DOI: 10.15593/2224-9982/2020.61.03

УДК 621.45.026.8

А.Д. Куракин

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

ВЛИЯНИЕ ТРЕНИЯ НА ВИБРАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОТОРНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ЗАДЕВАНИИ РОТОРА О СТАТОР

Эксплуатация систем, в которых есть вращающиеся элементы, в определенных случаях сопряжена с возникновением контакта между вращающимися частями (ротором) и неподвижными частями (статором). Известны случаи, когда задевание ротора о статор приводило к повреждению или к полному разрушению агрегата. В связи с чем задевание ротора о статор является одной из основных проблем роторных систем.

Целью описанного в данной работе исследования является получение детальных экспериментальных данных о влиянии трения на вибрационное поведение ротора в процессе задевания ротора о статор. Приведена методика экспериментального исследования динамического поведения ротора при контакте со статором, имеющим различные фрикционные характеристики, проведена серия экспериментов и выполнен анализ экспериментальных данных, полученных при задевании стального ротора о статорные элементы, изготовленные из алюминия, бронзы и фторопласта. Все приведенные результаты в экспериментах с задеванием сравниваются с результатами эксперимента без задевания с использованием диаграмм Кэмпбелла, орбит и амплитудно-частотных характеристик.

Анализ экспериментальных данных показывает, что трение в значительной мере влияет на динамическое поведение ротора. В зависимости от величины коэффициента трения различается три основных поведения ротора: синхронное скольжение при низком значении коэффициента трения, обратное обкатывание при высоком и виброударное движение при промежуточном значении коэффициента трения.

Разработанная экспериментальная методика и полученные экспериментальные данные о динамическом поведении ротора при контакте со статором могут быть использованы для верификации и отработки расчетных методик.

Ключевые слова: роторная динамика, роторная система, анизотропия жесткости опор, задевание ротора о статор, экспериментальные исследования, диаграмма Кэмпбелла, амплитудно-частотная характеристика, трение, субгармоника, супергармоника, радиальный зазор.

A.D. Kurakin

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

EFFECT OF FRICTION ON VIBRATIONAL CHARACTERISTICS OF ROTOR SYSTEM DURING ROTOR-STATOR INTERACTION

Systems operation which include rotating elements in certain cases is associated with occurrence of contact between the rotating parts (rotor) and the stationary parts (stator). There were cases then rotor-stator interaction led to damage or to complete unit destruction. For this reason, rotor-stator interaction is one of the main problem of rotor systems exploitation.

The main aim of the work is to gather detail data about effect of friction on vibrational characteristics of rotor system during rotor-stator interaction. In this article the experimental investigation method and experimental investigation of dynamic behavior of rotor during rotor-stator interaction is presented. The analysis of experimental data obtained during interaction between steel rotor and stator made of aluminum, bronze and PTFE is presented. All results with rotor-stator contact and without were compared by using Campbell diagrams, orbits and frequency responses.

Analysis of experimental data shows that friction has strong effect on vibrational characteristics of rotor system during rotor-stator interaction. According to friction ratio three kinds of vibrational characteristics of rotor system are distinguished: forward slipping if friction coefficient is small, backward rolling if friction coefficient is big, vibratory impact motion if friction coefficient has intermediate value.

Created experimental method and gathered data about rotor dynamics during rotor-stator contact can be used for verification and tuning of mathematical models.

Keywords: rotor dynamics, rotor system, support anisotropy, rotor-stator rubbing, experimental investigation, Campbell diagram, frequency response, friction, subharmonic, superharmonic, radial clearance.

Введение

Роторные машины, основным узлом которых является вращающийся в опорах вал с закрепленными на нем элементами (роторная система), – обширный класс машин тяжелого машиностроения, энергетики, двигателестроения, приборостроения. Снижение вибрации роторных машин – необходимое условие их надежной и безопасной эксплуатации [1].

При детальном рассмотрении роторных систем авиационных двигателей становится очевидным, что одним из основных параметров, влияющих на их эффективность, является радиальный зазор между торцом лопатки и статором, который влияет на перетекание потока в периферийном сечении лопатки. В связи с постоянно растущими требованиями к топливной эффективности авиационных двигателей значение радиального зазора часто увеличивают до предельно возможного. При уменьшении радиального зазора растет вероятность контакта между лопаткой и статором, что может привести к повреждению, сильному износу контактирующих поверхностей, снижению эффективности по причине увеличения перетекания рабочего тела на торце лопатки, а в некоторых случаях может привести к частичному или полному разрушению конструкции. Некоторые катастрофические события, произошедшие по причине задевания ротора о статор, приведены в работах¹ [2–5].

В 1973 г. National Transportation Safety Board (NTSB) сообщила о случае полного разрушения двигателя самолета DC-10 по причине взаимодействия между лопатками вентилятора и корпусом вентилятора².

Отклонение от нормального режима работы роторных машин вызывает изменение спектра вибрации. Это широко используется для диагностики технического состояния изделий, в частности в турбостроении и авиационной технике [6–8]. Эффективность методов вибрационной диагностики зависит от правильного выбора параметров, поддающихся

выделению на фоне помех, присущих измерению вибраций, и наиболее чувствительных к диагностируемым дефектам.

В работе [9] приводится обширный анализ публикаций на тему моделирования задевания ротора о статор и классификация моделей по признаку задевания ротора о голый статор (статор без истираемого покрытия), ротора о корпус с истираемым покрытием без износа и ротора с истираемым покрытием с учетом износа. Указывается, что на вибрационное поведение ротора при контакте со статором в значительной мере влияют коэффициент трения между контактирующими поверхностями и износ в месте контакта.

Целью настоящей работы является исследование влияния трения на динамическое поведение ротора при контакте со статором.

Методика экспериментального исследования

Экспериментальное исследование проводилось на модельной роторной установке (рис. 1) [10–14], в конфигурации позволяющей осуществлять задевание ротора о статор.

Основные элементы установки смонтированы на раме 3, которая закреплена на основании 1. Ротор установки представляет собой стальной вал 6 диаметром 20 мм с закрепленным на нем диском массой 4 кг. Вал ротора закреплен в опорных узлах 7 и 12. Каждый из них представляет собой закрепленный на раме корпус, в котором установлен двухрядный шариковый подшипник. Ротор приводится во вращение асинхронным двигателем 4, который соединяется с валом 6 через упругую муфту 5. Для моделирования задевания и исследования влияния трения на динамическое поведение ротора при контакте со статором на раму 3, посередине между опорными узлами 12 и 7, установлен опорный узел 10, в который вместо подшипника устанавливается втулка – имитатор статора 2 (рис. 2), в зависимости от требований эксперимента втулка – имитатор статора может быть изготовлена из материала с требуемыми фрикционными характеристиками.

Установка препарирована двумя парами вихретоковых датчиков, установленных в крон-

¹ Aircraft accident report-national airlines, Inc. DC-10-10, N60NA. Near Albuquerque, New Mexico. November 3, 1973, NTSB-AAR-75-2. Washington: National Transportation Safety Board, 1975. 58 p.

² Там же.

Рис. 1. Схема (а) и внешний вид (б) экспериментальной установки: 1 – основание; 2 – виброопора; 3 – рама; 4 – электродвигатель; 5 – упругая муфта; 6 – вал; 7, 12 – опоры; 8 – диск; 9, 11 – кронштейны с вихревыми датчиками; 10 – корпус с втулкой – имитатором статора

Рис. 2. Втулка, имитирующая статор:
1 – корпус, закрепленный на раме установки;
2 – втулка – имитатор статора; 3 – вал ротора

штейнах 9 и 11 (см. рис. 1) и измеряющих две компоненты радиальных виброперемещений вала u_x и u_y в горизонтальном и вертикальном направлениях соответственно. Кроме того, на каждой опоре ротора и на корпусе с втулкой – имитатором статора установлено по три акселерометра, измеряющих виброускорения в горизонтальном и вертикальном направлениях и под углом 45° к горизонтали. Происходит также фиксация частоты вращения.

Установка имеет систему управления экспериментом и регистрации параметров на базе модулей National Instruments. Управление экспериментом и обработка результатов изме-

рений осуществляются с помощью программного обеспечения, разработанного в среде LabView [15]. Система управления обеспечивает изменение частоты вращения ротора по заданному закону, регистрацию и обработку сигналов с акселерометров и датчиков перемещений, а также контроль частоты вращения. Результаты эксперимента могут быть представлены в виде временных функций перемещений и ускорений, амплитудно-частотных характеристик (АЧХ), а также в виде диаграмм Кэмпбелла.

В соответствии с целью экспериментального анализа проведена серия экспериментов:

- 1) раскрутка отбалансированного ротора без задевания ротора о статор;
- 2) раскрутка разбалансированного ротора с задеванием об алюминиевый имитатор статора;
- 3) раскрутка разбалансированного ротора с задеванием об фторопластовый имитатор статора;
- 4) раскрутка разбалансированного ротора с задеванием об бронзовый имитатор статора.

Результаты экспериментального исследования

Результаты экспериментального исследования представлены в виде диаграмм Кэмпбелла, амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) и орбит.

В ходе анализа экспериментальных данных, полученных в эксперименте без задевания, выявлено, что модельная роторная установка имеет анизотропию жесткости опор, что выражается в наличии двух резонансных режимов по форме колебания (два пика на АЧХ) (рис. 3) на частотах 2915 и 3100 об/мин, также об анизотропии жесткости опор свидетельствует эллиптическая форма орбиты ротора. На выносках орбит (см. рис. 3) можно наблюдать прямую прецессию ротора (вращение против часовой стрелки, точкой обозначено начало построения орбиты) на частоте 2876 об/мин, вырождение траектории в линию на первом критическом режиме на частоте 2941 об/мин, обратную прецессию (вращение по часовой стрелке) на закритическом режиме на частоте 2976 об/мин, вырождение траектории в линию около второго критического режима на

3053 об/мин, прямую прецессию на частоте 3386 об/мин.

На диаграмме Кэмпбелла (рис. 4) не наблюдается какой-либо закономерности в возбуждении (повышенная амплитуда) супер- и субгармоник, хаотический характер возбуждения супер- и субгармоник может свидетельствовать о дефектах в подшипниках качения роторной установки.

В эксперименте с задеванием об алюминиевую втулку имитатора статора на АЧХ (рис. 5) также наблюдается два пика, свидетельствующих об анизотропии жесткости системы на частотах 2725 и 2905 об/мин, изменение частот резонансных режимов в сравнении с экспериментом без задевания свидетельствует об изменении жесткости системы вследствие задевания, также по причине задевания происходит усечение пиков АЧХ. На орбитах (см. рис. 5) можно наблюдать: прямую прецессию на частоте 2663 об/мин, вырождение орбиты в линию на частоте 2780 об/мин, но, поскольку орбита построена на участке, когда происходит задевание ротора о статор, орбита имеет форму цифры 8, так как во время соударения происходит обкат ротора по статору, на частоте 3240 об/мин наблюдается прямая прецессия.

Рис. 3. График АЧХ, полученных с датчиков u_y и u_x и орбиты в эксперименте без задевания

Рис. 4. Диаграмма Кэмпбелла в эксперименте без задевания

Рис. 5. График АЧХ, полученных с датчиков u_y и u_x и орбиты в эксперименте с задеванием об алюминиевый имитатор статора

На диаграмме Кэмпбелла (рис. 6) в диапазоне частот вращения от 2850 до 2920 об/мин (область обведена) наблюдается возбуждение гармоник с кратностью $1x$, что может свидетельствовать о задевании ротора о статор, так как на данных частотах на диаграмме Кэмп-

белла в эксперименте без задевания такого возбуждения гармоник не наблюдалось.

В эксперименте с задеванием о фторопластовый имитатор статора на АЧХ (рис. 7) наблюдаются сильно смазанные пики, размах виброперемещений постоянно растет, что связано

Рис. 6. Диаграмма Кэмпбелла в эксперименте с задеванием об алюминиевый имитатор статора

Рис. 7. График АЧХ, полученных с датчиков u_y и u_x и орбиты в эксперименте с задеванием о фторопластовый имитатор статора

с износом фторопластовой втулки имитатора статора. На всех орбитах наблюдается прямая прецессия ротора. Также отсутствует вырождение орбит в линию, что может быть связано с задеванием в крайних точках орбиты, во время контакта происходит изменение жесткости системы и смещение резонансного ре-

жима, вектор силы меняет направление с нормального на касательное к поверхности статора (по направлению прямой прецессии); так как энергии недостаточно для поддержания синхронного скольжения, короткий контакт приводит только к частичному уширению орбит на частотах 3093 и 3199 об/мин (см. рис. 7),

при увеличении энергии в системе ротор будет стремиться к более полному синхронному скольжению по статору, что можно наблюдать на частоте 3692 об/мин. На диаграмме Кэмпбелла (рис. 8) наблюдаются две зоны упорядоченного возбуждения супер- и субгармоник в большом диапазоне частот колебания (зоны обведены и обозначены 1 и 2), что можно считать характерным признаком задевания ротора о статор, так как в эксперименте без задевания на данных частотах на диаграмме Кэмпбелла такого возбуждения супер- и субгармоник не наблюдалось.

В эксперименте с задеванием о бронзовый имитатор статора на АЧХ (рис. 9) пики также сильно размазаны, на всех орбитах наблюдается прямая прецессия, вырождение траектории также не происходит, однако можно наблюдать большее уширение орбит по сравнению с экспериментом с задеванием о фторопластовую втулку. В то же время характерной особенностью АЧХ (см. рис. 9) является резкий спад амплитуды колебаний на частоте 3280 об/мин по сравнению с АЧХ (см. рис. 7), что может свидетельствовать о том, что в эксперименте с задеванием о фторопластовую втулку больший коэффициент трения приводит к возникновению самовозбуждающихся колебаний, которые растут с ростом частоты вращения, а в эксперименте с задеванием

о бронзовую втулку коэффициент трения меньше, чего недостаточно для поддержания самовозбуждающихся колебаний. На диаграмме Кэмпбелла (рис. 10) наблюдается две зоны упорядоченного возбуждения супер- и субгармоник в большом диапазоне частот колебания (зоны обведены и обозначены 1 и 2), что можно считать характерным признаком задевания ротора о статор, так как в эксперименте без задевания на данных частотах на диаграмме Кэмпбелла такого возбуждения супер- и субгармоник не наблюдалось.

Заключение

Проведена серия экспериментальных исследований с задеванием ротора о втулку имитатора статора, изготовленную из разнородных материалов: алюминия, фторопласта и бронзы. Результаты экспериментальных исследований с задеванием были сравнены с результатами экспериментального исследования без задевания и выявлены следующие закономерности:

– контактное взаимодействие со статором приводит к появлению в спектре вибраций ротора не только высших гармоник, но и пиков, для которых частота колебаний выше и ниже частоты вращения и не кратна ей; такие пики возникают при виброударном движении ротора;

Рис. 8. Диаграмма Кэмпбелла в эксперименте с задеванием о фторопластовый имитатор статора

Рис. 9. График АЧХ, полученных с датчиков u_y и u_x и орбиты в эксперименте с задеванием о бронзовый имитатор статора

Рис. 10. Диаграмма Кэмпбелла в эксперименте с задеванием о бронзовый имитатор статора

– при задевании ротора о статор на диаграмме Кэмпбелла и АЧХ появляются описанные выше характерные изменения, которые могут служить диагностическими признаками при вибрационной диагностике;

– анизотропия жесткости системы приводит к появлению двух пиков на АЧХ;

– на динамику ротора при контакте со статором очень сильно влияет величина коэффициента трения между ротором и статором: при малом значении коэффициента трения может происходить прямое синхронное скольжение ротора по статору, при большем значении может возникать самовозбуждающееся вибро-

ударное движение, которое будет приводить к росту амплитуды колебания с ростом частоты вращения, при больших значениях коэффициента трения может возникать явление обката ротора по статору.

Для более точного определения критериев перехода от одного явления к другому необходимо провести больше эксперимен-

тальных исследований с втулками – имитаторами статора, изготовленными из материалов с различными фрикционными характеристиками.

Полученные экспериментальные данные о динамическом поведении ротора при контакте со статором могут быть использованы для верификации расчетных методик.

Библиографический список

1. Кельзон А.С., Журавлев Ю.Н., Январев Н.В. Расчет и конструирование роторных машин. – Л.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
2. Bently D. Fundamentals of rotating machinery diagnostics. – NW, USA: Bently pressurized bearing press, 2002. – 726 p.
3. Muszynska A. Rotordynamics. – NW, USA: Taylor & Francis Group, 2005. – 1054 p.
4. Загреддинов И.Ш., Костюк А.Г., Трухний А.Д. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 5–15.
5. Банах Я.Л. Проблемы колебаний и устойчивости роторных систем // Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем: сб. тр. XVIII Междунар. симп.; ИМАШ РАН. – М., 2015. – С. 34–41.
6. Русов В.А. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам / Вибро-Центр. – Пермь, 2012. – 200 с.
7. Вибрационная диагностика технического состояния ГТД в составе газоперекачивающих агрегатов / А.А. Дегтярев, М.Е. Колотников, В.Г. Кульчихин [и др.] // Вестник Моск. авиац. ин-та. – 2001. – № 4. – С. 12–28.
8. Раннее обнаружение и локализация скрытых дефектов узлов ГТД по данным многомерного дискриминантного анализа корпусной вибрации / А.Г. Соколова, Ф.Я. Балицкий, Г.В. Долаберидзе [и др.] // Вестник научно-технического развития. – 2013. – № 11. – С. 50–59.
9. A review on dynamic characteristics of blade-casing rubbing / H. Ma, F. Yin, Y. Guo, X. Tai [et al.] // Springer. – 2015. – № 84. – 36 p.
10. Нихамкин М.Ш., Семенов С.В., Мехоношин Г.В. Экспериментальное исследование демпфирования колебаний двухвальной роторной системы газотурбинного двигателя // Фундаментальные исследования. – 2014. – № 11, ч. 2. – С. 280–284.
11. Experimental investigation of rotor dynamics in aircraft engine with two-axis stiffness anisotropy of supports / S.V. Semenov, M.Sh. Nikhamkin, O.V. Korepanova [et al.] // 29th Cong. of the Int. Council of the Aeronautical Sci., ICAS. – 2014. – P. 4.
12. Twin shaft rotor system vibration damping experimental investigation / M.S. Nikhamkin, S.V. Semenov, G.V. Mekhonoshin [et al.] // Applied Mechanics and Materials. – 2015. – Vol. 752–753. – P. 918–921.
13. Особенности модального анализа роторов с цанговыми соединениями деталей / М.Ш. Нихамкин, Г.В. Мехоношин, С.В. Семенов [и др.] // Фундаментальные исследования. – 2015. – № 10, ч. 2. – С. 280–288.
14. Лабораторный комплекс для проведения экспериментов по роторной динамике / А.Д. Куракин, Л.В. Воронов, Г.В. Мехоношин [и др.] // Современные наукоемкие технологии. – 2016. – № 12–2. – С. 258–262.
15. Семенов С.В., Мехоношин Г.В. Информационно-измерительная система управления модельной двухвальной роторной установкой // Инновационные технологии: теория, инструменты, практика (InnoTech 2013). – Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2013. – С. 88–91.

References

1. Kelzon A.S., Zhuravlev Ju.N., Janvarev N.V. Raschet i konstruirovaniye rotornykh mashin [Calculation and design of rotary machines]. Leningrad.: Mashinostroeniye, 1977, 288 p.
2. Bently D. Fundamentals of rotating machinery diagnostics. Bently pressurized bearing press / D. Bently. NW, USA, 2002, 726 p.
3. Muszynska A. Rotordynamics. NW, USA: Taylor & Francis Group, 2005, 1054 p.
4. Zagretidinov I.Sh., Kostyuk A.G., Trukhniy A.D. Razrushenie turboagregata 300 MVt Kashirskoy GRES: prichiny, posledstviya i vyvody [Destruction of the 300-MW turbine-generator unit at the Kashira district power station: Causes, consequences, and conclusions]. Thermal Engineering, 2004, no. 5, pp. 5-15.

5. Ya.L. Banakh. Problemy kolebaniij i ustojchivosti rotornykh system [Oscillation problems and rotary systems stability]. Proceedings of the XVIII Int. Symposium «Dinamika vibroudarnykh (silno nelinejnykh) sistem». Moscow: IMASH RAN, 2015, pp. 34-41.
6. Rusov V.A. Diagnostika defektov vrashhajushhegosja oborudovanija po vibracionnym signalam [Diagnostics of rotating equipment defects by vibration signal]. Perm: Vibro-Center, 2012, 200 p.
7. Degtjarev A.A., Kolotnikov M.E., Kulchikhin V.G. Vibracionnaja diagnostika tekhnicheskogo sostojanija GTD v sostave gazoperekachivajushhikh agregatov [Vibration diagnostics of the technical condition of gas turbine engines as part of gas-compressor unit]. Aerospace MAI Journal, 2001, no. 4, pp. 12-28.
8. Sokolova A.G., Balitskiy F.Ya., Dolaberidze G.V. Rannee obnaruzhenie i lokalizacija skrytykh defektov uzlov GTD po dannym mnogomernogo diskriminatnogo analiza korpusnoj vibracii [Early detection and localization of hidden gas turbine engines defects based on multidimensional discriminant analysis of case vibration]. Bulletin of Scientific and Technical Development, 2013, no. 11, pp. 50-59.
9. Hui Ma. A review on dynamic characteristics of blade-casing rubbing / Hui Ma, Fanli Yin, Yuzhu Guo, Xingyu Tai [et al.]. Springer, 2015, no. 84, 36 p.
10. Nikhamkin M.Sh., Semenov S.V., Mekhonoshin G.V. Ehksperimentalnoe issledovanie dempfirovaniya kolebaniij dvukhval'noj rotornoj sistemy gazoturbinnogo dvigatelja [Experimental investigation of vibration damping of gas turbo engine twin shaft rotor system]. Fundamental research, 2014, no. 11, part 2, pp. 280-284.
11. Semenov S.V. Experimental investigation of rotor dynamics in aircraft engine with two-axis stiffness anisotropy of supports / S.V. Semenov, M. Sh. Nikhamkin, O.V. Korepanova [et al.] // 29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, ICAS, 2014, 4 p.
12. Nikhamkin M.S. Twin Shaft Rotor System Vibration Damping Experimental Investigation / M.S. Nikhamkin, S.V. Semenov, G.V. Mekhonoshin [et al.] // Applied Mechanics and Materials, 2015, vol. 752-753, pp. 918-921.
13. Nikhamkin M.Sh., Mekhonoshin G.V., Semenov S.V. Osobennosti modalnogo analiza rotorov s cangovymi soedinenijami detalej [Specifics of rotors with collet clamping parts modal analysis]. Fundamental research, 2015, no. 10, part 2, pp. 280-288.
14. Kurakin A.D., Voronov L.V., Mekhonoshin G.V. Laboratornyj kompleks dlja provedenija ehksperimentov po rotornoj dinamike [Laboratory complex for experiments on rotor dynamics]. Modern high technologies, 2016, no. 12-2, pp. 258-262.
15. Semenov S.V., Mekhonoshin G.V. Informacionno-izmeritelnaja sistema upravlenija modelnoj dvukhval'noj rotornoj ustanovkoj [Twin-shaft rotor test rig information control system]. International Internet Conference of Young Scientists, Graduate Students and Students "Innovatsionnyye tekhnologii: teoriya, instrumenty, praktika (InnoTech 2013)", Perm, PNRPU, 2013, pp. 88-91.

Об авторе

Куракин Антон Дмитриевич (Пермь, Россия) – аспирант, инженер кафедры «Авиационные двигатели» ФГБОУ ВО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: Kurakin_ad@mail.ru).

About the author

Anton D. Kurakin (Perm, Russian Federation) – PhD Student, Engineer of Aircraft Engines Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: Kurakin_ad@mail.ru).

Получено 27.05.2020