

## ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ ПОДШИПНИКОВ ОПОР РОТОРА НА ВИБРАЦИЮ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

М. А. Оглобличев<sup>1</sup>, А. С. Гишваров<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ogloba@rambler.ru, <sup>2</sup>kafedra.ad@mail.ru

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

**Аннотация.** В данной работе проведено исследование влияния радиальных зазоров подшипников опор ротора на вибрацию газотурбинного двигателя методом регрессионного моделирования. Моделирование проводилось по данным стендовых испытаний двигателей. Определены подшипники, радиальные зазоры которых оказывают наиболее значимое влияние на вибрацию двигателя.

**Ключевые слова:** испытания; вибрация; сборка; радиальный зазор; регрессионное моделирование.

Газотурбинные двигатели (ГТД) широко применяются в различных областях: в авиации, энергетике, судостроении, на транспорте. В связи с этим повышается значимость всех технико-экономических характеристик, определяющих качество двигателя.

Одним из методов оценки технического состояния авиационных газотурбинных двигателей является контроль уровня их вибраций и анализ тенденции изменения этого уровня в процессе эксплуатации.

Уровень вибрации определяется характером возбуждающих сил, зависящим от индивидуальных конструктивных особенностей конкретного двигателя, а также влиянием эксплуатационных факторов.

В процессе эксплуатации возможно изменение технического состояния ГТД, при котором уровень вибрации превышает допустимые значения. Такие вибрации являются одной из причин снижения работоспособности экипажа, ускоренного расхода ресурса элементов конструкции ГТД и непосредственно влияют на безопасность полета.

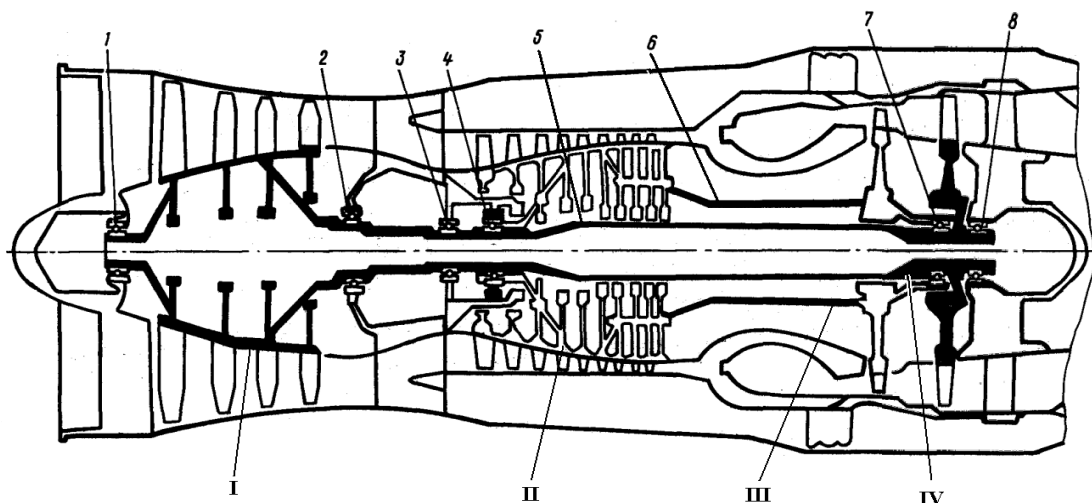
В полете повышение вибрации двигателя может являться следствием:

- увеличения неуравновешенности роторов;
- разрушения деталей ротора;

- уменьшения жесткости опорной части системы ротор – корпус;
- задевания деталей ротора о неподвижные части двигателя;
- резонансных колебаний элементов конструкции самолета;
- повреждения обвязки двигателя и приводов;
- касания деталей двигателя о внутреннюю поверхность обшивки самолета;
- нарушения concentricности вала и корпуса подшипников;
- колебаний ротора в осевом направлении;
- автоколебаний элементов конструкции топливной системы двигателя;
- акустических автоколебаний;
- выхода самолета на режим полета, неблагоприятно влияющий на вибрационное состояние ГТД.

Наиболее опасная вибрация вызывается неуравновешенностью роторов, которая характеризуется как начальным дисбалансом, связанным с технологическими и конструктивными особенностями двигателя, так и постепенно развивающимся дисбалансом, связанным с воздействием различных эксплуатационных факторов.

Исследование проводилось с применением программного обеспечения «STATISTICA».



**Рис. 1.** Схема роторов и роторных опор двигателя: I – ротор КНД; II – ротор КВД; III – ротор ТВД; IV – ротор ТНД; 1 – передняя опора ротора КНД; 2 – задняя опора ротора КНД; 3 – межвальный подшипник; 4 – передняя опора ротора КВД; 5 – ротор низкого давления; 6 – ротор высокого давления; 7 – межроторный подшипник; 8 – подшипник опоры турбины

В качестве исходных данных для исследования использовались данные измерений вибрации двигателей в стендовых испытаниях и данные значений радиальных зазоров подшипников опор ротора, установленных на двигатель в процессе его сборки.

На рис. 1 приведена схема роторов и роторных опор исследуемого газотурбинного двигателя.

Принятые обозначения мест контроля вибрации приведены в табл. 1

Принятые обозначения радиальных зазоров подшипников приведены в табл. 2.

Моделирование проводилось по данным, полученным в стендовых испытаниях двигателей на режиме «Полный форсаж».

На этапе предварительного исследования рассматривалась матрица парных корреляций  $r(y_i, y_j), r(y_i, x_j), r(x_i, x_j)$  между

исследуемыми параметрами (табл. 3). Коэффициенты парных корреляций определяли по формуле:

$$r_{y_1 y_2} = \frac{\sum_{i=1}^N (y_{1i} - \bar{y}_1)(y_{2i} - \bar{y}_2)}{\sqrt{\sum_{i=1}^N (y_{1i} - \bar{y}_1)^2 (y_{2i} - \bar{y}_2)^2}}, \quad (1)$$

где  $y_1$  и  $y_2$  – исследуемые параметры;  $N$  – количество опытов;  $i$  – номер опыта;  $\bar{y}_1$  и  $\bar{y}_2$  – средние значения параметров  $y_1$  и  $y_2$ , соответственно.

По данным табл. 3 видно, что наиболее сильная связь наблюдается:

- между вибрацией  $K_B$  и радиальными зазорами  $X_3$  и  $X_6$ ;
- между вибрацией  $K_T$  и радиальным зазором  $X_3$ ;
- между вибрацией  $T_T$  и радиальными зазорами  $X_2$  и  $X_5$ .

Таблица 1

**Каналы регистрации вибрации и соответствующие им датчики контроля**

№	Канал	Название вибрации	Тип датчика
1	$K_B$	Вертикальная на компрессоре низкого давления (КНД)	МВ-25В
2	$K_T$	Горизонтальная на компрессоре низкого давления (КНД)	МВ-25Г
3	$PK_B$	Вертикальная на промежуточном корпусе (ПК)	МВ-25В
4	$PK_T$	Горизонтальная на промежуточном корпусе (ПК)	МВ-25Г
5	$T_B$	Вертикальная на турбине	МВ-27-2В
6	$T_T$	Горизонтальная на турбине	МВ-27-1Г

Обозначения радиальных зазоров и места расположения подшипников

№	Обозначение радиального зазора	Тип подшипника	Значение радиального зазора по ТУ	Место расположения
1	X <sub>1</sub>	роликовый	0,025...0,045 мм	Передняя опора ротора КНД
2	X <sub>2</sub>	шариковый	0,15...0,18 мм	Задняя опора ротора КНД
3	X <sub>3</sub>	роликовый	0,025...0,045	Межвальный подшипник
4	X <sub>4</sub>	шариковый	0,15...0,18	Передняя опора ротора компрессора высокого давления (КВД)
5	X <sub>5</sub>	роликовый	0,055...0,075	Межроторный подшипник
6	X <sub>6</sub>	роликовый	0,045...0,065	Опора турбины

Таблица 3

Матрица парных корреляций статистических данных

	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	X <sub>3</sub>	X <sub>4</sub>	X <sub>5</sub>	X <sub>6</sub>
K <sub>B</sub>	-0,005	0,033	0,216	-0,054	-0,016	0,132
K <sub>Г</sub>	-0,045	-0,011	0,202	-0,073	0,012	0,089
ПК <sub>B</sub>	-0,095	0,102	-0,089	-0,036	0,059	0,058
ПК <sub>Г</sub>	0,068	0,094	0,099	-0,072	0,047	0,046
T <sub>B</sub>	0,019	-0,003	0,080	-0,121	0,092	0,107
T <sub>Г</sub>	-0,040	0,123	0,044	-0,020	0,135	0,100

Таблица 4

Рассматривались многомерные регрессионные модели вида [1]:

$$y_i = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 \dots b_nx_n; \quad (2)$$

$$y_i = f(x_1 \dots x_6); i = \overline{1,6}.$$

Значения средней относительной ошибки E<sub>отн</sub> оценивались по формуле:

$$E_{отн} = \frac{100\%}{N} \sum_{i=1}^N \left| \frac{y_i - y_{i,мод.}}{y_i} \right|, \quad (3)$$

где y<sub>i</sub> – измеренное значение вибрации; y<sub>i,мод.</sub> – значение вибрации, рассчитанное по регрессионной модели вида (2).

Для канала вибрации K<sub>B</sub> после исключения незначимых факторов из модели вида (2) с применением критерия Стьюдента было получено уравнение регрессии вида (табл. 4):

$$K_B = -14,39 + 368,13 \cdot X_3 + 320,13 \cdot X_6. \quad (4)$$

Результаты регрессионного моделирования для канала вибрации K<sub>B</sub>

	b <sub>i</sub>	Стандартная ошибка b	t <sub>i</sub>	p
Свободный член	-14,39	9,28	-1,55	0,12
X <sub>3</sub>	368,13	116,94	3,15	0,002
X <sub>6</sub>	320,13	154,39	2,07	0,04

$$t_{кр} = 2; E_{отн} = 39\%$$

В таблице приняты следующие обозначения:

– b<sub>i</sub> – коэффициенты уравнения регрессии;

– стандартная ошибка b – стандартная ошибка оценки коэффициента уравнения регрессии;

– t<sub>i</sub> – критерий Стьюдента (для оценки значимости коэффициентов уравнения регрессии);

–  $t_{кр}$  – критическое (табличное) значение критерия Стьюдента;

–  $p$  – вероятность нулевой гипотезы для коэффициентов уравнения регрессии.

При  $t_i > t_{кр}$  коэффициенты уравнения регрессии признаются значимыми.

Для канала вибрации  $K_r$  после исключения незначимых факторов было получено уравнение регрессии вида (табл. 5):

$$K_r = 3,03 + 308,79 \cdot X_3. \quad (5)$$

Таблица 5

**Результаты регрессионного моделирования для канала вибрации  $K_r$**

	$b_i$	Стандартная ошибка $b$	$t_i$	$p$
Свободный член	3,03	3,67	0,82	0,41
$X_3$	308,79	111,09	2,78	0,006

$$t_{кр} = 2; E_{отн} = 41\%$$

Для канала вибрации  $T_r$  после исключения незначимых факторов было получено уравнение регрессии вида (табл. 6):

$$T_r = -18,4 + 99,16 \cdot X_2 + 161,75 \cdot X_5. \quad (6)$$

Таблица 6

**Результаты регрессионного моделирования для канала вибрации  $T_r$**

	$b_i$	Стандартная ошибка $b$	$t_i$	$p$
Свободный член	-18,4	9,69	-1,9	0,059
$X_2$	99,16	44,66	2,22	0,028
$X_5$	161,75	69,02	2,34	0,02

$$t_{кр} = 2; E_{отн} = 37\%$$

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам проведенного исследования можно сделать вывод о том, что наиболее значимо на вибрацию двигателя влияют:

– на вибрацию  $K_B$  – радиальный зазор межвального подшипника и радиальный зазор подшипника опоры турбины;

– на вибрацию  $K_r$  – радиальный зазор межвального подшипника;

– на вибрацию  $T_r$  – радиальный зазор подшипника задней опоры компрессора низкого давления и радиальный зазор роторного подшипника.

Для каналов вибрации  $PK_B$ ,  $PK_r$  и  $T_B$  регрессионные модели оказались неадекватными по критерию Фишера.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гишваров А. С., Рахимов А. Х. Планирование эксперимента при исследовании авиационных двигателей и энергетических установок. Уфа: УГАТУ, 2019. 243 с. [ A. S. Gishvarov, A. H. Rakhimov, Planning an experiment in the study of aircraft engines and power plants, (in Russian). Ufa: UGATU, 2019. ]

### ОБ АВТОРАХ

**ОГЛОБЛИЧЕВ Максим Алексеевич**, соискатель каф. АД. Дипл. инженер по специальности «Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей» (Военно-воздушная академия им. проф. Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина, 2010). Готовит дис. о повышении эффективности испытаний авиационных ГТД.

**ГИШВАРОВ Анас Саидович**, зав. каф. АД, профессор. Д-р техн. наук (УГАТУ, 1994). Иссл. в обл. надежности и ресурса авиационных ГТД.

### METADATA

**Title:** Influence of radial clearances bearings of rotor supports on vibration gas turbine engine

**Authors:** M. A. Ogloblichev<sup>1</sup>, A. S. Gishvarov<sup>2</sup>

**Affiliation:**

Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

**Email:** <sup>1</sup>ogloba@rambler.ru, <sup>2</sup>kafedra.ad@mail.ru,

**Language:** Russian.

**Source:** Molodezhnyj Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), no. 1 (22), pp. 112-115, 2020. ISSN 2225-9309 (Print).

**Abstract:** In this paper, the influence of radial clearances bearings of rotor supports on the vibration of a gas turbine engine is studied by regression modeling. The simulation was carried out based on data from bench tests of engines. The bearings whose radial clearances have the most significant effect on engine vibration are identified.

**Key words:** testing; vibration; assembly; radial clearance; regression modeling.

**About authors:**

**Ogloblichev, Maksim Alekseevich**, aspirant, UGATU, Dept. engineer in the specialty "Technical operation of aircraft and engines" (N. E. Zhukovskiy and Y. A. Gagarin Air Force Academy, 2010).

**GISHVAROV, Anas Saidovich**, head of the Department of aircraft engines, Prof. Dr. of Tech. Sci. (UGATU, 1994).