

НЕСИНХРОННЫЕ КОЛЕБАНИЯ РАБОЧИХ КОЛЁС ТУРБОМАШИН

© 2014 П.А. Басов, В.Г. Селезнёв

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова,
г. Москва

Предлагается способ определения несинхронных колебаний рабочих колёс турбомашин, основанный на гипотезе механического генератора. Представление ступеней турбомшины в виде генератора механических колебаний открывает новые возможности для трактовки результатов испытаний с целью поузловой доводки ГТД и позволяет повысить надёжность диагностирования несинхронных колебаний и механизмов их возникновения и развития. Представление рабочего колеса турбомшины в виде составной части механического генератора позволило выявить, что несинхронные колебания рабочего колеса определяются конструктивными особенностями ступеней рабочего колеса и направляющего аппарата. В статье приводятся примеры спектров результатов тензометрирования колёс вентилятора, на основании которых проводится анализ несинхронных колебаний рабочих колёс турбомашин. Колебания рабочего колеса с наличием вперёд бегущей волны деформации с коэффициентом k_1 и назад бегущей волны деформации с коэффициентом k_2 рассматриваются как вид колебаний рабочего колеса в составе механического генератора, форма колебаний которого представлена алгебраической суммой дробных коэффициентов. Алгебраическая сумма этих коэффициентов даёт кратность частоты колебаний рабочего колеса в составе механического генератора к частоте вращения. Предлагаемая модель генератора механических колебаний может быть применена для анализа несинхронных колебаний при обработке стендовых испытаний рабочих колёс турбомашин.

Несинхронные колебания, рабочие колёса, генератор механических колебаний, вперёд бегущая волна, назад бегущая волна.

В процессе вибропрочностной доводки газотурбинных двигателей (ГТД) большое внимание уделяется вопросам исследования вибрационного состояния рабочих ступеней компрессора.

Известно, что диаметральные формы колебаний рабочего колеса можно представить в виде волн (рис. 1) [1].

При числе диаметров, большем единицы, на окружности колеса найдётся ряд точек, которые всегда будут оставаться неподвижными. Они определяются уравнением

$$W = a \cdot \sin(n\theta) \cdot \cos(p_n t) = 0,$$

где $a \cdot \sin(n\theta)$ обозначает форму колебаний, $\cos(p_n t)$ – гармоническое движение и p_n – частоту колебаний.

Значения $\theta = 0$ и 2π соответствуют точкам начала и конца окружности, которые в данном случае совпадают. Однако в случае n -ой гармоники по окружности колеса имеется ещё $(2n - 1)$ точек, в которых смещение всегда равно нулю.

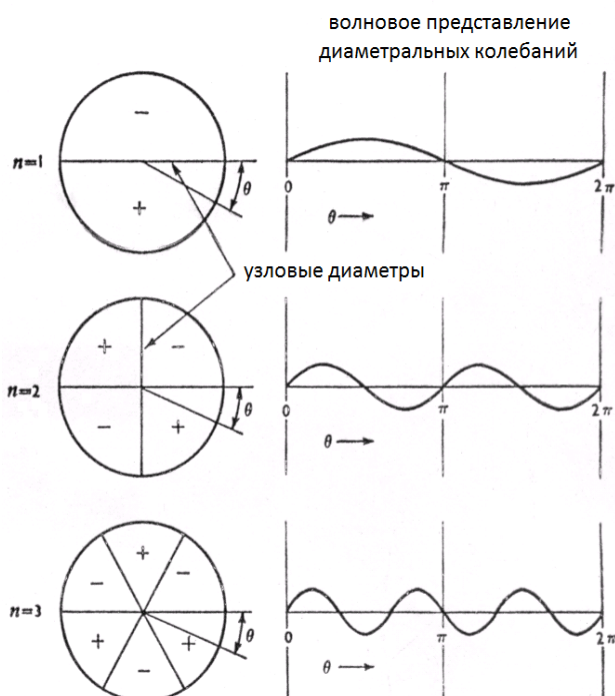


Рис. 1. Представление диаметральных форм колебаний колеса в виде волн перемещений

Такие точки, равномерно распределённые по всей окружности, называются узловыми точками. Эти точки нулевого движения в системе стоячих волн, и через них проходят линии, в которых смещения всегда равны нулю. Эти линии называются узловыми диаметрами. Стоячие волны возникают благодаря сложению волновых возмущений, распространяющихся в противоположных направлениях. Если амплитуды этих бегущих волн будут равны по величине и противоположны по знаку, то возникнут узловые диаметры. Но отражение часто оказывается неполным, и поэтому волны, бегущие в противоположных направлениях, не точно компенсируются и не образуют идеальных диаметров, в которых смещения строго равны нулю. В этом случае вводят понятие коэффициента стоячей волны.

Представление ступеней турбомшины в виде генератора механических колебаний [2] открывает новые возможности для трактовки результатов испытаний с целью поузловой доводки ГТД и позволяет повысить надёжность диагностирования колебаний и механизмов их возникновения и развития.

В отличие от электронного генератора, у которого колебания на собственных частотах должны быть исключены в рабочем диапазоне частот, в механическом генераторе в силу объективных причин такой ситуации избежать нельзя. Поэтому колебания, при которых происходит увеличение напряжений, а частоты лежат на прямой, описываемой уравнением для вынужденных колебаний

$f_{\text{вын}} = f_{\text{соб}} \pm kN$, будем называть резонансными колебаниями.

Представленная формула для вынужденных колебаний является универсальной в том смысле, что коэффициент k , характеризующий диаметрально форму колебаний рабочего колеса, может быть как целым, так и дробным.

Кратность частоты возбуждаемых колебаний в рабочем колесе определяют как отношение этой частоты к частоте вращения. При $k = 1$ говорят о колебаниях по форме с одним узловым диаметром, при $k = 2$ – о колебаниях по форме с двумя диаметрами и т. д.

Однако такое представление является далеко не полным, поскольку оно позволяет рассматривать только небольшую часть резонансных колебаний и совсем не охватывает такой тип колебаний, как несинхронные колебания колёс турбомашин, когда величина k является дробной. В случае дробной величины k следует говорить не о количестве диаметров, а о кратности частоты колебаний данной формы к частоте вращения, то есть о степени присутствия этой формы. Поэтому колебания рабочего колеса с наличием вперёд бегущей волны деформации с коэффициентом k_1 и назад бегущей волны деформации с коэффициентом k_2 будем определять как вид колебаний рабочего колеса в составе механического генератора, форма колебаний которого представлена алгебраической суммой дробных коэффициентов. Алгебраическая сумма этих коэффициентов даёт кратность частоты резонансных колебаний рабочего колеса в составе механического генератора к частоте вращения.

В работе [3] при исследовании влияния резонансного возбуждения на процесс развития автоколебаний было установлено, что развитые автоколебания происходили с частотой 820 Гц по форме с 5-ю узловыми диаметрами (рис. 2).

Применяя гипотезу механического генератора и анализируя рассматриваемый случай как резонансные колебания рабочего колеса на частоте 820 Гц, находим, что имеют место колебания рабочего колеса в виде вперёд бегущей волны (ВБВ) с $k_1 = 1,807142857$ и назад бегущей волны (НБВ) с $k_2 = -4,05$.

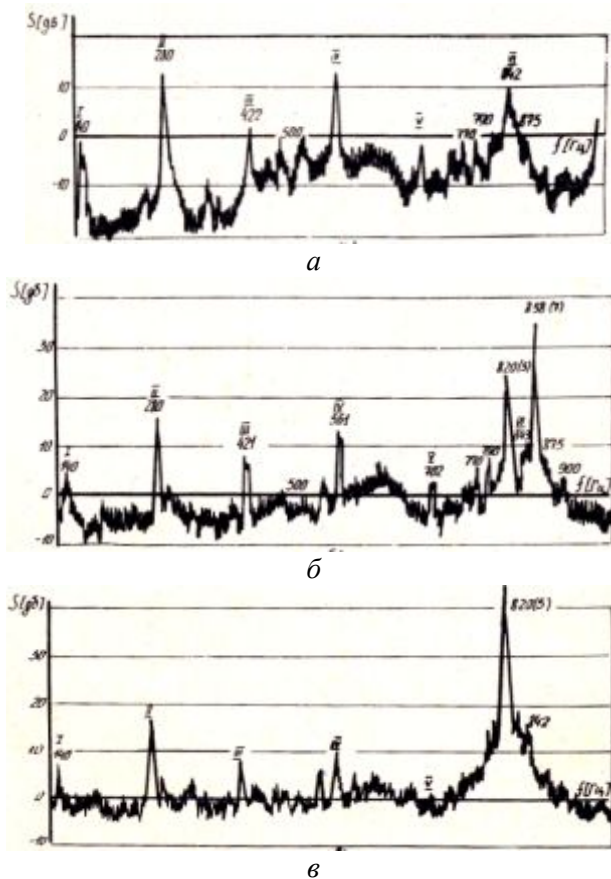


Рис. 2. Спектры колебаний рабочего колеса, поясняющие влияние резонансного возбуждения на процесс развития автоколебаний: а – на этапе выделения наименее устойчивых форм колебаний, б – $\sigma \approx 5 \text{ кгс/мм}^2$, в – режимы развитых автоколебаний, $\sigma \approx 10 \text{ кгс/мм}^2$

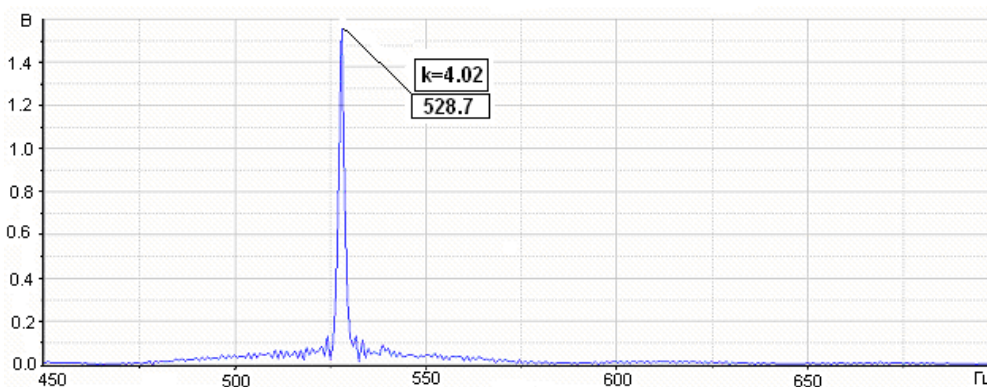


Рис. 3. Флаттер по собственной форме с числом узловых диаметров $n = 2$

Используя гипотезу механического генератора и анализируя рассматриваемый случай как резонансные колебания рабочего колеса на частоте 528 Гц в виде ВВВ с $k_1 = 1,045454545$ и НВВ с $k_2 = -2,954545455$, находим, что суммарный коэффициент k равен алгебраической сумме $k_1 + k_2$ и составляет величину рав-

Для проверки правильности получения коэффициентов k_1 и k_2 находим, что суммарный коэффициент k равен алгебраической сумме $k_1 + k_2$ и составляет величину равную 5,857142857, что совпадает с кратностью к оборотам частоты 820 Гц: $820 : 140 = 5,857142857$.

Предложенный способ определения резонансных колебаний рабочего колеса, которое является составной частью механического генератора, подтверждается другими примерами.

В работе [4], посвящённой исследованию явления снижения частоты собственных колебаний рабочего колеса в условиях возникновения флаттера, анализу подвергались результаты испытаний двух широкохордных трёхступенчатых вентиляторов (рис. 3).

В процессе испытаний выполнялось тензометрирование и наблюдался флаттер. Анализ колебаний рассматриваемых объектов выявил появление связанных колебаний рабочего колеса первой ступени в виде ВВВ деформации с превалирующим числом узловых диаметров $n = 2$, которые были идентифицированы как флаттер.

ную 4,000000000, что совпадает с кратностью к оборотам частоты 528 Гц: $528 : 132 = 4,000000000$.

В третьем примере [5] объектом исследования являлись рабочие лопатки второй ступени высоконагруженного четырёхступенчатого экспериментального вентилятора (рис. 4).

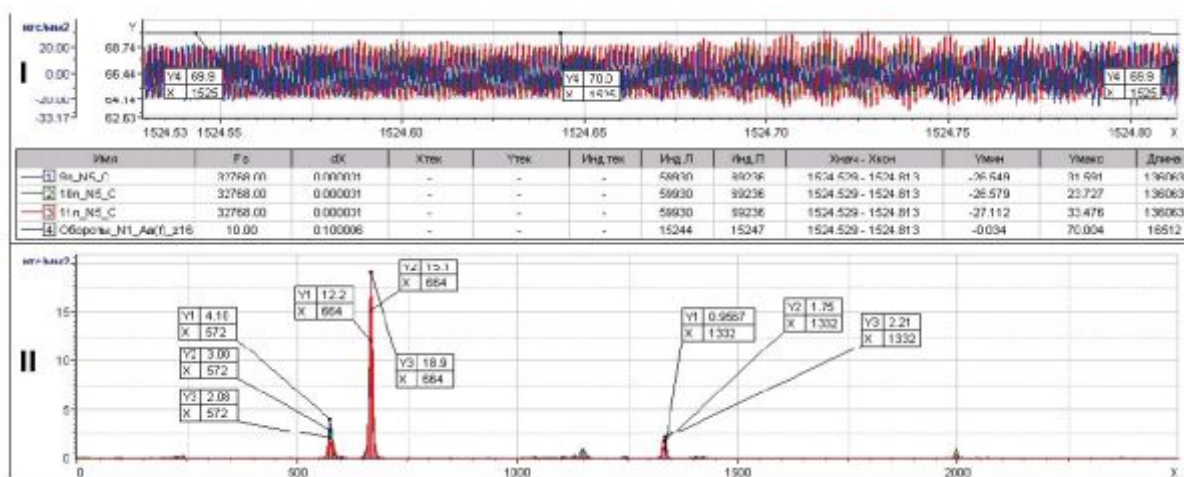


Рис. 4. Осциллограммы и спектры сигналов с тензодатчиков при развитии флаттера

На рабочем режиме при увеличении частоты вращения вентилятора на рабочих лопатках были зафиксированы нерезонансные колебания с высоким уровнем замеренных напряжений. При развитом флаттере возникли колебания лопаток с большими уровнями напряжений на частоте 664 Гц.

Используя гипотезу механического генератора и анализируя рассматриваемый случай как резонансные колебания рабочего колеса на частоте 666 Гц в виде ВБВ с $k_1 = 1,028571429$ и НБВ с $k_2 = -8,485714286$, находим, что суммарный коэффициент k равен алгебраической сумме $k_1 + k_2$ и составляет величину равную 9,514285715, что совпадает с кратностью к оборотам частоты 666 Гц: $666 : 70 = 9,514285715$.

В четвертом примере авторы работы [6] исследовали причины разрушения компрессорных лопаток первой ступени двигателя SO-3. Сообщалось обо всех 28 повреждённых лопатках рабочего колеса. В заключение говорилось о свободных и вынужденных колебаниях рабочего колеса первой ступени. Рассматривались три модели: модель А без расстройки (0%), модель В – 3,6% расстройки и модель С – 9,5% расстройки, при которой величина максимальных напряжений увеличилась на 26%, и эта модель наиболее близко соответствовала экспериментальным результатам. Была создана трёхмерная CFD-модель первой ступени и для сравнения с экспериментальными результатами были рассмотрены вынужденные колебания как настроенного, так и расстроенного обло-

паченных дисков на частоте вращения 250 Гц.

Для модели В максимальный уровень напряжений в лопатках превысил настроенный вариант А на 36%. Частота колебаний настроенного диска, возбуждаемого второй гармоникой от частоты вращения, была около 499 Гц с амплитудой напряжений около 260 МПа. Для модели В максимальная амплитуда напряжений на частоте порядка 503 Гц составила 360 МПа. Для модели С максимальная амплитуда напряжений на частоте 490 Гц (лопатка 19) составила 320 МПа.

Используя гипотезу механического генератора и анализируя рассматриваемый случай как резонансные колебания рабочего колеса на частоте 492 Гц в виде ВБВ с $k_1 = 0,912$ и НБВ с $k_2 = -1,056$, находим, что суммарный коэффициент k равен алгебраической сумме $k_1 + k_2$ и составляет величину равную 1,968, что совпадает с кратностью к оборотам частоты 492 Гц: $492 : 250 = 1,968$. Таким образом, результаты подхода с позиции генератора механических колебаний совпадают с экспериментальными результатами работы [6] для модели С. Следует отметить, что физический подход к описанию поведения рабочего колеса первой ступени в обоих случаях также одинаковый, поскольку как он основывается на привлечении механизма вынужденных колебаний.

В качестве пятого примера на рис. 5 приведён спектр колебаний колеса вентилятора.

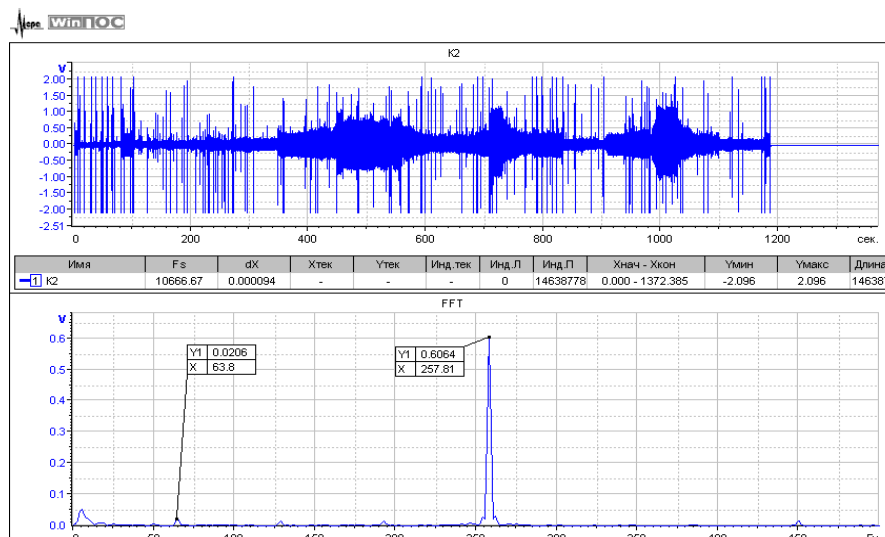


Рис. 5. Спектр колебаний колеса вентилятора

Используя гипотезу механического генератора и анализируя рассматриваемый случай как резонансные колебания рабочего колеса на частоте 258 Гц в виде ВБВ с $k_1 = 0,818181818$ и НБВ с $k_2 = -3,090909091$, находим, что суммарный коэффициент k равен алгебраической сумме $k_1 + k_2$ и составляет величину равную 3,909090909, что совпадает с кратностью

к оборотам частоты 258 Гц: $258 : 66 = 3,909090909$.

В заключение отметим, что модель генератора механических колебаний может быть применена для анализа несинхронных колебаний при обработке стендовых испытаний рабочих колёс турбомашин.

Библиографический список

1. Пейн Г. Физика колебаний и волн. М.: Мир, 1979. 389 с.
2. Коскин А.О., Селезнев В.Г. Особенности изменения частотных характеристик рабочих колёс турбомашин // Вестник двигателестроения. 2013. № 2. С. 142-147.
3. Сачин В.М., Хориков А.А., Шатохин А.Г. Некоторые результаты исследования спектров высокочастотных аэроупругих колебаний лопаток компрессоров // Труды ЦИАМ. 1981. № 953. С. 296-307.
4. Макаров П.В., Макарова М.Б., Шатная Е.Е. Особенности изменения частотной характеристики рабочего колеса «блиск» с широкохордными лопатками в условиях флаттера // Материалы между-

народной науч.-техн. конф. «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». Самара: СГАУ, 2009. С. 203-204.

5. Хориков А.А. Исследование механизмов возникновения и развития классического флаттера компрессорных лопаток с применением современных методов обработки динамических процессов // Вестник двигателестроения. 2013. № 2. С. 136-141.
6. Drewczynski M., Romuald R., Ostrowska Z. Forced response of the mistuned first stage compressor bladed disc of an aircraft engine – Experimental and numerical results // 13th Word Congr. in Mechanism and Machine Science. 2011. Paper A17-291.

Информация об авторах

Басов Павел Александрович, начальник сектора в отделе динамических измерений, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. E-mail: dep007@rtc.

ciam.ru. Область научных интересов: динамические измерения.

Селезнев Валерий Григорьевич, старший научный сотрудник, Центральный институт авиационного моторо-

строения имени П.И. Баранова. E-mail: dep007@rtc.ciam.ru. Область интересов: динамика деталей и узлов транспортных машин.

NONSYNCHRONOUS VIBRATIONS OF TURBOMACHINERY BLADED DISCS

© 2014 P.A. Basov, V.G. Seleznev

Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation

The paper brings forward the method of determining nonsynchronous vibrations of turbomachinery bladed discs, based on the hypothesis of mechanical generator. Turbomachinery stages represented as a mechanical generator open up new opportunities for test results interpretation for the purpose of gas-turbine engine mounts development and make it possible to improve the reliability of diagnostics of nonsynchronous vibrations and their occurrence and development mechanism. Turbomachinery bladed discs represented as a mechanical generator component part revealed that nonsynchronous vibrations of turbomachinery bladed disc are determined by design features of bladed disc and vane. The paper contains some examples of spectra for fan strain-gauging results, on the basis of which the analysis of nonsynchronous vibrations of turbomachinery bladed discs was carried out. Vibrations of bladed disc with forward and backward strain waves having coefficients k_1 and k_2 , respectively, are considered as a mode of bladed disc being a part of the mechanical generator, which vibration mode is presented by the algebraic sum of broken coefficients. The algebraic sum of these coefficients equals with a ratio of vibration frequency of bladed disc as a mechanical generator part to rotation frequency. The introduced generator of mechanical vibrations model can be applied to the analysis of nonsynchronous vibrations when processing results of turbomachinery bladed discs rig tests.

Nonsynchronous vibrations, bladed discs, mechanical generator, forward wave, backward wave.

References

1. Pain H.J. Fizika kolebaniy i voln [The physics of vibrations and waves]. Moscow: Mir Publ., 1979. 389 p.
2. Koskin A.O., Seleznev V.G. Peculiarities of engines bladed disks frequency changing parameters // Vestnik dvigatelestroeniya. 2013. No. 2. P. 142-147. (In Russ.).
3. Sachin V.M., Khorikov A.A., Shatokhin A.G. Some spectra research results for high-frequency aeroelastic vibrations of compressor blades. // Trudy TsIAM. 1981. No. 953. P. 296-307. (In Russ.).
4. Makarov P.V., Makarova M.B., Shatnaia E.E. Osobennosti izmeneniya chastotnoy kharakteristiki rabocheho koleasa «blisk» s shirokokhordnymi lopatkami v usloviyakh flattera // Trudy mezhdunarodnoi nauchno-tehnicheskoi konferentsii “Problemy i perspektivy razvitiia dvigatelestroeniia” Samara: Samara St. Aerospace Univ. Publ., 2009. P. 203-204. (In Russ.).
5. Khorikov A.A., Danilkin S.Iu., Mazikina T.I., Makarov P.V. Research of mechanisms of occurrence and development of classical flutter in compressor’s blades with application of modern methods of processing of dynamic processes // Vestnik dvigatelestroeniya. 2013. No. 2, P. 136-141. (In Russ.).
6. Drewczynski M., Rzadkowski R., Ostrowska Z. Forced response of the mistuned first stage compressor bladed disc of an aircraft engine – Experimental and numerical results // 13th Word Congr. in Mechanism and Machine Science. 2011. Paper A17-291.

About the authors

Basov Pavel Aleksandrovich, head of sector in department of dynamic measurements, Central Institute of Aviation Motors, Moscow. E-mail: dep007@rtc.ciam.ru. Area of Research: dynamic measurements.

Seleznev Valerii Grigor'evich, senior staff scientist, Central Institute of Aviation Motors, Moscow. E-mail: dep007@rtc.ciam.ru. Area of Research: dynamics of transport machinery parts and units.