

**ГОЛОГРАФИЧЕСКАЯ ИНТЕРФЕРОМЕТРИЯ И РОТОР
СТАТОРНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПРИ АНАЛИЗЕ
КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ КОЛЁС ТУРБОМАШИН****В.Г. Селезнев,
И.Ю. Головченко**Центральный институт
авиационного моторостроения
имени П.И. Баранова (ЦИАМ)Г. , ул. Авиамоторная, 2
111116
dep007@rtc.ciam.ru

В статье рассмотрены два примера применения метода голографической интерферометрии для определения диаметральных форм колебаний вращающихся рабочих колёс турбомашин с учётом ротор статорного взаимодействия.

В первом примере на работающем компрессоре были проведены измерения напряжений в лопатках центробежного колеса. При использовании диффузора необычные колебания с большими амплитудами наблюдались на частоте вращения вблизи 18000 об/мин. Большие напряжения были обусловлены возбуждениями лопаток на относительно высоких частотах. В диапазоне этих частот было проведено исследование колебаний колеса на голографической установке при отсутствии вращения.

В статье для первого примера было показано, что значительные колебания лопаток колеса обусловлены ротор статорным взаимодействием и колебания вращающегося колеса центробежного компрессора совершаются по одному диаметру с окружностью.

Во втором примере изучались колебания колеса турбины на голографической установке и во время стендовых испытаний. При работе колеса турбины в составе ступени было найдено, что опасные напряжения возникают на частоте около 8000 Гц от действия 28-й гармоники. При исследовании этого колеса на голографической установке была обнаружена форма колебаний с семью диаметрами на частоте 7893 Гц. Исходя из этого был сделан вывод, что опасные колебания по форме с семью диаметрами во вращающемся колесе возбуждались в результате ротор статорного взаимодействия.

Ключевые слова: Колебания колёс турбомашин; голографическая интерферометрия; ротор статорное взаимодействие; количество лопаток рабочего колеса и статора

1 Введение

Газодинамическое взаимодействие между вращающимся колесом ротора и неподвижным направляющим аппаратом, называемое ротор статорным взаимодействием, является неотъемлемым явлением в турбомашинах. Это взаимодействие порождает местные нестационарные потоки в турбомашине и является источником силы, действующей на элементы конструкции, такие как рабочие колёса и направляющие аппараты, и может вызвать колебания колёс со значительным уровнем напряжений, если частота возбуждения совпадёт с собственной частотой колеса.

Впервые с проблемой ротор статорного взаимодействия столкнулся Дж. П. Ден-Гартог в 1929 году, когда он исследовал колебания

трубопровода водяной турбины Френсиса, и этот пример был приведён в его книге «Механические колебания» [1]. Дальнейшее развитие тема получила в работе Тайлера и Софрина [2], которые создали теорию излучения шума от осевых турбомашин. В изучение проблемы ротор статорного взаимодействия внес вклад Ф. Кушнер, когда разбирал случаи усталостного разрушения по собственным формам колебаний рабочих колёс центробежных компрессоров [3]. Им были разработаны правила, согласно которым осуществлялась подборка коэффициентов отклика для различных конфигураций рабочих колёс (РК) и направляющих аппаратов (НА). Хотя эти правила были довольно сложны для практического применения, он привёл несколько примеров, когда сопоставление количества

лопаток в РК и количества лопаток в НА позволило объяснить появление или отсутствие некоторых резонансов.

Согласно модификации теории [2], вращающееся поле давления газа порождает в окружном направлении картину с числом диаметров k , определяемым из соотношения

$$nS \pm k = mR, \quad (1)$$

где k – число диаметров;

S – число лопаток направляющего или соплового аппарата;

R – число лопаток рабочего колеса;

n – порядок возбуждающих гармоник во вращающейся системе координат;

m – порядок возбуждающих гармоник в неподвижной системе координат.

Хидео Охаши применил это соотношение для изучения разрушения водяного насоса вследствие ротор статорного взаимодействия [4].

На основании идеи, изложенной в патенте [5], было создано устройство [6], которое путём обработки сигналов с датчиков позволило реализовать общую для всех типов колебаний формулу и выявить в том числе ротор статорное взаимодействие в виде соотношения (1).

Голографическая интерферометрия до сих пор остается практически единственным и относительно дешёвым экспериментальным методом, позволяющим определять формы колебаний исследуемых колёс турбомашин с высоким качеством картин интерференционных полос [7, 8].

2 Экспериментальные исследования и анализ

При исследовании колебаний рабочего колеса центробежного компрессора авторы работы [9] полагали, что особое внимание необходимо уделять таким механизмам возбуждения колебаний лопаток, как аэродинамическая неоднородность потока во входных и выходных элементах проточной полости компрессора, вызывающая резонанс на частотах кратных частоте вращения ротора; флаттер; вращающийся срыв и помпаж компрессора.

Исследования проводили на центробежном компрессоре с рабочим колесом диаметром 400 мм. Колесо имело 28 лопаток, лопаточный диффузор – 19 лопаток. Для компрессора с лопаточным диффузором в интервале частот вращения ротора от 17000 до 18000 об/мин (283 – 300 Гц) появились характерные резонансные

колебания лопатки. Частотный анализ выявил чёткие периодические колебания лопаток колеса с частотами 5650 и 5400 Гц, возбуждаемые 19-ю лопатками диффузора.

Чтобы посмотреть, как ведёт себя колесо на этих частотах, была отснята голографическая интерферограмма не вращающегося колеса при колебаниях с частотой порядка 5500 Гц. На рисунке 1 приведена эта интерферограмма, из которой видно, что колесо колеблется по форме один диаметр плюс окружность.

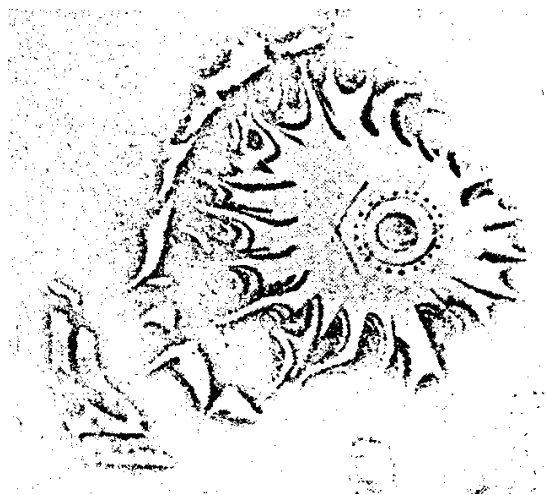


Рисунок 1. Форма колебаний колеса центробежного компрессора с одним узловым диаметром и окружностью

Следует отметить, что амплитуды напряжений в разных лопатках сильно отличаются друг от друга. Это различие нельзя объяснить одной лишь неточностью изготовления. Расчёт методом конечных элементов показал, что причиной высокочастотных колебаний могло послужить взаимодействие лопаток, в особенности различие в отставании по фазе. Эти колебания довольно сильно отличаются от колебаний, вызванных срывным обтеканием лопаток колеса.

Анализируя приведённый пример, исходя из гипотезы ротор статорного взаимодействия [5], на основании соотношения (1), можно записать следующее равенство: $19 \times 3 - 1 = 28 \times 2$, из которого видно, что колебания вращающегося колеса происходят по форме с одним диаметром, а из интерферограммы, показанной на рисунке 1, видно, что колебания колеса происходят по форме один диаметр с окружностью на частоте порядка 5500 Гц.

Таким образом, колебания вращающегося колеса центробежного компрессора возбуждаются в результате ротор статорного взаимодействия 19-й гармоникой и происходят по форме колебаний один диаметр с окружностью.

В качестве второго примера рассматривались колебания вращающегося колеса турбины осевой турбомашины с 35-ю лопатками. Формы колебаний этого колеса, снятые на голографической установке, приведены на рисунке 2. В связи с «необычным» поведением форм колебаний этого колеса в области частот 6000 Гц были проведены подробные исследования поведения его форм колебаний. Было зафиксировано два вида поведения системы диск – лопатки. В первом случае система совершала колебания как единое целое

и лопатки являлись как бы продолжением диска. Во втором случае имели место отдельно колебания диска и отдельно колебания лопаточного венца. При этом в обоих случаях колебания происходили с одним и тем же количеством диаметров. Так, для одного диаметра с окружностью система диск – лопатки колеблется с частотой 7098 Гц, а на частоте 7278 Гц имеют место колебания полотна диска без окружности по лопаткам. Для двухдиаметровой формы с окружностью колебания системы происходят на частоте 8508 Гц, ортогональная форма которой имеет частоту 8574 Гц. Для формы с тремя диаметрами колебания системы происходят на частоте 11365 Гц, ортогональная форма которой имеет частоту 11508 Гц.

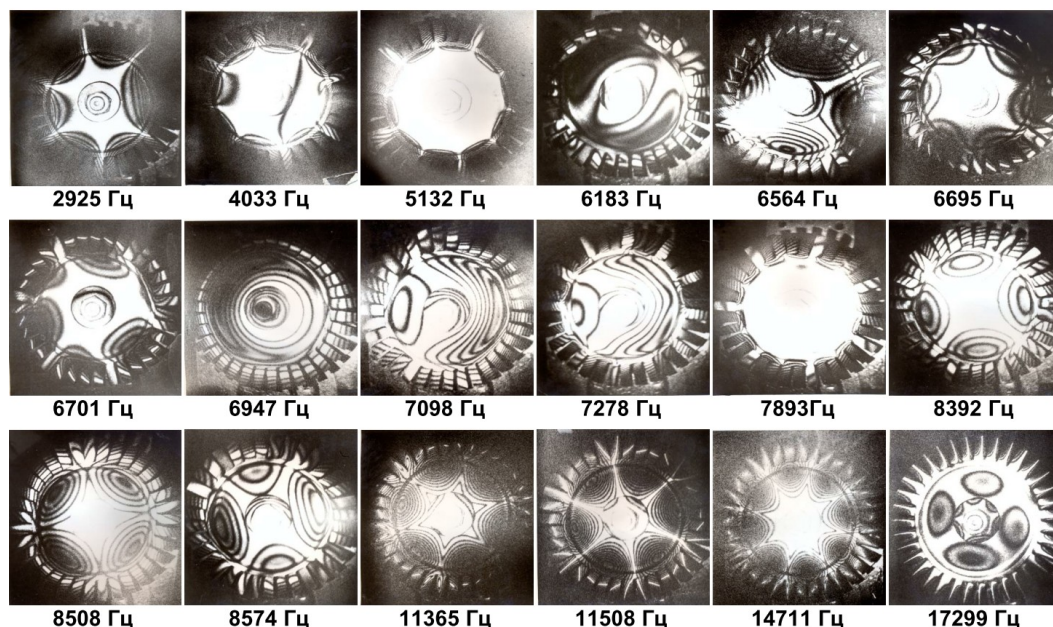


Рисунок 2. Голографические интерферограммы форм колебаний колеса турбины, снятые в частотном диапазоне 1 – 19 кГц

Исходя из проведенного анализа, можно прийти к заключению, что, когда имеется «развитое» полотно диска и относительно маленькие лопатки, происходит разделение колебаний полотна диска и лопаточного венца. В то же время система диск – лопатки может также совершать колебания как единое целое. При этом лопатки являются как бы продолжением диска.

Для полученных частот и форм колебаний был построен график спектра колебаний колеса турбины, приведенный на рисунке 3.

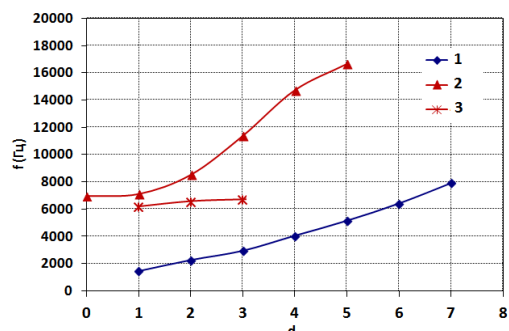


Рисунок 3. Спектр колебаний колеса турбины:

1 – семейство диаметральных форм; 2, 3 – семейства диаметральных форм с окружностью

При исследовании колеса в составе ступени на разгонном стенде было обнаружено, что опасные напряжения с частотой приблизительно 8000 Гц возникают от действия 28-й гармоники – по количеству лопаток направляющего аппарата (рисунок 4).

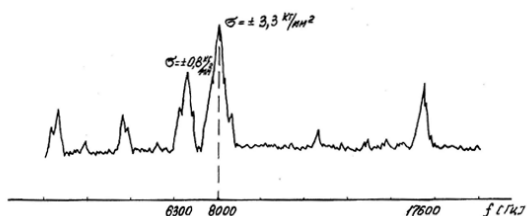


Рисунок 4. Спектр переменных напряжений в лопатке при натуральных испытаниях

При детальном исследовании колебаний этого колеса на голографическом стенде на частоте 7893 Гц (рисунок 2) была обнаружена форма с семью узловыми диаметрами, принадлежащая первому семейству в спектре колебаний колеса турбины (рисунок 3). Подробное исследование колебаний колеса было предпринято, в том числе, и с целью нахождения форм колебаний, которые были бы наиболее близки к частоте 8000 Гц, определённой на работающей ступени (рисунок 4).

Анализируя второй пример и исходя из гипотезы ротор статорного взаимодействия, можно записать следующее равенство: $28 + 7 = 35$, из которого видно, что колебания вращающегося колеса происходят по форме с семью диаметрами, которые возбуждаются 28-й гармоникой.

3 Заключение

1. Впервые на примере исследования колебаний колёс методом голографической интерферометрии при отсутствии вращения было показано, что на вращающихся колёсах при ротор статорном взаимодействии существует диаметрально-симметричная форма колебаний, зафиксированная в виде экспериментально полученных картин интерференционных полос.

2. Равенство, существующее между количеством лопаток и числом узловых диаметров, позволяет однозначно указать на

источник возбуждения колебаний рабочего колеса турбомашин.

3. Представляется целесообразным перед установкой исследуемого колеса в компрессор или турбину турбомашин исследовать его на предмет определения форм колебаний в стационарных условиях.

Список использованных источников

[1] Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания / Дж. П. Ден-Гартог // Пер. с 4-го америк. изд. М.: Физматгиз, 1960. - 580 с.

[2] Tyler J.M., Sofrin T.G. Axial flow compressor noise studies // SAE Transactions. - 1962. - V. 70. - P. 309-332. DOI: 10.4271/620532.

[3] Kushner F. Disk vibration – rotating blade and stationary vane interaction // Journal of Mechanical Design. - 1980. - V. 102(3). - P. 579-584. DOI: 10.1115/1.3254788.

[4] Ohashi H. Case study of pump failure due to rotor-stator interaction // International Journal of Rotating Machinery. - 1994. - V. 1. - № 1. - P. 53-60. DOI: 10.1155/S1023621X94000059.

[5] Селезнев В. Г., Головченко И. Ю. Способ определения характеристики колебательного движения элемента турбомашин: патент РФ № 2538427; опубл. 10.01.2015; бюл. № 1.

[6] Селезнев В. Г., Головченко И. Ю., Матюхин Д.В. Устройство для анализа динамических процессов в рабочих колесах турбомашин: патент РФ № 2659428; опубл. 02.07.2018; бюл. № 19.

[7] Селезнев В. Г., Установка для измерения перемещений методом голографической интерферометрии / В. Г. Селезнев, Н. Д. Соболев, В. В. Яковлев // Заводская лаборатория. - 1971. - Т. 37. - № 8. - С. 979-980.

[8] Коскин А. О., Исследование форм и частот колебаний бандажированного колеса вентилятора на голографической установке и в составе двигателя на испытательном стенде / А. О. Коскин, В. Г. Селезнев // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). Специальный выпуск, подготовленный по материалам международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». - Самара, 2014. - № 5(47). - Ч. 2. - С. 109-114.

[9] Haupt U., Rautenberg M. Blade vibration measurements on centrifugal compressors by means of telemetry and holographic interferometry // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. - 1984. Vol. 160(1). - P. 70-78. DOI: 10.1115/1.3239553.

APPLICATION OF HOLOGRAPHIC INTERFEROMETRY FOR STUDY ROTOR STATOR INTERACTION IN TURBOMACHINES

In article take up two examples application of holographic interferometry for investigation modes vibrations spinning bladed discs of engines and analysis vibrations taking into account rotor stator interaction.

In the first example blade vibration measurement on operating compressor were carried out to investigate the extent of blade excitation of impeller. Interesting responses of the radial blades to the excitation were obtained with the compressor with the cambered vane diffuser. Unusual and unexpected significant resonance peaks of blade were observable when rotating frequency is near 18000 rpm with maximum stress amplitudes. A vibration test at rest using holographic interferometry was carried out by taking an interferogram of the impeller with one diameter and circle.

In present paper for the first example was shown that strong impeller vibration excited by the diffuser vanes is due to interaction between impeller and diffuser vanes and spinning impeller oscillated with mode one diameter and circle.

In the second example vibrations wheel of turbine was investigated on holographic test stand and during spinning test. At work turbine wheel consisting of stage was find out that dangerous stresses with frequency about 8000 Hz arise from the action of 28 harmonic. At investigation of this wheel on the holographic stand was find mode with 7 diameters on the frequency 7893 Hz.

Strong turbine vibration excited stator vines is due to interaction between turbine wheel and stator vines. As a result spinning turbine wheel oscillated with mode 7 diameters.

Key words: *Vibration bladed discs turbomachines; holographic interferometry; rotor-stator interaction; number rotor's and stator's blades*

**Valeriy G. Seleznev,
Ivan Yu. Golovchenko**

Central Institute of Aviation Motors
(CIAM)
Aviamotornaya Street, 2,
Moscow, Russian Federation
111116
dep007@rtc.ciam.ru

References

- [1] Den Hartog, J.P. (1956), *Mechanical vibrations*, 4th ed., McGraw-Hill Book Company, New York, USA, 437 p.
- [2] Tyler, J.M. and Sofrin, T.G. (1962), "Axial flow compressor noise studies", *SAE Transactions*, vol. 70, pp. 309-332. DOI: 10.4271/620532.
- [3] Kushner, F. (1980), "Disk vibration – rotating blade and stationary vane interaction", *Journal of Mechanical Design*, vol. 102(3), pp. 579-584. DOI: 10.1115/1.3254788.
- [4] Ohashi, H. (1994), "Case study of pump failure due to rotor-stator interaction", *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 1, no. 1, pp. 53-60. DOI: 10.1155/S1023621X94000059.
- [5] Seleznev, V.G. and Golovchenko, I.Ju. (2015), Sposob opredeleniya kharakteristiki kolebatel'nogo dvizheniya elementa turbomashin [Method to determine characteristic of oscillating motion of turbomachine element], Russia, Pat. № 2538427.
- [6] Seleznev, V.G., Golovchenko, I.Ju. and Matjukhin, D.V. (2018), Ustroystvo dlya analiza dinamicheskikh protsessov v rabochikh kolesakh turbomashin [Device for analysis of dynamic processes in impellers of turbine machines], Pat. № 2659428.
- [7] Seleznev, V.G., Sobolev, N.D. and Yakovlev, V.V. (1971), "Ustanovka dlya izmereniya peremeshcheniy metodom golograficheskoy interferometrii" [Installation for measuring displacements using holographic interferometry], *Zavodskaya Laboratoriya* [Factory Laboratory], vol. 37, no. 8, pp. 979-980.
- [8] Koskin, A.O. and Seleznev, V.G. (2014), "The study of shrouded fan vibration modes and frequencies on a holograph and as a part of the engine on the test rig", *Vestnik of the Samara State Aerospace University*, no. 5(47), part 2, pp. 109-114.
- [9] Haupt, U. and Rautenberg, M. (1984), "Blade vibration measurements on centrifugal compressors by means of telemetry and holographic interferometry", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 160, no. 1, pp. 70-78. DOI: 10.1115/1.3239553.