

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИГНАЛОВ С ДАТЧИКОВ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛОВ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ В ДИАГНОСТИКЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЕГО РЕДУКТОРА

© 2020

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

Показано, что анализ сигналов со «штатных» датчиков частоты вращения роторов газотурбинных двигателей, без установки дополнительных вибропреобразователей, может решить ряд вопросов диагностики технического состояния редукторов. Установлено, что составляющая спектра вибрации, генерируемая износом зубьев шестерён дифференциального редуктора, вызывающая резонансные колебания лопаток турбокомпрессора, создаёт крутильные колебания на соответствующей частоте. Анализ характеристик текущей частоты вращения выходного звена редуктора позволил получить диагностические признаки величины износа зубьев редуктора на основе оценки дисперсии девиации частоты его вращения. Установлено, что величина диагностического признака линейно зависит от величины износа. Для исследуемого двигателя установлена норма на данный признак. Показано существенное влияние нагрузки на его уровень.

*Газотурбинный двигатель; дифференциальный редуктор; датчики частоты вращения роторов; диагностический признак; крутильные колебания.*

---

**Цитирование:** Авраменко А.А., Крючков А.Н., Плотников С.М., Сундуков А.Е., Сундуков Е.В. Использование сигналов с датчиков частоты вращения валов газотурбинного двигателя в диагностике технического состояния его редуктора // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2020. Т. 19, № 1. С. 7-17. DOI: 10.18287/2541-7533-2020-19-1-7-17

### Введение

Редукторы газотурбинных двигателей (ГТД) являются одними из самых напряжённых узлов. Их применение в турбовинтовых двигателях и использование в двигателях пятого и шестого поколений (турбовентиляторные, турбовинтовентиляторные) [1;2] для привода вентилятора делают актуальной необходимость совершенствования соответствующих методов контроля и оценки их технического состояния. Широко используемые методы вибрационной диагностики технического состояния редукторов, применительно к условиям эксплуатации ГТД, имеют ряд ограничений. Так называемые

мые «штатные» системы виброизмерений предназначены для оценки вибросостояния в ограниченном диапазоне частот, что не позволяет решать задачи оценки технического состояния зубчатых зацеплений. Для этого необходимы установка дополнительных вибропреобразователей и использование дорогостоящих широкополосных измерительных средств.

### **Постановка задачи и метод решения**

В условиях эксплуатации ГТД регистрируется большое количество параметров, в том числе частоты вращения его роторов, которые могут быть использованы в решении ряда диагностических задач. Одним из основных дефектов редукторов является износ зубьев шестерён, который может приводить к возбуждению высокочастотных колебаний лопаток и дисков турбокомпрессора (ТК) [3–5]. Идентификация некоторых источников высокочастотных колебаний элементов конструкций ТК, а также диагностика уровней износа шестерён редуктора, может быть выполнена по анализу сигналов со «штатных» датчиков частоты вращения роторов ГТД. Преимущество данного подхода заключается в том, что в этом случае нет необходимости проводить препарирование двигателя дополнительными вибропреобразователями. Покажем это на примере оценки технического состояния редуктора двигателя НК–12МП с двумя соосными винтами.

На турбовинтовых двигателях НК–12МП используются два индукционных датчика частоты вращения ТК и вала заднего винта (ВЗВ). Сигналы с обоих датчиков представляют собой полигармонический процесс. На основе анализа сигнала с датчика частоты вращения ротора ТК на переходных режимах работы двигателя можно идентифицировать наличие или отсутствие крутильных колебаний. Анализ параметров текущей частоты вращения выходного вала редуктора (вала заднего винта) на стационарных режимах работы двигателя позволяет выявить диагностические признаки износа зубьев шестерён редуктора.

В выполненных исследованиях показано, что применительно к рассматриваемому двигателю возбуждение резонансных колебаний лопаток и дисков компрессора осуществляется составляющей с кратностью 19,145 относительно частоты вращения ротора ТК [6]. Эта составляющая генерируется износом боковых поверхностей зубьев солнечной шестерни. Покажем, что на частоте этой составляющей возбуждаются крутильные колебания ротора турбокомпрессора.

Для измерения частоты вращения ТК и ВЗВ на двигателе установлено два тахометрических датчика ДТЭ – 2. Назначение датчиков – выдача электрических сигналов в виде трёхфазного тока с частотой, пропорциональной частоте вращения валов двигателя. Датчик представляет собой трёхфазный магнитоэлектрический генератор переменного тока и состоит из ротора – постоянного магнита и статорной обмотки. Учитывая, что частота тока и выходное напряжение тахогенератора пропорциональны измеряемой частоте вращения, оценку угловой скорости можно выполнять как путём измерения частоты переменного тока (равной частоте вращения ротора датчика), так и путём измерения величины напряжения.

Наводимая электродвижущая сила определяется следующим образом:

$$e = kB \sin(\omega t), \quad (1)$$

где  $k$  – коэффициент, зависящий от геометрических и обмоточных данных;  $\omega$  – круговая частота вращения постоянного магнита;  $B$  – магнитная индукция в зазоре.

Датчик практически не имеет методической погрешности. Инструментальные погрешности связаны с трением в опорах ротора, небалансом ротора и др. При измерениях, как правило, регистрируются межфазовые напряжения датчика. Уровень сигнала на фиксированной частоте находится в интервале 10,5 – 12,5 В. Тогда среднеквадратическая погрешность оценки интенсивности равна ~ 2,9%. Замерив фактическое значение уровня выходного сигнала и пересчитав его к некоторому номинальному значению, можно уменьшить погрешность, внося соответствующую поправку. По данным завода-изготовителя величина основной среднеквадратической погрешности измерения частоты вращения при нормальных климатических условиях равна 1,5%.

Ротор датчика приводится во вращение через редуктор. Тогда основной вклад в погрешность оценки частоты вносит погрешность кинематической цепи привода датчика. Расчёт этой погрешности выполнен в соответствии с ГОСТ 21098–82. Оценка по методу максимума – минимума даёт следующие результаты:

- для датчика частоты вращения ротора ТК – 48,45 угловых минут;
- для ВЗВ – 86,88 угловых минут.

Если принять закон распределения погрешностей нормальным, то соответствующие среднеквадратические значения составят 16,45 и 28,96 угловых минут. Учитывая, что на один шаг солнечной шестерни приходится угол в 10 градусов (36 зубьев), можно оценить погрешность тахометрических датчиков относительно основного шага зацепления, которая составит:

- для датчика частоты вращения ротора ТК – 2,7%;
- для ВЗВ – 4,8%.

С учётом основной погрешности по частоте датчика ДТЭ–2 суммарные значения соответственно составят 3,1 и 5,0%. Следовательно увеличение износа на 15% относительно исходного состояния можно оценить по частотным параметрам сигнала с датчика частоты вращения вала заднего винта.

В [7] отмечается, что индукционный датчик частоты вращения роторов двигателей, при наличии их крутильных колебаний, может выступать как измеритель крутильной вибрации. Выходной сигнал ( $U_{ВЫХ}$ ) с датчиков будет иметь следующий вид:

$$U_{ВЫХ} = U_1 \sin(\omega_p t) + \sum_i U_i \sin(\omega_i t), \quad (2)$$

где  $U_1, U_i$  – соответственно амплитудные значения сигналов (в вольтах, В) частот вращения ротора ТК ( $\omega_p$ ) и крутильных колебаний ( $\omega_i$ ).

### Результаты и их обсуждение

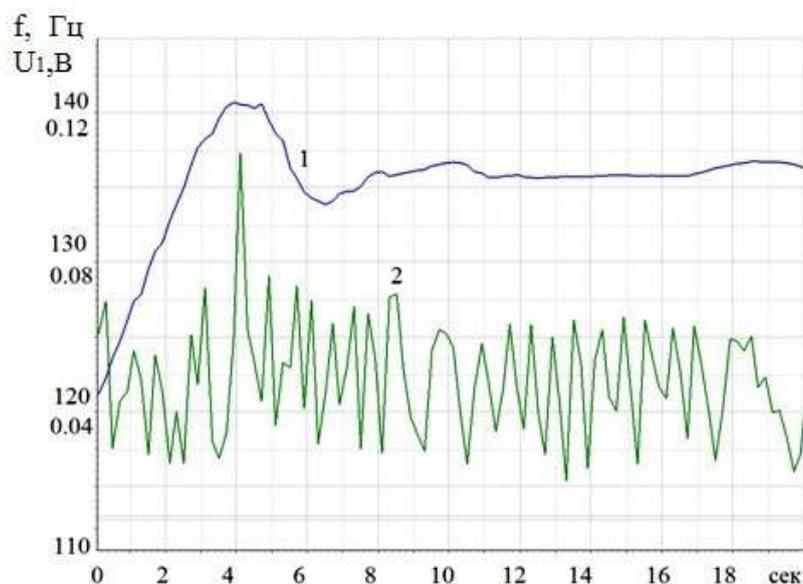
На рис. 1 представлены результаты следящего анализа за составляющей с кратностью 19,145 сигнала с датчика оборотов ТК на режиме «приёмистость».

На рис. 2 приведены аналогичные данные для вибрации, полученные с вибродатчика, установленного на передней опоре двигателя.

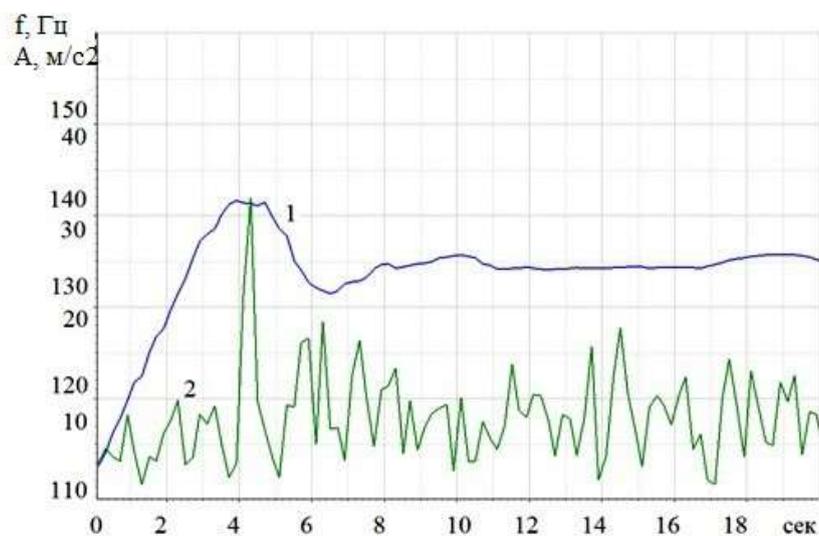
В обоих случаях отмечается увеличение интенсивности составляющей с кратностью 19,145 на одной и той же частоте 142 Гц. Полученные результаты указывают на возбуждение изгибно-крутильных колебаний с частотой данной составляющей.

Анализ статистики приёмистости 15 двигателей с различной величиной износа показал, что крутильные колебания ротора ТК реализуются в диапазоне частот 110 – 145 Гц. Диапазон 110 – 139 Гц соответствует стационарным режимам работы двигателя в интервале малый газ – максимальный. Частотный диапазон вращения ротора ТК 139 – 145 Гц, как правило, реализуется на режиме «приёмистость» при забросе частоты вра-

щения ротора. Наибольшая наработка двигателя обеспечивается в интервале частот вращения ротора ТК 137 – 139 Гц, что соответствует режимам его работы 0,4 номинала, 0,7 номинала, 0,85 номинала, номинала максимального. Именно на этих режимах данные крутильные колебания представляют наибольшую опасность. Полученные результаты подтверждаются данными более ранних исследований по тензометрированию рабочих лопаток компрессора двигателя (третья ступень), имевших поломку пера лопатки по одной из форм колебаний.



*Рис. 1. Зависимости частоты вращения и интенсивности сигнала с датчика от времени:  
1 – частота вращения ТК; 2 – интенсивность сигнала с кратностью 19,145 с датчика частоты вращения ротора ТК*



*Рис. 2. Зависимости частоты вращения и интенсивности вибрации от времени:  
1 – частота вращения ТК; 2 – интенсивность вибрации с кратностью 19,145 с вибродатчика*

Было установлено, что с ростом загрузки двигателя уровень динамических напряжений увеличивается и достигает максимума (до 260 МПа) на номинальном и максимальном режимах [5]. Оценка значений частоты собственных колебаний 100 лопаток по данной форме даёт диапазон частот 2620–2750 Гц. Это соответствует диапазону частоты вращения ротора турбокомпрессора 137–144 Гц. При этом частота составляющей с кратностью 19,145 занимает диапазон 2623–2757 Гц. Это указывает на возможность возбуждения резонансных колебаний лопаток составляющей с кратностью 19,145.

Износ рабочих поверхностей зубьев шестерён редуктора приводит к росту величины кинематической погрешности. Согласно ГОСТ 1643–81 кинематическая погрешность определяется как разность между фактическим и расчётным углами поворота ведомого зубчатого колеса.

В параметрах частот вращения зубчатых колёс кинематическую погрешность можно определить как

$$\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1 \frac{z_1}{z_2}, \quad (3)$$

где  $\omega_1, \omega_2$  – соответственно текущие значения частоты вращения шестерни и колеса;  $z_1, z_2$  – числа их зубьев.

Тогда текущее значение частоты вращения колеса можно записать в виде

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{z_1}{z_2} + \Delta\omega. \quad (4)$$

Износ зубьев шестерён редуктора приводит к изменению формы профиля зуба и, как следствие, изменению  $\Delta\omega$ . Это вызывает изменение текущего значения передаточного числа, являющегося функцией угла поворота ведущего звена передачи. При этом износ зубьев приводит к изменению текущего значения передаточного числа. Эти явления должны вызвать изменения частотных параметров выходного звена редуктора. Следовательно износ должен приводить к увеличению девиации частоты вращения выходного звена зубчатого зацепления.

Одним из выходных звеньев редуктора двигателя является вал заднего винта, который приводится во вращение от эпицикла. При этом параметры частоты вращения вала заднего винта будут характеризовать величину полного износа зубьев шестерён редуктора. Наибольший износ происходит в паре солнечная шестерня – сателлиты. Это связано с максимальной частотой вращения зубчатых колёс этой пары и, соответственно, максимальным значением скоростей взаимного проскальзывания боковых поверхностей зубьев. Кроме того, на характеристики частоты вращения вала заднего винта будет влиять износ зубьев шестерён передачи вращения к его датчику оборотов. Учитывая малую передаваемую нагрузку, действующую на зубья данной передачи, будем считать влияние этого износа на исследуемые характеристики незначительным.

Для оценки возможности диагностики технического состояния редуктора двигателя был выполнен анализ некоторых характеристик частоты вращений его выходного звена в функции величин износов зубьев шестерён.

Рассматривались четыре варианта износа:

– текущий,  $a$  – максимальный износ зубьев солнечной шестерни (максимальный износ относительно эвольвенты после последнего ремонта);

– текущий полный,  $a_{\text{п}}$  – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно исходной эвольвенты;

– текущий суммарный,  $b$  – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов;

– суммарный полный,  $b_{\text{п}}$  – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно исходных эвольвент.

Соответствующая статистика двигателей с износом представлена в табл. 1.

Таблица 1. Величины износов для двигателей, пришедших в ремонт

№ двигателя	Износ, мм				№ двигателя	Износ, мм			
	$a$	$a_{\text{п}}$	$b$	$b_{\text{п}}$		$a$	$a_{\text{п}}$	$b$	$b_{\text{п}}$
1	0.02	0.024	0.034	0.036	9	0.014	0.014	0.034	0.034
2	0.004	0.016	0.007	0.024	10	0.007	0.018	0.0169	0.027
3	0.006	0.010	0.015	0.018	11	0.018	0.018	0.024	0.024
4	0.004	0.014	0.0065	0.030	12	0.015	0.015	0.032	0.032
5	0.014	0.014	0.019	0.026	13	0.015	0.015	0.0255	0.0256
6	0.017	0.017	0.032	0.027	14	0.02	0.020	0.034	0.036
7	0.01	0.010	0.0197	0.026	15	0.02	0.020	0.024	0.036
8	0.008	0.016	0.013	0.021					

Анализировалась дисперсия текущей частоты вращения вала заднего винта в функции величины износа. Обработка экспериментальных данных производилась следующим образом. Сигнал с датчика частоты вращения вала на режиме максимальный пропускался через полосовой фильтр шириной  $\pm 2$  Гц относительно частоты, соответствующей частоте вращения ротора. Выделенный квазигармонический процесс обрабатывался программой «Частота узкополосного процесса» [8]. При этом формировался массив данных текущего значения частоты сигнала оборотов. Далее проводился расчёт дисперсии ( $D$ ) текущей частоты. На рис. 3 – 5 представлены соответствующие экспериментальные данные для результатов с коэффициентом корреляции  $r > 0,70$  (зависимость дисперсии для величины суммарного полного износа  $r$  существенно меньше 0,70).

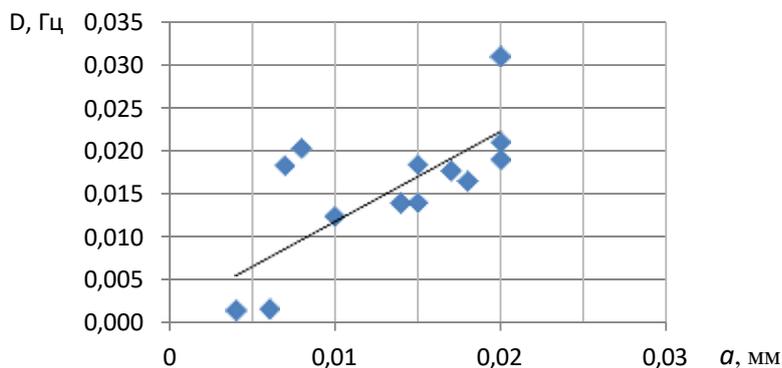


Рис. 3. Зависимость дисперсии от текущего износа  $a$

Уравнение линейной аппроксимации имеет вид  $y = 1,048x + 0,001$ ;  $r = 0,75$ .

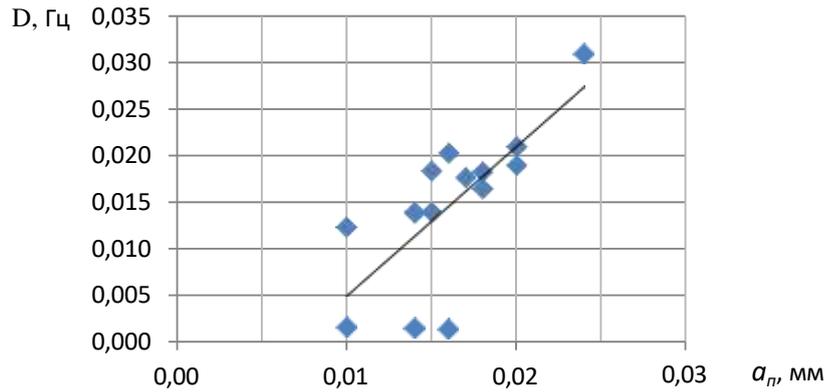


Рис. 4. Зависимость дисперсии от текущего полного износа  $a_n$

Уравнение линейной аппроксимации имеет вид  $y = 1,599x - 0,011$ ;  $r = 0,73$ .

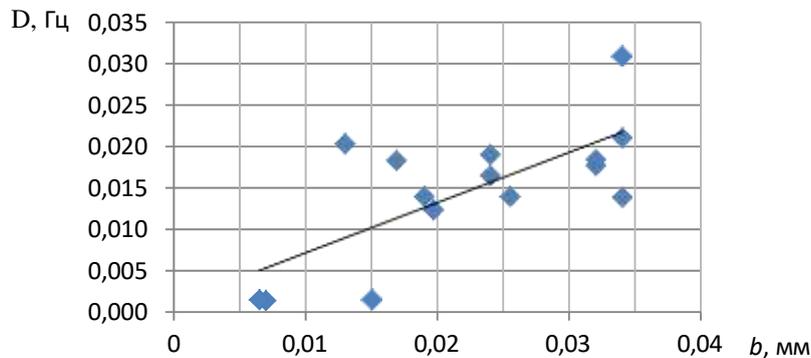


Рис. 5. Зависимость дисперсии от текущего суммарного износа  $b$

Уравнение линейной аппроксимации имеет вид  $y = 0,601x + 0,001$ ;  $r = 0,71$ .

Представляет практический интерес установление нормы на допустимые значения полученных диагностических признаков для контроля величины износа в условиях эксплуатации. Согласно ГОСТ Р ИСО 13373–2–2009 установление предельного значения диагностического признака производят в соответствии с соотношением

$$A_{\text{пр}} = \bar{A} + (2,5 \div 2,8) S_A, \quad (5)$$

где  $\bar{A}, S_A$  – соответственно выборочное среднее значение и стандартное отклонение.

Анализ статистики 15 отремонтированных двигателей позволил рассчитать уровни предельных значений для рассмотренных диагностических признаков. В частности, для коэффициента 2,8 было получено значение 0,026 Гц для текущего полного износа. Превышение полученной нормы отмечается только для двигателя, на котором выявлена трещина на пере рабочей лопатки седьмой ступени компрессора по форме колебаний на частоте 2660 Гц.

На рис. 6, 7 представлены данные по влиянию износа на величину эксцесса закона распределения текущей частоты тахометрического датчика частоты вращения вала заднего винта (ВЗВ).

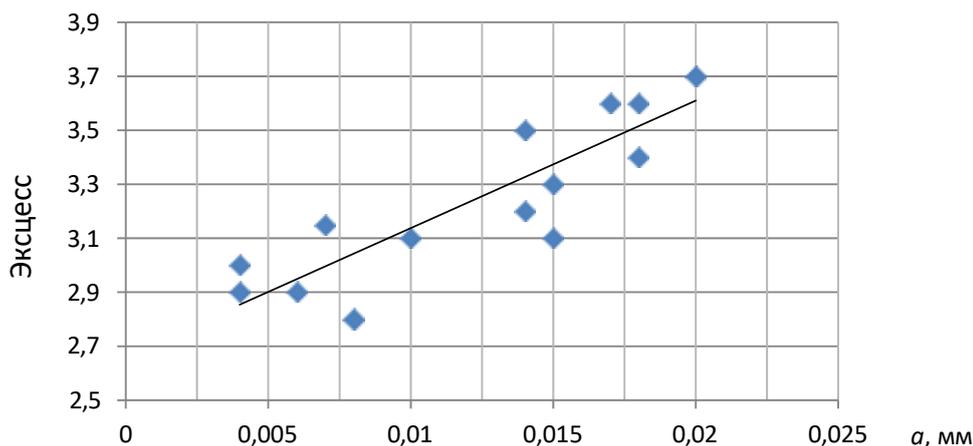


Рис. 6. Зависимость эксцесса плотности распределения текущей частоты вращения ротора ВЗВ на максимальном режиме работы двигателя от величины текущего износа  $a$

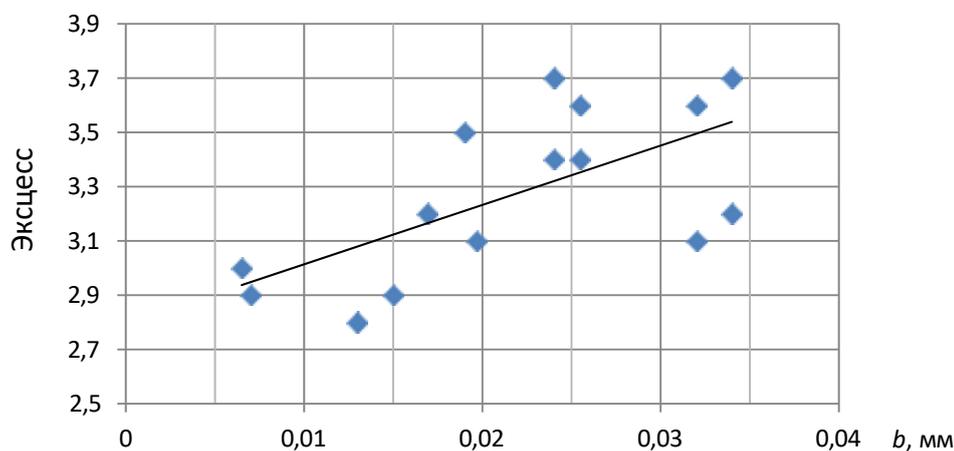


Рис. 7. Зависимость эксцесса плотности распределения текущей частоты вращения ротора ВЗВ на максимальном режиме работы двигателя от величины текущего суммарного износа  $b$

Уравнения линейной аппроксимации соответственно имеют вид:

$$y = 47,24x + 2,664 (r = 0,88);$$

$$y = 21,86x + 2,795 (r = 0,65).$$

Выполненный анализ показывает существенное влияние на величину дисперсии частоты узкополосного процесса с датчика вращения вала заднего винта нагрузки. На рис. 8 представлены соответствующие данные для двигателя, испытанного с двумя типами воздушных винтов. При этом воздушный винт второго типа развивает тягу на 15% больше первого.

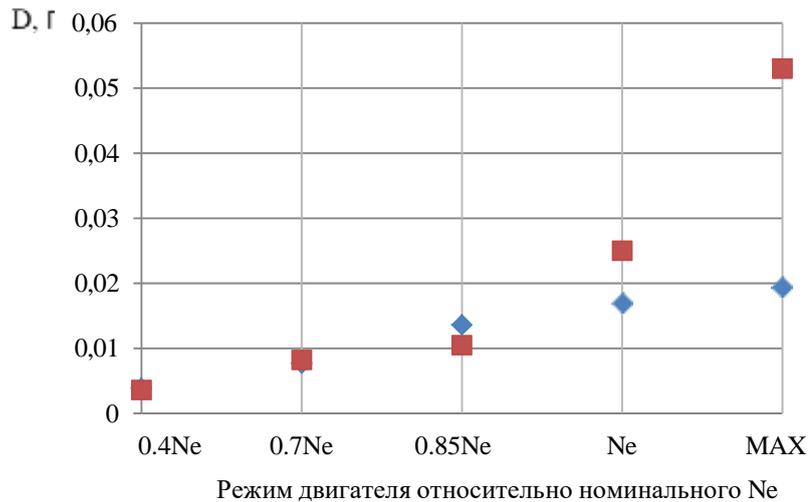


Рис. 8. Зависимость дисперсии от режима работы двигателя:

◆ – воздушный винт первого типа; ■ – воздушный винт второго типа

Как видно из представленных данных, влияние загрузки воздушного винта на величину диагностического признака начинает сказываться после режима 0.85Ne.

### Заключение

Анализ сигналов с датчика частоты вращения вала заднего винта позволил:

- установить факт наличия изгибно-крутильных колебаний на составляющей с кратностью 19,145, вызывающей резонансные колебания рабочих лопаток и дисков турбокомпрессора;

- получить ряд диагностических признаков износа зубьев шестерён редуктора на основе использования дисперсии текущей частоты узкополосного процесса, характеризующей увеличение девиации частоты вращения выходного звена редуктора;

- выявить зону существенного влияния на величину диагностического признака режима работы двигателя и типа воздушного винта.

Полученные результаты позволяют диагностировать техническое состояние редуктора без проведения препарирования двигателя дополнительными вибропреобразователями.

### 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., Единолич 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. Елисеев Ю.С., Крымов В.В., Нежурин И.П., Новиков В.С., Рыжов Н.М. Производство зубчатых колёс газотурбинных двигателей. М.: Высшая школа, 2001. 493 с.

4. Чуйко В.М. А.Г. Ивченко – стратег, организатор, учёный, конструктор // Конверсия в машиностроении. 2004. № 4. С. 103-106.

5. 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.

6. 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

7. Шевяков А.А. Автоматика авиационных и ракетных силовых установок. М.: Машиностроение, 1970. 660 с.

8. 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.

## USING SIGNALS FROM THE GAS-TURBINE ENGINE SHAFT SPEED SENSOR IN THE DIAGNOSIS OF THE TECHNICAL CONDITION OF ITS REDUCTION GEARBOX

© 2020

- A. A. Avramenko** Candidate of Science (Engineering), Professor of the Department of Theoretical Mechanics; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [avramenko@ssau.ru](mailto:avramenko@ssau.ru)
- A. N. Kryuchkov** Doctor of Science (Engineering), Professor, Department of Power Plant Automatic Systems; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [kan@ssau.ru](mailto:kan@ssau.ru)
- S. M. Plotnikov** Graduate Student, Department of Power Plant Automatic Systems; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [s\\_plotnikov@hotmail.com](mailto:s_plotnikov@hotmail.com)
- E. V. Sundukov** Candidate of Science (Engineering), Head of the Integrated Research Laboratory; JSC Kuznetsov, Samara, Russian Federation; [motor@kuznetsov-motors.ru](mailto:motor@kuznetsov-motors.ru)
- A. E. Sundukov** Candidate of Science (Engineering), Director; Turbine-SK LLC, Samara, Russian Federation; [sunduckov@mail.ru](mailto:sunduckov@mail.ru)

It is shown that analyzing the signals from “standard” sensors of gas-turbine engine shaft speed we can resolve some issues of diagnostics of the technical condition of the reduction gearbox without installing any additional vibration transducers. It was found, in particular, that the vibration spectrum component generated by the wear of the differential reduction device’s gear teeth causing resonant oscillations of the turbocharger blades produces torsional vibration at the appropriate frequency. The analysis of the parameters of the instantaneous rotational speed of the reduction gear output link (the shaft of the rear screw) made it possible to obtain some diagnostic indicators of the value of the reduction gear teeth wear on the basis of evaluation of the frequency deviations’ variance. It was established that the value of the diagnostic indicator is linearly dependent on the value of wear. The norm for this indicator was established for the engine under investigation. Significant influence of the load on its level was shown.

*Gas-turbine engine; differential speed reduction device; rotor speed sensor; diagnostic parameter; torsional vibration.*

---

*Citation:* Avramenko A.A., Kryuchkov A.N., Plotnikov S.M., Sundukov E.V., Sundukov A.E. Using signals from the gas-turbine engine shaft speed sensor in the diagnosis of the technical condition of its reduction gearbox. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2020. V. 19, no. 1. P. 7-17.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2020-19-1-7-17

## 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. Eliseev Yu.S., Krymov V.V., Nezhurin I.P., Novikov V.S., Ryzhov N.M. *Proizvodstvo zubchatykh koles gazoturbinykh dvigateley* [Production of gear wheels for gas turbine engines]. Moscow: Vysshaya Shkola Publ., 2001. 493 p.
4. Chuyko V.M. A.G. Ivchenko – strategist, organizer, scientist, designer. *Conversion in Mechanical Engineering*. 2004. No. 4. P. 103-106. (In Russ.)
5. 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.)
6. 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. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-16-26
7. Shevyakov A.A. *Avtomatika aviatsionnykh i raketnykh silovykh ustanovok* [Automation of aircraft and rocket power plants]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1970. 660 p.
8. 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.)