

## ВИБРОДИАГНОСТИКА ВЕЛИЧИНЫ БОКОВОГО ЗАЗОРА В ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО РЕДУКТОРА ТУРБОВИНТОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Крючков А.Н.<sup>1\*</sup>, Плотников С.М.<sup>1\*\*</sup>, Сундуков А.Е.<sup>2\*\*\*</sup>, Сундуков Е.В.<sup>3\*\*\*\*</sup>

<sup>1</sup> Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва (Самарский университет),  
Московское шоссе, 34, Самара, 443086, Россия

<sup>2</sup> «Турбина СК»,  
ул. Финская, 96, офис 1, Самара, 443011, Россия

<sup>3</sup> «ОДК-Кузнецов»,  
Заводское шоссе, 29, Самара, 443009, Россия

\* e-mail:kan@ssau.ru

\*\* e-mail:s\_plotnikov@hotmail.com

\*\*\* e-mail:sunduckov@mail.ru

\*\*\*\* e-mail:motor@kuznetsov-motors.ru

Статья поступила в редакцию 23.02.2020

Рассмотрена проблема выбора диагностических признаков величины бокового зазора в зацеплении солнечной шестерни и сателлитов дифференциального редуктора одного из турбовинтовых двигателей. Показано, что информативными являются: составляющие ряда с шагом, равным произведению числа сателлитов на частоту вращения солнечной шестерни в приведенном движении; субгармонические компоненты; глубина амплитудной модуляции зубцовой гармоник роторной, комбинационные составляющие и индексы частотной модуляции на кратных роторных и комбинационных составляющих. Установлено, что диагностические признаки можно получить как с сигнала вибропреобразователя, так и со «штатных» тахометрических датчиков частот вращения вала заднего винта и турбокомпрессора двигателя. Применительно к двигателю, на базе которого получен экспериментальный материал, установлены нормы на величину разработанных диагностических признаков.

*Ключевые слова:* турбовинтовой двигатель, дифференциальный редуктор, боковой зазор зубчатого зацепления, диагностические признаки.

### Введение

Зубчатые передачи, наряду с подшипниками, являются наиболее распространенными узлами роторных машин. Даже правильно изготовленное и собранное зубчатое зацепление обладает достаточно высокой виброактивностью. Появление дефектов приводит к генерации дополнительных колебаний. Как правило, это дефекты контактирующих поверхностей зубьев (износ, выкрашивание, заедание, трещины, сколы, повышенный боковой зазор и т.д.), что существенно увеличивает интенсивность генерируемой вибрации. Это в свою очередь может привести к возникновению дефектов в других узлах машины. В частности,

известны случаи развития усталостных поломок элементов конструкции компрессора газотурбинных двигателей с редукторами, имеющими повышенный износ боковых поверхностей зубьев [1–3].

Износ боковых поверхностей зубьев и боковой зазор в зубчатых зацеплениях в определенном смысле связаны между собой. С одной стороны, повышенный боковой зазор приводит к ударному входу зубьев в зацепление, что ускоряет процесс их износа, с другой — износ рабочих поверхностей зубьев приводит к увеличению бокового зазора. Он необходим для компенсации силовых и температурных деформаций, погрешностей изготовления и сборки, а также размещения смаз-

ки. Значимость этого параметра для качества работы зубчатого зацепления предопределила необходимость его нормирования [4].

Наиболее эффективным методом контроля технического состояния роторных машин, в том числе зубчатых зацеплений, является виброакустическая диагностика [5, 6]. Значимое влияние на виброактивность роторных машин оказывают повреждения их зубчатых передач [7]. При решении задач вибродиагностики используется достаточно широкий набор методов обработки вибрационных процессов: статистические методы [8, 9], анализ параметров модуляции [10, 11], метод ударных импульсов [12], расчёт безразмерных дискриминантов [13, 14], анализ кепстра [15], резонансный метод [16] и другие.

Изменение величины бокового зазора как в сторону уменьшения, так и в сторону увеличения негативно сказывается на работоспособности зубчатой передачи. Увеличивается скорость износа боковых поверхностей зубьев, изменяются условия возбуждения динамических нагрузок, вызванные ударным входом зубьев в зацепление и разнозазоренностью зацепления планетарного ряда. Указанные факторы снижают срок безаварийной работы механизма.

Выполненный ниже анализ показывает, что набор диагностических признаков величины бокового зазора достаточно беден. Применительно к планетарным редукторам не учитывается специфика данного механизма. Виброакустические методы, пожалуй, являются единственными, обеспечивающими в настоящее время безразборный контроль этого параметра, поэтому совершенствование методов его диагностики весьма актуально.

### Постановка задачи

Повышенный боковой зазор может быть вызван как некачественным изготовлением и сборкой, так и действующими факторами в процессе эксплуатации (износы в опорах вращения зубчатых колёс, деформация корпусных конструкций, износ боковых поверхностей зубьев и др.). Применительно к планетарным редукторам это приводит к разнозазоренности зацепления всего планетарного ряда [5]. Здесь же отмечается, что циклическое перемещение в пространстве точек приложения сил зацепления относительно вибропреобразователей, установленных на корпусе редуктора, приводит к несовпадению фактических частот возбуждения колебаний с частотами, воспринимаемыми вибропреобразователем, связанным с

неподвижной системой координат, что существенно осложняет задачу поиска диагностических признаков дефектов данного узла. Известны диагностические признаки повышенного бокового зазора, такие как увеличение дисперсии сигнала в широкой полосе частот и в октавных полосах [5], появление составляющей 0,5 от частоты пересопряжения зубьев [17], генерирование составляющих, характерных для ударного входа зубьев в зацепление на частотах вращения обоих зубчатых колёс и их гармоник [18]. Применительно к такому сложному узлу, как планетарный редуктор, они не всегда обеспечивают успешную диагностику данного дефекта. Увеличение дисперсии сигнала может быть вызвано рядом других факторов. Рост интенсивности зубцовой гармоник и кратных ей происходит и при масляном «голодании».

В связи с вышеизложенным, в данной работе предпринята попытка развития методов диагностики величины бокового зазора на примере дифференциального редуктора с тремя блоками сателлитов турбовинтового двигателя НК-12МП.

### Метод решения

В [19] показано, что зубцовые гармоники, соответствующие частотам пересопряжения зубьев солнечной шестерни и сателлитов, а также эпицикла и сателлитов, имеют кратности относительно частоты вращения ротора турбокомпрессора (ТК), соответственно 32,820 и 16,410. Их отличие в два раза делает невозможным идентификацию интенсивности составляющей 0,5 от 32,820, совпадающей с гармоникой с кратностью 16,410. Здесь также изложена методика измерения, обработки и анализа параметров вибрации при решении задач вибродиагностики редуктора; представлены результаты развития методов виброакустической диагностики износа зубьев шестерён дифференциального редуктора; применительно к паре «солнечная шестерня — сателлиты». Именно в этой паре развивается максимальный износ боковых поверхностей зубьев и повышенный боковой зазор. Для этого случая рассмотрим возможные варианты диагностических признаков бокового зазора. Его увеличение приводит к росту нелинейности зубчатого зацепления. Это вызывает возбуждение комбинационных и субгармонических составляющих вибрации. При этом в качестве исследуемых параметров использовались сигналы с вибропреобразователя, установленного на картере редуктора, а также с датчиков оборотов вращения вала заднего винта (ВЗВ) и ТК.

### Результаты и их обсуждение

Анализировалось вибрационное состояние редукторов 14 двигателей, прошедших ремонт на заводе-изготовителе (табл. 1). Здесь представлены данные по пяти уровням величины бокового зазора в рассматриваемой паре, в том числе двигателя с повышенным боковым зазором 0,45 мм (норма равна 0,43 мм).

Здесь приведены осредненные значения интенсивностей для кратностей гармоник (отношение их частоты к частоте вращения солнечной шестерни в абсолютном движении) по пяти уровням величины бокового зазора, коэффициент парной линейной корреляции  $r$  (представлены гармоники с  $|r| \geq 0,65$ , пояснения даны ниже), и

Таблица 1

Величина бокового зазора

№ двигателя	Боковой зазор, мм	№ двигателя	Боковой зазор, мм
1	0,30	8	0,37
2	0,30	9	0,37
3	0,33	10	0,37
4	0,33	11	0,37
5	0,33	12	0,40
6	0,33	13	0,40
7	0,33	14	0,45

В [19] было показано, что появление дефекта в паре «солнечная шестерня — сателлиты» приводит к генерации ряда гармоник с шагом  $3f_p^*$  ( $f_p^*$  — частота вращения солнечной шестерни в приведенном движении). Был выполнен анализ интенсивностей гармоник этого ряда с вибропреобразователя, установленного на передней опоре двигателя в вертикальном направлении. Соответствующие данные представлены в табл. 2.

$n$ -мерный вектор, посчитанный по составляющим с  $r > 0,80$  по соотношению

$$d = \left( \sum_{i=1}^3 A_i^2 \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (1)$$

где  $A_i$  — осредненное амплитудное значение составляющей  $i$ -й гармоники.

Обрабатывался режим приемистости в функции следящего анализа (ширина фильтра  $\Delta f = 5$  Гц) с

Таблица 2

Интенсивность гармоник

Кратность	Зазор, мм					
	0,30	0,33	0,37	0,40	0,45	$r$
10,940	10,20	20,90	9,30	19,50	17,70	0,77
13,675	8,22	11,49	8,44	15,56	17,57	0,85
16,410	54,10	42,70	41,80	28,00	18,40	-0,97
21,880	15,90	27,80	24,00	26,00	63,70	0,96
27,350	8,10	9,80	12,90	11,00	16,80	0,91
30,085	7,48	6,58	7,87	6,96	3,64	-0,73
32,820	9,30	12,60	24,60	10,90	25,00	0,65
Вектор	22,14	33,46	30,00	37,67	70,44	0,89

выделением максимального амплитудного значения. При аппроксимации линейными зависимостями экспериментальных данных значимость парного линейного коэффициента корреляции проверяется на основе  $t$ -критерия Стьюдента. Расчёт параметра  $t$  выполняется по соотношению [20]

$$t = \left[ \frac{r^2}{1-r^2} (n-2) \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (2)$$

где  $n$  — объём статистики.

Если  $t > t_{кр}$  ( $t_{кр}$  — критическое значение коэффициента, определяемое по соответствующей таблице при заданном значении уровня значимости  $P$  и объёма статистики), то линейный коэффициент  $r$  считается значимым. В технических приложениях принято использовать  $P = 0,05$ . Тогда  $t_{кр} = 2,18$  при  $(n-2) = 12$ . Расчёт по соотношению (2) при  $r = 0,65$  даёт значение  $t = 2,96$ , следовательно,  $t > t_{кр}$ . Таким образом, для всех значений  $r \geq 0,65$  величины линейного коэффициента корреляции следует считать значимыми.

Соответствующие аналитические зависимости аппроксимации данных имеют вид гармоник с кратностью:

- 10,940:  $y = 61,66x - 9,296$  (17,24 м/с<sup>2</sup>);
- 13,675:  $y = 60,68x - 10,19$  (15,90 м/с<sup>2</sup>);
- 16,410:  $y = -230,6x + 122,3$  (23,14 м/с<sup>2</sup>);
- 21,880:  $y = 2099x^2 - 1285x + 213,8$  (49,36 м/с<sup>2</sup>);
- 27,350:  $y = 51,81x - 7,45$  (14,83 м/с<sup>2</sup>);
- 30,085:  $y = -20,78x + 14,19$  (5,25 м/с<sup>2</sup>);
- 32,820:  $y = 355,4x^2 - 168,2x + 28,39$  (24,67 м/с<sup>2</sup>);
- $n$ -мерный вектор:  $y = 2108x^2 - 1302x + 226,8$  (56,71 м/с<sup>2</sup>).

Здесь же в скобках приведены данные по расчёту соответствующих норм путём подстановки в аналитические выражения величины износа 0,43 мм. Обращает на себя внимание практически линейная отрицательная зависимость для составляющей с кратностью 16,410 и положительная — для гармоники с кратностью 21,88, которая составляет 2/3 от 32,82.

На рис. 1 приведена графическая зависимость для  $n$ -мерного вектора (см. табл. 2).

Данный параметр можно считать интегральным по совокупности признаков, представленных в табл. 2.

Увеличение бокового зазора в зубчатой паре «солнечная шестерня — спутники» приводит к изменению интенсивности обеих зубцовых гармоник ( $A_z$ ) и должно вызвать изменение девиации частоты вращения солнечной шестерни и эпицикла при работе двигателя на стационарном режиме. На рис. 2 представлены соответствующие графические зависимости для зубцовых гармоник, на рис. 3 — для среднеквадратического отклонения (СКО) текущей частоты с тахометрических датчиков частоты вращения ТК и ВЗВ. Исследуемые частоты с тахометрических датчиков практически равны между собой и на режимах работы двигателя выше 0,4 номинального составляют примерно 70 Гц. Оценка СКО выполнялась путём фильтрации сигналов в полосе  $\pm 2$  Гц относительно среднего значения частот с тахометрических датчиков ТК и ВЗВ, определения текущего значения частоты [21] и соответствующего расчёта. Следует отметить, что ВЗВ жёстко связан с эпициклом. Тогда, как видно из представленных данных, интенсивность составляющей с кратностью 16,410 падает с ростом величины бокового зазора при росте интенсивности составляющей с кратностью 32,820. Аналогично ведут себя данные по

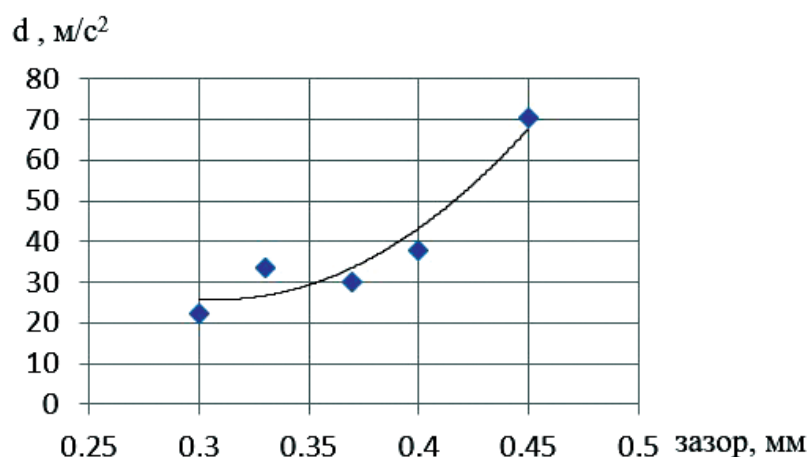


Рис. 1. Зависимость интенсивности  $n$ -мерного вектора от величины бокового зазора

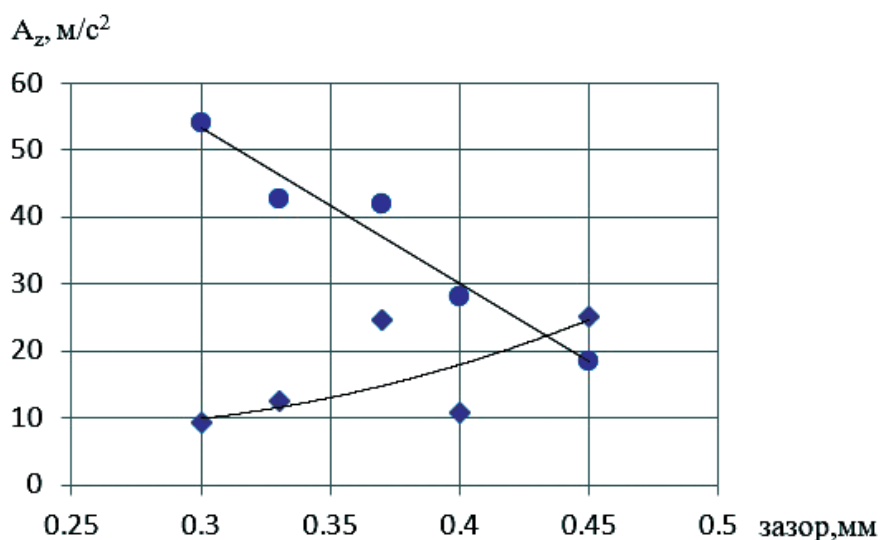


Рис. 2. Зависимость интенсивности зубцовых составляющих с кратностью 16,410 (●) и 32,820 (◆) от величины бокового зазора при работе двигателя на максимальном режиме

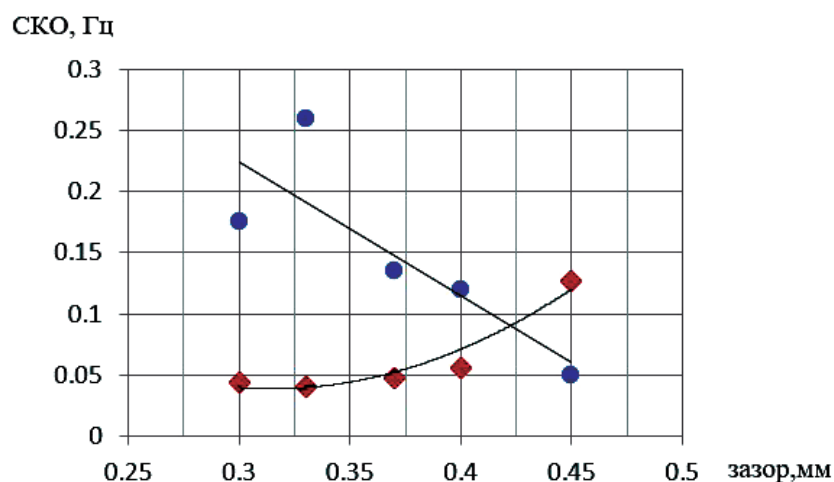


Рис. 3. Зависимость СКО частоты вращения ВЗВ (●) и вала ТК (◆) от величины бокового зазора при работе двигателя на максимальном режиме

СКО (см. рис. 3). Поэтому представленные результаты дают основание заключить, что в рассматриваемом случае рост величины бокового зазора в паре «солнечная шестерня — сателлиты» приводит к его уменьшению в паре «эпицикл — сателлиты». Уравнения аппроксимации экспериментальных данных, представленных на рис. 3, имеют вид:

$$\text{СКО ВЗВ: } y = -1,090x + 0,551 \text{ (0,082 Гц);}$$

$$\text{СКО вала ТК: } y = 4,476x^2 - 2,821x + 0,483 \text{ (0,065 Гц).}$$

Увеличение бокового зазора приводит к росту степени нелинейности в зубчатом зацеплении пары «солнечная шестерня — сателлиты». Ниже представлены результаты анализа его влияния на интенсивность гармоник  $0,5f_p$  и  $1,5f_p$  (рис. 4)

( $f_p$  — частота вращения солнечной шестерни в абсолютном движении).

Соответствующие аналитические зависимости имеют вид:

$$\text{на частоте } 0,5f_p: y = 321,9x^2 - 200,5x + 32,99 \text{ (6,29 м/с}^2\text{);}$$

$$\text{на частоте } 1,5f_p: y = 3,376x - 0,139 \text{ (} r = 0,90; \text{ 1,31 м/с}^2\text{).}$$

Был выполнен анализ глубины амплитудной модуляции (АМ) зубцовой гармоник с кратностью 32,820 составляющей на частоте вращения солнечной шестерни в абсолютном движении и комбинационными гармониками 114 и 163 Гц. Гармонику на частоте 114 Гц можно определить как разность частоты вращения солнечной шестерни в абсолютном движении и частоты враще-

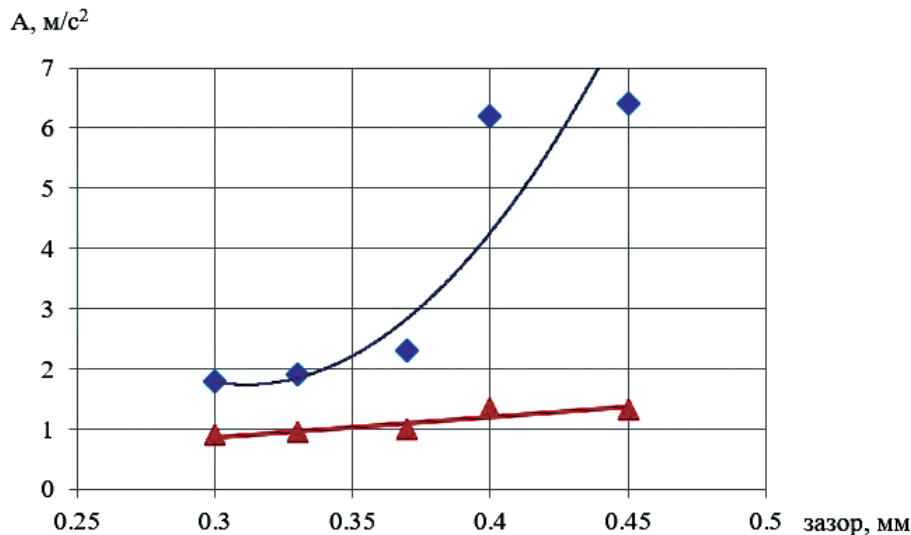


Рис. 4. Зависимость интенсивности составляющей на частоте  $0,5f_p$  (◆) и  $1,5f_p$  (▲) от величины бокового зазора на максимальном режиме работы двигателя

ния эпицикла в относительном или как разность частот вращения солнечной шестерни в приведенном движении и частоты вращения водила в абсолютном. Гармоника на частоте 163 Гц является комбинационной в виде суммы частоты вращения солнечной шестерни в абсолютном движении и частоты вращения эпицикла в относительном. При анализе выделялась огибающая узкополосного процесса (ширина фильтра 23%) около зубцовой гармоники с последующим расчётом автоспектра (разрешение по частоте 1,76 Гц). Далее полученный спектр нормировался средним значением огибающей. Полученные данные представлены на рис. 5 и 6.

Соответствующие аналитические зависимости имеют вид:

$$y = 3,952x^2 - 2,425x + 0,434 \quad (r = 0,122);$$

$$y = 57,74x^3 - 58,48x^2 + 19,89x - 2,207 \quad (r = 0,123);$$

$$y = 0,329x - 0,045 \quad (r = 0,94; 0,096).$$

Как видно из полученных данных, зависимости значений диагностических признаков от величины бокового зазора имеют как линейный, так и существенно нелинейный характер.

Анализ параметров частотной модуляции (ЧМ) выполнен путём выделения узкополосного процесса (23%) с центральной частотой зубцовой составляющей с кратностью 32,820, расчётом те-

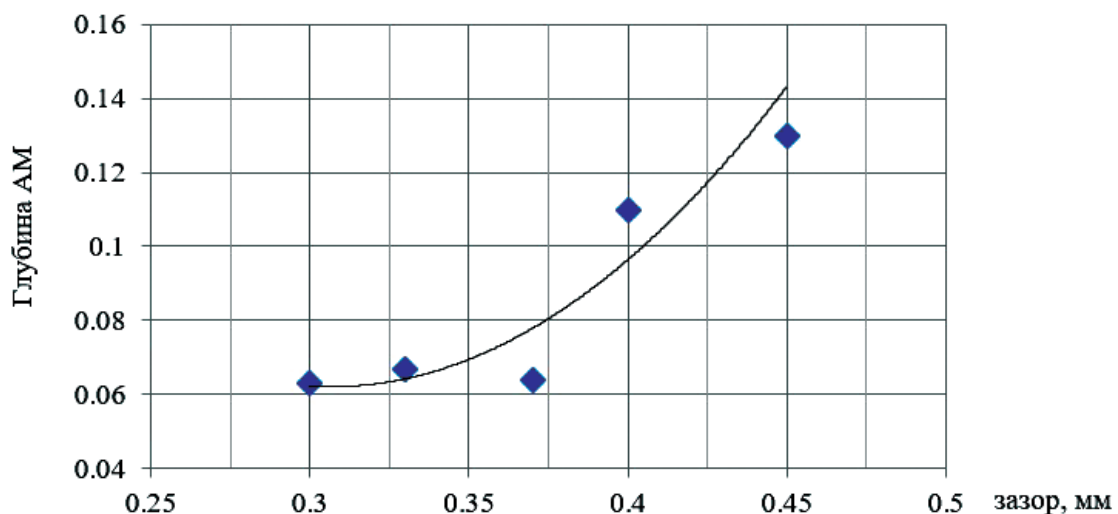


Рис. 5. Зависимость глубины АМ на частоте  $f_p$  от величины бокового зазора на максимальном режиме работы двигателя

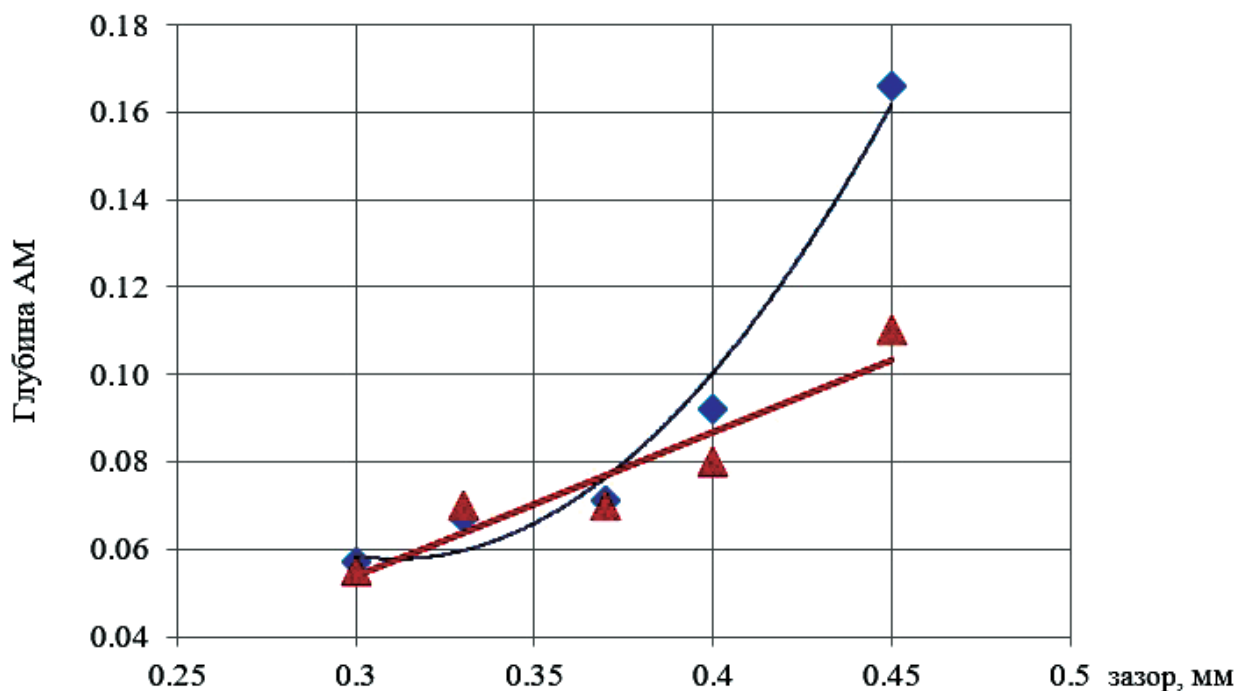


Рис. 6. Зависимость глубины АМ на частотах 114 (◆) и 163 Гц (▲) от величины бокового зазора на максимальном режиме работы двигателя

кушей частоты [21] и определением автоспектра. Индекс ЧМ определяется как отношение значения частоты по оси  $y$  к соответствующей частоте дискретной составляющей спектра. Исследовались составляющие на частотах 31,6, 126,6, 278, 416 Гц. Первая составляющая определяется как разностная между частотами вращения солнечной шестерни и сателлитов в приведенном движении или как частота совпадения зубьев данной пары ( $f_{C3}$ ) — частота, с которой определённый зуб одного зубчатого колеса встречается с определённым зубом другого колеса. Величина  $f_{C3}$  определяется по соотношению [22]:

$$f_{C3} = \frac{f_z \cdot M_{\max}}{z_1 \cdot z_2}, \quad (3)$$

где  $f_z$  — зубцовая частота зацепления;

$M_{\max}$  — наибольший общий множитель в количестве зубьев зубчатых колёс;

$z_1, z_2$  — числа зубьев шестерни и колеса.

Вторая составляющая  $f_p^*$ , третья и четвёртая —  $2f_p$  и  $3f_p$ .

Графический вид полученных зависимостей представлен на рис. 7 и 8.

Уравнения линейной аппроксимации, соответствующие значения коэффициента корреляции и

расчётные величины норм представлены ниже. Составляющая на частоте:

- 31,6 Гц:  $y = -3.887x + 2.337$  ( $r = -0,71; 0,67$ );
- $f_p^*$ :  $y = -0,749x + 0,471$  ( $r = -0,76; 0,15$ );
- $2f_p$ :  $y = -0,298x + 0,197$  ( $r = -0,74; 0,07$ );
- $3f_p$ :  $y = -0,155x + 0,113$  ( $r = -0,76; 0,05$ ).

Как видно из полученных соотношений, наибольшей чувствительностью к изменению величины бокового зазора в случае анализа параметров частотной модуляции обладает составляющая на частоте 31,6 Гц.

Проведенный анализ позволил показать, что ряд зависимостей имеет существенно нелинейный характер. Это позволяет разделить влияние бокового зазора на интенсивность данных диагностических признаков на две зоны. Первая — 0,30—0,37 мм — с незначительным изменением их интенсивности. Вторая — 0,37—0,45 — с более существенным их ростом. Рост бокового зазора в паре «солнечная шестерня — сателлиты» в рассматриваемом случае приводит к его уменьшению в паре «эпицикл — сателлиты». Увеличение девиации частоты вращения солнечной шестерни с ростом величины бокового зазора приводит к её уменьшению для эпицикла.

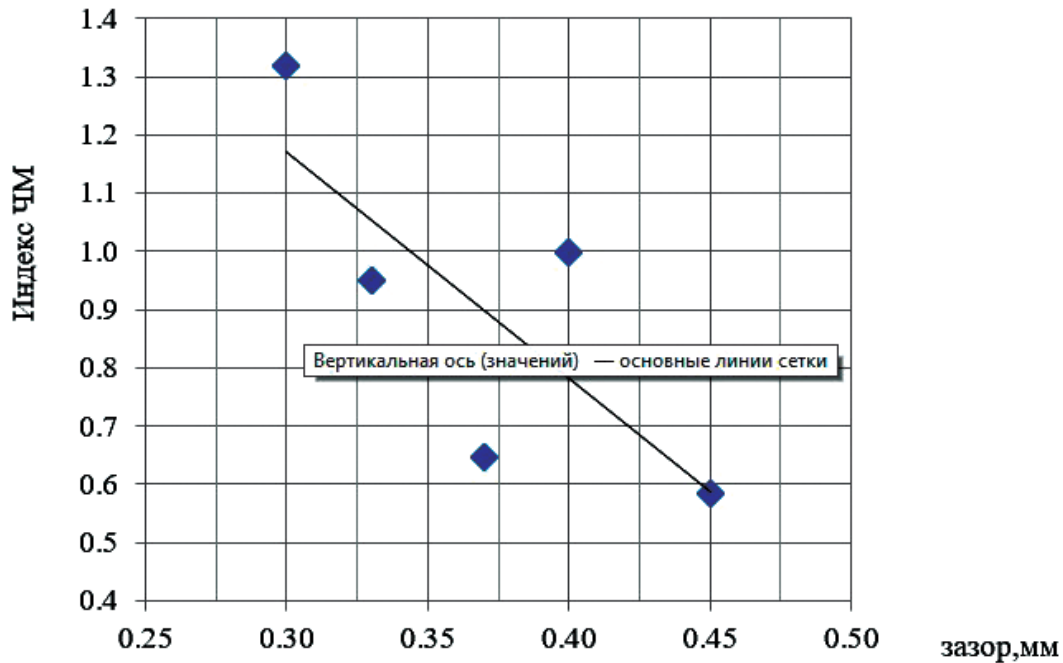


Рис. 7. Зависимость индекса ЧМ на частоте 31,6 Гц от величины бокового зазора на максимальном режиме работы двигателя

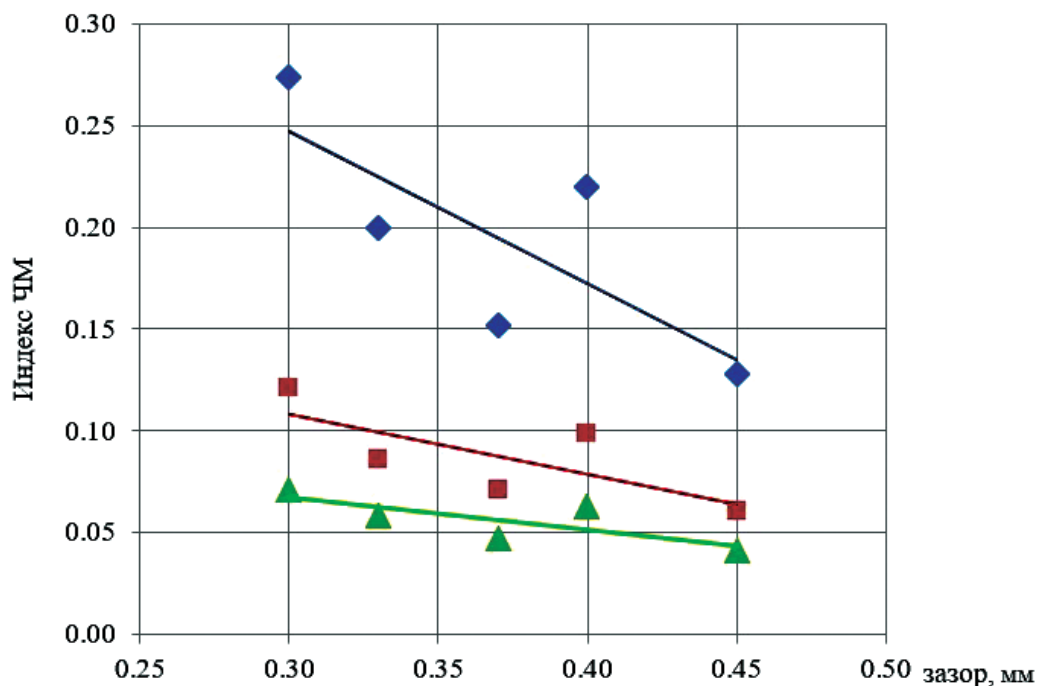


Рис. 8. Зависимость индекса ЧМ на частотах  $f_p^*$  (◆),  $2f_p$  (■),  $3f_p$  (▲) от величины бокового зазора на максимальном режиме работы двигателя

### Выводы

Проведенный анализ позволил выявить ряд новых диагностических признаков бокового зазора зубчатого зацепления пары «солнечная шестерня — сателлиты» дифференциального редуктора турбовинтового двигателя.

Выявлены диагностические признаки как с сигнала вибропреобразователя, так и со «штатных» тахометрических датчиков частоты вращения ВЗВ и ТК, что позволяет выполнять диагностику величины бокового зазора без постановки на двигатели дополнительных датчиков и обеспе-



чивать контроль данного параметра в процессе эксплуатации.

### Библиографический список

1. *Елисеев Ю.С., Крымов В.В., Нежурич И.П.* и др. Производство зубчатых колес газотурбинных двигателей / Под ред. Ю.С. Елисеева. — М.: Высшая школа, 2001. — 493 с.
2. *Чуйко В.М.* Ивченко — стратег, организатор, ученый, конструктор // Конверсия в машиностроении. 2004. № 4. С. 103-106.
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 Российской академии наук. 2014. Т. 16. № 4. С. 132-136.
4. ГОСТ 1643-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. — М.: Изд-во стандартов, 1981. — 44 с.
5. Неразрушающий контроль: Справочник в 7 т. Под общ. ред. В.В. Клюева. Т. 7 в 2-х кн. Кн. 2. Вибродиагностика. — М.: Машиностроение, 2005. — 829 с.
6. *Sheinik R., Petersen D.* Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. — CSL, Knaxville, TN37923, USA.
7. *Liu G., Parker R.* Dynamic Modeling and Analysis of Tooth Profile Modification for Multimesh Gear Vibration // Journal of Mechanical Desing. 2008. Vol. 130. No. 12, pp. 121402/1-121402-13. DOI: 10.1115/1.2976803
8. *Маслов Г.А., Митенков В.Б.* Оценка вибрационных характеристик летательного аппарата с помощью высокомоментной статистики при ограниченном объеме экспериментов // Вестник Московского авиационного института. 2014. Т. 21. № 2. С. 13-17.
9. *Decker H.J.* Crack Detection for Aerospace Quality Spur Gears // 58th Annal Forum and Technology Display Sponsored by the American Helicopter Society (11-13 June 2002, Montreal, Quebec, Canada). NASA/TM-2002-211492. ARL-TR-2682. URL: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20020061785.pdf>
10. *Rleskinen A.S.* Cepstrum Analysis Predicts Gearbox Failure // Noise Control Engineering Journal. 1990. Vol. 34. No. 2, pp. 53-59.
11. *Kirsis T.T., Martin H.R.* Gear Pump Detect Detection Under Light Loading Condition // Eludics Quarterly. 1978. Vol. 10. No. 4, pp. 73-89.
12. *Board D.B.* Incipient Failure Detection for Helicopter Drive Trains // 13th Propulsion Conference (11-13 July 1977, Orlando, FL, U.S.A.). 1977. DOI: 10.2514/6.1977-898
13. *Sokolova A.G.* New noise-immune incipient failure detection methods for machinery monitoring and protection systems // The Fifth International Conference on Vibration Problems ICOVP-2001 (8-10 October 2001, Moscow, Russia).
14. *Dyer D., Stewart R.M.* Detection of Rolling Element Bearing Damage by Statistical Vibration Analysis // Journal of Mechanical Design. 1978. Vol. 100. No. 2, pp. 229-235. DOI: 10.1115/1.3453905
15. *Randall R.B.* Cepstrum analysis // Machine health monitoring using vibration analysis. Canadian Acoustical Association, Vancouver, Canada, October 1983, pp. 1-15.
16. *Harting D.R.* Demodulated resonance analysis — A powerful incipient failure detection technique // ISA Transactions. 1977. Vol. 17. No. 1, pp. 35-40.
17. *Сун Сяохинь.* Влияние износа зубчатых колес на качество работы тяговой передачи электропоездов: Дисс. ... канд. техн. наук. — М.: МИИТ, 2000. — 188 с.
18. *Ширман А.Р., Соколов А.Б.* Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. — М.: Наука, 1996. — 276 с.
19. *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
20. *Львовский Е.Н.* Статистические методы построения эмпирических формул: Учеб. пособие для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Высшая школа, 1988. — 237 с.
21. *Сундуков А.Е., Сундуков Е.В., Бит-Зая А.В., Росляков А.Д.* Оценка ширины дискретных составляющих спектра вибраций энергетических машин // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. Специальный выпуск «Проблемы железнодорожного транспорта на современном этапе развития». 2006. С. 194-197.
22. *Костюков В.Н., Науменко А.П., Бойченко С.Н., Тарасов Е.В.* Основы виброакустической диагностики машинного оборудования: Учеб. пособие. — Омск: НТЦ «Динамика», 2007. — 286 с.

## VIBRATION DIAGNOSTICS OF LATERAL CLEARANCE VALUE IN THE TOOTHED GEARING OF DIFFERENTIAL GEARBOX OF A TURBOPROP ENGINE

Kryuchkov A.N.<sup>1\*</sup>, Plotnikov S.M.<sup>1\*\*</sup>, Sundukov A.E.<sup>2\*\*\*</sup>, Sundukov E.V.<sup>3\*\*\*\*</sup>

<sup>1</sup> Samara National Research University named after academician S.P. Korolev  
(Samara University),

34, Moskovskoe shosse, Samara, 443086, Russia

<sup>2</sup> "Turbine SK",

96, Finskaya str., Samara, 443011, Russian

<sup>3</sup> "Kuznetsov",

29, Zavodskoe shosse, Samara, 443009, Russia

\* e-mail:kan@ssau.ru

\*\* e-mail:s\_plotnikov@hotmail.com

\*\*\* e-mail:sunduckov@mail.ru

\*\*\*\* e-mail:motor@kuznetsov-motors.ru

### Abstract

The increased lateral clearance of the toothed gearing leads to shock interaction of the wheels' teeth, resonance vibrations excitation, tooth harmonics intensity growth and accelerated wear of the teeth lateral surfaces. The conducted studies allowed proposing a number of new diagnostic signs of the lateral gap value. The work was performed based on the analysis of vibration state of the differential gearbox of the NK-12MP turboprop engine. Fourteen engines undergone the refurbishment at the manufacturing plant were being considered. The performed analysis revealed that the following signs could be used as diagnostic signs:

- a series of harmonics, the frequency of the first of which is defined as the product of the rotation speed of the sun gear in reduced motion by the number of satellites and n-dimensional vector from them;
- the RMS deviation of the rotor rotation frequency of the turbocharger and the shaft of the rear air screw (gear box driven shaft), obtained from the corresponding signals of the "standard" tachometric rotor speed sensors;
- subharmonic components with the multiplicities of 0.5 and 1.5 of the sun pinion speed;
- the amplitude modulation depth of tooth harmonic at the intermodulation component;
- frequency modulation index at the frequencies of the first harmonic in absolute motion, the second and the third harmonics in relative motion of the sun pinion and intermodulation components.

The appropriate approximating dependences have been obtained for all diagnostic features, and norms, using the maximum allowable value of the lateral

clearance of 0.43 mm, have been set. It was demonstrated on both vibration parameters and signals from the tachometric sensors of the shafts rotation frequency that lateral clearance increasing "sun pinion-satellites" pair led to its decreasing in the "epicycle-satellites" pair. The obtained dependencies are of both linear and highly nonlinear character with the lateral clearance value growth.

All above said allows drawing the following inferences.

1. The performed analysis allowed revealing a number of new diagnostic signs of a lateral gap of a "sun gear-satellites" gearing pair of the differential gearbox of the of turboprop engine.

2. Diagnostic signs from both the signal of vibration transducer and signals from the "standard" tachometric sensors of rear screw shaft and turbine compressor were revealed, which allows performing diagnostics of the lateral clearance value without installing extra sensors on the engine and ensuring this parameter monitoring while operation process.

**Keyword:** turboprop engine, differential gearbox, lateral clearance of the toothed gearing, diagnostic signs.

### References

1. Eliseev Yu.S., Krymov V.V., Nezhurin I.P. et al. *Proizvodstvo zubchatykh koles gazoturbinykh dvigatelei* (Cogwheels Production for Gas Turbine Engines), Moscow, Vysshaya shkola, 2001, 493 p.
2. Chuiko V.M. *Konversiya v mashinostroenii*, 2004, no. 4, pp. 103-106.

3. Kurushin M.I., Balyakin V.B., Kurushin A.M. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk*, 2014, vol. 16, no. 4, pp. 132-136.
4. *Osnovnye normy vzaimozamenyaemosti. Peredachi zubchatye tsilindricheskie. Dopuski. GOST 1643-81* (Cylindrical gears pairs. Accuracy. State Standard 1643-81), Moscow, Standarty, 1981, 44 p.
5. Klyuev V.V. (ed.) *Nerazrushayushchii kontrol'. Spravochnik v 7 t. T. 7 v 2 kn. Kn. 2 "Vibrodiagnostika"* (Non-destructive testing in seven volumes. Vol. 7 in 2 books. Book 2 "Vibration diagnostics"), Moscow, Mashinostroenie, 2005, 829 p.
6. Sheinik R., Petersen D. *Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems*, CSL, Knaxville, TN37923, USA.
7. Liu G., Parker R. Dynamic Modeling and Analysis of Tooth Profile Modification for Multimesh Gear Vibration. *Journal of Mechanical Design*, 2008, vol. 130, no. 12, pp. 121402-121414. DOI: 10.1115/1.2976803
8. Maslov G.A., Mitenkov V.B. Evaluation of the aircraft vibration characteristics using high-torque statistic in the case of limited experiments. *Aerospace MAI Journal*, 2014, vol. 21, no. 2, pp. 13-17.
9. Decker H.J. Crack Detection for Aerospace Quality Spur Gears. *58<sup>th</sup> Annual Forum and Technology Display Sponsored by the American Helicopter Society (11-13 June 2002, Montreal, Quebec, Canada)*. NASA/TM-2002-211492. ARL-TR-2682. URL: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20020061785.pdf>
10. Rleskinen A.S. Cepstrum Analysis Predicts Gearbox Failure. *Noise Control Engineering Journal*, 1990, vol. 34, no. 2, pp. 53-59.
11. Kirsis T.T., Martin H.R. Gear Pump Detect Detection Under Light Loading Condition. *Eludics Quarterly*, 1978, vol. 10, no. 4, pp. 73-89.
12. Board D.B. Incipient Failure Detection for Helicopter Drive Trains. *13th Propulsion Conference (11-13 July 1977, Orlando, FL, USA)*. 1977. DOI: 10.2514/6.1977-898
13. Sokolova A.G. New noise-immune incipient failure detection methods for machinery monitoring and protection systems. *The Fifth International Conference on Vibration Problems ICOVP-2001 (8-10 October 2001, Moscow, Russia)*.
14. Dyer D., Stewart R.M. Detection of Rolling Element Bearing Damage by Statistical Vibration Analysis. *Journal of Mechanical Design*, 1978, vol. 100, no. 2, pp. 229-235. DOI: 10.1115/1.3453905
15. Randall R.B. *Cepstrum analysis*. In Machine health monitoring using vibration analysis. Canadian Acoustical Association, Vancouver, Canada, October 1983, pp. 1-15.
16. Harting D.R. Demodulated resonance analysis - A powerful incipient failure detection technique. *ISA Transactions*, 1977, vol. 17, no. 1, pp. 35-40.
17. Sun Syaokhin'. *Vliyanie iznosa zubchatykh kolez na kachestvo raboty tyagovoi peredachi elektropoezdov* (Gear wear impact on the quality of electric train traction transmission), Doctor's thesis, Moscow, MIIT, 2000, 188 p.
18. Shirman A.R., Sokolov A.B. *Prakticheskaya vibrodiagnostika i monitoring sostoyaniya mekhanicheskogo oborudovaniya* (Practical vibration diagnostics and monitoring of the state of mechanical equipment), Moscow, Nauka, 1996, 276 p.
19. Avramenko A.A., Kryuchkov A.N., Plotnikov S.M., Sundukov E.V., Sundukov A.E. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie*, 2018, vol. 17, no. 3, pp. 16-26. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-16-26
20. L'ovskii E.N. *Statisticheskie metody postroyeniya empiricheskikh formul* (Statistical methods for constructing empirical formulas), Moscow, Vysshaya shkola, 1988, 237 p.
21. Sundukov A.E., Sundukov E.V., Bit-Zaya A.V., Roslyakov A.D. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk. Spetsial'nyi vypusk "Problemy zheleznodorozhnogo transporta na sovremennom etape razvitiya"*, 2006, pp. 194-197.
22. Kostyukov V.N., Naumenko A.P., Boichenko S.N., Tarasov E.V. *Osnovy vibroakusticheskoi diagnostiki mashinnogo oborudovaniya* (Fundamentals of vibroacoustic diagnostics of machinery), Omsk, NTTs "Dinamika", 2007, 286 p.