

УДК 539.375

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ И СИСТЕМ КОНТРОЛЯ ИСЧЕРПАНИЯ РЕСУРСА ГТД В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Д. Г. ФЕДОРЧЕНКО

kipdla@ssau.ru

ОАО «Кузнецов» (г. Самара)

Поступила в редакцию 31 октября 2014 г.

Аннотация. Работа посвящена оценке истощения ресурса ГТД в эксплуатации. Предложена концептуальная схема такой системы и показано, что особое значение имеют расчетные методы оценки истощения ресурса деталей, основанные на регистрации условий работы деталей или параметров двигателя. Разработан критерий истощения ресурса при многокомпонентном нагружении с учетом взаимного влияния различных факторов, а также алгоритм определения накопленного повреждения от истощения длительной прочности за интервал времени между замерами.

Ключевые слова: долговечность; запас прочности; истощение ресурса; многокомпонентное нагружение; накопленное повреждение; наработка эквивалентная; разрушение; циклическая нагрузка.

В настоящее время эксплуатация большинства газотурбинных двигателей ведется по техническому состоянию (ЭТС). Поэтому ЭТС предполагает периодическую оценку технического состояния двигателя и индивидуальное назначение разрешенной наработки двигателей в зависимости от истощения ресурса. Соответственно для ЭТС двигатель должен обладать развитой автоматизированной системой диагностирования (АСД), контроля и прогнозирования технического состояния двигателя.

Одной из основных составляющих АСД являются системы контроля истощения ресурса, учитывающие конкретные условия эксплуатации и особенности изготовления и сборки отдельных двигателей, которые влияют на нагруженность их узлов и деталей. Подобные автоматизированные системы контроля истощения ресурса позволят существенно повысить экономичность и безопасность эксплуатации за счет увеличения срока эксплуатации «малонагруженных» двигателей и своевременного изъятия и направления в ремонт «высоконагруженных».

Принципиальным в системах контроля истощения ресурса является требование сравнения эквивалентной наработки в эксплуатации с разрешенной наработкой, проверенной либо при стендовых ресурсных испытаниях (1 и 2 стратегии управления ресурсом), либо определенной на основе применения эксперименталь-

но подтвержденных методов расчетов, статистически обоснованных данных по конструктивной прочности материалов и анализа показателей безотказности двигателей в эксплуатации (3 стратегия управления ресурсом).

Оценка истощения ресурса деталей может осуществляться различными методами, например, с помощью:

- датчиков повреждения;
- систем, измеряющих изменение физических характеристик материала и связывающих их с истощением ресурса;
- систем, регистрирующих условия работы деталей и определяющих по ним истощение ресурса;
- систем, регистрирующих изменение параметров работы ГТД и определяющих по ним истощение ресурса.

Возможные методы контроля истощения ресурса деталей ГТД в эксплуатации показаны на рис. 1.

Каждый из указанных методов имеет свои достоинства, недостатки и область применения, однако все они могут быть реализованы только для деталей, расположенных в местах, доступных для подведения специальных датчиков и приборов. Поэтому их применение в эксплуатационных условиях ограничено, и свое основное применение они нашли при контроле в заводских условиях.



Рис. 1. Системы контроля истощения ресурса

Исходя из вышесказанного, особое значение имеют расчетные методы оценки истощения ресурса деталей, основанные на регистрации условий работы деталей или параметров двигателя.

Расчетные методы, в связи с большим разбросом прочностных характеристик материалов, не позволяют оценить истинное истощение ресурса конкретных деталей, но дают возможность сравнивать эквивалентную наработку в эксплуатации с объемом проведенных ресурсных испытаний или расчетным ресурсом, заложенным при проектировании двигателя. Поэтому необходимо принять единую методику оценки эквивалентной наработки в эксплуатации, при планировании ресурсных эквивалентно-циклических испытаний (ЭЦИ) и в расчетах ресурса деталей при проектировании двигателя.

Учитывая взаимное влияние различных составляющих многокомпонентного нагружения на долговечность деталей, в качестве основного целесообразно принять критерий истощения ресурса при многокомпонентном нагружении с учетом взаимного влияния различных факторов.

Величину истощения ресурса можно оценивать в виде безразмерных величин повреждаемости (Π) или в часах эквивалентной наработки (τ), или в количестве типовых циклов эксплуатации (Z). Допустимое истощение ресурса в эксплуатации определяется условиями:

$$\tau_{\text{экспл}} \leq [\tau]; Z_{\text{экспл}} \leq [Z]; \Pi_{\text{экспл}} \leq [\Pi],$$

где $[\tau], [Z], [\Pi]$ – допустимые значения наработки и суммарная накопленная повреждаемость в эксплуатации.

Алгоритмы расчета истощения ресурса могут быть реализованы в наземных вычислительных комплексах или в системе бортовых ЭВМ и должны удовлетворять следующим требованиям:

- расчет не должен занимать большой памяти ЭВМ;
- расчет эквивалентной наработки должен проводиться в темпе поступления исходной информации (в режиме реального времени).

Последнее требование особенно актуально для промышленных ГТД, типовой цикл эксплуатации которых может быть существенно дольше, чем периоды плановых остановов на проведение регламентных работ.

Расчетный путь определения эквивалентной наработки включает в себя следующие этапы:

- определение напряженно-деформированного и температурного состояния расчетного сечения детали;
- выделение отдельных циклов нагружения из сложного эксплуатационного цикла;
- определение характеристик предельного состояния материала детали при рабочих температурах и напряжениях;
- оценка истощения ресурса на основе гипотез суммирования повреждений.

Желательно, чтобы оценка напряженности и температурного состояния деталей определялись по штатным замерам параметров работы двигателя и не требовали установки дополнительных датчиков. При этом для вычислений должны быть использованы только корректные исходные данные, полученные после проведения отбраковки сбойных значений измеряемых параметров.

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННОГО И ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ ГТД

Основа расчетного метода определения напряженного и теплового состояния деталей ГТД предполагает использование методов оценки эквивалентной наработки после проведения стендовых ресурсных эквивалентно-циклических (ЭЦИ).

С минимально допустимой точностью оценить напряженное состояние практически всех основных деталей двигателя можно данными контроля:

- частоты вращения роторов низкого, среднего и высокого давления ($n_{нд}, n_{сд}, n_{вд}$);
- температуры газов за турбиной (t_6);
- давления воздуха за компрессором ($P_{2вд}$);
- температуры воздуха на входе в двигатель (t_1).

Как правило, замеры вышеперечисленных параметров являются штатными замерами параметров работы двигателя. Исходя из требований минимальной памяти ЭВМ и выполнения расчетов в реальном времени, алгоритм расчета должен быть разумно упрощен. Поэтому для определения напряженного и температурного состояния рассматриваемой детали должны преимущественно использоваться приближенные расчетно-экспериментальные или аппроксимационные зависимости.

Межремонтный ресурс ГТД определяется ресурсом деталей, которые невозможно заменить в эксплуатационных условиях они имеют минимальную долговечность. Как правило, такими деталями являются рабочие лопатки и диски турбины, диски компрессоров и валы. Поэтому рассмотрим методы определения напряженно-деформированного и теплового состояния этих деталей по замеряемым параметрам работы двигателя.

Для рабочей лопатки турбины формула для определения напряжений в наиболее нагруженной точке может быть записана в общем виде как:

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_{изг} + \sigma_{кр} + \sigma_t, \quad (1)$$

где σ_p – напряжения растяжения от действия центробежных сил; $\sigma_{изг}$ – напряжения изгиба от действия газовых и центробежных сил; $\sigma_{кр}$ –

напряжения от действия крутящего момента, возникающие в сечении закрученного стержня в поле центробежных и газовых сил; σ_t – температурные напряжения от неравномерного поля температур в сечениях лопатки.

В основу предлагаемой расчетной формулы (1) положен метод расчета на прочность лопаток ГТД, основанный на теории гибких закрученных стержней, разработанный И. А. Биргером [1]. В соответствии с этой теорией напряжения в расчетной точке сечения неравномерно нагретой лопатки, работающей в поле центробежных сил, можно определить по формуле:

$$\sigma = E \left[\frac{N}{\int_F EdF} + \frac{M_\xi \eta}{\int_F E\eta^2 dF} - \frac{M_\eta \xi}{\int_F E\xi^2 dF} \right] + E \left[\frac{\int_F EatdF}{\int_F EdF} + \eta \frac{\int_F E\eta\alpha t dF}{\int_F E\eta^2 dF} + \xi \frac{\int_F E\xi\alpha t dF}{\int_F E\xi^2 dF} - \alpha t \right], \quad (2)$$

где N – растягивающее усилие в рассматриваемом сечении лопатки от действия центробежных сил; M_ξ, M_η – изгибающие моменты в рассматриваемом сечении лопатки от действия газовых и центробежных сил; E, α – модуль упругости и коэффициент температурного расширения материала лопатки (константы материала); η, ξ – координаты сечения лопатки.

В рассматриваемом сечении лопатки растягивающее усилие равно:

$$N(r) = \rho\omega^2 \int_r^R rF(r)dr, \quad (3)$$

где R – радиус периферии; $F(r)$ – площадь поперечного сечения лопатки на радиусе r .

Изгибающие моменты относительно осей X и Y определяются по следующим формулам:

$$\begin{aligned} M_x(r) &= J_{1x} + \rho\omega^2 J_{2x}; \\ M_y(r) &= J_{1y} + \rho\omega^2 J_{2y}, \end{aligned} \quad (4)$$

где ω – частота вращения ротора $1/c$; X, Y, r – оси, связанные с вращающимся диском и проходящие через центр масс корневого сечения. Ось X параллельна оси вращения и направлена по потоку. Ось r направлена вдоль радиуса, ось Y лежит в плоскости вращения;

$$J_{1x} = \int_r^R P_x(r)(r - R_1) dr;$$

$$J_{1y} = \int_r^R P_y(r)(r - R_1) dr;$$

$$J_{2x} = \int_r^R rF(r) \left[y_0 \frac{r}{R_1} - y(r) \right] dr;$$

$$J_{2y} = - \int_r^R rF(r) [x_0 - x(r)] dr,$$

где P_x, P_y – газовые силы в направлении осей X и Y , x_0, y_0 – выносы центров масс сечений.

Моменты относительно осей X и Y связаны с моментами относительно главных центральных осей ξ, η сечения лопатки следующими соотношениями:

$$M_\xi(r) = M_x(r) \cos \alpha(r) + M_y(r) \sin \alpha(r);$$

$$M_\eta(r) = -M_x(r) \sin \alpha(r) + M_y(r) \cos \alpha(r),$$

где $\alpha(r)$ – угол закрутки сечения.

Зависимости (2), (3), (4) достаточно хорошо отражают напряженное состояние рабочих лопаток турбины в средних и корневых сечениях – местах, определяющих ресурс лопатки. Поэтому использование аппроксимационных зависимостей определения напряженности рабочих лопаток турбины, основанных на принципах расчетов по теории естественно закрученных стержней, вполне обосновано в системах контроля истощения их ресурса в эксплуатации.

Для конкретного сечения рабочей лопатки турбины, с учетом (3), (4) и выделяя в (2) постоянные коэффициенты, определяемые геометрическими характеристиками лопатки и исходя из предположения о подобии эпюр газовых сил, действующих на лопатку при работе на различных режимах, уравнение (2), определяющее напряжения в лопатке, можно с удовлетворительной точностью записать в виде:

$$\sigma = b_1 n^2 + (b_2 P_{2\theta} + b_3 n^4) + b_4 (t_{\max} - t_{\min}), \quad (5)$$

где t_{\max}, t_{\min} – максимальная и минимальная температура в рассматриваемом сечении лопатки; b_1, b_2, b_3, b_4 – постоянные коэффициенты, определяются аппроксимацией ряда точных решений напряженного состояния лопатки для всех эксплуатационных режимов работы двигателя.

Точные решения напряженного состояния лопатки могут быть выполнены методом конечных элементов (МКЭ) или по теории естественно закрученных стержней, использованных при расчете нормированного ресурса лопаток в эксплуатации.

Температуру в расчетных сечениях деталей можно определить с помощью термопар или пирометров. Однако установка термопар на роторные детали турбины вызывает их повреждение в местах постановки, требует сложного препарирования и постановки токосъемников. При этом необходимо учитывать, что ресурс современных токосъемников невелик, поэтому использование термопар для определения температуры целесообразно только для статорных деталей. При измерении температуры вращающихся деталей с помощью пирометров также возникает много проблем, связанных с их загрязнением продуктами горения, точностью и методикой обработки результатов измерений. Поэтому температуру в расчетных сечениях деталей турбины целесообразно определять по замеряемым параметрам работы двигателя с помощью несложных расчетно-экспериментальных зависимостей, основанных на термодинамической модели двигателя.

Например, для охлаждаемых деталей можно предложить интерполяционную формулу для определения их температуры в виде:

$$t_o = T_4^* k_1 k_3 \theta_1 - k_2 \theta_2 T_2^* = k_1^* T_4^* - k_2^* T_2^*, \quad (6)$$

где k_1 – коэффициент, учитывающий срабатывание температуры в сопловом аппарате 1 ступени или на предыдущих ступенях турбины; k_3 – коэффициент, учитывающий отличие местной температуры газа, омывающего деталь, от среднемассовой; k_2 – коэффициент, учитывающий отличие охлаждающего деталь воздуха от температуры воздуха за компрессором; θ_1, θ_2 – коэффициенты теплопередачи от омывающего газа или воздуха к детали; $k_1^* = k_1 k_3 \theta_1$; $k_2^* = k_2 \theta_2$; T_4^* – среднемассовая температура газа перед турбиной; T_2^* – температура воздуха за компрессором.

Формула (6) не учитывает теплоинерционных характеристик деталей в оценках изменения его температуры при выполнении различных изменений режимов работы ГТД в процессе полета и, следовательно, может вносить определенную погрешность в оценку их

напряженного состояния. Однако анализ условий эксплуатации по темпу изменения режимов работы в процессе полета показывает, что и здесь с достаточной точностью величины коэффициентов k_1^* , k_2^* можно принять постоянными для некоторого диапазона условий работы, определяемого уровнем измеряемых параметров (n, t_6, P_2 и т. д.).

Замер температуры газа непосредственно перед турбиной вызывает ряд проблем, связанных с работоспособностью и долговечностью термопар в скоростном потоке газа с высокой температурой и давлением. Поэтому температуры T_4^* и T_2^* также целесообразно определять расчетным методом, по замерам температуры газов за турбиной, температуры в атмосфере и скорости полета. Связь между измеряемыми параметрами T_4^* и T_2^* также можно определить с помощью достаточно простых расчетно-экспериментальных зависимостей по результатам замеров температуры газов за турбиной, температуры в атмосфере и скорости полета в виде:

$$T_4^* = T_4(t_n, t_6); T_2^* = T_2(t_n, t_6) \quad (7)$$

где t_n – температура окружающего воздуха.

Так, например, температуру газа перед турбиной можно определять по формуле:

$$T_4^* = (C_0 + C_1 t_{6пр} + C_2 t_{6пр}^2) \frac{t_1 + 273}{288} \frac{1}{\bar{T}_4}, \quad (8)$$

где $\bar{T}_4 = C_3 + C_4 t_1$ – поправочная функция, зависящая от заторможенной температуры воздуха на входе в двигатель

$$t_1 = (t_n + 273)(1 + 0,2M^2) - 273;$$

M – число Маха полета;

$t_{6пр} = (t_6 + 273) \frac{288}{t_1 + 273} - 273$ – температура

газа за турбиной, приведенная к работе двигателя в стандартных атмосферных условиях;

$$\bar{t}_6 = b_0 + b_1 t_1;$$

$C_0, C_1, C_2, C_3, C_4, b_0, b_1$ – постоянные коэффициенты.

Температуру воздуха за компрессором можно определить по аналогичной зависимости:

$$T_2^* = (e_0 + e_1 t_{6пр} + e_2 t_{6пр}^2) \frac{t_1 + 273}{288} + e_3 + e_4 t_1, \quad (9)$$

где e_1, e_2, e_3, e_4 – постоянные коэффициенты.

По известным значениям температуры газа за турбиной и воздуха за компрессором (температурам омывающего газа и охлаждающего воздуха) не трудно определить температуру всех деталей двигателя по формулам, подобным (6). Аналогично определению напряженного состояния рабочих лопаток турбины, напряженное состояние диска рабочего колеса турбины может быть с достаточной для сравнительных оценок истощения ресурса точностью определено по зависимости:

$$\sigma = d_{\kappa_1} n^2 + d_{\kappa_2} (t_{\max} - t_{\min}), \quad (10)$$

где возможны и другие виды аппроксимационных формул при условии, что они достаточно надежно отражают напряженное состояние детали и имеют известные границы применения. Например, в счетчике истощения ресурса двигателя НК-93 для оценки напряженности диска турбины высокого давления предлагается зависимость:

$$\sigma = 3 \times 10^7 n^2 - 0,0002n + 3. \quad (11)$$

ПУТИ РЕАЛИЗАЦИИ АЛГОРИТМОВ ОЦЕНКИ ИСЧЕРПАНИЯ РЕСУРСА ГТД В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Расчетные методы дают возможность сравнивать эквивалентную наработку в эксплуатации с объемом проведенных ресурсных испытаний двигателя. Для этого необходимо принять единую методику оценки эквивалентной наработки в эксплуатации, при планировании ресурсных ЭЦИ и в расчетах ресурса деталей при проектировании двигателя.

Традиционно (как записано в нормативно-технической документации) оценка ресурса авиационных ГТД и ГТУ наземного применения при проектировании ведется отдельно по истощению длительной прочности и малоцикловой долговечности. Поэтому с целью унификации автоматизированных оценок истощения ресурса в эксплуатации и традиционных расчетов на прочность и долговечность при проектировании двигателя оценку эквивалентной наработки в эксплуатации целесообразно проводить отдельно по истощению длительной прочности и малоцикловой долговечности. Отдельные составляющие многокомпонентного нагружения оказывают друг на друга взаимное влияние. Поэтому целесообразно вести также оценки истощения ресурса по комплексному параметру, включающему суммирование повреждений от истощения длительной прочности, мало-

цикловой долговечности и высокочастотного усталостного нагружения с учетом дополнительных повреждающих факторов, таких как влияние коррозионной среды, качества топлива и др.

Алгоритм расчетного пути определения эквивалентной наработки включает в себя этапы периодического контроля датчиков параметров работы двигателя, анализа этих замеров и отбраковки сбойных значений. Далее необходимо определить расчетные параметры работы двигателя, оценить по ним напряженности и температуры расчетного сечения детали, характеристики предельного состояния материала при рабочих температурах и напряжениях и далее на основе гипотез суммирования повреждений провести оценку исчерпания ресурса. При этом напряженность и температурное состояние деталей должны определяться по штатным приборам контроля параметров работы двигателя.

ОЦЕНКА ЭКВИВАЛЕНТНОЙ НАРАБОТКИ ПО КРИТЕРИЮ ИСЧЕРПАНИЯ ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ

Эквивалентная наработка ГТД по исчерпанию длительной прочности его деталей может определяться непосредственно в относительных единицах накопленного повреждения Π или в часах эквивалентной наработки ($\tau_{\text{эkv}}$). Переход от единиц накопленного повреждения к часам эквивалентной наработки может быть осуществлен через продолжительность типового цикла эксплуатации (ТЦЭ) $\tau_{\text{ТЦЭ}}$. Для авиационных двигателей такой цикл называется обобщенным полетным, для двигателей наземного применения – обобщенным эксплуатационным. Переход осуществляется по следующей формуле:

$$\tau_{\text{эkv}} = \left(\frac{\Pi}{\Pi_{\text{ТЦЭ}}} \right) \tau_{\text{ТЦЭ}}, \quad (12)$$

где значения накопленного повреждения в деталях двигателя Π и $\Pi_{\text{ТЦЭ}}$ определяются на основании линейной гипотезы суммирования повреждений.

Оценка эквивалентной наработки двигателя по исчерпанию длительной прочности его деталей предполагает следующие основные этапы расчета:

- опрос датчиков контроля параметров работы двигателя: $(n_{\text{нд}}, n_{\text{сд}}, n_{\text{вд}}), t_6, P_{2\text{вд}}, (t_1)$;
- отбраковка сбойных значений контроля параметров работы двигателя;
- определение параметров работы двигателя: (T_2^*, T_4^*) ;
- определение минимальных и максимальных температур в расчетном сечении детали: $t_{\text{min}}, t_{\text{max}}$;
- определение напряженности в расчетном сечении детали: σ_{Σ} ;
- определение предела длительной прочности материала детали при рабочей температуре детали: $\sigma_{b/\tau}^t$;
- определение величины накопленного повреждения: $\Pi_i = \Delta_i / \tau_{pi}$;
- суммирование величины накопленного повреждения: $\Pi = \sum \Pi_i$

В целом алгоритм определения накопленного повреждения Π_i по длительной прочности за интервал времени между замерами Δt может быть реализован по схеме (рис. 2).

Величина допустимой эквивалентной наработки в часах определяется по формуле (12).

Аналогичный алгоритм был разработан для оценки эквивалентной наработки по критерию исчерпания малоциклового прочностного ресурса. Все описанные выше алгоритмы явились основой разработанной системы контроля исчерпания ресурса, принципиальная схема которой показана на рис. 1.

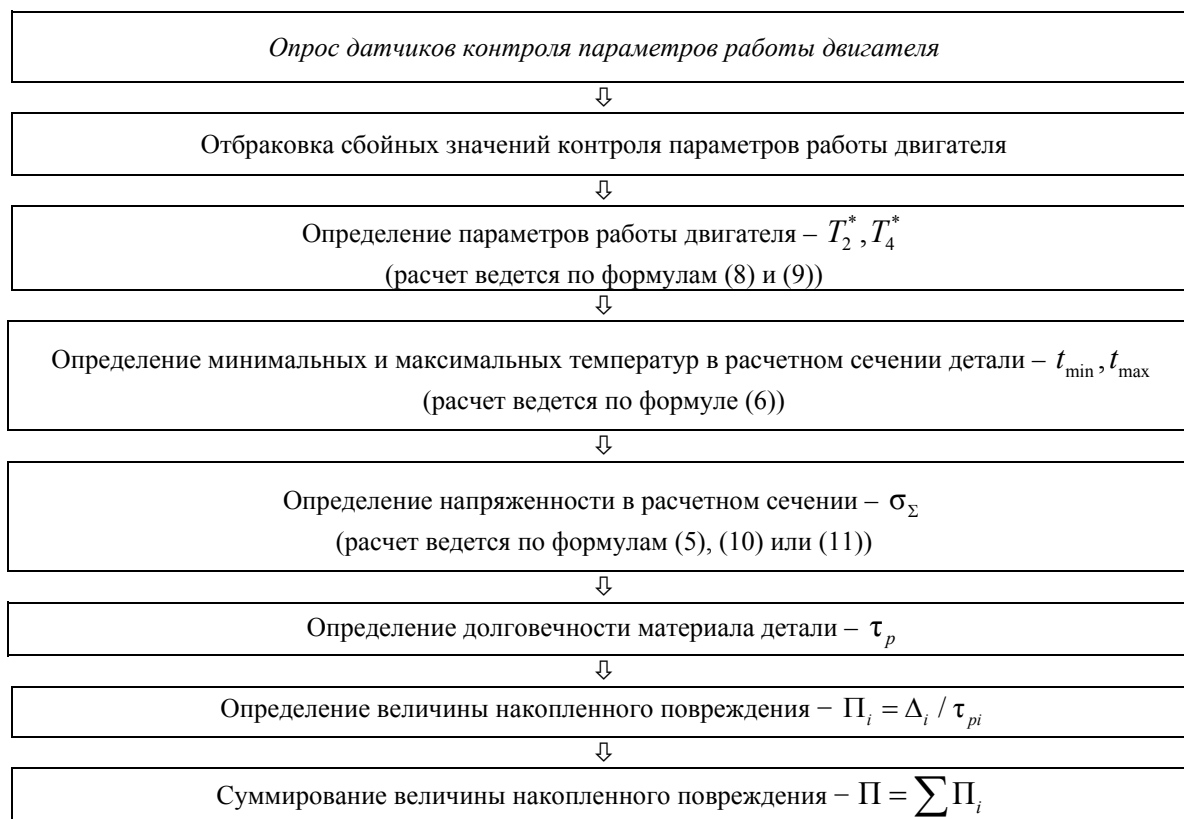


Рис. 2. Алгоритм определения накопленного статического повреждения Π_i

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Расчет на прочность авиационных газотурбинных двигателей / И. А. Биргер, В. М. Даревский, И. В. Демьянушко и др.; Под ред. И. А. Биргера, Н. И. Котерова. М.: Машиностроение, 1984. 208 с. [[I. A. Bigler, V. M. Darevskiy, I. V. Demianushko, et al., *The calculation of the strength of aircraft gas turbine engines*. Moscow: Mashinostroenie, 1984.]]

ОБ АВТОРЕ

ФЕДОРЧЕНКО Дмитрий Геннадьевич, ген. конструктор, доц. каф. конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов. Дипл. инж.-мех. (Куйбышевский авиационный институт (КуАИ), 1972). Канд. техн. наук (КуАИ, 1984). Иссл. и разработ. в обл. прочности, усталости и надежности материалов и конструкций.

METADATA

Title: Methods and development control systems resource depletion CCD of USE.

Author: D. G. Fedorchenko

Affiliation: JSC "Kuznetsov"; Samara State Aerospace University, Russia.

E-mail: kipdla@ssau.ru

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 19, no. 1 (67), pp. 53-59, 2015. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: Is devoted to actual currently subject - evaluating resource exhaustion GTE exploitation. The conceptual diagram of such a system and shows that are of particular importance calculation methods for estimating resource exhaustion parts based on recording the details of working conditions or parameters of the engine. Develop criteria resource exhaustion when multicomponent loading taking into account interaction, also a lot of influence of various factors, and an algorithm for determining the accumulated damage from exhaustion of long-term strength of the time interval between measurements.

Key words: durability; safety factor; resource exhaustion; working hours equivalent; multicomponent loading; cyclic loading; destruction; accumulated damage.

About the author

FEDORCHENKO, Dmitry Gennadievich, General Designer, Ass. Prof., Construction and Design of Aircraft Engines Dept. Dipl. Mechanical Eng. (SGAU, 1972). Cand. of Tech. Sci. (SGAU, 1984).