

УДК 621.3.019

РАЗРАБОТКА ПРОГРАММЫ УСКОРЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ НА НАДЕЖНОСТЬ ГИДРОЛОПАТОЧНОГО ПРИВОДА ГЕНЕРАТОРА ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

А. С. Гишваров¹, Г. К. Агеев², А. И. Абдулнагимов³

¹kafedra.ad@mail.ru, ²ageevgeo@mail.ru, ³abdulnagimov@yandex.ru

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 11.02.2020

Аннотация. В статье изложена методика обоснования программы ускоренных испытаний на надежность гидролопаточного привода генератора переменного тока, устанавливаемого на летательных аппаратах МИГ-29 и др. Приведена последовательность формирования комплексной модели накопления повреждаемости основными элементами узлов привода в процессе эксплуатации. На основе разработанной модели повреждаемости определены оптимальные значения режимов и длительности ускоренных испытаний. Проведена сравнительная оценка эквивалентности ускоренных и длительных испытаний.

Ключевые слова: гидролопаточный привод; генератор переменного тока; ускоренные и длительные испытания; повреждаемость; элементы узлов; режим и длительность испытаний; эквивалентность; моделирование; математическая модель; форсирование режима.

Современный период развития техники характеризуется высокими требованиями к надежности, сжатыми сроками создания и внедрения в эксплуатацию. В общем жизненном цикле изделий авиационной техники, энерго- и общего машиностроения и др., включающем в себя проектирование, доводку, серийное производство, эксплуатацию и ремонт, испытаниям отводится особая роль: во многих случаях оказывается, что подавляющая часть затрат на обеспечение жизненного цикла приходится именно на испытания [1, 4].

Научно обоснованные и хорошо организованные испытания позволяют обеспечить выполнение требований по надежности выпускаемых изделий при минимальных временных и материальных затратах.

Во многом это обеспечивается переходом на методы ускоренных испытаний (УИ), обеспечивающих получение необходимой информации о надежности и ресурсе в более короткие сроки. Важность пробле-

мы ускоренных испытаний обусловлена тем, что одновременно с усложнением конструкций возрастают требования к их надежности.

Для изделий авиационной техники, их систем, узлов и агрегатов обеспечение эквивалентности испытаний длительным является сложной задачей, поскольку надежность авиационных изделий определяется одновременно совокупностью элементов узлов и характеристик расходования ресурса, а также ввиду различного влияния режимов нагружения на повреждаемость элементов изделия, наличия функциональных ограничений на параметры режима нагружения, ограничений по автоточности испытаний (неизменности физической природы расходования ресурса в ускоренных и длительных испытаниях) и других факторов. Поэтому одной из наиболее важных задач является разработка программ УИ, обеспечивающих эквивалентность одновременно по всем основным элементам и ха-

рактическим расходу ресурса изделия. Решение данной проблемы создает основу для наиболее объективной проверки надежности изделий методом ускоренных испытаний [1, 4].

В данной работе объектом исследования является привод генератора переменного тока, устанавливаемого на летательных аппаратах МиГ-29 и др., представляющего собой агрегат интегрального исполнения, предназначенный для передачи крутящего момента от коробки приводов изделия к трехфазному генератору переменного тока и поддержания постоянства частоты вращения его ротора. Конструктивно привод генератора состоит из гидравлического насоса и трехфазного генератора переменного тока, установленного на валу гидротурбины.

Размещение на изделии – на коробке приводов в горизонтальном положении. Рабочая жидкость привода генератора – топлива Т-1, ТС-1, РТ и их смеси в любой пропорции.

МЕТОДИКА ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ РЕЖИМОВ И ДЛИТЕЛЬНОСТИ УСКОРЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ

Выбор проводился на основе обобщенного метода обоснования ускоренных испытаний изделий, позволяющего определять оптимальные значения режимов и длительности ускоренных испытаний изделий как на стадии опытного, так и серийного производства [1, 2].

Методика ориентирована на испытания изделий в целом и отдельных деталей и узлов на стендах при поузловых испытаниях.

Выбор режима УИ основан на физико-статистическом моделировании накопления повреждаемости.

Обобщенная математическая модель расходования ресурса изделия формируется в виде системы взаимосвязанных моделей вида «повреждаемость – исходное состояние, режим и длительность нагружения»:

$$\Pi = \sum_{k=1}^z \left(\frac{\tau_k}{\tau_k^*} \right)^{\mu_i} = \sum_{k=1}^z \left(\frac{\tau_k}{F(P_0 R_k)} \right); \quad (1)$$

$$\Pi = (\Pi_{ij}); P_0 \in G_{P_0}; R \in G_R; i = \overline{1, n}; j = \overline{1, m},$$

где z – число участков нагружения; τ_k^* – время до разрушения или наступления параметрического отказа; μ_i – коэффициент жесткости режима нагружения на i -м участке; Π_{ij} – повреждаемость i -го элемента узла, характеризуемая j -й характеристикой ресурса за время τ_k в режиме R_k при исходном состоянии P_0 , определяемом качеством изготовления и сборки изделия; G_{P_0} , G_R – области исходного состояния и режима нагружения изделия.

Пределы форсирования режимов УИ устанавливаются с учетом:

1) автомодельности УИ, т. е. осуществления функции перехода от условий УИ к условиям длительных испытаний (ДИ). При этом сохраняется неизменной физическая природа основных процессов расходования ресурса (отсутствие заедания в зубчатом зацеплении, смятия – в шлицевом соединении; сохранение вида износа в сопряжении; сохранение механизма старения смазки и рабочей жидкости и т. д.);

2) практической реализуемости режима УИ на конкретном изделии.

При отсутствии исходных данных по граничным значениям автомодельной области ускоренных испытаний в качестве предельных значений параметров режима нагружения принимаются в первом приближении их максимальные (минимальные) значения, соответствующие техническим условиям.

Режимы и длительность УИ выбирают из условия:

$$\Phi = \min \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \left(\frac{\delta \Pi_{ij}}{\Pi_{\delta, ij}} \right)^2;$$

$$\delta \Pi_{ij} = \Pi_{\delta, ij} - \Pi_{y, ij}; K_y = \max \frac{\tau_{\delta}}{\tau_y}; \quad (2)$$

$$|\delta \Pi_{ij}| \leq (\delta \Pi_{ij})_{\text{гр}}; R_{\text{УИ}} \in G_R; (P_0)_{\text{УИ}} \in G_{P_0},$$

где $(\delta \Pi_{ij})_{\text{гр}}$ – предельно допустимая величина рассогласования между повреждаемостью элементов узлов изделия в длительных и ускоренных испытаниях.

ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОГРАММЫ ДЛИТЕЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ ПРИВОДА

Длительные ресурсные испытания привода генератора состоят из 60 этапов длительностью 5 ч 25 мин каждый. В начале каждого этапа выполняются 10 запусков, далее следует серия проверок приемистости и отрабатывается серия стационарных режимов общей длительностью 4 ч 24 мин.

В каждом этапе выполняется серия проверок приемистости с последующим оставом привода генератора.

Стационарные режимы нагружения привода генератора в длительных испытаниях приведены в табл. 1. Нароботка составляет 300^{+50} часов. Приняты следующие обозначения: n – частота вращения; $N_{\text{ген}}$ – мощность загрузки генератора; P_{T1}, P_{T2} – давление топлива на входе и выходе из привода генератора соответственно; Q_T – рас-

ход топлива через привод; T_T – температура топлива на входе в привод генератора; T_M – температура масла на входе в привод генератора; τ – длительность работы; $\bar{\tau}$ – доля наработки привода генератора на режиме, %.

ФОРМИРОВАНИЕ ОБОБЩЕННОЙ МОДЕЛИ НАКОПЛЕНИЯ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ ПРИВОДА ГЕНЕРАТОРА

Обобщенная математическая модель накопления повреждаемости предназначена для расчета режимов и длительности ускоренных испытаний привода генератора. Модель формируется с учетом основных элементов узлов и характеристик расходования ресурса (табл. 2) и представляет собой систему взаимосвязанных уравнений вида (1). Эквивалентность ускоренных и длительных испытаний обеспечивается при выполнении условия:

Таблица 1

Режимы нагружения привода генератора на этапе длительных ресурсных испытаний

№	n , %	$N_{\text{ген}}$, кВА	P_{T1} , кг/см ²	P_{T2} , кг/см ²	Q_T , л/ч	T_T , °С	T_M , °С	τ , мин	$\bar{\tau}$, %
1	88	40	27,0	3,0	3700	80–100	20–100	3,0	1,14
2	88	40	19,0	3,0	4600			27,0	10,23
3	100	80	34,5	3,3	4200			0,9	0,34
4	100	80	23,0	3,3	5500			8,1	3,07
5	100	40	35,0	3,3	3900			10,0	3,79
6	100	40	24,0	3,3	5100			90,0	34,09
7	75	40	19,0	2,5	3600			11,9	4,51
8	75	40	12,0	2,5	4700			107,1	40,57
9	75	80	18,0	2,5	3900			0,6	0,23
10	75	80	11,0	2,5	5300			5,4	2,05
Общая наработка за этап								264	100

Таблица 2

Характеристики расходования ресурса элементов узлов

Узлы и элементы привода генератора	Характеристика расходования ресурса элементов узлов				
	усталость	повторно-статическая прочность	контактная прочность	износ	тепловое старение
1. Гидропреобразователь					
Подшипник 276304P	–	–	+	+	–
Подшипник 36-204P4	–	–	+	+	–
Шлицевое соединение	–	–	–	+	–
2. Генератор					
Подшипник 36-204P4	–	–	+	+	–
Подшипник 3A126206	–	–	+	+	–
Уплотнения	–	–	–	+	+
Обмотки	–	–	–	–	+
3. Другие элементы					
Подвижные элементы системы регулирования	+	+	+	+	–
Корпусные детали	+	+	–	–	–

$$\Pi_{y,i,j} = \Pi_{\partial,i,j}; i = \overline{1, n}; j = \overline{1, m} \quad (3)$$

где $\Pi_{y,i,j} = \sum_{K=1}^{Z_y} \frac{\tau_{y,k}}{L_{y,i,j,k}}$; $\Pi_{\partial,i,j} = \sum_{K=1}^{Z_{\partial}} \frac{\tau_{\partial,k}}{L_{\partial,i,j,k}}$ – суммарная повреждаемость i -го элемента ($i = \overline{1, n}$) по j -й характеристике расходования ресурса ($j = \overline{1, m}$) за время испытаний в K -м ($K = \overline{1, z}$) режиме; $L_{y,i,j,k}$ – долговечность элемента в K -м режиме испытаний; τ_k – наработка в K -м режиме (табл. 1).

Эквивалентность УИ и ДИ по малоцикловой усталости прочности элементов обеспечивается сохранением количества и очередности циклов нагружения привода генератора, а по многоцикловой усталости – отработкой в испытаниях базового числа циклов нагружения.

Факторы режима нагружения, влияющие на интенсивность расходования ресурса основных элементов узлов привода генератора, а также допустимые диапазоны их изменения приведены в табл. 3.

Оценка теплового состояния элементов узлов привода, подверженных тепловому старению, проводилась следующим способом. К узлам привода генератора с интенсивным тепловыделением относятся рабочие колеса насоса и турбины в круге циркуляции, генератора и подшипниковые узлы. Тепловыделение в круге циркуляции обусловлено потерями на трение жидкости о поверхности межлопаточных каналов. Потери на трение в первом приближении пропорциональны квадрату скорости жидкости и, следовательно, квадрату расхода жидкости в круге циркуляции гидродинамического преобразователя $Q_{\text{ц}}$:

$$q_{\text{ц}} = A Q_{\text{ц}}^2, \quad (4)$$

где A – коэффициент пропорциональности.

Выделение тепла в генераторе зависит от потерь в обмотках и в стали, которое, согласно законам Джоуля – Ленца, пропорционально мощности электрического тока [5]:

$$q_{\tau} = B N_{\text{ген}}, \quad (5)$$

где B – коэффициент пропорциональности.

Выделение тепла в подшипниковых узлах зависит от потерь на трение:

$$q_n = Q_{\text{ПО}} + Q_{\text{П}} = c n^{0,67} + D A_T^{0,55}, \quad (6)$$

где n – частота вращения; A_T – нагрузка на опору; c, D – коэффициенты пропорциональности.

Отсюда с учетом (4), (5) и (6) суммарное тепловыделение в приводе генератора определится по формуле:

$$Q_{\Sigma} = q_{\text{ц}} + q_{\tau} + q_n = A Q_{\text{ц}}^2 + B N_{\text{ген}} + c n^{0,67} + D A_T^{0,55}. \quad (7)$$

Суммарное выделение тепла в топливо при работе привода генератора не превышает значений, приведенных в табл. 4. Идентификацией математической модели суммарного тепловыделения по данным табл. 4 получены следующие значения коэффициентов пропорциональности:

$$\begin{aligned} A &= -5,14 \cdot 10^5; B = 43,33; \\ C &= 21,91; D = 19,2. \end{aligned} \quad (8)$$

Поскольку в формуле (7) параметры A_T и $Q_{\text{ц}}$ функционально связаны с параметрами n и $N_{\text{ген}}$, то:

$$Q_{\Sigma} = 26,53 N_{\text{ген}}^{0,93} + 0,14 n^{2,06}. \quad (9)$$

Таблица 3

Предельные изменения параметров режима нагрузки

№	Параметр режима нагружения	Размерность	Пределы изменения	
			нижний	верхний
1	Частота вращения приводного вала, n	%	54	103,5
2	Мощность загрузки генератора, $N_{\text{ген}}$	кВА	0	80
3	Давление топлива на входе в привод генератора, P_{T1}	кг/см ²	6,9	36,2
4	Температура топлива на входе в привод генератора, T_T	°С	+80	+100
5	Температура масла на входе в привод генератора, T_M	°С	+20	+100

Элементы узлов, определяющие надежность и ресурс привода генератора, приведены в табл. 2.

Тепловой баланс в приводе генератора оценивался по формуле:

$$Q_{\Sigma} = \alpha(T_{\text{пр}} - T_{\text{Г1}})Q, \quad (10)$$

где $T_{\text{пр}}$ – осредненная по элементам температура привода генератора; $T_{\text{Г1}}$ – температура топлива на входе в привод генератора; Q – прокачка топлива через привод-генератор; α – коэффициент теплоотдачи от элементов привода генератора в топливо.

Средняя температура элементов привода определялась по формуле:

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{Г1}} + \frac{Q_{\Sigma}}{\alpha Q}. \quad (11)$$

Долговечность обмоток и изоляции привода генератора определяется тепловым старением и оценивалась по формуле [3, 5]:

$$L = A \exp\left(-\frac{T_{\text{ср}}}{m}\right), \quad (12)$$

где $T_{\text{ср}}$ – средняя температура элемента; m – показатель термической стойкости элемента для обмоток и изоляции $m = 15,6 \pm 0,4$; A – постоянный коэффициент для данного материала элемента.

Долговечность шарикоподшипников зависит от контактной выносливости и оценивалась по формуле:

$$L = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{XF_r + YF_a} \right)^3, \quad (13)$$

где n – частота вращения внутреннего кольца; C – динамическая грузоподъемность подшипника; F_r и F_a – радиальная и осевая составляющие сил, действующих на подшипник; X и Y – коэффициенты приведения F_r и F_a к эквивалентной нагрузке.

По справочным данным:

- для подшипника 276304Р:
 $C = 1395$ кг; $X = 0,41$; $Y = 0,87$;
- для подшипника 3А126206:
 $C = 1623$ кг; $X = 0,41$; $Y = 0,87$.

Долговечность шлицевых соединений L определяется износом рабочих поверхностей шлиц и оценивалась по формулам:

$$h = I_h l_{\text{тр}}; L = \frac{[h]}{I_h 60 \pi n d_0}, \quad (14)$$

где h – величина износа; $l_{\text{тр}}$ – путь трения; I_h – интенсивность износа; $[h]$ – предельно допустимая величина износа; d_0 – диаметр делительной окружности; n – частота вращения.

Таблица 4

Суммарное выделение тепла в топливо

№	Q_{Σ} , кДж/мин	Q , л/ч	$T_{\text{ср}}$, °С	$T_{\text{Г}}$, °С
1	2238	3700	110	80
2	2238	4600	104	80
3	3407	4200	121	80
4	3407	5500	111	80
5	2665	3900	114	80
6	2665	5100	106	80
7	1840	3600	106	80
8	1840	4700	100	80
9	2602	3900	113	80
10	2602	5300	105	80

Интенсивность износа I_h определялась по формуле [2]:

$$I_h = K_2 L K_{iv} P^{1 + \frac{t}{2\nu+1}} E^{2\nu-1} \Delta^{2\nu+1} \left(\frac{K'' f}{\delta_0} \right)^t, \quad (15)$$

где P – удельное давление в контакте; E – модуль упругости материала; Δ – комплексная характеристика шероховатости; δ_0 – характеристика прочности материала уплотнения; ν – параметр кривой опорной поверхности; t – показатель фрикционной усталости; K_2, L, K_{iv}, K'' – постоянные для пары трения коэффициенты.

Путь трения определялся по формуле:

$$l_{\text{тр}} = 2A_f n \tau, \quad (16)$$

где A_f – амплитуда перемещения трущихся поверхностей.

Величина удельного давления P_b в контакте зависит от величины крутящего момента $M_{\text{кр}}$, передаваемого шлицевым соединением привода генератора:

$$P_b = \frac{2M_{\text{кр}}}{d_0 z l H}, \quad (17)$$

где d_0 – диаметр делительной окружности; z – количество зубьев; l – длина рабочих поверхностей шлиц; H – высота рабочих поверхностей шлиц.

В свою очередь, величина крутящего момента, передаваемого шлицевым соединением, оценивается по формуле:

$$M_{кр} = \frac{30}{\pi n} \cdot \frac{N_{ген}}{\eta_{пр}}, \quad (18)$$

где $N_{ген}$ – мощность загрузки генератора; $\eta_{пр}$ – КПД привода генератора.

Долговечность резинотехнических уплотнений определяется тепловым старением и рассчитывается по формуле:

$$L = A \cdot \prod_{t=t_{баз}}^t \frac{1}{K_{cti}}, \quad (19)$$

где K_{cti} – коэффициент старения материала уплотнений для i -го 10-градусного интервала из диапазона $t_{баз} - t$; A – постоянный для данного материала коэффициент, характеризующий долговечность уплотнения при некоторой базовой температуре $t_{баз}$.

ФОРМИРОВАНИЕ ПРОГРАММЫ УСКОРЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ

Для рассматриваемого привода генератора частота вращения приводного вала гидропривода, температура топлива и масла на входе в гидропривод однозначно влияют на скорость расходования ресурса элементов его узлов, в то время как мощность загрузки генератора и давление топлива на входе в гидропривод оказывают двоякое влияние. Поэтому этапы программы ускоренных испытаний включают в себя как повышенные, так и пониженные значения па-

раметров нагрузки $N_{ген}$ и P_{T1} при использовании максимально допустимых значений параметров n и T_T .

С учетом того, что эквивалентность ускоренных и длительных испытаний по малоцикловой прочности элементов узлов, а также по износу и контактной прочности элементов системы регулирования обеспечивается обработкой одинакового количества переменных режимов нагружения привода генератора, то реализация ускоренных испытаний проводится следующим образом:

- 1) проводится серия запусков и переменных режимов нагружения;
- 2) проводится серия стационарных режимов нагружения;
- 3) проводится серия переменных режимов нагружения.

Режимы и длительность УИ определялись по целевой функции вида:

$$\Phi = \min \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \left(\frac{\Pi_{y,ij} - \Pi_{ij}}{\Pi_{\delta,ij}} \right)^2;$$

$$K_y = \max \frac{\tau_d}{\tau_y}; \quad (20)$$

$$\delta \Pi = |\Pi'_{ij} - \Pi'_{\delta,ij}| \leq 20\%; \quad i = \overline{1, n};$$

$$(P_0)_{УИ} = \text{const.}$$

Результаты расчета режимов и длительности ускоренных испытаний приведены в табл. 5. При допустимой невязке по повреждаемости, равной $\pm 20\%$, ускоренные испытания являются эквивалентными длительным. При этом длительность ускоренных испытаний равна 96 ч. Общее число этапов в программе ускоренных испытаний – 60, а коэффициент ускорения испытаний равен $K_y = 325/96 \approx 3,4$.

Таблица 5

Результаты расчета режимов и длительности ускоренных испытаний

№ режима	Наработка на режиме τ , мин	Частота вращения приводного вала n , %	Загрузка генератора $N_{ген}$, кВА	Температура топлива на входе T_T , °C	Расход топлива через привод генератора Q , л/ч
1	2	103,5	15	50	4165
2	58	103,5	80	80	3746
3	7	103,5	15	110	4999
4	2	99,0	15	110	4076
5	6	75,0	40	120	5492

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гишваров А. С., Тимашев С. А.** Теоретические основы ускоренной оценки и прогнозирования надежности технических систем. Екатеринбург: УрО РАН, 2012. 184 с. [A. S. Gishvarov, S. A. Timashev, *The theoretical foundations of accelerated evaluation and prediction of reliability of technical systems*, (in Russian). Ekaterinburg: UrO RAN, 2012.]

2. **Гишваров А. С., Иванов О. В.** Методика разработки программ ускоренных испытаний авиационных турбоагрегатов // Авиационная промышленность. 1990. № 11. С. 54–58. [A. S. Gishvarov, O. V. Ivanov, "Methodology for developing programs for accelerated testing of aircraft turbine units", (in Russian), in *Aviacionnaya promyshlennost'*, no. 11, pp. 54–58, 1990.]

3. **Котеленец Н. Ф., Кузнецов Н. Л.** Испытания и надежность электрических машин. М.: Высш. шк., 1988. 232 с. [N. F. Kotelenets, N. L. Kuznetsov, *Testing and reliability of electric machines*, (in Russian). Moscow: Vyssh. shk., 1988.]

4. **Кузнецов Н. Д., Цейтлин В. И.** Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1976. 216 с. [N. D. Kuznetsov, V. I. Zeitlin, *Equivalent tests of gas turbine engines*, (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 1988.]

5. **Мантров М. И.** Расчет изоляции электрических машин. М.: Машиностроение, 1964. 156 с. [M. I. Mantrov, *Calculation of insulation of electric machines*, (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 1964.]

ОБ АВТОРАХ

ГИШВАРОВ Анас Саидович, зав. каф. авиационных двигателей, проф., д-р техн. наук. Дипл. инженера-механика по АД (УАИ, 1972). Иссл. в обл. проектирования и испытаний изделий авиационной техники.

АГЕЕВ Георгий Константинович, доц. каф. авиационных двигателей. Дипл. инж. по авиационным двигателям (УГАТУ, 2007), канд. техн. наук (УГАТУ, 2012). Иссл. в обл. моделирования агрегатов ГТД и энергоустановок летательных аппаратов.

АБДУЛНАГИМОВ Ансаф Ирекович, доц. каф. АСУ. Дипл. магистра техн. и технол. (УГАТУ, 2007). Канд. техн. наук по сист. анализу и управлению (УГАТУ, 2012). Иссл. в обл. автоматич. упр., идентификации и сист. безопасности авиац. двигателей.

METADATA

Title: Development of accelerated reliability test program for hydraulic drive of ac generator.

Authors: A. S. Gishvarov¹, G. K. Ageev², A. I. Abdunagimov³

Affiliation:

Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

Email: ¹kafedra.ad@mail.ru, ²ageevgeo@mail.ru, ³abdunagimov@yandex.ru

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 24, no. 1 (87), pp. 39–45, 2020. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The article describes the methodology for substantiating the program for accelerated reliability tests of the hydro-blade drive of an AC generator installed on MIG-29

and other aircrafts. The sequence of formation of a comprehensive faults accumulation model for the main drive elements during operation is given. On the base of faults accumulation model, the optimal values of modes and accelerated test durations are determined. A comparative assessment of the equivalence of accelerated and lengthy tests are presented.

Key words: hydrowheel drive; AC generator; accelerated and lengthy tests; faults; components; mode and duration of tests; equivalence; modeling; mathematical model; mode boost.

About authors:

GISHVAROV, Anas Saidovich, head of the Department of Aircraft Engines, Professor, Doctor of Technical Sciences. Diplom of mechanical engineer in AD (UAI, 1972). Research in the field of design and testing of aircraft products.

AGEEV, George Konstantinovich, assist. prof. of aircraft engines. Dipl. Ing. of aviation engines (USATU, 2007). Candidate of Tech. Sci. (USATU, 2012). Research in the field of modeling the parameters of gas turbine engines and power plants of aircraft.

ABDULNAGIMOV, Ansaif Irekovich, associate professor of automated control and management systems department. Master of Technics & Technology (USATU, 2007). Candidate of Tech. Sci. in syst. analysis and control (USATU, 2012). Scientific interests: automatic control, identification and system safety of aircraft engines.