

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ВИБРОДИАГНОСТИКИ ИЗНОСА ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРЁН ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО РЕДУКТОРА ТУРБОВИНТОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

©2018 А.А. Авраменко<sup>1</sup>, А.Н. Крючков<sup>1</sup>, С.М. Плотников<sup>2</sup>, Е.В. Сундуков<sup>2</sup>, А.Е. Сундуков<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

<sup>2</sup>ПАО «Кузнецов» г. Самара

<sup>3</sup>ООО «Турбина», г. Самара

## IMPROVEMENT OF METHODS VIBRODIAGNOSTICS WEAR OF TEETH OF A DIFFERENTIAL REDUCER

Avramenko A.A., Kryuchkov A.N. (Samara National Research University, Samara, Russian Federation),  
Plotnikov S.M., Sundukov E.V. (PJSC «Kuznetsov», Samara, Russian Federation),  
Sundukov A.E. («Turbine SK» LLC, Samara, Russian Federation)

*In the article presents results of complex research of vibration state of the differential reducer of turboprop engine on the basis statistics of products with repaired reducers and delivered in for repair. The conducted researches have allowed to establish a source of resonant oscillations of design elements of the compressor, leading to their breakage. It is established that this source is determined by the kinematics of the reducer and is associated with the wear of the teeth of its gears. Based on the work carried out the norms on intensity of the corresponding discrete component of the spectrum of vibration of the reducer and on the amount of permissible wear are substantiated and established. Identified the complex of diagnostic parameters of wear based on intensity components of the auto-spectrum and 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. It is shown that for the whole complex of received diagnostic parameters their dependence on the wear value is satisfactorily approximated by a linear characteristic. The obtained results can serve as a basis for development of complex vibration diagnostic methods of differential reducers.*

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 использованием 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].

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 ло-

паток и дисков компрессора, вызванные повышенным износом зубьев шестерён [2]. Возбуждение этих колебаний ошибочно связывалось с интенсивностью вибрации на частоте, соответствующей 19 гармонике от частоты вращения ротора турбокомпрессора (ТК). Однако вибрация на данной частоте физически никак не связана с кинематикой редуктора.

Показано, что рядом с 19 гармоникой присутствует достаточно интенсивная составляющая, с кратностью 19.145, которая определяется кинематикой редуктора и является 21 гармоникой от частоты вращения ротора турбокомпрессора в приведенном движении. На основе анализа статистики интенсивности составляющей с кратностью 19.145 по 18 двигателям, прошедшим ремонт [3], определена предварительная норма ( $A_{ПН}$ ) на её интенсивность (ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009)

$$A_{ПН} = \bar{A} + 2.8 \cdot S_A,$$

где  $\bar{A}$  – среднее значение интенсивности составляющей;

$S_A$  – среднеквадратическое отклонение.

Соответствующий расчёт даёт величину  $A_{ПН} = 15.6 \text{ м/с}^2$ . Обработка данных 15 двигателей, пришедших в ремонт, показала, что пре-

вышение установленной нормы зафиксировано только для двигателя, в котором выявлена поломка лопатки 7 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);

- **текущий полный** - максимальный износ зубьев центральной внутренней шестерни относительно исходной эвольвенты;

- **текущий суммарный** - сумма максимальных износов зубьев центральной внутренней шестерни и сателлитов;

- **суммарный полный** - сумма максимальных износов зубьев центральной внутренней шестерни и сателлитов относительно исходных эвольвент.

На основе полученного экспериментального материала были рассмотрены несколько типов диагностических параметров на базе:

- интенсивности спектральных составляющих в автоспектре и спектре максимумов;

- глубины амплитудной модуляции (АМ) некоторых узкополосных составляющих;

- параметров текущей частоты узкополосного процесса, в том числе индекса частотной модуляции;

- параметров функции когерентности и взаимного спектра.

Был рассмотрен большой комплекс диагностических параметров, из которых было выбрано 20. Полученные экспериментальные зависимости интенсивности диагностического параметра от величины износа удовлетвори-

тельно аппроксимируются соответствующими линейными характеристиками.

Используя аналитическую зависимость интенсивности составляющей с кратностью 19.145 от величины текущего полного износа, установлена норма на величину этого износа, равная 0.027 мм.

Таким образом, проведенные исследования позволили:

- выявить источник резонансных колебаний элементов конструкций компрессора, вызывающий их поломку;

- установить нормы на интенсивность соответствующей составляющей спектра вибрации редуктора и величину износа;

- получить комплекс диагностических параметров износа шестерён дифференциального редуктора ТВД.

#### Библиографический список

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

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

3. Сундуков, А.Е. К вопросу вибродиагностики изнашивания шестерён редуктора турбовинтового двигателя [Текст] / А. Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С. М., Плотников // Вестник СГАУ. 2015. Т14. № 2. С.193-201.

УДК 621.438-226.2.048

## CFD ИССЛЕДОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБОВ ОХЛАЖДЕНИЯ ТРАКТОВЫХ ПОЛОК СОПЛОВЫХ БЛОКОВ ТУРБИНЫ ВД

© 2018 Ю.Г. Горелов, В.В. Ананьев

ОКБ-620, АО "НПЦ газотурбостроения "Салют", г. Москва

## CFD INVESTIGATIONS OF HPT VANE ENDWALLS WITH DIFFERENT COOLING METHODS

Gorelov Yu.G., Ananyev V.V. (Design Engineering Bureau of Advanced Research FSUE Gas turbines manufacture "Salute", Moscow, Russian Federation)

*Consequently 3D conjugate calculation in ANSYS CFX carried out comparison of the cooling effectiveness of HPT vane endwalls with film cooling and convective-film cooling. Showed that for examined convective cooling scheme*