

О ТИПАХ АЭРОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ КОЛЁС ТУРБОМАШИН

© 2017

А. О. Коскин заместитель начальника отдела динамических измерений и обработки сигналов;
Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова,
г. Москва;
koskin@rtc.ciam.ru

В. Г. Селезнев старший научный сотрудник;
Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова,
г. Москва;
dep007@rtc.ciam.ru

Исследован реальный процесс на наличие автоколебаний. Обнаружено, что его нельзя отнести к автоколебаниям, поскольку не удалось выявить бегущую волну и биения, являющиеся характерными признаками существования автоколебаний. Предложена модель колебательного процесса исходя из вида осциллограмм и теории линейной суперпозиции нескольких одновременно возбуждаемых форм колебаний. Просуммированы два колебания с частотами 919 и 469 Гц. В результате сложения этих частот и сравнения полученных осциллограмм с осциллограммами реального процесса оказалось, что предложенная модель достаточно хорошо отражает реальность. При продвижении во времени вглубь процесса вместе с частотами 465 и 918 Гц появляется третья составляющая, равная 1002 Гц. Проведённое по аналогии с первым примером сложение трёх колебаний даёт удовлетворительный результат. Осциллограммы реального и моделируемого процессов имеют похожий вид. Спектральные составляющие, вычисленные из осциллограммы моделируемого процесса, практически совпадают с частотами реального процесса. Для выяснения вида колебаний рассматриваемого процесса проведён анализ классификации аэроупругих колебаний. Выделено три явления: вынужденные колебания, флаттер и несинхронные колебания. По признакам несинхронных колебаний: не кратности частоте вращения и резонансному характеру колебаний – рассмотренный пример был отнесён к несинхронным колебаниям.

Колебания рабочих колёс турбомашин; автоколебания; теория линейной суперпозиции; моделирование; несинхронные колебания.

Цитирование: Коскин А.О., Селезнев В.Г. О типах аэроупругих колебаний рабочих колёс турбомашин // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 109-114. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-109-114

Рассмотрим процесс, осциллограмма которого представлена на рис. 1, и определим, к какому типу колебаний его можно отнести.

На рис. 2 представлен участок № 1 осциллограммы (рис. 1) и полученный по нему спектр.

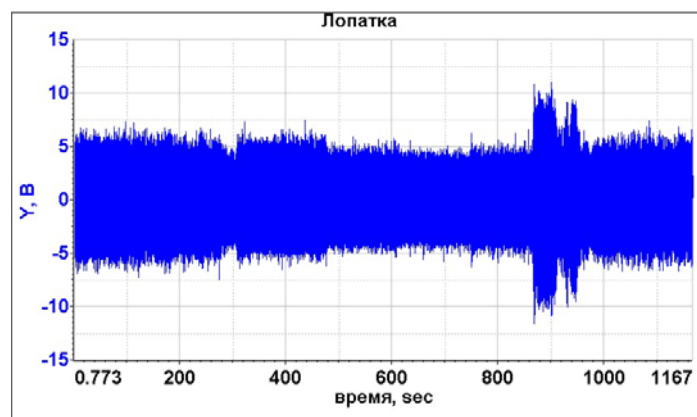


Рис. 1. Осциллограмма исследуемого процесса

Чтобы идентифицировать процесс, необходимо сначала провести проверку его на наличие автоколебаний рабочих лопаток, как это принято в отечественной практике исследований колебаний рабочих колёс турбомашин. При этом определяющими признаками автоколебаний считаются частота процесса, не кратная частоте вращения рабочего колеса, и наличие бегущей по колесу волны деформации. Кратность частоты колебаний рабочего колеса к оборотам составляет 5,87.

Наличие волны деформации, бегущей в окружном направлении, и количество диаметров для частоты 919 Гц можно определить по постоянному сдвигу фаз $\Delta\varphi$ между соседними лопатками в рабочем колесе, который вычисляется по известной формуле

$$\Delta\varphi = \pm \frac{2\pi n}{R},$$

где n – количество диаметров, R – количество лопаток в рабочем колесе.

Проверим наличие бегущей волны по вычислению фазы взаимной спектральной плотности, дающей на частоте 919 Гц картину распределения сдвига фаз колебаний между несколькими парами соседних лопаток, а именно:

$$\Delta\varphi_{(12-13)} = 162,10^\circ; \Delta\varphi_{(13-14)} = 75,65^\circ; \Delta\varphi_{(14-15)} = 52,73^\circ; \Delta\varphi_{(15-16)} = 73,52^\circ;$$

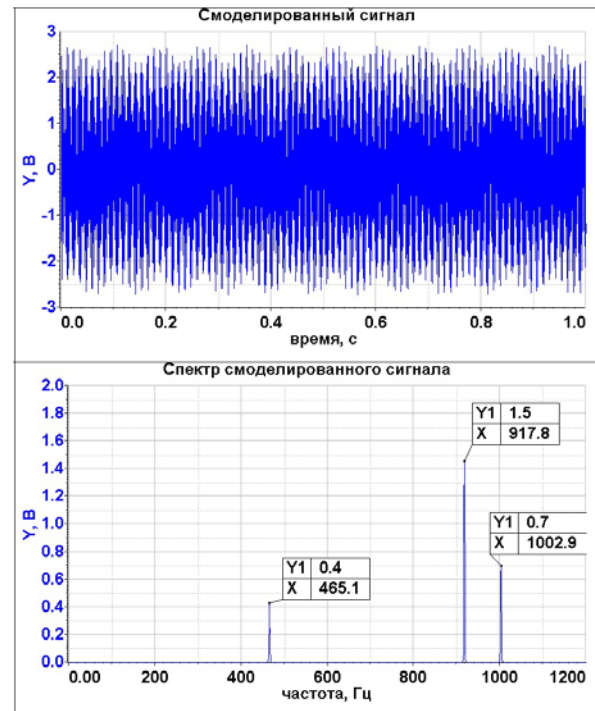
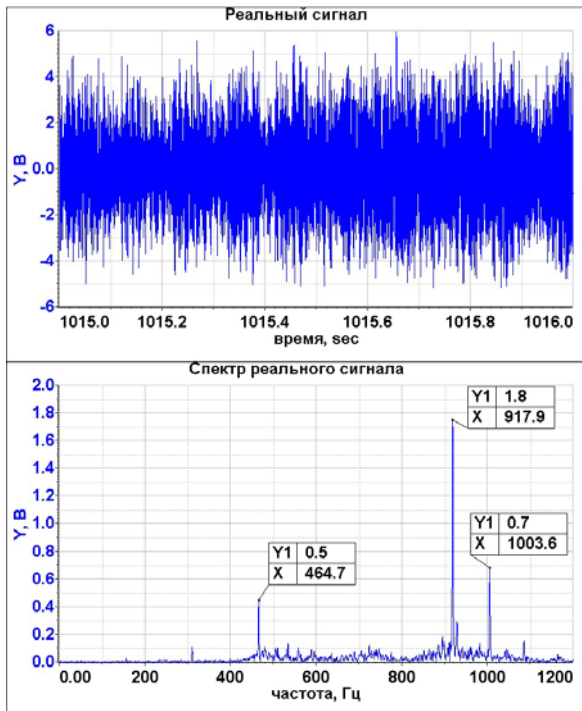
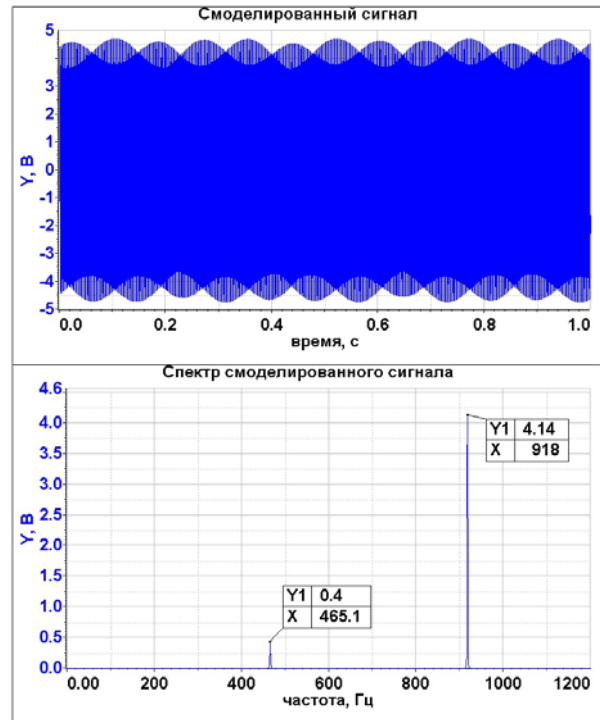
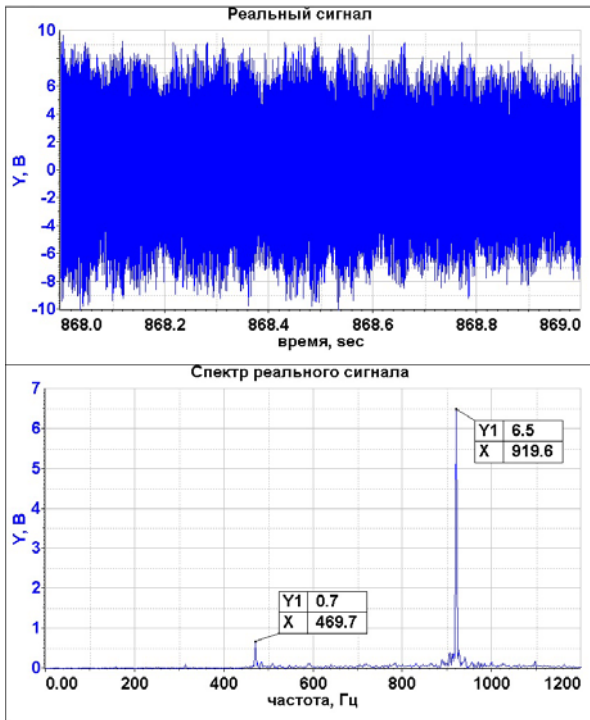
$$\Delta\varphi_{(16-17)} = 90,65^\circ; \Delta\varphi_{(17-18)} = 48,76^\circ; \Delta\varphi_{(18-19)} = 91,43^\circ; \Delta\varphi_{(19-20)} = 69,62^\circ.$$

Как видно из приведённых значений для сдвигов фаз, идентифицировать волну как бегущую по приведённой выше формуле довольно затруднительно, поскольку эта величина непостоянная. Точно так же дело обстоит и с количеством диаметров, поскольку эта величина тоже непостоянная. При этом наблюдается большой разброс значений как для сдвигов фаз, так и для количества диаметров. Поэтому какими бы причинами не были обусловлены подобного рода разбросы, прибегать к вычислениям сдвигов фаз и, соответственно, количества диаметров по приведённой выше формуле следует с большой осторожностью. О трудностях, связанных с определением сдвигов фаз, изложено в [1].

В связи с этим обратимся к виду осциллограмм и предложим модель колебательного процесса исходя из вида осциллограмм и теории линейной суперпозиции двух одновременно возбуждаемых форм колебаний. Теория линейной суперпозиции устанавливает, что отклик от возбуждения множества форм колебаний является линейной суперпозицией каждой из возбуждённых форм колебаний. Поскольку в процессе участвуют две частоты – 919 и 469 Гц, то имеет место пример сложения двух колебаний с различными частотами. Эти колебания можно рассматривать как амплитудно-модулированные колебания с несущей частотой 919 Гц без боковых составляющих. Амплитуда этих колебаний меняется относительно своего среднего значения. Основные колебания модулируются по амплитуде с частотой модуляции 450 Гц, равной разности частот 919 и 469 Гц [2]. Результат сложения частот 919 и 469 Гц показан на рис. 3.

На рис. 4 представлен участок № 2 осциллограммы процесса и полученный по нему спектр. Из рис. 4 видно, что при продвижении во времени вглубь исследуемого процесса появляется третья частотная составляющая, равная 1002 Гц. Результат сложения частот 465, 918 и 1003 Гц показан на рис. 5.

Как видно из рис. 2 – 5, осциллограммы реального и смоделированного процессов имеют похожий вид. Кроме того, спектральные составляющие, вычисленные из осциллограммы смоделированного процесса (рис. 3, 5), практически совпадают с частотами реального процесса, приведёнными на рис. 2, 4.



Таким образом, анализируемые колебания нельзя отнести к разряду автоколебаний, поскольку автоколебания сопровождаются биениями, обусловленными разностью частот внешнего источника и собственно рабочего колеса [3], хотя так бывает не всегда, поскольку биения могут возникнуть при наличии двух рядом лежащих по частоте ортогональных форм колебаний [4]. В рассматриваемом случае имеет место процесс с амплитудно-модулированными колебаниями, где несущая частота 919 Гц появляется в спектре без боковых составляющих.

Рассмотрим, к какому типу аэроупругих колебаний можно отнести рассматриваемый пример исходя из классификации явлений подобного рода, принятой за рубежом.

Классификация аэроупругих явлений не имеет чётко определённых границ. Тем не менее в зарубежной литературе отмечается, что при конструировании лопаток турбомашин рассматриваются два основных аэроупругих явления – вынужденные колебания и флаттер [5]. Вынужденные колебания лопаток рабочего колеса возникают вследствие аэродинамического возбуждения, вызванного окружающими неоднородностями в поле потока, такими как отрывные вихри. В результате возбуждаемые частоты являются целыми множителями от частоты следования лопаток и, таким образом, синхронными с частотой вращения рабочего колеса. С другой стороны, флаттер является самовозбуждающейся аэроупругой неоднородностью, при которой колеблющиеся лопатки рабочего колеса и результирующие переменные аэродинамические силы взаимно усиливают друг друга.

Третье явление, являющееся менее общей формой аэроупругих колебаний – несинхронные колебания (НСК), возникающие в лопатках вентилятора и передних ступенях компрессора высокого давления (КВД). С несинхронными колебаниями, которые иногда ошибочно принимают за флаттер, сталкивались в большинстве, если не во всех, двигателестроительных компаниях. В некоторых случаях переменные нагрузки достигали достаточно высоких уровней, чтобы вызвать многоцикловое усталостное разрушение. В результате этого необходимо было заново конструировать разрушившийся элемент, что является дорогостоящим мероприятием, которое могло существенно увеличить время разработки двигателя [5].

На рис. 6 представлена резонансная диаграмма, которая является инструментом, обычно используемым для идентификации источников колебаний при конструировании лопаток компрессора, с показанными на ней различными типами колебаний [6].

На приведённой диаграмме по оси абсцисс откладываются частоты вращения вала ротора, а по оси ординат показаны собственные частоты форм колебаний лопаток как функции частоты вращения с положительным наклоном, обусловленным инерционными силами, которые с увеличением скорости вращения способствуют изменению жёсткости лопатки, в результате чего изменяется частота колебаний лопатки. Вынужденные колебания являются типичными источниками колебаний в компрессорах, и они синхронны с частотой вращения вала. Это означает, что частота возбуждения будет кратна целым числам частоты вращения, известным как гармоники. Типичными источниками гармоник являются следы от рядов лопаток, расположенных вверх и вниз по потоку. При совпадении частоты возбуждения с одной из собственных форм колебаний лопатки наступает резонанс.

С другой стороны, колебания типа «поток – элементы конструкции» необязательно будут синхронны с частотой вращения вала, как это имеет место для вынужденных колебаний. Типичным примером неустойчивости системы «поток – элементы конструкции» и главной заботой при конструировании компрессора является классический флаттер. Классический флаттер является наиболее общим и хорошо изученным типом флаттера. Он представляет собой экспоненциально растущие колебания при достижении скорости флаттера, и единственный путь уйти от него – сбросить обороты.

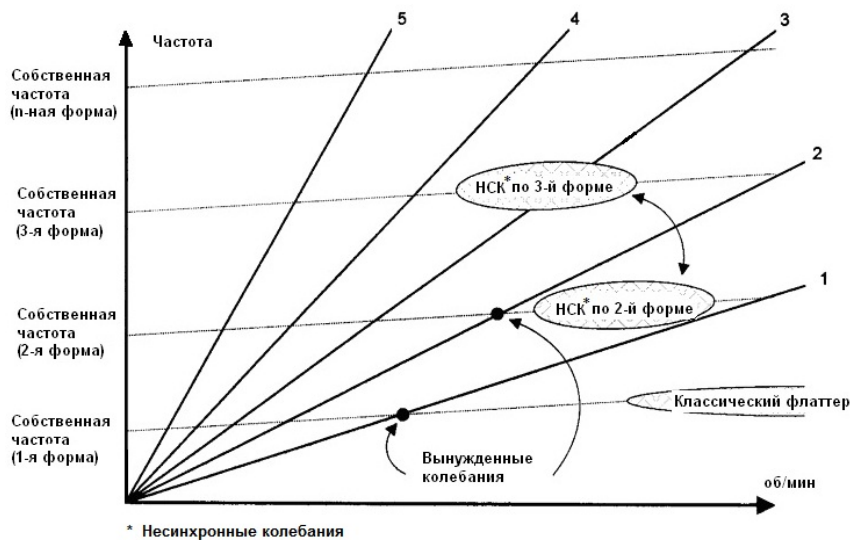


Рис. 6. Классификация типов аэроупругих колебаний

Несмотря на то, что оба явления имеют место при оборотах, не кратных частоте вращения вала, поведение рабочего колеса при флаттере существенно отличается от его поведения при несинхронных колебаниях, которые носят резонансный характер. Кроме того, многие типы флаттера, о которых сообщали представители двигателестроительных компаний, представляли собой несинхронные колебания. Поэтому в публикациях за последние 15 – 20 лет многие случаи несинхронных колебаний просто не были выявлены [6].

Таким образом, проведя анализ аэроупругих процессов по схеме, предложенной в работе [6], можно заключить, что рассмотренный пример относится к типу несинхронных аэроупругих колебаний.

Библиографический список

1. Селезнев В.Г., Головченко И.Ю., Ильинская О.И. Об интерпретации результатов фазовых измерений при исследовании колебаний рабочих колёс турбомашин // Научные труды (Вестник МАТИ). 2014. № 25 (97). С. 57-65.
2. Магнус К. Колебания: Введение в исследование колебательных систем. М.: Мир, 1982. 304 с.
3. Селезнев В.Г., Павлов Ю.И., Ильинская О.И. Особенности анализа результатов стендовых испытаний рабочих колёс турбомашин // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия: Машиностроение. 2015. № 1(100). С. 93-100.
4. Скибин В.А., Павлов Ю.И., Попов В.Г., Петров С.Б., Ставицкий А.Л., Кузнецов А.И., Шатохин А.Г., Минеев Б.И., Антонов А.Н., Селезнев В.Г., Шеина Н.В., Ханян Г.С. Методы измерения и обработки параметров физических процессов при испытаниях авиационных двигателей и энергетических установок: уч. пособие. М.: Центральный институт авиационного моторостроения, 2007. 302 с.
5. Kielb R.E., Thomas J.P., Barter J.W., Hall K.C. Blade Excitation by Aerodynamic Instabilities: A Compressor Blade Study // Proc. of ASME Turbo Expo 2003. V. 4. P. 399-406. DOI: 10.1115/gt2003-38634
6. Drolet M. Refinement of non-synchronous vibrations prediction in axial compressors. Maîtrise ès sciences appliquées. Montréal, 2010. 114 p.

TYPES OF AEROELASTIC VIBRATIONS OF TURBOMACHINERY BLADED DISCS

© 2017

A. O. Koskin Deputy Head of Department of Dynamic Measurements and Signal Processing;
Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation;
koskin@rtc.ciam.ru

V. G. Seleznev Senior Research Scientist;
Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation;
dep007@rtc.ciam.ru

A real process was analyzed for presence of self-oscillations. Absence of self-oscillations was revealed as its attributes such as progressive wave and beating were not discovered. A model of oscillatory process was proposed on the basis of the kind of oscillograms and the linear superposition theory for several simultaneously excited oscillation modes. In accordance with the theory two vibrations with frequencies equal to 919 and 469 Hz were summed up. As a result of addition of these frequencies and comparison of the derived oscillograms with the real process it was found that the proposed model agrees with the original well enough. Moving further into the process, a third frequency component equal to 1002 Hz originates in addition to those of 465 and 918 Hz. Addition of three frequencies carried out similarly to the first example also yields a satisfactory result. Oscillograms of real and model processes have a similar appearance. The frequency components calculated on the basis of the oscillogram of the model process practically coincided with the real process frequencies. Classification of aeroelastic oscillations was analyzed in order to determine the oscillatory type of the process under investigation. Three main phenomena were distinguished: forced oscillations, flutter and non-synchronous oscillations. Almost all foreign engine companies faced the latter phenomenon, sometimes mistaken for flutter. The analyzed example was labeled as non-synchronous oscillations according to features of non-synchronous oscillations, namely, aliquant rotation frequency and resonant behavior of oscillations.

Oscillations of turbomachinery bladed discs; self-oscillation; linear superposition theory; modeling; non-synchronous oscillations.

Citation: Koskin A.O., Seleznev V.G. Types of aeroelastic vibrations of turbomachinery bladed discs. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 109-114.
DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-109-114

References

1. Seleznev V.G., Golovchenko I.Yu., Il'inskaya O.I. About interpretation of phase measuring results at research of vibrations of turbomachinery bladed discs. *Nauchnye trudy (Vestnik MATI)*. 2014. No. 25(97). P. 57-65. (In Russ.)
2. Magnus K. *Schwingungen*. Stuttgart: Teubner, 1976. 252 p.
3. Seleznev V.G., Pavlov Yu.I., Ilinskaya O.I. Analysis of test results of turbine bladed discs. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2015. No. 1(100). P. 93-100. (In Russ.)
4. Skibin V.A., Pavlov Yu.I., Popov V.G., Petrov S.B., Stavitskiy A.L., Kuznetsov A.I., Shatokhin A.G., Mineev B.I., Antonov A.N., Seleznev V.G., Sheina N.V., Khanyan G.S. *Metody izmereniya i obrabotki parametrov fizicheskikh protsessov pri ispytaniyakh aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok: uchebnoe posobie* [Methods of measuring and processing physical process parameters in testing aviation engines and propulsion systems]. Moscow: Central Institute of Aviation Motors Publ., 2007. 302 p.
5. Kielb R.E., Thomas J.P., Barter J.W., Hall K.C. Blade Excitation by Aerodynamic Instabilities: A Compressor Blade Study. *Proc. of ASME Turbo Expo 2003*. V. 4. P. 399-406. DOI: 10.1115/gt2003-38634
6. Drolet M. Refinement of non-synchronous vibrations prediction in axial compressors. *Maîtriseès sciences appliquées*. Montréal, 2010. 114 p.