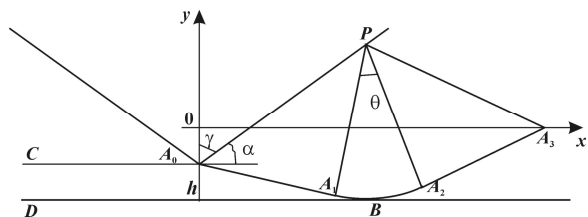


Рис. 2

при поверхностном выглаживании $W_{\text{выгл}}$.

Эта величина деформаций приводит к уменьшению запаса усталостной прочности.

Библиографический список

1. Херцберг, Р.В. Деформация и механика разрушения конструкционных материалов /

Р.В. Херцберг. – М.: Металлургия, 1989. – 576 с.

2. Писаренко, Г.С. Сопротивление жаропрочных материалов при нестационарном силовом и температурном воздействии / Г.С. Писаренко, Н.С. Можаровский, В.А. Антипов. — Киев: Наук, думка, 1974. – 199 с.

3. Мартин – Техническая механика, 1961, 4, серия Д.

4. Feltner, C.E., Morrow J.D. – Trans. ASME, ser., 1965, - 5.

5. Анисимов, А.Н. Выглаживание жесткопластической поверхности клинообразным штампом при условии текучести Кулона-Мора / А.Н. Анисимов, А.И. Хромов // ПМТФ. – 2010. – Т. 51, № 2. – С. 176-182.

УДК 621.822

О ВЛИЯНИИ КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ ОПОРЫ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ В РОТОРАХ ГТД НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ И РАСЧЕТНУЮ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ

Беломытцев О.М.

Пермский государственный технический университет

INFLUENCE OF THE CONSTRUCTIVE DESIGN OF THE SUPPORT OF ROLLER BEARINGS IN THE ROTORS GTD ON THE LOAD DISTRIBUTION AND BEARINGS DURABILITY

Belomytzev O.M. The influence of rotor supports of GTD engines on the load distribution on the role-kam with the expansion forces of tightness in the bearing and their consideration in the calculation of bearings durability is considered

Опоры роторов с роликоподшипниками ГТД отличаются повышенной податливостью, так как подшипники устанавливаются на полых валах и в трубчатых корпусах – демпферных втулках с «беличьим» колесом [1], рис. 1, большой частотой вращения вала и перепадом температур наружного и внутреннего колец подшипников, что приводит к натягу и появлению

дополнительных распорных нагрузок на ролики на номинальных режимах работы двигателя.

Как показано в работе [2], при сохранении натяга в подшипнике внешняя нагрузка действует в половинном размере, ее распределение по роликам определяется как в подшипнике с нулевым зазором.

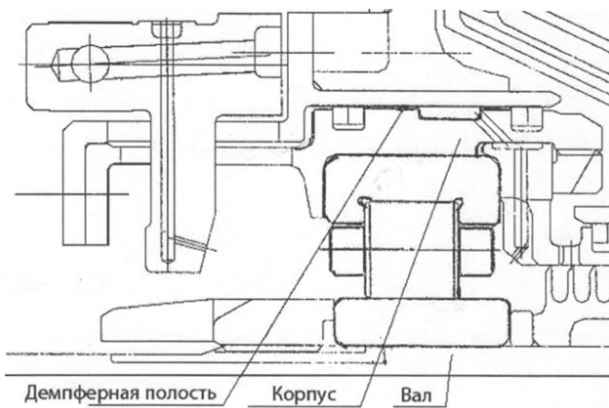


Рис. 1. Типовой узел опоры ГТД

В подшипнике с зазором учет деформации вала и корпуса так же вносит существенные отличия в распределение нагрузки по телам качения, так, на режиме малого газа получается картина, представленная на рис. 2.

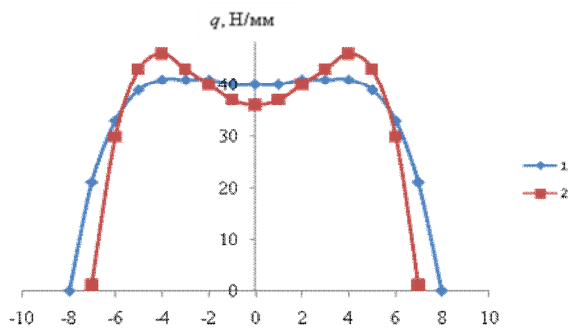


Рис. 2. Распределение нагрузки в роликоподшипнике 1032930 опоры ТВД (режим наземный) при радиальных зазорах: 1 – $g = 0$; 2 – $g = 0,012$ мм

Вычисления показывают, что толщина стенок вала или корпуса существенно влияет на распределение нагрузки в подшипнике только до определенного значения относительной кривизны цилиндров, выражаемого величиной $\beta = \rho/h$, где ρ – средний радиус стенок цилиндра, если вал или корпус рассматривать за одно целое с кольцом подшипника, h – совместная толщина стенок кольца с валом или кольца с корпусом.

При работе подшипника с натягом нагрузка на ролики зависит не только от величины натяга, но и от его распределения по различным составляющим деформации, при этом натяг можно выразить в виде соотношения:

$$\delta_n = 2(\delta_k + u_b + u_n - u_d), \quad (1)$$

где δ_n – натяг в подшипнике; δ_k – контактная деформация; $u_b + u_n$ – изменения радиусов дорожек качения внутреннего и наружного колец от распорных усилий со стороны роликов; u_d – уменьшение радиуса беговой дорожки от давления в демпфере.

Выражение (1) можно представить в виде:

$$\delta_n = 2F(\delta'_k + u'_b + u'_n) - u_d, \quad (2)$$

где F – усилие на ролики, δ'_k, u'_b, u'_n – коэффициенты податливости.

Из (2) следует, что, увеличивая податливость демпферной втулки (u'_n), можно существенно уменьшить нагрузку на ролики.

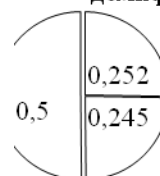
На рис. 3 представлены данные расчетов относительных значений различных деформаций без учета давления в демпфере и влияния центробежной силы роликов, для одной из опор двигателя семейства ПС-90А и в случае применения совмещенной опоры, когда беговая дорожка наружного кольца подшипника выполняется на демпферной втулке, толщина стенки которой равна толщине кольца подшипника.

При посадке наружного кольца в демпферной втулке с натягом



- 0,373 контактная деформация
- 0,379 деформация внутреннего кольца
- 0,248 деформация наружного кольца

При совмещенной опоре с демпферной втулкой



- 0,252 контактная деформация
- 0,245 деформация внутреннего кольца
- 0,5 деформация наружного кольца

Рис. 3. Относительные значения различных перемещений (долевые части) от общей деформации, равной натягу в подшипнике

Определив значения нагрузок на тела качения от натяга, от центробежных сил роликов, от веса ротора и дисбаланса, можно найти значение расчетной долговечности подшипников для различных

конструктивных вариантов исполнения опоры по формулам:

- для наружного кольца подшипника:

$$L_2 = (q_{01}/q_{02})^{3,33} L_1;$$

- для внутреннего кольца подшипника:

$$L_2 = (q_{эк1}/q_{эк2})^{3,33} L_1,$$

где L_1 и L_2 – долговечности подшипников для двух сравниваемых вариантов конструкций; q_{01} и q_{02} – наибольшие значения нагрузок; $q_{эк1}$ и $q_{эк2}$ – значения эквивалентных нагрузок.

Расчет эквивалентных нагрузок в условиях натяга является неоднозначной задачей, которая частично рассмотрена в работе [2].

В настоящей работе она получила дальнейшее развитие с позиции оптимизации

конструкции и определения расчетной долговечности подшипника.

Библиографический список

1. Балякин, В.Б. Теория и проектирование опор авиационных ГТД / В. Б. Балякин, Е. П. Жильников, В. Н. Самсонов, В. В. Макаrchук – Самара: Изд-во Сам. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254 с.

2. Беломытцев, О.М. Определение влияния различных факторов на зазоры (натяги) и влияние натягов на распределение нагрузки по телам качения в быстроходных роликоподшипниках / О. М. Беломытцев // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королева, №3 (19), ч. 3, 2009. – ч. 67-75.

УДК 621. 45. 0. 002. 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ВОЗМОЖНОГО ВЫХОДА ТОЧЕК РЕАЛЬНОГО ПРОФИЛЯ ФАСОННОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЗА ПРЕДЕЛЫ ПОЛЯ ДОПУСКА

Слободенюк А.В.

Авиационный техникум Самарского государственного аэрокосмического университета

DEFINITION OF SIZE OF THE POSSIBLE EXIT OF POINTS REAL PROFILE OF THE SHAPED SURFACE FOR TOLERANCE ZONE LIMITS

Slobodenjuk A.V. The technique of definition of size of an exit of measured profiles difficult atop-nostej for tolerance zone limits is resulted

В технике применяются разнообразные поверхности; тем не менее, их можно свести к нескольким типам, причём три типа имеют наибольшее распространение. Поверхности одного типа строго подчиняются математическим уравнениям, и их форма и расположение в пространстве определены; эти поверхности называются алгебраическими. Все другие виды поверхностей называются трансцендентными. [1]

Форма трансцендентных поверхностей задана отдельными точками; координаты точек заданы в виде числовых отметок, сведённых в таблицы; такие поверхности называются поверхностями с числовыми отметками. Именно такой поверхностью является профиль рабочей лопатки ТРД,

поперечные сечения которой аппроксимируются полиномиальными уравнениями.

В работе «Измерение профиля деталей со сложными фасонными поверхностями на примере рабочей лопатки ТРД» [2] отмечено, что при контроле реального профиля детали из-за ограниченного числа контролируемых сечений в соответствии с техническими требованиями чертежа возникает вероятность выхода за пределы поля допуска точек поверхности, не лежащих в заданных сечениях. В соответствии с этим представляется необходимым определение величины вероятности возникновения данной ситуации, а также выявление предельно