

3. Мищенко Л.Д., Дьяченко С.С., Тарабанова В.П. Исследование изменений структуры и характера разрушения стали 15Х1М1Ф в процессе ползучести. // Известия ВУЗов. Черная металлургия. – 1978. – №2. – С.110-112.
4. Локощенко А.М., Шестериков С.А. Модель длительной прочности с немонотонной зависимостью деформации при разрушении от напряжения. // Прикладная механика и техническая физика. – 1982. – №1. – С.160-163.
5. Работнов Ю.Н. Ползучесть элементов конструкций. М.: Наука, 1966. – 752 с.

621.664

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА НАГРУЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ И ФОРМИРОВАНИЕ НАЗНАЧЕННОГО РЕСУРСА ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ

Канд. техн. наук И.П. АЙСТОВ, д-р техн. наук, проф. Л.О. ШТРИПЛИНГ

Рассмотрена задача формирования назначенного ресурса шестеренных насосов, основанная на анализе причин их преждевременных отказов. Принимается, что основной причиной преждевременных отказов агрегатов является фактическое нагруженное состояние составляющих его деталей, для оценки которого наиболее целесообразно использовать вероятностный подход.

Оценка фактического нагруженного состояния составляющих агрегат деталей позволяет выявить причины возникновения преждевременных отказов и предложить конкретные диагностические признаки для отсева тех агрегатов, варианты сборок которых имеют предпосылки возникновения у них преждевременных отказов. Отсев этих вариантов сборок агрегата на стадии производства позволяет повысить назначенный ресурс агрегатов.

Расчеты на прочность деталей машин (подшипниковых узлов, валов, пар трения, зубчатых колес, и пр.) основаны на корректном определении их нагруженного состояния в конкретных механизмах и агрегатах. Многообразие механизмов и агрегатов различного назначения потребовало специальных исследований и разработки методов определения нагрузок на детали машин, которые учитывают особенности конструкций, условий и режимов работы агрегатов. Например, для передаточных механизмов только на основе прямозубых зубчатых передач, таких как цилиндрические,

планетарные и волновые зубчатые редукторы, которые содержат стандартный набор деталей машин, методы расчета нагрузок не просто разные, но и зависят от конкретной конструкции того или иного редуктора [1].

К шестеренным насосам, которые содержат в своем составе стандартный набор деталей машин, а именно: валы, шестерни, подшипниковые опоры, узлы трения и конструктивно аналогичны одноступенчатым зубчатым редукторам, были применены известные методы расчета нагрузок деталей машин [2]. Такой подход позволил в конечном итоге обеспечивать некоторый средний ресурс шестеренных насосов, но с весьма значительным разбросом [3], который, как правило, связывают с недостаточной технологической дисциплиной при изготовлении и сборке деталей, его составляющих, поэтому частные мероприятия, такие как повышение точности изготовления [4], применение высокотехнологических покрытий для пар трения [5], иногда дают эффект увеличения ресурса насоса в целом. Ситуация усугубляется тем, что преждевременный выход из строя шестеренных насосов связан с различными причинами, которые будем называть критическими параметрами нагруженного состояния насоса П, по i -му критерию, а именно: износ зубьев шестерен П₁; повышенный износ подпятников в паре трения «торцы зубьев шестерен-подпятник» П₂; износ опорных поверхностей шестерен и подшипниковых опор П₃; срез ведущего вала насоса П₄, что не позволяет видеть за частными случаями отказов агрегатов системных проблем причин их возникновения.

Необходимо отметить: если для гражданских отраслей преждевременный отказ шестеренных насосов, как правило, не является критическим, то для шестеренных насосов авиационного назначения, используемых, например, в системах топливопитания двигателей, их отказ может привести к катастрофическим последствиям. На практике в качестве меры повышения надежности шестеренных насосов применяют заведомое снижение их назначенного ресурса, что в свою очередь ведет к удорожанию эксплуатации авиационных двигателей и летательных аппаратов в целом. Например, для авиационного двигателя АИ-25 и АИ-25Т, ресурс которого составляет 15 тыс. моточасов, назначенный ресурс шестеренного насоса системы топливопитания составляет 4 тыс. моточасов. При этом общепринятые методики расчета нагруженного состояния деталей и узлов для используемых в системе топливопитания шестеренных насосов подтверждают их достаточную расчетную долговечность в течение 16 тыс. моточасов [1].

Для решения задачи формирования назначенного ресурса шестеренных насосов важно установить конкретные причины появления преждевременных отказов. Поскольку технология изготовления деталей шестеренных насосов обеспечивает их поэлементный точностный и прочностный контроль и соответствие необходимым требованиям; комплекс приемо-сдаточных испытаний и обкатка собранных агрегатов показывает их соответствие выходным паспортным характеристикам, агрегаты эксплуатируются в сопоставимых условиях; – можно сделать пред-

положение, что основная причина преждевременных отказов агрегатов – фактическое нагруженное состояние их деталей.

Для оценки нагруженного состояния деталей машин, входящих в состав агрегатов, как правило, используют традиционные методы расчетов в детерминированной постановке [1]. Это: либо методы расчета по допускаемым нагрузкам или деформациям, либо по предельным состояниям. Однако в традиционных методах расчета, как правило, в явном виде не учитываются возможные случайные разбросы расчетных параметров, которые всегда имеют место и носят вероятностный характер. С целью учета этого случайного разброса параметров оценку нагруженного состояния деталей машин часто проводят с помощью вероятностного подхода [6]. В этом случае нагруженное состояние агрегата $S_{1Пi}$ по i -тому критерию характеризуется некоторой функцией безотказной работы $P_{1Пi}(t)$, а его назначенный ресурс $T_{1рнi}$ определяют из условия отсутствия отказов (рис. 1). Частные технологические мероприятия, применяемые при изготовлении агрегата, – повышение точности изготовления деталей, применение высокотехнологических покрытий для пар трения и т.д., позволяют перейти от состояния $S_{1Пi}$ к состоянию $S_{2Пi}$, характеризующему нагруженное состояние агрегата после улучшения технологии его изготовления, и повысить для него назначенный ресурс до величины $T_{2рнi} > T_{1рнi}$

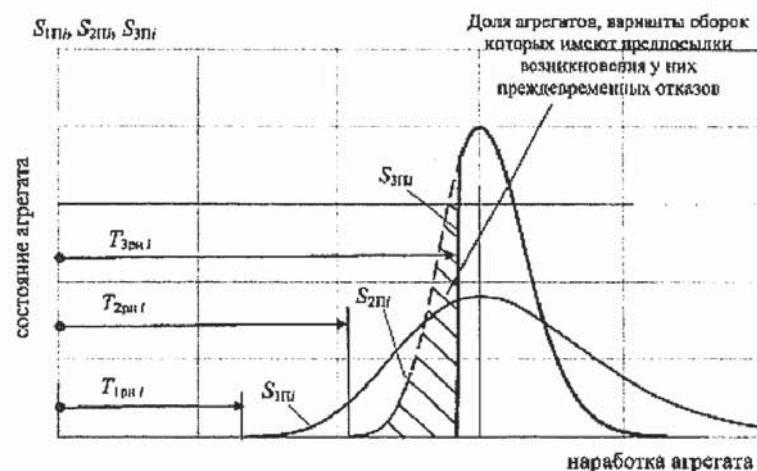


Рис. 1. Формирование назначенного ресурса агрегата.

Необходимо отметить, что фактическое нагруженное состояние деталей машин агрегата главным образом зависит от особенностей конструкции и реального взаимного положения его деталей в собранном виде, т.е. сочетания их погрешностей изготовления и монтажа. При этом погрешности изготовления в пределах полей допусков и монтажа деталей и узлов создают предпосылки для появления дополнительных нагрузок, не учитываемых в существующих прочностных расчетах.

Для шестеренного насоса оценивали взаимное положение составляющих его деталей в собранном виде при помощи векторно-вероятностного представления их погрешностей изготовления и

монтажа [7], что позволило, в конечном итоге, определить реальное нагруженное состояние деталей насоса для каждого из критических параметров Π_i в виде функциональной зависимости

$$K_{\Pi_i} = f(t_{\Sigma\Pi_i}), \quad (1)$$

где K_{Π_i} – детерминированный критерий, характеризующий предельное нагруженное состояние агрегата по критическому параметру Π_i ; $t_{\Sigma\Pi_i}$ – суммарный вектор погрешностей положения составных конструктивных элементов и узлов агрегата в векторно-вероятностном аспекте. Функциональные зависимости вида (1) характеризуют нагруженное состояние агрегата по i -му критерию, для каждого из критических параметров они имеют свой конкретный вид. В результате были выявлены причины или условия возникновения конкретного i -го отказа по критическому параметру Π_i , а именно:

1. Увеличение динамических нагрузок на зубья шестерен, что приводит к износу этих зубьев. Данный отказ происходит вследствие работы зубчатого зацепления насоса при коэффициенте перекрытия менее 1 что возможно из-за определенных сочетаний погрешностей изготовления и монтажа деталей насоса, которые находятся в пределах допуска, и проявляется раскрытием контакта зубьев шестерен насоса во время его работы [8–10].

2. Увеличение момента сил трения в паре трения «торцы зубьев шестерен – подпятник» приводит к износу подпятников, увеличение момента сил сопротивления на валу ведущей шестерни – к срезу ведущего вала насоса. Указанные отказы являются следствием сочетаний погрешностей изготовления и монтажа деталей насоса (монтажный перекос шестерен, погрешность положения рабочих осей шестерен.) [11].

3. Увеличение радиальных нагрузок на подшипниковые опоры, который приводит к износу опорных поверхностей шестерен и подшипниковых опор. Данный отказ происходит вследствие не эффективно работающих разгрузочных канавок [12].

Для детерминированных критериев K_{Π_i} , которые характеризуют нагруженное состояние деталей и узлов агрегата, существуют однозначные расчетные зависимости, количественно связывающие величину этого критерия и долговечность $L_{h\Pi_i}$ деталей агрегата по рассматриваемым критическим параметрам Π_i :

$$L_{h\Pi_i} = f(K_{\Pi_i}) = \varphi(t_{\Sigma\Pi_i}), \quad (2)$$

Для каждого из критических параметров, зависимости (2) дают конкретные значения долговечности деталей в зависимости от их реально возможного взаимного положения в собранном виде, что позволяет, в конечном итоге, более целенаправленно формировать назначенный ресурс агрегата в целом. Кроме того, зависимости (2) позволяют выявить причины возникновения критических параметров Π_i , а значит, предложить диагностические признаки для отсева тех агрегатов, варианты сборок которых имеют предпосылки возникновения у них преждевременных отказов. Отсев этих вариантов сборок агрегата на стадии производства позволяет пе-

рейти от состояния $S_{2Пi}$ к состоянию $S_{3Пi}$, характеризующему нагруженное состояние агрегатов после отсева, и еще более повысить назначенный ресурс агрегата до величины $T_{зрнi} > T_{2рнi}$ (рис. 1).

Результаты проведенных исследований [8–12], легли в основу системы контроля и диагностирования технического состояния шестеренных насосов с использованием метода виброметрии корпуса и метода контроля потребляемой мощности приводного электродвигателя испытуемых агрегатов [13–15]. Система контроля и диагностики шестеренных насосов системы топливопитания авиационных двигателей апробирована на ОАО «ОМСКАГРЕГАТ» (г. Омск) и позволила обосновать повышение назначенного ресурса шестеренного авиационного насоса (агрегат 760Б) с 4000 до 16000 моточасов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Решетов Д.Н. Детали машин.—М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
2. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. — М.: Машиностроение, 1974. 606 с.
3. Башуров Б.П. Выбор математической модели прогнозирования безотказной работы объемных насосов на основе корреляционного анализа // Известия вузов. Машиностроение. — 1990. — № 7. — С. 56–59.
4. Малышев В.Н. Повышение качества зубчатых зацеплений шестеренных насосов/ Проблема качества механических передач и редукторов. Точность и контроль зубчатых колес и передач: Материалы Всесоюзн. Науч.-техн. конф. — Л., 1991. — С. 17–18.
5. Браун Э.Д., Лабушина В.Н. Моделирование процесса абразивного изнашивания прецизионных пар шестеренных насосов.// Проблемы машиностроения и автоматизации. — 1991. — № 5. — С. 73–79.
6. Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. Надежность машин. — М.: Высшая школа, 1988. — 238 с.
7. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Расчет допусков размеров. — М.: Машиностроение, 1981. — 189 с.
8. Штриплинг Л.О., Аистов И.П., Посивенко И.И. Опыт повышения ресурса шестеренных насосов на примере устранения дефекта «Колебание давления топлива». // Известия ВУЗов. Машиностроение. — 2003. — № 12. — С. 15-19.
9. Штриплинг Л.О., Аистов И.П. Работа прямозубой передачи при коэффициенте перекрытия, близким к единице.// Известия ВУЗов. Машиностроение. — 2004. — № 7. — С. 35-38.
10. Аистов И.П. Оценка динамических нагрузок, действующих в зубчатом зацеплении шестеренного насоса авиационного назначения// Известия ВУЗов. Машиностроение. — 2005. — № 2. — С. 23-26.

11. Аистов И.П., Смирнов В.Д., Штриплинг Л.О. Анализ причин возникновения дефекта «Падение оборотов двигателя» для шестеренных насосов авиационного назначения // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2004. – № 11. – С. 25-28.
12. Аистов И.П. Определение радиальных нагрузок на подшипниковые опоры шестеренных насосов // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2005. – № 3. – С. 35-39.
13. Аистов И.П. Обеспечение качества сборки шестеренных насосов. // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2006. – № 1. – С. 42-47.
14. Аистов И.П. Повышение качества сборки шестеренных насосов за счет внедрения кинематического контроля. // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2006. – № 8. – С. 30-32.
15. Аистов, И.П. Диагностическая модель оценки технического состояния шестеренных насосов. // Омский научный вестник. – 2006. – Вып. 1. – С. 101–108.

593.3

РАСЧЕТ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ И ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТОНКОСТЕННЫХ И ТОЛСТОСТЕННЫХ МНОГОСЛОЙНЫХ ОБОЛОЧЕЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ С УЧЕТОМ ФАКТОРОВ ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Канд. техн. наук, доц. О.Г. ОСЯЕВ, адъюнкт А.В. ОСТАПЕНКО

Получена математическая модель трехмерного напряженно- деформированного состояния несущих конструкций корпусов летательных аппаратов, учитывающая изменения свойств материалов в процессе длительной эксплуатации.

Для оценки технического состояния несущих конструкций, имеющих длительные сроки эксплуатации и определения возможности их дальнейшего использования по назначению, необходимо учитывать влияние вредных факторов на прочностные свойства таких конструкций. К таким факторам относятся: эксплуатационные нагрузки, техногенные катастрофы и аварии, природные катаклизмы и состояние воздушной среды. К числу неблагоприятных относится так же фактор старения материалов конструкции.