

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ВИБРОДИАГНОСТИКИ ИЗНОСА ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРЁН ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО РЕДУКТОРА ТУРБОВИНТОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2018

- А. А. Авраменко** кандидат технических наук, профессор кафедры теоретической механики; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; avramenko@ssau.ru
- А. Н. Крючков** доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; kan@ssau.ru
- С. М. Плотников** аспирант; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; s_plotnikov@hotmail.com
- Е. В. Сундуков** кандидат технических наук, начальник комплексной научно-исследовательской лаборатории; ПАО «Кузнецов», г. Самара; motor@kuznetsov-motors.ru
- А. Е. Сундуков** кандидат технических наук, директор; ООО «ТурбинаСК», г. Самара; Sunduckov@mail.ru

Представлены результаты исследования вибрационного состояния дифференциального редуктора турбовинтового двигателя на базе статистик изделий с отремонтированным редуктором и пришедших в ремонт. Установлен источник резонансных колебаний элементов конструкции компрессора, приводящий к их поломкам. Он определяется кинематикой редуктора и связан с износом зубьев его шестерён. Обоснованы и установлены нормы на интенсивность соответствующей дискретной составляющей спектра вибрации редуктора и на величину допустимого износа. Выявлен комплекс диагностических признаков износа на основе интенсивности составляющих автоспектра и спектра максимумов, глубины амплитудной модуляции некоторых узкополосных процессов, параметров текущей частоты и взаимных характеристик. Показано, что для всего комплекса полученных диагностических признаков их зависимость от величины износа удовлетворительно аппроксимируется линейной характеристикой. Полученные результаты могут служить базой для разработки комплекса методик вибродиагностики технического состояния планетарных редукторов.

Газотурбинный двигатель; дифференциальный редуктор; износ; вибродиагностические признаки.

Цитирование: Авраменко А.А., Крючков А.Н., Плотников С.М., Сундуков Е.В., Сундуков А.Е. Совершенствование методов вибродиагностики износа зубьев шестерён дифференциального редуктора турбовинтового двигателя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2018. Т. 17, № 3. С. 16-26. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-16-26

Введение

Зубчатые зацепления газотурбинных двигателей (ГТД) наряду с подшипниками являются широко распространёнными узлами их конструкции. Наиболее нагруженными являются планетарные редукторы турбовинтовых двигателей (ТВД). Актуальность развития и совершенствования методов вибродиагностики планетарных редукторов связана не только с их широким применением в конструкции ТВД, но и с их использо-

ванием в перспективных схемах двигателей пятого и шестого поколений. Исследования СНТК им. Н. Д. Кузнецова и ГП «Ивченко – Прогресс» показали, что градиент роста массы турбовентиляторных и турбовинтовентиляторных двигателей с безредукторным приводом вентилятора существенно выше, чем у двигателей с приводом через редуктор [1]. Установлено, что с ростом степени двухконтурности трудоёмкость изготовления двигателей с редуктором существенно ниже, чем с приводом вентилятора от турбины. При этом снижение оборотов вентилятора приводит к увеличению его диаметра и тяги и поднимает обороты турбины, что обеспечивает уменьшение размера и массы газогенератора. Кроме того, это позволяет обеспечить неперевышение окружной скорости на периферии лопаток 400 м/с, после которой существенно увеличивается интенсивность генерируемого шума. Однако при этом обеспечение работоспособности двигателя с редуктором в определяющей степени будет зависеть от надёжности зубчатой передачи. Практическое использование такой схемы в двигателях следующих поколений реализовано в ТРЕ-731, LF-507 (США), НК-93 (СССР), Д-27 (Украина) [2].

Постановка задачи

Одним из наиболее распространённых дефектов планетарных редукторов ГТД является износ зубьев шестерён. Опасность этого дефекта связана с возможностью возбуждения резонансных колебаний элементов конструкции компрессора, приводящих к их поломкам. В частности, при доводке одного из ГТД с дифференциальным редуктором были отмечены случаи поломки рабочих лопаток и дисков компрессора, вызванные повышенным износом зубьев шестерён [3]. Возбуждение этих колебаний связывалось с интенсивностью вибрации на частоте, соответствующей 19-й гармонике от частоты вращения f_p ротора турбокомпрессора (ТК). Однако вибрация на данной частоте физически никак не связана с кинематикой редуктора. Снижение вероятности проявления данного дефекта возможно только на основе идентификации истинного источника возбуждения резонансных колебаний, установления методики оценки его интенсивности и назначения соответствующих норм. Расчёт коэффициента корреляции (r) по статистике пятнадцати двигателей с разной степенью износа дал значение его величины $-0,09$, что указывает на отсутствие связи между уровнем износа и интенсивностью 19-й гармоники. Анализ кинематики редуктора [4] показывает, что при скорости вращения ТК ~ 8300 об/мин ($f_p \cong 138,3$ Гц) частота вращения сателлитодержателя составит 12,3 Гц. Тогда частота вращения центральной внутренней шестерни в приведённом движении $f_p^* = 138,3 - 12,3 = 126$ Гц. При наличии в конструкции редуктора трёх сателлитов появление дефектов на зубьях центральной внутренней шестерни приводит к возбуждению колебаний на частоте $3f_p^*$ и её гармониках. На рис. 1 представлен спектр максимумов [5] для двигателя, на котором выявлена трещина на рабочей лопатке седьмой ступени компрессора.

Здесь присутствует как 19-я гармоника, так и более интенсивная составляющая с кратностью 19,145 от частоты вращения ротора. Считаем, что ошибочная идентификация источника резонансных колебаний элементов конструкции компрессора как 19-я гармоника связана с низкой точностью ручной расшифровки частоты динамических напряжений в элементах конструкции компрессора с осциллограмм.

В табл. 1 представлены кратности составляющих ряда с шагом $3f_p^*$, определяемые как отношение частоты гармоники к частоте вращения f_p , до зубцовой гармоники центральной внутренней шестерни.

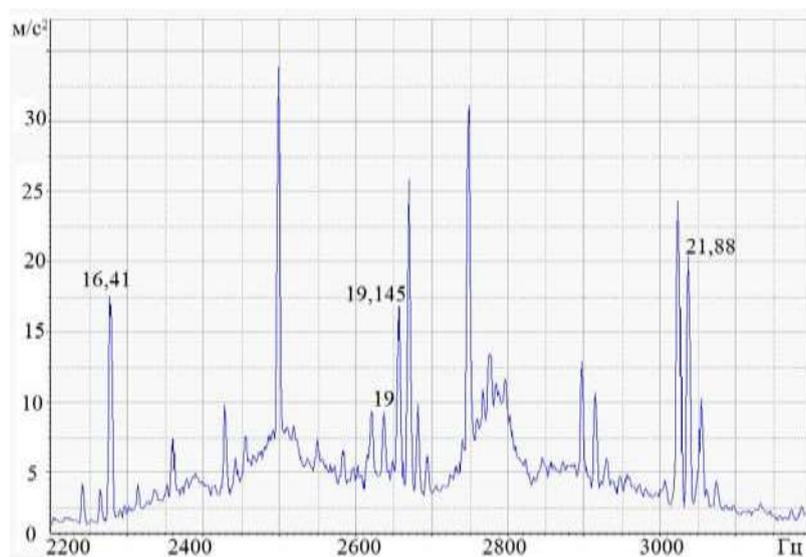


Рис. 1. Спектр максимумов вибрации двигателя по вибродатчику на передней опоре

Таблица 1. Кратности гармоник ряда от $3f_p^*$

№ гармоники	1	2	3	4	5	6
кратность	2,735	5,47	8,205	10,94	13,675	16,41
№ гармоники	7	8	9	10	11	12
кратность	19,145	21,88	24,615	27,35	30,085	32,82

Анализ данных табл. 1 указывает на присутствие в этом ряду следующих компонентов:

- третьей гармоники частоты вращения центральной внутренней шестерни в относительном движении (кратность относительно f_p – 2,735);
- зубцовой гармоники центральной наружной шестерни (кратность 16,41), совпадающей с половинной гармоникой зубцовой составляющей центральной внутренней шестерни;
- гармоники, которая в ранних исследованиях ошибочно идентифицирована как 19-я, вызывающая резонансные колебания рабочих лопаток и дисков отдельных ступеней компрессора, приводящих к их поломкам, (фактически кратность 19,145);
- гармоник с кратностью 21,88; 27,35, используемых в качестве диагностических признаков износа зубьев шестерён редуктора в первом варианте методики вибродиагностики данного дефекта;
- зубцовой гармоники частоты пересопряжения центральной внутренней шестерни с сателлитами (кратность 32,82).

Как следует из данных, приведённых выше, составляющая с кратностью 19,145 (составляющая, вызванная износам – $f_{изн}$) принадлежит ряду с шагом $3f_p^*$ и является 21-й гармоникой относительно частоты вращения центральной внутренней шестерни в приведённом движении. Именно она является источником повышенных динамических напряжений в элементах компрессора при появлении повышенного износа шестерён редуктора.

Метод решения

Был выполнен комплекс работ по исследованию вибрационного состояния отремонтированных двигателей (с износом шестерён редуктора $\leq 0,01$ мм, табл. 2).

Таблица 2. Уровень составляющей на частоте $f_{изн}$ отремонтированных двигателей

№ двигателя	Уровень $f_{изн}$, м/с ²	№ двигателя	Уровень $f_{изн}$, м/с ²
1	2,80	10	7,70
2	1,37	11	5,30
3	4,60	12	8,79
4	3,70	13	6,70
5	2,24	14	8,12
6	3,10	15	9,50
7	4,90	16	5,00
8	12,62	17	4,2
9	9,20	18	12,30

Измерение вибрации выполнялось при стендовых испытаниях двигателей с использованием вибродатчиков, установленных на передней опоре и картере вала заднего винта в трёх взаимно перпендикулярных направлениях. Исследовались все стационарные режимы работы двигателей, приёмистость, останов и переходы с режима на режим. Частотный диапазон регистрации процессов до 28 кГц. В качестве вспомогательных характеристик регистрировались частоты вращения ТК и вала заднего винта. Амплитудные значения составляющей на частоте $f_{изн}$ определялись по вибродатчику вертикального направления с данных автоспектра. Полученный материал позволил установить норму на интенсивность составляющей $f_{изн}$. Амплитуда предварительной нормы ($A_{ПН}$) определена из соотношения (ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009)

$$A_{ПН} = \bar{A} + 2,8 S_A,$$

где \bar{A} – среднее значение интенсивности составляющей; S_A – среднеквадратическое отклонение. Соответствующий расчёт даёт величину

$$A_{ПН} = 15,6 \text{ м/с}^2.$$

В табл. 3 представлены данные на интенсивность составляющей $f_{изн}$ при различных величинах износа двигателей, пришедших в ремонт. Видно, что превышение рассчитанной нормы получено только для двигателя № 19, на котором выявлена трещина пера лопатки седьмой ступени компрессора.

Основной износ зубьев шестерён редуктора происходит в паре центральная внутренняя шестерня – сателлиты. При исследовании рассматривались четыре варианта износа:

– текущий – максимальный износ зубьев центральной внутренней шестерни (максимальный износ относительно эвольвенты после последнего ремонта, номер износа 1);

- текущий полный – максимальный износ зубьев центральной внутренней шестерни относительно исходной эвольвенты (номер износа 2);
- текущий суммарный – сумма максимальных износов зубьев центральной внутренней шестерни и сателлитов (номер износа 3);
- суммарный полный – сумма максимальных износов зубьев центральной внутренней шестерни и сателлитов относительно исходных эвольвент (номер износа 4).

Таблица 3. Уровень составляющей на частоте $f_{изн}$ двигателей, пришедших в ремонт

№ двигателя	Уровень $f_{изн}$, м/с ²	№ двигателя	Уровень $f_{изн}$, м/с ²
19	16,7	27	4,1
20	4,3	28	8,2
21	5,6	29	3,4
22	5,4	30	3,7
23	5,1	31	5,7
24	3,9	32	5,9
25	6,1	33	7,1
26	1,9	–	–

В табл. 4 представлены соответствующие величины износов исследуемых двигателей.

Таблица 4. Величины износов для двигателей, пришедших в ремонт

№ двигателя	Износ, мм			
	1	2	3	4
19	0,02	0,024	0,034	0,036
20	0,004	0,016	0,007	0,024
21	0,006	0,010	0,015	0,018
22	0,004	0,014	0,0065	0,03
23	0,014	0,014	0,019	0,026
24	0,017	0,017	0,032	0,027
25	0,01	0,010	0,0197	0,026
26	0,008	0,016	0,013	0,021
27	0,014	0,014	0,034	0,034
28	0,007	0,018	0,0169	0,027
29	0,018	0,018	0,024	0,024
30	0,015	0,015	0,032	0,032
31	0,015	0,015	0,0255	0,0256
32	0,02	0,020	0,034	0,036
33	0,02	0,020	0,024	0,036

Результаты и их обсуждение

На основе полученного экспериментального материала разработан комплекс диагностических признаков на базе различных характеристик вибрационных процессов. Все рассмотренные ниже признаки (y) связаны линейной функциональной зависимостью с величиной износа (x). Ниже представлены данные для величин коэффициентов корреляции $r \geq 0,65$.

1. *Диагностические признаки на основе интенсивностей составляющих автоспектра и спектра максимумов.*

1.1. Интенсивность n -мерного вектора (m/c^2) в автоспектре от $3f_p$ по 12 составляющим, $y = 1822x - 8,498$; $r = 0,66$, (номер износа 2).

1.2. Интенсивность n -мерного вектора в автоспектре от $3f_p^*$ по 12 составляющим, $y = 1445x - 9,268$, $r = 0,75$, (номер износа 2).

1.3. Интенсивность n -мерного вектора в спектре максимумов от $3f_p^*$ по 12 составляющим, $y = 756,2x - 3,743$; $r = 0,71$, (номер износа 2).

1.4. Интенсивность n -мерного вектора в автоспектре от $\sum(3f_p + 3f_p^*)$ по 12 составляющим, $y = 3200x - 16,68$, $r = 0,81$, (номер износа 2).

1.5. Интенсивность n -мерного вектора в спектре максимумов от $\sum(3f_p + 3f_p^*)$ по 12 составляющим, $y = 1373x - 4,689$, $r = 0,76$, (номер износа 2).

1.6. Интенсивность составляющей $f_{изн}$ в автоспектре, $y = 755,9x - 5,178$, $r = 0,74$, (номер износа 2).

1.7. Интенсивность составляющей $f_{изн}$ в спектре максимумов, $y = 258,6x - 1,433$, $r = 0,74$, (номер износа 2).

1.8. Интенсивность n -мерного вектора в автоспектре от $f_{изн}$ по 5 составляющим, $y = 780,4x - 5,419$, $r = 0,76$, (номер износа 2).

1.9. Интенсивность n -мерного вектора в спектре максимумов от $f_{изн}$ по 5 составляющим, $y = 357x - 2,21$, $r = 0,83$, (номер износа 2).

1.10. Интенсивность n -мерного вектора в автоспектре от $32,82f_p$ по 3 составляющим, $y = 1098x - 11,1$, $r = 0,73$, (номер износа 2).

1.11. Интенсивность составляющей f_p в спектре от спектра (аналог кепстра), $y = 17,33x - 0,158$, $r = 0,75$, (номер износа 2).

Анализ данных автоспектра и спектра максимумов показал, что для последнего коэффициент корреляции выше, чем для автоспектра, только для случая n -мерного вектора от гармоника $f_{изн}$ по 5 составляющим.

Позиции 1.8, 1.9 получены для режима 0,85 номинала, остальные – для максимального режима.

Расчёт величины интенсивности n -мерного вектора d_n выполнен по соотношению

$$d_n = \left(\sum_{i=1}^n A_i^2 \right)^{1/2},$$

где A_i – интенсивность i -й составляющей.

На рис. 2 представлена зависимость интенсивности составляющей $f_{изн}$ от величины текущего полного износа.

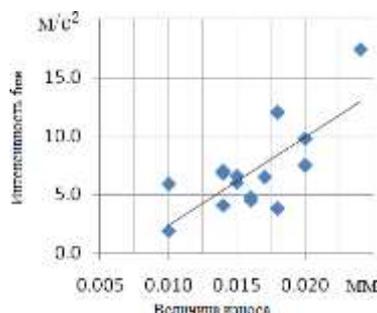


Рис. 2. Зависимость интенсивности составляющей $f_{изн}$ от величины текущего полного износа

Используя соответствующую аппроксимацию (позиция 1.6) и величину рассчитанной нормы на интенсивность составляющей $f_{изн}$, получим пороговое значение величины текущего полного износа, равное 0,027 мм.

2. Признаки амплитудной модуляции некоторых узкополосных процессов.

2.1. Глубина амплитудной модуляции (АМ) на частоте 15,8 Гц в полосе $3f_{изн} \pm 100$ Гц, $y = 2,516x + 0,065$, $r = 0,73$, (номер износа 2).

2.2. N -мерный вектор в спектре огибающей от первой винтовой гармоники по 5 составляющим в полосе $32,82f_p \pm 100$ Гц, $y = 1014x - 20,18$, $r = 0,77$, (номер износа 4).

2.3. N -мерный вектор в спектре огибающей от f_p по 7 составляющим в полосе $32,82f_p \pm 25\%$, $y = 636,2x - 1,086$, $r = 0,72$, (номер износа 1).

2.4. N -мерный вектор в спектре огибающей от f_p по 7 составляющим в полосе $32,82f_p \pm 25\%$, $y = 1132x - 10,81$, $r = 0,69$, (номер износа 2).

2.5. N -мерный вектор в спектре огибающей от f_p по 7 составляющим в полосе $32,82f_p \pm 25\%$, $y = 677,7x - 11,98$, $r = 0,72$, (номер износа 4).

Признак «глубина АМ» определяется путём фильтрации узкополосного процесса в выбранной полосе частот с последующим выделением огибающей, расчётом её автоспектра и его нормированием относительно среднего значения огибающей [6]. N -мерный вектор огибающей рассчитывается до её нормирования. Составляющая на частоте 15,8 Гц, половинная от 31,6 Гц, которая является разностной между f_p^* и частотой вращения спутника (~ 94 Гц). Все признаки получены на максимальном режиме.

3. Признаки текущей частоты узкополосного процесса.

3.1. Индекс частотной модуляции на частоте составляющей $3f_p$ в полосе $3f_{изн} \pm 11,5\%$, $y = 1,411x + 0,004$, $r = 0,68$, (номер износа 3).

3.2. Ширина компонента (Гц) $32,82f_p$ в автоспектре, $y = 400,9x + 4,453$, $r = 0,86$, (номер износа 2).

Ширина спектральной составляющей определялась на зубцовой частоте центральной внутренней шестерни. Износ зубьев приводит к увеличению кинематической погрешности и изменению текущей величины передаточного отношения, что должно привести к росту ширины спектральной составляющей на соответствующей зубцовой частоте.

Величина оценки её ширины зависит от ряда факторов:

- вождения частоты вращения ротора ТК;
- величины и характера износа зубьев шестерён;
- разрешения по частоте;
- интенсивности составляющей;
- интенсивности вибрационного шума;
- наличия близко расположенных других составляющих;
- уровня, на котором определяется ширина.

Данный признак получен для ширины фильтра автоспектра 1,76 Гц. Ширина компонента определялась в нижней его части.

Индекс частотной модуляции определяется путём фильтрации узкополосного процесса в выбранном диапазоне частот с последующей оценкой текущего значения его частоты программой «Частота узкополосного процесса» [7]. Для полученного спектра на частотах дискретных составляющих рассчитывалось отношение уровня среднего значения амплитуды девиации частоты к частоте составляющей. Все признаки получены на максимальном режиме.

4. Признаки взаимных характеристик.

4.1. Функция когерентности на частоте 31,6 Гц, $y = 23,22x - 0,257$, $r = 0,72$, (номер износа 2).

4.2. Функция когерентности на частоте $f_{изн}$, $y = 29,78x - 0,114$, $r = 0,69$, (номер износа 1).

4.3. Функция когерентности на частоте $f_{изн}$, $y = 27,63x - 0,312$, $r = 0,70$, (номер износа 2).

4.4. Функция когерентности на частоте $f_{изн}$, $y = 52,37x - 0,585$, $r = 0,76$, (номер износа 2).

4.5. Функция когерентности на частоте $f_{изн}$, $y = 19,89x - 0,429$, $r = 0,76$, (номер износа 4).

4.6. Функция когерентности на частоте $32,82f_p$, $y = 57,72x - 0,512$, $r = 0,78$, (номер износа 2).

4.7. Модуль взаимного спектра на частоте $f_{изн}$, $y = 75,32x - 0,971$, $r = 0,66$, (номер износа 2).

4.8. Модуль взаимного спектра на частоте $f_{изн}$, $y = 82,87x - 0,881$, $r = 0,67$, (номер износа 2).

4.9. Модуль взаимного спектра на частоте $f_{изн}$, $y = 53,05x - 1,223$, $r = 0,69$, (номер износа 4).

4.10. Модуль взаимного спектра на частоте $f_{изн}$, $y = 63,99x - 1,352$, $r = 0,79$, (номер износа 4).

Все признаки получены на максимальном режиме. Позиции 4.1, 4.2, 4.4, 4.6, 4.7, 4.9 получены для датчиков горизонтального направления, остальные позиции получены для датчиков вертикального направления. Взаимные характеристики построены на основе анализа данных по датчикам, установленным на картере вала заднего винта и передней опоре.

Анализ влияния вида износа на тип диагностических признаков показывает:

- все диагностические признаки на основе интенсивности спектральных составляющих имеют наибольшие коэффициенты корреляции для текущего полного износа;
- диагностические признаки на основе глубины АМ получены для различных видов износа за исключением текущего суммарного;

– признаки текущей частоты узкополосного процесса получены для текущего и текущего суммарного износов;

– диагностические признаки на основе взаимных характеристик реализуются с максимальными значениями коэффициента корреляции для всех четырёх видов износа.

Заключение

Таким образом, проведённые исследования позволили:

– установить, что источником резонансных колебаний элементов конструкций компрессора является составляющая на частоте $f_{изн}$, вызванная износом зубьев шестерён дифференциального редуктора;

– обосновать норму в $15,6 \text{ м/с}^2$ на интенсивность этой составляющей и величину порогового значения текущего полного износа в $0,027 \text{ мм}$;

– получить комплекс диагностических признаков износа шестерён дифференциального редуктора ТВД с использованием интенсивности составляющих в автоспектре и спектре максимумов, глубины амплитудной модуляции, индекса частотной модуляции, ширины компонента зубцовой гармоника и характеристик взаимного спектра;

– установить, что все рассмотренные диагностические признаки связаны с величиной износа линейными зависимостями.

Полученные диагностические признаки могут быть применены для разработки комплекса методик вибродиагностики износа шестерён планетарных редукторов. В частности, на базе использования трёх из разработанных диагностических признаков (n -мерного вектора от составляющей $3f_p^*$, интенсивности составляющей на частоте f_p в спектре от спектра и интенсивности гармоника на частоте $f_{изн}$) разработана методика вибродиагностики износа шестерён редуктора двигателя НК-12МППМ. Данная методика прошла апробацию и одобрена к внедрению ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова.

Библиографический список

1. Григорьев В.В., Еланский А.В., Попуга А.И. Перспективные схемы авиационных двигателей с высокой топливной эффективностью // *Авиационно-космическая техника и технология*. 2013. № 9 (106). С. 231-236.

2. Кравченко И.Ф., Единович А.В., Яковлев В.А., Дорофеев В.П. Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач // *Авиационно-космическая техника и технология*. 2008. № 8 (55). С. 129-134.

3. Курушин М.И., Балякин В.Б., Курушин А.М. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором // *Известия Самарского научного центра РАН*. 2014. Т. 16, № 4. С. 132-136.

4. Сундуков А.Е., Сундуков Е.В., Плотников С.М. К вопросу вибродиагностики изнашивания шестерён редуктора турбовинтового двигателя // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета)*. 2015. Т. 14, № 2. С. 193-201. DOI: 10.18287/2412-7329-2015-14-2-193-201

5. Сундуков А.Е., Сундуков Е.В., Николаев В.А. Анализ влияния параметров спектра максимумов на выделение модуляционных составляющих вибрации ГТД // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета)*. 2009. № 3 (19), ч. 1. С. 147-151.

6. Балицкий Ф.Я., Соколова А.Г., Долаберидзе Г.В., Иванова М.А. Диагностика дефектов машинного оборудования в нелинейной вибродиагностике методом каскадной демодуляции вибрации // Вестник научно-технического развития. 2013. № 12 (76). С. 3-12.

7. Сундуков А.Е., Сундуков Е.В., Бит-Зая А.В., Росляков А.В. Оценка ширины дискретных составляющих спектра вибрации энергетических машин // Известия Самарского научного центра РАН. Спец. выпуск «Проблемы железнодорожного транспорта на современном этапе развития». 2006. С. 194-197.

REFINING METHODS OF VIBRATION DIAGNOSTICS OF WEAR OF TURBO-PROP ENGINE DIFFERENTIAL SPEED REDUCTION UNIT GEAR TEETH

© 2018

- A. A. Avramenko** Candidate of Science (Engineering), Professor of the Department of Theoretical Mechanics; Samara National Research University, Samara, Russia Federation; avramenko@ssau.ru
- A. N. Kryuchkov** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Power Plant Automatic Systems; Samara National Research University, Samara, Russia Federation; kan@ssau.ru
- S. M. Plotnikov** Postgraduate Student; Samara National Research University, Samara, Russia Federation; s_plotnikov@hotmail.com
- E. V. Sundukov** Candidate of Science (Engineering), Head of the Integrated Research Laboratory; Public Company Kuznetsov, Samara, Russian Federation; motor@kuznetsov-motors.ru
- A. E. Sundukov** Candidate of Science (Engineering), Director; Turbine SK LLC; Samara, Russian Federation; Sunduckov@mail.ru

The paper presents results of complex research of vibration behavior of the differential reduction gear unit of a turboprop engine on the basis of statistics of products with repaired reduction gears and those placed under repair. The conducted research made it possible to establish the source of resonant oscillations of the compressor design elements leading to their breakage. It is established that this source is determined by the kinematics of the reduction gear unit and is associated with the wear of its gear teeth. Standards for the intensity of the appropriate discrete component of the reduction gear vibration spectrum and those for the amount of permissible wear are substantiated and established on the basis of the work carried out. A complex of diagnostic parameters of wear based on intensity components of the auto-spectrum and the spectrum of maxima, the depth of amplitude modulation in some narrow-band processes, their characteristics based on the parameters of the current frequency and mutual characteristics was identified. It is shown that for the whole complex of the diagnostic parameters obtained their dependence on the wear value is satisfactorily approximated by a linear characteristic. The obtained results can serve as a basis for the development of a complex of methods of differential reduction gear vibration diagnostics.

Gas-turbine engine; differential reduction gear unit; wear; vibration diagnostic parameters.

Citation: Avramenko A.A., Kryuchkov A.N., Plotnikov S.M., Sundukov E.V., Sundukov A.E. Refining methods of vibration diagnostics of wear of turbo-prop engine differential speed reduction unit gear teeth. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2018. V. 17, no. 3. P. 16-26. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-16-26

References

1. Grygoriev V.V., Yelansky A.V., Popuga A.I. Conceptual schemes of aircraft engines with high fuel efficiency. *Aerospace Technic and Technology*. 2013. No. 9 (106). P. 231-236. (In Russ.)
2. Kravchenko I.F., Edinovich A.V., Yakovlev V.A., Dorofeev V.P. Experimental and theoretical results of the research of aircraft gears. *Aerospace Technic and Technology*. 2008. No. 8 (55). P. 129-134. (In Russ.)
3. Kurushin M.I., Balyakin V.B., Kurushin A.M. Experimental investigation of the courses of vibration excitation of elements of gas turbine engines with a differential reduction gearbox. *Izvestiya Samarskogo Nauchnogo Tsentra RAN*. 2014. V. 16, no. 4. P. 132-136. (In Russ.)
4. Sundukov A.E., Sundukov E.V., Plotnikov S.M. Vibrodiagnostics of turboprop engine gearbox wear. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2015. V. 14, no. 2. P. 193-201. DOI: 10.18287/2412-7329-2015-14-2-193-201. (In Russ.)
5. Sundukov A.E., Sundukov E.V., Nikolaev V.A. The analysis of influence of parameters of the spectrum of maxima on efficiency of allocation modulating components of vibration of gas turbine engine. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2009. No. 3(19), part 1. P. 147-151. (In Russ.)
6. Balitsky F.Ya., Sokolova A.G., Dolaberidze G.V., Ivanova M.A. Diagnostics of machine equipment defects in nonlinear vibrodiagnostics by the cascade method demodulation of vibration. *Bulletin of Science and Technical Development*. 2013. No. 12 (76). P. 3-12. (In Russ.)
7. Sundukov A.E., Sundukov E.V., Bit-Zaya A.V., Roslyakov A.V. Evaluation of the width of the discrete components of the spectrum of vibration energy machines. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN. Spets. vypusk «Problemy zheleznodorozhnogo transporta na sovremennom etape razvitiya»*. 2006. P. 194-197. (In Russ.)