



DYNAMICS AND VIBROACOUSTICS

Volume 3, No 1

noise
optimization **acoustics**
robotics control systems
pneumatics fluid power
hydraulics vehicles efficiency
transmissions mechatronics
pulsation automation vibration
CAD/CAE aerospace
modeling

published by
Samara State Aerospace University

<http://dynvibro.ru>



Главный редактор

Шахматов Е.В. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Заместители главного редактора:

Ермаков А.И. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Хейкки Х. - профессор, руководитель лаборатории интеллектуальных машин, Технологический университет г. Лаппеенранта (г. Лаппеенранта, Финляндия).

Технический редактор

Гафуров С.А. - к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Ответственный секретарь

Мухаметзянова М.А. - Самарский университет (г. Самара, РФ).

Российские члены редакционного совета:

Гимадиев А. Г. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Белоусов А.И. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Балакин В.Л. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Кныш Ю.А. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Хаймович А.И. - д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Паровой Ф.В. - к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Матвеев С.Г. - к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Макарьянц Г.М. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Завершинский И.П. - д.ф.-м.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Иголкин А.А. - д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Крючков А.Н. - д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Прокофьев А.Б. - д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Свербилов В.Я. - к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Берестовицкий Э.Г. - д.т.н., профессор, главный акустик НПО «Аврора» (г. Санкт-Петербург, РФ);

Майзель А.Б. - д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный университет кино и телевидения (г. Санкт-Петербург, РФ);

Фесина М.И. - к.т.н., профессор, ТГУ (г. Тольятти, РФ).

Иностранные члены редакционного совета:

Вакка А. - доцент, исследовательский центр гидравлических систем университета Пурдью (г. Вест-Лафайетт, штат Индиана, США);

Джонстон Д.Н. - профессор, университет г. Бат (Великобритания);

Круз П. - профессор, руководитель отдела пневмогидравлических и мехатронных систем, университет г. Линчёпинг (Швеция);

Линияма М. - профессор технологического университета г. Тампере (Финляндия);

Мюренхоф Х. - профессор, Рейнско-Вестфальский технический университет г. Ахен (Германия);

Рафиков М. - профессор, федеральный университет АВС (г. Сан-Паоло, Бразилия);

Стелсон К. - профессор, университет Миннесоты (США);

Стричек Я. - профессор, Вроцлавский технологический университет (г. Вроцлав, Польша);

Шайдл Р. - профессор, университет Йохана Кеплера г. Линц (Австрия).

Editor-in-Chief

E.V. Shakhmatov - *D.Eng.Sc., prof. (SSAU, Samara, Russian Federation).*

Deputy Editors-in-Chief:

A.I. Ermakov - *D.Eng.Sc, prof. (SSAU, Samara, Russian Federation);*

H. Handroos - *prof., Head of the laboratory of smart machines, Lappeenranta University of Technology (Lappeenranta, Finland).*

Technical Editor

S.A. Gafurov - *Can.Eng.Sc. (SSAU, Samara, Russian Federation).*

Executive Editor

M.A. Mukhametzhanova *(SSAU, Samara, Russian Federation).*

Editorial office russian members:

A.G. Gimadiev - *D.Eng.Sc., prof. (SSAU, Samara, Russian Federation);*

A.I. Belousov - *D.Eng.Sc., prof. (SSAU, Samara, Russian Federation);*

V.L. Balakin - *D.Eng.Sc., prof. (SSAU, Samara, Russian Federation);*

Yu.A. Knysh - *D.Eng.Sc., prof. (SSAU, Samara, Russian Federation);*

A.I. Khaimovich - *D.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation);*

F.V. Parovay - *Can.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation);*

S.G. Matveev - *Can.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation);*

E.G. Berestovitsky - *D.Eng.Sc., prof., Aurora Scientific and Production Association JSC chief acoustician (St. Petersburg, Russian Federation);*

I.P. Zavershinsky - *Dr. Phys.-Math.Sci., prof. (SSAU, Samara, Russian Federation);*

A.A. Igolkin - *D.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation);*

A.N. Kryuchkov - *D.Eng.Sc., prof. (SSAU, Samara, Russian Federation);*

G.M. Makaryants - *D.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation);*

A.B. Prokofyev - *D.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation);*

V.Ya. Sverbilov - *Can.Eng.Sc., associate professor (SSAU, Samara, Russian Federation);*

A.B. Meisel - *Eng.Sc., prof.(St.Petersburg State University of Film and Television, St. Petersburg, Russian Federation);*

M.I. Fesina - *Can.Eng.Sc., prof.(TSU, Tolyatti, Russian Federation).*

Editorial office foreign members:

A.Vacca - *associate professor (Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA);*

D.N. Johnston - *professor (University of Bath, Bath, United Kingdom);*

P.Cruz - *professor, head of the pneumatichydraulic and mechatronic systems department (Linköping University, Linköping, Sweden);*

M. Liniyama - *professor (Tampere University of Technology, Tampere, Finland);*

H. Myurenhof - *professor (RWTH Aachen University, Aachen, Germany);*

M. Rafikov - *professor (Universidade Federal do ABC (UFABC), Sao Paulo, Brazil);*

Ya. Strichek - *professor (The University of Wrocław (UWr), Wrocław, Poland);*

K. Stelson - *professor (University of Minnesota, Minneapolis and St. Paul, Minnesota, United States).*

R. Shaydl - *professor (Johannes Kepler University, Linz, Austria).*

ЦЕЛИ И ТЕМАТИКИ ЖУРНАЛА

Журнал «Динамика и виброакустика» публикует теоретические и прикладные оригинальные научно-исследовательские работы в области, обусловленной названием журнала а также в областях, смежных с ним. Все работы проходят предварительное рецензирование.

Целью журнала является стимулирование дискуссий, формирование научно-информационной среды и распространение идей в области динамики и виброакустики различных систем.

Тематика работ, публикуемых в нашем журнале, посвящена:

- **системам управления:** адаптивному и оптимальному управлению; автоматизированному управлению; энергетическим системам и управлению ими; гидравлическим системам управления; интеллектуальному управлению; управлению движением;

- **вибрации:** вибрации систем с постоянными и дискретными параметрами; линейным и нелинейным вибрациям; модальному анализу; динамике конструкций; подавлению вибрации; пассивным и активным методам демпфирования;

- **акустике:** акустической эмиссии; борьбе с шумом и пульсациями рабочей среды;

- **пульсациям давления:** вопросам взаимодействия рабочей среды и твёрдых границ; течениям, вызывающих повышенный уровень шума и вибрации; течению в каналах и трубах; течению в биологических системах; струям; мультифазному течению; гидродинамике надводных и подводных аппаратов; турбулентности и волнам; динамике;

- **динамике машин:** поведению систем; долговечности; надёжности; процессам проектирования и изготовления; мехатронным системам; энергетическим установкам; робототехническим системам; транспортным средствам.

PURPOSES AND SCOPE

The Journal of Dynamics and Vibroacoustics publishes peer-reviewed theoretical and applied original scholarly articles, Research Papers, Technical Briefs, and feature articles in the traditional areas implied by its name, as well as papers in interdisciplinary areas.

The purpose of our journal is to disseminate information in dynamics and vibroacoustics of interest to researchers and designers in engineering, medicine, computer science, chemistry and others. The majority of papers present original analytical, numerical or experimental results and physical interpretation of lasting scientific value. Other papers are devoted to the review of recent contributions to a topic, or the description of the methodology and/or the physical significance of an area that has recently matured.

Area of interests include but is not limited to:

- **control systems:** adaptive and optimal control; computer control; distributed parameter systems and control; energy systems and control; fluid control systems; intelligent control; motion controls;

- **vibration:** vibration of continuous and lumped parameter systems; linear and non-linear vibrations; modal analysis; structural dynamics; vibration suppression and isolation; passive and active damping;

- **acoustics:** acoustic emission; noise control; structural acoustics;

- **pressure pulsation:** fluid-structure interaction; flow induced noise and vibration; bubbly flows; cavitations; compressible flows; duct and pipe flows; flows in biological systems; fluid-structure interaction; jets; multiphase flows; naval hydrodynamics; turbulence and wakes; instrumentation and components;

- **dynamics:** machinery dynamics; rotor dynamics; combined and coupled behavior; durability; reliability; system design and manufacturing; optimization; manufacturing technology; mechatronics; power systems; production systems; robotics, transportation systems.

СОДЕРЖАНИЕ

СИСТЕМА СБОРА И ОБРАБОТКИ ИНФОРМАЦИИ О ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ В ГАЗОВОЗДУШНОМ ТРАКТЕ ГТД ПРИ ДОВОДОЧНЫХ ИСПЫТАНИЯХ <i>Секисов Ю.Н., Гимадиев А.Г.</i>	6
ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МНОГОВАЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДОВ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ИНТЕГРАЛЬНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АКУСТИЧЕСКОЙ АКТИВНОСТИ <i>Парфиевич А.Н.</i>	20
VIBRATIONS OF SOIL AND FOUNDATION DUE TO RAILWAY, BLAST AND IMPACT LOADING <i>L. Auersch</i>	27
ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ В ПРОСТРАНСТВЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКОГО УРАВНЕНИЯ СИСТЕМЫ ТРЕТЬЕГО ПОРЯДКА <i>Прокофьев А.Б., Сафонов С.В.</i>	39
ВИБРОАКУСТИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ ОТКРЫТОГО (НЕГЕРМЕТИЧНОГО) ИСПОЛНЕНИЯ <i>Лысенко Е.А., Бернс В.А.</i>	47

CONTENT

MEASURING AND PROCESSING DATA SYSTEM FOR DYNAMIC PROCESSES IN THE GAS TURBINE ENGINE GAS-AIR PATH DURING DEVELOPMENT TESTS <i>Yurij N. Sekisov, Asgat G. Gimadiev</i>	6
DIAGNOSTICS OF TECHNICAL CONDITION OF MULTISHAFT RACK GEARS ON THE BASIS OF THE ANALYSIS OF INTEGRAL INDICATORS OF ACOUSTIC ACTIVITY <i>Andrey N. Parfiievich</i>	20
VIBRATIONS OF SOIL AND FOUNDATION DUE TO RAILWAY, BLAST AND IMPACT LOADING <i>L. Auersch</i>	27
STUDY OF THIRD-ORDER SYSTEM STABILITY IN THE SPACE OF CHARACTERISTIC EQUATION COEFFICIENTS <i>Andrey B. Prokofev, Sergey V. Safonov</i>	39
VIBROACOUSTIC DIAGNOSTICS OF OPEN-TYPE (UN-PRESSURIZED) SPACECRAFTS <i>Evgeniy A. Lysenko, Vladimir A. Berns</i>	47

СИСТЕМА СБОРА И ОБРАБОТКИ ИНФОРМАЦИИ О ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ В ГАЗОВОЗДУШНОМ ТРАКТЕ ГТД ПРИ ДОВОДОЧНЫХ ИСПЫТАНИЯХ

Исследования газодинамической устойчивости ГТД являются важнейшим этапом его доводочных испытаний, направленных на обеспечение надёжности создаваемого двигателя. Доводочные работы осложняются тем, что устойчивость двигателя зависит от взаимодействия многих функциональных узлов, включая компрессор, камеру сгорания, турбину, а также от режима его работы и значительного числа внешних факторов. Цель статьи - обеспечить процесс испытаний средствами получения более полной информации о газодинамических процессах, протекающих в проточной части двигателя. Это может ускорить выявление недостатков конструкции, выработку мероприятий по их устранению и сократить сроки доводки, а на завершающем этапе испытаний установить с большей точностью фактическую границу устойчивости созданного двигателя. Для повышения достоверности определения начальной стадии возникновения срывных процессов в проточной части двигателя предложен новый подход к выбору контролируемых параметров - изгибных колебаний рабочих лопаток и пульсаций давления. Рассмотрена обобщенная структура системы сбора информации на основе средств, обеспечивающих работоспособность используемых датчиков в экстремальных условиях их эксплуатации, а также необходимые динамические характеристики системы. Раскрыты принципы построения таких систем и дано описание функционирования системы. Раскрыты возможности системы по определению срывных явлений, показаны варианты вычисления параметров, характеризующих изгибные колебания пера лопатки, показаны варианты представления результатов наблюдений в графической форме. Указано на перспективу использования предложенных средств при штатной эксплуатации двигателя.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, доводочные испытания, газодинамическая устойчивость, срывные процессы, вращающийся срыв, пульсации давления, колебания рабочих лопаток, радиальный зазор, датчики.

Ю.Н. Секисов

Институт проблем управления
сложными системами РАН
ул. Садовая, 61,
г. Самара, 443020,
Российская Федерация

А.Г. Гимадиев,

Самарский государственный
аэрокосмический университет
Московское шоссе, 34,
г. Самара, 443123,
Российская Федерация,
sekisov@iccs.ru

1. Введение

Завершающим этапом создания ГТД являются доводочные испытания (ДИ), цель которых - отработка рабочего процесса двигателя и его конструкции для обеспечения заявленных параметров и требуемой надёжности [1]. Длительность ДИ для авиационного двигателя может достигать 5-6 лет и включает стендовые и летные испытания значительного числа опытных экземпляров.

Оценка надёжности двигателя выполняется в ходе специальных испытаний, в номенклатуру которых входят

испытания по проверке запасов газодинамической устойчивости [2, 3]. Следует отметить, что потеря газодинамической устойчивости двигателя является одним из наиболее опасных отказов авиационной силовой установки и при эксплуатации двигателя работа на режимах, при которых рабочая точка на характеристике компрессора располагается вблизи границы устойчивости, недопустима. В этой связи более точное определение границы устойчивости при исследовании факторов, влияющих на срывные процессы в газо-воздушном тракте (ГВТ) создаваемого двигателя, является актуальной задачей.

Испытания на газодинамическую устойчивость двигателя являются наиболее сложными, так как их результаты зависят от взаимодействия компрессора, камеры сгорания и турбины, а также от влияния внешних факторов. На различных режимах работы и при изменяющихся внешних условиях нет однозначной связи между параметрами рабочего процесса и моментом возникновения срывных явлений. Поэтому предсказание их по изменению только одного физического параметра не обеспечивает требуемой достоверности.

В качестве основного источника информации о срывных процессах в ГВТ используются пульсации давления в сечениях ГВТ. Так, высокочастотные пульсации давления на выходе компрессора указывают на возможный вращающийся срыв в межлопаточных каналах рабочих колёс, а низкочастотные пульсации большой амплитуды – о возникновении помпажа. Так как на пульсации давления от срывных процессов могут накладываться пульсации, вызванные другими факторами, то использование пульсаций давления для обнаружения начальной стадии зарождения срывных явлений в качестве основного источника информации недостаточно. Использование дополнительной информации о параметрах двигателя позволяет повысить достоверность обнаружения срывных процессов в ГВТ. Так в [4] для определения вида, места возникновения, частотных характеристик срывных процессов используется уровень и частотный спектр вибраций на статоре компрессора в области лопаточных венцов рабочих колёс. В общем случае пульсации давления, повышенный уровень вибраций статора являются косвенными параметрами и свидетельствуют о наличии уже наступившего срывного процесса, однако их недостаточно для обнаружения начальной стадии его зарождения.

Предлагается для определения начальной стадии зарождения срывных процессов в ГВТ дополнительно к информации о пульсациях давления использовать

информацию о колебаниях торцов рабочих лопаток компрессора. Действительно, изгибные колебания пера лопатки являются «прямым», первичным параметром от действия аэродинамических сил, возникающих при отрыве потока от поверхности пера лопатки.

Цель статьи – демонстрация возможностей технических средств, использующих в качестве основного источника информации для обнаружения начальной стадии срывных процессов в ГВТ колебания торцов рабочих лопаток компрессора в сочетании с информацией о пульсациях давления в ГВТ.

Рассматриваются принципы построения систем сбора и обработки информации о процессах в ГВТ (ССОИ-ГВТ), их обобщенная структура, особенности работы при сборе информации на различных режимах работы двигателя, а также их возможности в случае использования при штатной эксплуатации двигателя. Более полная информация о процессах в ГВТ позволит своевременно внести доработки конструкции, расширить границы устойчивой работы двигателя и сократить сроки его доводки.

2. Особенности, структура и функционирование измерительных каналов ССОИ-ГВТ

Следует отметить, по крайней мере, два фактора, усложняющих получения первичной информации о процессах непосредственно в ГВТ. Во-первых, неблагоприятная газо-воздушная среда для размещения датчиков, температура которой в зоне турбины превышает 1000 °С. Во-вторых, высокая скорость протекания регистрируемых процессов. Так, частота высокочастотных пульсаций давления достигает нескольких кГц, а окружная скорость перемещения торцов рабочих лопаток составляет 300 – 400 м/с. Предлагаемые технические средства сохраняют работоспособность в среде ГВТ двигателя и обладают достаточным

динамическими характеристиками, позволяющими вести сбор и первичную обработку информации в реальном времени.

2.1. Принципы построения систем

1) В качестве основного информационного параметра для обнаружения срывных явлений в ГВТ используются колебания торцов лопаток рабочих колёс, так как угол отклонения торца относительно замка лопатки является первичным параметром, изменяющимся в связи с изгибом пера лопатки пропорционально аэродинамической силе, возникающей при её обтекании воздушным потоком.

2) Для повышения точности идентификации срывных процессов анализируется совокупное поведение нескольких измеряемых параметров (изгибные колебания торцов лопаток, пульсации давления).

3) В качестве первичного преобразователя для получения информации об изгибных колебаниях рабочих лопаток используется оригинальный одновитковый вихретоковый датчик (ОВТД) [5], который позволяет дополнительно получить информацию о величине радиального зазора (РЗ) между торцом каждой лопатки контролируемого рабочего колеса и статором компрессора. Величина РЗ оказывает прямое влияние на устойчивость. Увеличение РЗ по концам лопаток компрессора высокого давления на 1 % может привести к уменьшению коэффициента запаса устойчивости на (3...8) % [6]. Анализ устойчивости разрабатываемого двигателя должен проводиться с учётом имеющихся РЗ.

4) Необходимое быстродействие канала обнаружения изгибных колебаний лопаток при окружной скорости торцов лопаток 300...400 м/с достигнуто за счёт оригинального способа получения информации с датчика, при котором процесс преобразования выполняется в течение однократного «опросного» импульса

питания датчика, длительностью порядка 0,5 мкс [5].

5) В качестве измерителя пульсаций давления использован оригинальный зонд с датчиком и подводным каналом, в котором применён акустический корректирующий элемент, исключающий отражённые волны и резонансные явления, снижающие точность измерения [7].

6) Предусматривается возможность адаптации предлагаемых методов и средств измерения параметров для решения задач диагностики и управления при штатной эксплуатации двигателя.

2.2. Функциональная структура технических средств

Предлагаемые технические средства позволяют создавать системы различной сложности для стендовых и бортовых испытаний на стадии доводки ГТД. Технические средства обеспечивают сбор первичной информации, преобразование их в цифровой код с помощью стандартных аналого-цифровых преобразователей типа L-Card и ввод в персональный компьютер (ПК), последующую обработку с целью определения контролируемых параметров и состояния ГВТ. Общий вид структуры системы сбора и обработки информации показан на рисунке 1.

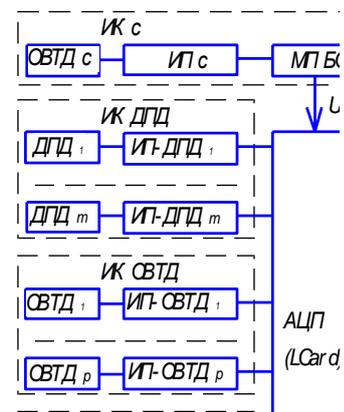


Рисунок 1. Обобщенная структурная схема системы сбора и обработки информации о процессах в ГВТ

Средства получения информации об однородных параметрах объединены в соответствующие группы - измерительные каналы (ИК). Система содержит ИК для датчиков пульсаций давления ДПД₁...ДПД_м, одновитковых вихретоковых датчиков ОВТД₁...ОВТД_р, датчиков температуры ДТ₁...ДТ_п и канал синхронизации с одновитковым вихретоковым датчиком ОВТД_с (m, n, p – число соответствующих датчиков).

ИК содержит соответствующие измерительные преобразователи (ИП) по числу установленных на двигатель датчиков. Сложность ССОИ определяется общим числом ИП, зависящим от чисел выбранных сечений в ГВТ и установленных в нём датчиков в соответствие с принятой программой испытаний¹.

В ПК реализуется алгоритм управления сбором информации, вычисляются измеряемые параметры, формируются их временные зависимости, выполняется накопление данных и диагностика состояния ГВТ.

2.3. Работа измерительного канала синхронизации

Сбор и последующая обработка информации со всех измерительных каналов производится с привязкой к «системному» времени и к угловому положению ротора компрессора. Измерительный канал синхронизации (ИК_с) обеспечивает распределение всех результатов измерений, выполняемых в системе, на единой угловой оси « b » 0... 360 градусов, соответствующей полному обороту ротора компрессора. Первичным источником информации ИК_с является ОВТД_с, функционирующий с установленной на валу ротора немагнитной «меткой». ОВТД_с размещается так, чтобы при вращении вала чувствительный элемент датчика взаимодействовал с «меткой», в результате чего измерительный

преобразователь вырабатывает одиночный импульс, передний фронт которого принимается за начало угловой координаты лопаточного колеса $b=0$. Увеличение b идёт в направлении противоположном вращению ротора. Положительной особенностью применения ОВТД_с в канале синхронизации в сравнении с традиционными электромагнитными датчиками частоты вращения (ДЧВ) является независимость формы и амплитуды сигнала датчика в функции угла b при изменении частоты вращения ротора, что повышает точность определения «нулевого» углового положения ротора на шкале текущего «системного» времени.

Микропроцессорный блок обработки (МПБО) (см. рисунок 1) информации ИК_с содержит таймер, формирующий «системное» время t . Моменты времени t_k прохождения угловой координаты $b=0$ на каждом обороте k фиксируются в памяти ПК. Сигнал U_c обеспечивает синхронизацию работы аналого-цифрового преобразователя с периодом вращения ротора. Два примыкающих момента времени t_{k-1} и t_k позволяют на обороте номер k определить длительность периода вращения ротора T_k и среднюю угловую скорость вращения V_k за один оборот $T_k = t_k - t_{k-1}$, $V_k = 360/T_k$.

Минимальная длительность периода вращения ротора T_{\min} ограничена максимальной частотой вращения ротора N_{\max} конкретного ГТД $T_{\min} = 60/N_{\max}$.

По угловой скорости вращения двух примыкающих оборотов $k-1$ и k определится среднее угловое ускорение ротора на обороте k $q_k = (V_k - V_{k-1})/T_k = 360 \cdot (1 - T_k/T_{k-1})/T_k^2$.

Введём текущее время t_{ki} в пределах оборота k , изменяющееся от 0 до T_k .

Примем ускорение q_k в пределах оборота k неизменным. Преобразование сигналов с ИК

¹ При описании принципа действия системы будем придерживаться минимального числа ИП в ИК.

в код является дискретным во времени. Моменты опроса ИК с номерами i фиксируются на шкале времени текущего оборота k ротора. Это позволяет для t_{ki} , при котором зафиксированы данные, вычислять угловое положение ротора b_{ki} , соответствующее этому моменту времени

$$b_{ki} = V_k \cdot t_{ki} + q_k \cdot t_{ki}^2 / 2. \quad (1)$$

Таким образом, в блоке обработки ИК_с формируется информация о времени съёма всех данных с ИП и об угловом положении ротора в t_{ki} .

2.4. Работа измерительных каналов с датчиками пульсации давления

Датчика пульсаций давления не может быть установлен в ГВТ двигателя непосредственно в точке измерения из-за высоких температур, уровня вибраций, а также из-за больших его габаритов. Поэтому подключение датчика к точке измерения производится при помощи подводящего канала. Наличие подводящего канала приводит к значительному искажению передаваемой к датчику информации о переменной составляющей давления из-за резонансных явлений. Повышения точности измерения пульсаций давления при этом можно добиться акустической коррекцией динамических характеристик подводящего канала [7]. Подводящий волновод, датчик пульсаций давления и акустический корректирующий элемент в совокупности образуют зонд пульсаций давления, частотные характеристики которого определяются заранее до его установки на двигатель на специальном стенде пульсирующих давлений [8]. В качестве преобразователя давления использован индуктивный дифференциальный датчик ДМИ-10 [9], сигнал с выхода которого преобразовывается в блоке АЦП в цифровой код «С». В зависимости от величины абсолютного давления и уровня пульсаций для испытываемого двигателя в качестве преобразователя давления могут

использоваться другие датчики давления, например ДПД ОКБ «Сигнал», фирмы РСВ (США), PS2001 ООО «ГлобалТест» [10].

По известной частотной функции преобразования, получаемой при градуировке зонда на стенде, вычисляется измеряемое давление в точке контроля.

Число датчиков давления в сечении и число контролируемых сечений выбирается с учётом предполагаемой неоднородности давления в потоке газа².

2.5. Работа измерительных каналов с вихретоковыми датчиками

Одновитковый вихретоковый датчик с чувствительным элементом (ЧЭ) в виде одиночного проводника [11] имеет монолитную сварную конструкцию, обеспечивающую работоспособность в экстремальных условиях окружающей среды в компрессоре и турбине. Датчик устанавливается на статор так, чтобы ЧЭ находился над лопаточным венцом контролируемого колеса компрессора (турбины) и был заглублен в статор относительно внутренней поверхности порядка на 0,5 мм. При вращении рабочего колеса торцы лопаток с номером g (рисунок 2) проходят зону чувствительности датчика $b_{ч}$ и вызывают изменение его индуктивности L , которое преобразуется в напряжение и далее в цифровой код «С» в дискретные моменты времени t_i .

Величина индуктивности L вихретокового датчика зависит от расстояния до лопатки. В качестве меры удалённости принято расстояние r от центра чувствительного элемента до геометрического центра торцевой поверхности лопатки. С уменьшением r индуктивность датчика уменьшается, а код сигнала с ИП увеличивается. За пределами

² Для иллюстрации принципа работы системы будет использовано по одному датчику давления в сечениях перед кольцевой КС.

зоны чувствительности индуктивность датчика не изменяется.

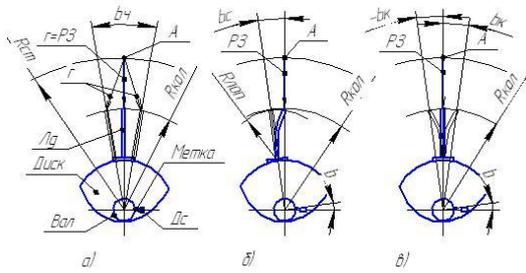


Рисунок 2. Варианты прохода торца лопатки L_g зоны чувствительности датчика, установленного в точку А статора: а) положения вектора r в зоне чувствительности b_q ; б) отклонение торца рабочей лопатки при статическом изгибе b_c ; в) отклонения торца при колебаниях пера лопатки b_k

Линейная протяженность зоны чувствительности b_q датчика в направлении вращения торца лопатки близка к величине диаметра D_d торцевой части датчика. При заданном радиусе лопаточного венца рабочего колеса $R_{кол}$ определяется угловая зона чувствительности b_q датчика в направлении вращения ротора $b_q = \frac{360}{2\pi R_{кол}} \cdot D_d$.

Интервал времени $\Delta t = t_{i-1} - t_i$ фиксации кодов АЦП (шаг дискретизации) выбирается таким, чтобы в зоне чувствительности датчика (рисунок 3) количество отсчетов кода было не менее $I_{зч}$ при максимальной частоте вращения ротора N_{max} . В результате минимальное время $T_{зч min}$, в течение которого торец лопатки находится в зоне чувствительности датчика, и соответствующий интервал времени Δt определяются следующими выражениями

$$T_{зч min} = \frac{T_{min}}{360} \cdot b_q, \quad \Delta t = \frac{T_{зч min}}{I_{зч}} = \frac{T_{min}}{360 I_{зч}} \cdot b_q.$$

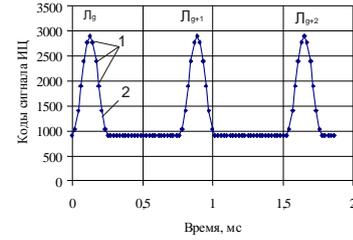


Рисунок 3. Зависимость выходного сигнала ИЦ с ОВДТ при прохождении торцов лопаток L_g, L_{g+1} и L_{g+2} зоны чувствительности датчика: 1 - цифровые коды «С» в момент съема информации с датчика (ромбические точки); 2 - цифровой эквивалент « $C_s(t)$ », соответствующий непрерывному изменению индуктивности датчика под воздействием перемещающегося торца лопатки (тонкая линия)

Минимальное значение r является радиальным зазором (PЗ) между торцом лопатки и статором, а зависимость $C_s(t)$ в этот момент времени t_m имеет максимальное значение $C_{эм}$. Код $C_{эм}$ и время t_m позволяют вычислить угловое положение торца лопатки bc как при статическом изгибе пера (рисунок 2,б), так и при его колебаниях b_k (рисунок 2,в).

В общем случае моменты времени, при которых отсчитываются значения кода C_i не совпадают с максимумом зависимости $C_s(t)$. Известны алгоритмы [5], обеспечивающие вычисление t_m и $C_{эм}(t)$ с использованием аппроксимирующей зависимости $C_a(t)$, построенной по полученным значениям кода в заданные моменты времени в зоне b_q . Учитывая «колоколообразный» вид и «гладкость» функции $C_s(t)$, будет достаточно для построения зависимости $C_a(t)$ в виде полинома второго порядка использовать три значения кода в области экстремального значения $C_s(t)$

$$C_a = A_2 t^2 + A_1 t + A_0 \quad (2)$$

Для реализации алгоритма вычисления экстремального значения кода и момента времени его достижения в последовательности $C_i(t)$ (см. рисунок 3) для лопатки с номером g выбирается три кода (рисунок 4) - наибольший код C_2 , а также код C_1 , предшествующий максимальному значению, и код C_3 , следующий за максимальным значением.

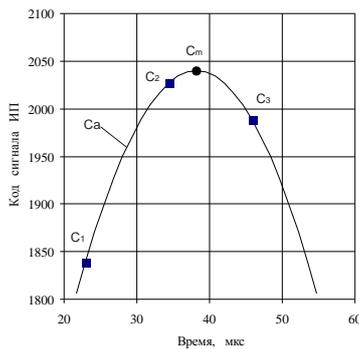


Рисунок 4. Коды в окрестности экстремального сигнала ИП при прохождении торца лопатки с номером g зоны чувствительности датчика

Коэффициенты полинома для выбранных кодов C_1, C_2, C_3 и соответствующих моментов времени t_1, t_2, t_3 определяются следующими выражениями

$$\begin{aligned}
 A_0 &= C_1 - A_2 t_1^2 - A_1 t_1, \\
 A_1 &= \frac{C_2 - C_1}{t_2 - t_1} - A_2 \frac{t_2^2 - t_1^2}{t_2 - t_1}, \\
 A_2 &= \frac{(t_2 - t_1)(C_3 - C_1) - (C_2 - C_1)(t_3 - t_1)}{(t_2 - t_1)(t_3^2 - t_1^2) - (t_2^2 - t_1^2)(t_3 - t_1)}
 \end{aligned} \tag{3}$$

Из равенства $dC_a(t)/dt = 0$ вычисляется время t_m максимума функции $C_a(t)$

$$t_m = -0,5A_1 / A_2. \tag{4}$$

По формулам (3) и (4) в «реальном времени» вычисляются t_{mgk} в течение оборота k ротора для всех лопаток g контролируемого колеса. По величине t_m ,

используя (1), определяется угловое положение b_{gk} торца каждой лопатки g на каждом обороте k ротора двигателя в системе координат колеса.

Изгиб пера лопатки с номером g под действием аэродинамических сил на обороте k будем характеризовать угловым отклонением торца лопатки Δb_{gk} в плоскости вращения контролируемого колеса от углового положения её замка с учётом начального отклонения b_{T3g} торца относительно замка

$$b_{T3g} = b_{Tg} - b_{3g}, \tag{5}$$

где b_{3g} - угловое положение центра замка лопатки с номером g определяется из конструкторской документации и вносится в память ПК; b_{Tg} - начальное положение торца лопатки с номером g в угловой системе координат колеса. Начальное положение b_{Tg} фиксируется в памяти системы во время стартовой прокрутки ротора ГТД, при которой влиянием аэродинамических сил можно пренебречь. Фактический угол отклонения торца относительно замка лопатки под действием аэродинамических сил на обороте k с учётом начального отклонения, рассчитанного по формуле (5), определится следующим выражением $\Delta b_{gk} = b_{gk} - b_{Tg} + b_{3g}$.

По величине t_{mgk} , используя (2), вычисляются экстремальные значения кодов C_{mgk} и по заложенной в систему измерения градуировочной характеристике $C(P3)$ определяется величина радиального зазора $P3_{gk}$ для каждой лопатки на обороте ротора k .

2.6. Работа измерительных каналов с датчиками температуры

Температурные ИК используются для повышения точности ССОИ-ГВТ за счёт

коррекции температурной погрешности ОВТД. Датчик содержит две встроенные термопары типа ХА со стандартной градуировкой, для измерения температуры корпуса датчика и температуры в области чувствительного элемента. Измерительный канал содержит стандартные средства формирования сигнала для последующего преобразования в цифровой код [5]. Температура в области чувствительного элемента близка к температуре внутренней поверхности статора $Q_{ст}$ двигателя и является дополнительным источником информации при анализе характеристик двигателя.

3. Особенности работы ССОИ-ГВТ при обнаружении зоны срывных процессов

Система обеспечивает в реальном времени получение фактических значений приведенных выше параметров ГВТ на различных режимах работы двигателя. Срывные процессы характеризуются развитием во времени и в пространстве. Для начальной стадии срывного процесса характерен вращающийся срыв, который сопровождается колебаниями торцов лопаток, находящихся в зонах срыва контролируемого колеса. Для обнаружения колебаний выполняется непрерывный сбор данных на каждом обороте ротора. Значения вычисленных параметров формируются в соответствующие массивы с привязкой каждого результата к угловому положению контролируемого колеса, которое он занимал в момент съёма данных.

Обнаружение колебаний торцов лопаток осуществляется в результате сравнения углового отклонения торца каждой лопатки относительно углового положения замка на смежных оборотах ротора ($k \dots k+1$, $k+1 \dots k+2$ и т.д.).

На рисунке 5 иллюстрируется имитация ожидаемых угловых отклонений торцов лопаток относительно угловых положений

замков³ при трёхзонном срыве на примыкающих оборотах k , $k+1$, $k+2$.

Показано (см. рисунок 5) смещение зон $Z_1 \dots Z_3$ с колеблющимися лопатками по окружности рабочего колеса в сторону больших угловых значений (против направления вращения). Зависимости на рисунке 5, полученные при реальных испытаниях двигателя, позволят проследить развитие срывного процесса во времени от зарождения срывной зоны, с последующим изменением числа зон и переходом в состояние помпажа.

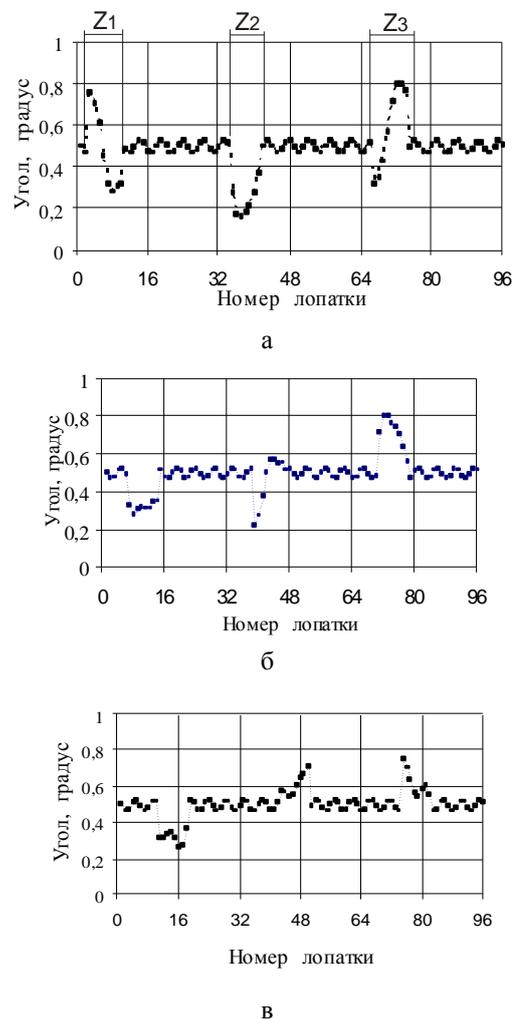


Рисунок 5. Угловые положения торцов лопаток на смежных оборотах РК при вращающемся срыве: а) - оборот РК № k ; б) - оборот РК № $k+1$; в) - оборот РК № $k+2$

³ Результаты получены моделированием колебаний торцов каждой лопатки g .

На рисунке 6 показано изменение углового положения торцов лопаток на последующем обороте по отношению к предыдущему $\Delta b_{g(k+1)-k} = \Delta b_{g(k+1)} - \Delta b_{gk}$. При этом, если фаза колебаний и кратность частот колебаний лопатки совпадает с частотой работы АЦП, то величина отклонения торца лопатки Δb_g на повторном обороте сохранится. В этом случае разность отклонений на двух смежных оборотах будет равна нулю

$$\Delta b_{g(k-1)-k} = 0. \tag{6}$$

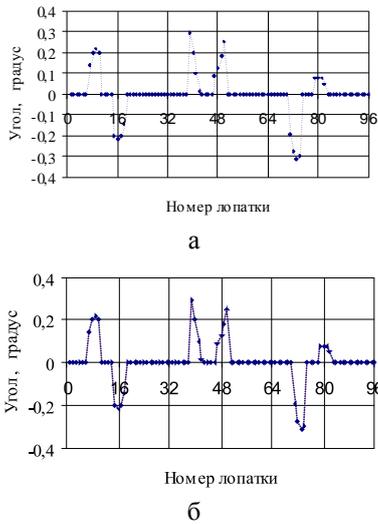


Рисунок 6. Отклонения углового положения торца одноименных лопаток РК на двух смежных оборотах ротора: а) - обороты k+1 – k; б) - обороты k+1 – k+2

Если фаза на втором обороте противоположна, а лопатка на обороте k проходила зону чувствительности с максимальным изгибом, то изменение отклонения $\Delta b_{g(k-1)-k}$ на двух смежных оборотах будет равно удвоенному значению амплитуды колебаний данной лопатки $\Delta b_{g(k-1)-k} = \pm 2\Delta b_{g \max}$.

Таким образом, с учётом зависимости (6) «зональность», показанная на рисунке 5 для $\Delta b_{g(k-1)-k}$ на угловой развертке колеса (см. рисунок 6), не сохраняется. Лопатки, для которых $\Delta b_{g(k-1)-k} \neq 0$, гарантированно колеблются, а часть лопаток, для которых выполняется условие (6), также могут колебаться. Предельные отклонения торцов

всех лопаток колеса за один оборот ротора могут приближаться к средней максимальной амплитуде колебаний лопаток.

В основе алгоритма фиксации начала срывных процессов (начала колебаний торцов лопаток с возрастающей амплитудой) является превышение модуля $\Delta b_{g(k-1)-k}$ некоторого заданного «порогового» значения b_{II}

$$|\Delta b_{g(k-1)-k}| > b_{II}. \tag{7}$$

Операция сравнения (7) выполняется на каждом обороте ротора, для каждой лопатки рабочего колеса и, в случае выполнения неравенства (7), системой вырабатывается сигнал предупреждения о начальной стадии срывных процессов в ГВТ двигателя.

Для исключения формирования «ложного» сигнала о срывных процессах в компрессоре, а также для исследования связей срывных процессов со структурой давлений на выходе компрессора, информация о колебаниях торцов лопаток сопоставляется с изменениями абсолютного давления и пульсациями давления $P(b)$ на входе в КС за оборот ротора. На рисунке 7 приведены зависимости полного давления на выходе компрессора для трех смежных (k, k+1 и k+2) оборотов ротора, полученных синхронно с зависимостями на рисунке 6.

Корреляция формы кривой изменения давления в пределах оборота ротора (см. рисунок 7) с формой гистограммы угловых смещений торцов лопаток (см. рисунок 5) подтверждает наличие срывных процессов и снижает вероятность ложной информации о зарождении срыва.

Участки зависимости $P(b)$, соответствующие прохождению зоны срыва (лопаток с колеблющимися торцами), характерны снижением статического давления и возрастанием пульсаций давления (зоны $Z_1 \dots Z_3$). В промежутках между зонами статическое давление содержит пульсации малой амплитуды, не связанные со «срывными» процессами.

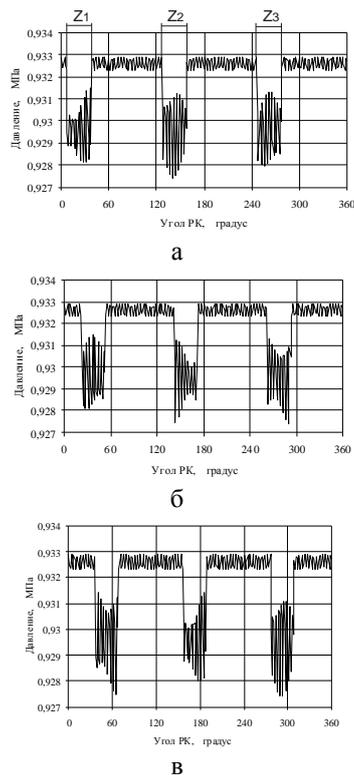


Рисунок 7. Зависимость давления на выходе компрессора за оборот ротора при трёхзонном вращающемся срыве: а) - оборот РК № k ; б) - оборот РК № $k+1$; в) - оборот РК № $k+2$

В случае сохранения условий, при которых возможно дальнейшее развития срывных процессов в компрессоре [12], произойдет расширение зон срыва на рабочем колесе и срыв распространится на весь компрессор, что приведет к «помпажу» и возможному разрушению элементов конструкции двигателя. При помпаже пульсации давления сменяются на низкочастотные и вызовут колебания скорости вращения и ускорений $q_{рот}(t)$ ротора компрессора, которые могут быть использованы в качестве дополнительной информации о наступившем помпаже [13].

Таки образом, совокупность измеряемых системой параметров – колебания торцов рабочих лопаток, пульсаций давления перед КС позволяют надёжно и на ранней стадии зафиксировать момент возникновения срывных процессов при приближении к границе устойчивости, процесс их развития,

а также оценить эффективность противопомпажных средств от начала срывных процессов (помпажа) до момента их устранения.

4. Перспективы применения ССОИ-ГВТ при штатной эксплуатации ГТД

Фактическая величина РЗ на работающем двигателе в процессе штатной эксплуатации не известна. В [5] показано, что с уменьшением РЗ улучшаются характеристики двигателя, включая устойчивость, выбросы, шумность, расход топлива, дальности полета. Следует отметить актуальность темы снижения РЗ на расчётном (крейсерском) режиме полета, когда значение РЗ по оценкам зарубежных специалистов может быть снижено до минимальной величины 0,125 мм [14]. С учётом работы двигателя на переходных режимах выполнение указанного условия возможно лишь на двигателях с активным управлением РЗ по информации с датчиков, установленных непосредственно над лопаточными венцами регулируемых ступеней.

В настоящее время работы по исследованию и разработке двигателей с активным регулированием зазоров и управлением непосредственно по информации с датчиков радиальных зазоров ведутся в странах с развитым двигателестроением [15-21].

Адаптация ССОИ-ГВТ для штатного применения позволит получить информацию о величине РЗ на любом режиме работы двигателя, предупреждать о приближении к опасным зазорам и о зарождении срывных процессов в ГВТ двигателя, а также вести мониторинг за состоянием прочности рабочих лопаток контролируемых рабочих колёс.

5. Заключение

1. Для определения начальной стадии возникновения срывных процессов в проточной части двигателя предложено

контролировать одновременно изгибные колебания рабочих лопаток и пульсации давления на входе в камеру сгорания ГТД.

2. Предложена обобщенная структура системы сбора и обработки информации на основе вихретоковых датчиков колебаний пера лопатки и акустических зондов пульсаций давления с корректирующими элементами, обеспечивающими их работоспособность в условиях повышенных температур.

3. Раскрыты возможности предложенной системы по определению срывных явлений по показаниям двух типов датчиков, показаны варианты вычисления параметров, характеризующих изгибные колебания пера лопатки, и варианты представления результатов наблюдений в графической форме.

4. Представленные технические средства были апробированы при стендовых испытаниях ГТД и их агрегатов для решения частных задач с измерением физических параметров, в частности радиальных зазоров, пульсаций давления и имеют наработку сотни часов в стендовых условиях.

Материал статьи может представить интерес для специалистов в области разработки и испытаний газотурбинных двигателей.

Список использованных источников

[1] ГОСТ 16504-81. Испытания и контроль качества продукции. Основные термины и определения.

[2] Григорьев В.А., Кузнецов С.П., Гишваров А.С., Белоусов А.Н., Бочкарёв С.К., Ильинский С.А., Шепель, В.Т. Испытания авиационных двигателей: учебник для вузов / под общ. ред. В.А. Григорьева и А.С. Гишварова. - М.: Машиностроение, 2009. 504 с.

[3] Испытания и обеспечение надёжности авиационных двигателей и энергетических установок / Под ред. И.И. Онищика: учебник для вузов – М.: Изд-во МАИ, 2004. 336 с.

[4] Кузменко М.Л., Михайлов А.Л., Посадова В.В. Критерии вибродиагностики автоколебаний рабочих лопаток вентилятора ТРДД на основе измерения корпусной вибрации // Контроль, Диагностика. 2008. №1. С. 20-24.

[5] Методы и средства измерения многомерных перемещений элементов конструкций силовых

установок / Под редакцией Ю.Н. Секисова, О.П. Скобелева. - Самара: Изд-во СамНЦ РАН, 2001. 188 с.

[6] Данильченко В.П., Лукачев, С.В. Ковылов Ю.Л., Постников А.М., Федорченко Д.Г., Цыбизов, Ю.И. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей. – Самара: Изд-во СамНЦ РАН, 2008. 620 с.

[7] Шорин В.П., Шахматов Е.В., Гимадиев А.Г., Быстров Н.Д. Акустические методы и средства измерения пульсаций давления. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. 132 с.

[8] Гимадиев А.Г., Быстров Н.Д., Ильинский С.А. Разработка малогабаритного акустического зонда для измерения пульсаций давления в газодинамическом тракте ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета), 2014. № 1. С. 98-106.

[9] Датчики давления индуктивные дифференциальные малогабаритные типа ДМИ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://npmavia.ru/gen/sertifikat.php> (дата обращения: 04.11.2016)

[10] Кирпичев А.А., Симчук А.А., Тищенко Ю.В.. Датчики динамического давления: продукция компании ООО «Глобал-Тест», - М.: Электроника, №1, 2008, С. 88-91.

[11] Секисов, Ю.Н., Скобелев, О.П., Хритин, А.А. Высокотемпературный проводниковый вихретоковый преобразователь: пат. РФ №1394912; 1995. Бюл. № 24.

[12] Корнеев В.М. Теория газотурбинных двигателей. 2011. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://kvs-vm.narod.ru/uchob/GTD.htm>.

[13] Боровик, С.Ю., Райков, Б.К., Секисов, Ю.Н., Скобелев, О.П. Способ обнаружения и оценки помпажных колебаний в компрессорах газотурбинных установок: пат. РФ №2273831; 2008. Бюл. №10.

[14] De Castro, J., Melcher, K. (2004), A Study on the Requirements for Fast Active Turbine Tip Clearance Control Systems // NASA TM—2004-213121; AIAA—2004-4176, 23 p.

[15] Lattime, S. and Steinetz B. (2002), Turbine Engine Clearance Control Systems: Current Practices and Future Directions // 38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Indianapolis, Indiana, July 7-10, 2002.

[16] Steinetz, B., Lattime, S., Taylor, S., DeCastro, J., Oswald, J. and K. Melcher (2005), Preliminary Evaluation of an Active Clearance Control System Concept, 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Tucson, Arizona, July 10-13, 2005.

[17] Lattime, S. and Steinetz, B. (2003), Test Rig for Evaluating Active Turbine Blade Tip Clearance Control Concepts, 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint

Propulsion Conference and Exhibit, Huntsville, Alabama, July 20-23, 2003.

[18] Simon, D., Sanjay Gang, Hunter, G., Ten-Huei Guo, Semega, K. (2004), Sensor Needs for Control and Health Management of Intelligent Aircraft Engines, ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria, 14-17 June, 2004.

[19] Kypuros, J.A., Melcher, K.J. (2003), A Reduced Model for Prediction of Thermal and Rotational Effects on Turbine Tip Clearance, NASA/TM-2003-212226, 32 P.

[20] Melcher, K., Kypuros and Toward, J. (2004), A Fast-Response Active Turbine Tip Clearance Control, NASA TM—2003-212627-REV1, pp. 15- 22.

[21] Steinetz, B., Lattime, S., Taylor, S., DeCastro, J., Oswald, J. and Melcher K. (2005), Evaluation of an Active Clearance Control System Concept, NASA TM—2005-213856; AIAA—2005—3989, 20 p.

MEASURING AND PROCESSING DATA SYSTEM FOR DYNAMIC PROCESSES IN THE GAS TURBINE ENGINE GAS-AIR PATH DURING DEVELOPMENT TESTS

Y.N. Sekisov

RAN Complex Systems Control
Science Institute
Sadovay, 61,
Samara, 443020,
Russian Federation
443020

A.G. Gimadiev

34, Moskovskoe shosse,
Samara, 443086,
Russian Federation
sekisov@iccs.ru

Gas turbine engine dynamic stability research is an important stage of development tests aimed at ensuring its reliability. Finishing work is complicated by the fact that the engine stability depends on the interaction of many functional units, including compressor, combustor, turbine, and also on the mode of its operation and the large number of external factors. Purpose of the article is to ensure the process of testing facilities more information about the running engine gas-dynamic processes. It can speed up the identification of deficiencies in the design, elimination procedures and to reduce the finishing and final stage testing time to establish more accurately the engine stability actual border. To improve the reliability of the determination of the initial stage of occurrence of stall processes running in the engine, a new approach to the selection of monitored parameters – flexural vibrations of rotor blades and the pressure pulsations is proposed. The generalized structure of the system of collecting information on based on means to ensure the efficiency of the sensors used in these extreme conditions, operation, as well as the necessary dynamic performance is considered. Principles of these systems and a description of their operation are disclosed. The possibilities of the system to determine the shear phenomena options for calculating the parameters characterizing the bending vibrations of the blade and examples of presentation the results in graphical form are observed. The future proposed use of funds during normal operation of the engine is indicated.

Keywords: *gas turbine engine, development testing, gas-dynamic stability, separation processes, rotating stall, pressure pulsations, vibrations of rotor blades, radial clearance, sensors.*

References

- [1] GOST 16504-81 Ispytaniya i kontrol' kachestva produktsii. Osnovnye terminy i opredeleniya [Testing and quality control. Basic terms and definitions].
- [2] Grigor'ev, V.A., Kuznecov, S.P., Gishvarov, A.S., Belousov, A.N., Bochkaryov, S.K., Il'inskiy, S.A. and Shepel', V.T. (2009), Ispytaniya aviacionnykh dvigatelej: Uchebnik dlja vuzov [Testing of aircraft engines: A Textbook for high schools], in Grigor'eva, V.A. (ed.) and Gishvarova, A.S. (ed.), Mashinostroenie, Moscow, 504 p.
- [3] Onishchik, I.I. (2004), Ispytaniya i obespechenie nadjozhnosti aviacionnykh dvigatelej i jenergeticheskikh ustanovok [Aircraft engines and power plants testing and reliability ensuring], in Onishchik, I.I. (ed.), Text-book for universities, MAI, Moscow, 336 p.
- [4] Kuzmenko, M.L., Mihajlov, A.L. and Posadova, V.V. (2008), Kriterii vibrodiagnostiki avtokolebanij rabochih lopatok ventiljatora TRDD na osnove izmerenija korpusnoj vibracii [The criteria for self-oscillation vibration diagnostics of fan rotor blades of the turbofan engine, based on the hull vibration measurement], Kontrol', Diagnostika. no. 1, pp. 20-24.
- [5] Sekisov, Yu.N. and Skobeleva, O.P. (2001), Metody i sredstva izmerenija mnogomernykh peremeshhenij jelementov konstrukcij silovykh ustanovok [Methods and means for measuring the multi-dimensional movements of power plants construction elements], in Sekisova, Yu.N. and Skobeleva, O.P., SamNC RAN, Samara, pp. 188.
- [6] Danil'chenko, V.P., Lukachev, S.V., Kovylov, Ju.L., Postnikov, A.M., Fedorchenko, D.G. and Cybizov, Ju.I. (2008), Proektirovanie aviacionnykh gazoturbinnnykh dvigatelej [Aircraft gas turbine engines design], SamNC RAN, Samara, pp. 620.
- [7] Shorin, V.P., Shahmatov, E.V., Gimadiev, A.G. and Bystrov, N.D. (2007), Akusticheskie metody i sredstva izmerenija pul'sacij davlenija [Acoustic methods and means for pressure pulsations measuring], SSAU, Samara, 132 p.

- [8] Gimadiev, A.G., Bystrov, N.D. and Il'inskiy, S.A. (2014), Razrabotka malogabaritnogo akusticheskogo zonda dlja izmerenija pul'sacij davlenija v gazodinamicheskom trakte GTD [The development of compact acoustic probe for pressure fluctuations measurement in the gas turbine engines gas-dynamic channel], Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo ajerokosmicheskogo universiteta im. akademika S.P. Koroljova (nacional'nogo issledovatel'skogo universiteta), no. 1, pp. 98-106.
- [9] Datchiki davlenija induktivnye differencial'nye malogabaritnye tipa DMI (Compact inductive differential pressure sensors DMI type) [Jelektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://npmavia.ru/gen/sertifikat.php> (data obrashchenija: 5.11.2016).
- [10] Kirpichev, A.A., Simchuk, A.A. and Tishhenko, Yu.V. (2008), Datchiki dinamicheskogo davlenija: produkcija kompanii OOO «Global-Test» [Dynamic pressure sensors: products of the company "Global-Test"], Elektronika, Moscow, no. 1, pp. 88-91.
- [11] Sekisov, Yu.N., Skobelev, O.P. and Hritin, A.A., Institute for the Control of Complex Systems of the RAS (Russian Academy of Sciences IPUSS) (1995), Vysokotemperaturnyj provodnikovyj vihretokovyj preobrazovatel': [High temperature conductor eddy-current transducer], patent RF №1394912.
- [12] Korneev, V.M. Teorija gazoturbinnih dvigatelej. (The theory of gas turbine engines) 2011. [Jelektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://kvs-vm.narod.ru/uchob/GTD.htm> (data obrashchenija: 05.11.2016).
- [13] Borovik, S.Yu., Rajkov, B.K., Sekisov, Yu.N. and Skobelev, O.P., Institute for the Control of Complex Systems of the RAS (Russian Academy of Sciences IPUSS) (2008), Sposob obnaruzhenija i ocenki pompazhnyh kolebanij v kompressorah gazoturbinnih ustanovok [The method for detecting and assessing the surge vibrations in gas turbine engines compressors], Pat. №2273831.
- [14] DeCastro, J. and Melcher, K.A. (2004), Study on the Requirements for Fast Active Turbine Tip Clearance Control Systems, NASA TM—2004-213121, AIAA—2004—4176, 23 p.
- [15] Lattime, S. and Steinetz, B. (2002), Turbine Engine Clearance Control Systems: Current Practices and Future Directions, 38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Indianapolis, Indiana, July 7-10, 2002.
- [16] Steinetz, B., Lattime, S., Taylor, S., DeCastro, J., Oswald, J. and K. Melcher (2005), Preliminary Evaluation of an Active Clearance Control System Concept, 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Tucson, Arizona, July 10-13, 2005.
- [17] Lattime, S. and Steinetz, B. (2003), Test Rig for Evaluating Active Turbine Blade Tip Clearance Control Concepts, 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Huntsville, Alabama, July 20-23, 2003.
- [18] Simon, D., Sanjay Gang, Hunter, G., Ten-Huei Guo and Semega, K. (2004), Sensor Needs for Control and Health Management of Intelligent Aircraft Engines, ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria, 14-17 June, 2004.
- [19] Kypuros, J.A. and Melcher, K.J. (2004), A Reduced Model for Prediction of Thermal and Rotational Effects on Turbine Tip Clearance, NASA/TM-2003-212226. 2003. 32 p.
- [23] Melcher, K., Kypuros, J. (2004), Toward a Fast-Response Active Turbine Tip Clearance Control, NASA TM—2003-212627-REV1. pp. 15- 22.
- [20] Steinetz, B., Lattime S., Taylor, S., DeCastro, J., Oswald, J. and Melcher, K. (2005), Evaluation of an Active Clearance Control System Concept, NASA TM—2005-213856; AIAA—2005—3989, pp. 20.

УДК 629.3.083.4(047.31)

А.Н. Парфиевич

Учреждение образования «Брестский
государственный технический
университет».
ул. Московская, д. 267, г. Брест,
Республика Беларусь, 224017.
parfievichand@gmail.com

ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МНОГОВАЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДОВ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ИНТЕГРАЛЬНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АКУСТИЧЕСКОЙ АКТИВНОСТИ

В статье рассматривается возможность упрощения процедуры диагностирования механических приводов на основе анализа изменений интегральных показателей с использованием возможностей современных аппаратно-программных средств.

Ключевые слова: Диагностика; зубчатое колесо; дефект; интегральный показатель.

Введение

В основе акустической диагностики технического состояния машин и механизмов лежит предположение о функциональной зависимости между параметрами состояния $x_1, x_2 \dots x_n$ и диагностическими признаками y_i . В качестве параметров x_n берутся величины, характеризующие состояние машин (износ деталей, ошибки их изготовления и монтажа, зазоры в кинематических парах, дисбалансы вращающихся валов и др.). Все эти параметры влияют на шумообразование в процессе эксплуатации механизма, что находит прямое отображение в теории и практике акустической диагностики машин.

Постановка задачи

Известно, что практически все виды дефектов, определяющих ресурс используемого оборудования, изменяют техническое состояние и амплитуды следующих частотных составляющих анализируемого акустического сигнала [1,2]:

- низкочастотные составляющие, кратные частоте вращения элементов привода f_0 ;
- высокочастотные составляющие с частотами пересопряжения зубьев всех зубчатых пар f_z , а также на кратных им частотах;

- составляющие колебаний с комбинированными частотами $lf_z \pm nf_0$, возникающими вследствие различного рода модуляций сигнала (1, $n=0,5; 1; 1,5; 2$ и т.д.).

Из анализа ряда литературных источников, например [1, 2], следует, что не только абсолютные данные амплитуд составляющих акустического сигнала, но и соотношение их амплитуд отображают состояние исследуемых зубчатых передач, что явно проявляется в спектральных характеристиках.

Эффективность диагностики и мониторинга текущего состояния исследуемого объекта зависит от числа составляющих анализируемого сигнала, доступных для измерения и его анализа с представлением в виде спектра посредством преобразования Фурье [1]. В наиболее часто применяемых анализаторах разрешение спектра составляет 4000-8000 линий, что приводит к потере некоторых составляющих, которые могут нести важную информацию о техническом состоянии исследуемого объекта. Однако, оценивая результаты собственных экспериментальных исследований и представленную в литературных источниках информацию, можно сделать вывод о недостаточности такого разрешения по частоте. В связи с отмеченным, в БрГТУ совместно со специалистами БГУ создан и активно используется в экспериментальных

исследованиях аппаратно-программный комплекс (рисунок 1), который позволяет получать спектральные характеристики с количеством линий до 524000. Это дает возможность добиться разрешения по оси частот не более 0,1Гц в частотном диапазоне до 20 кГц. Благодаря высокому динамическому диапазону применяемого оборудования, составляющему более 90дБ, позволяют зафиксировать мельчайшие по амплитуде частотные составляющие во всех частотных диапазонах. Аппаратно-программный комплекс позволяет с высокой степенью точности производить снятие информации об акустических процессах, возникающих в процессе эксплуатации многовальных зубчатых приводов [3].



Рисунок 1. Макетный образец аппаратно-программного комплекса

Объект экспериментальных исследований

Одним из объектов экспериментальных исследований, в ходе которых были предложены способы формализации спектральных характеристик, являлась коробка скоростей привода главного движения токарного станка SN-401, кинематическая схема которого изображена на рисунке 2. Следует отметить, что при работе привода находятся в движении и другие его элементы, не влияющие на вращение шпинделя и не отображенные на

его кинематической схеме (приводы гитары сменных колес, реверса, тормозного механизма и паразитные шестерни), но оказывающие влияние на формирование итогового акустического сигнала работы привода. Это приводит к возникновению на спектре большого количества дополнительных составляющих, затрудняющих выявление и анализ гармоник на интересующих частотах.

В качестве источника информации использовался акустический сигнал, сформированный аппаратно-программным комплексом на основе данных, полученных с измерительного микрофона с капсулом M101, установленного на расстоянии 300 мм от корпуса коробки скоростей в горизонтальной плоскости.

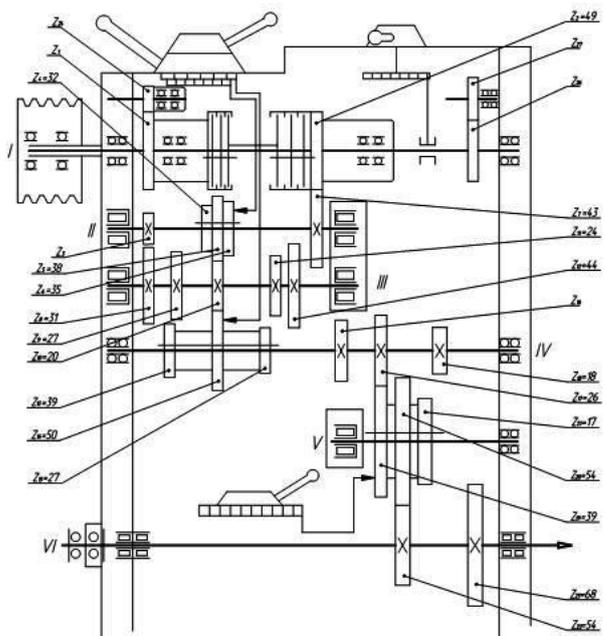


Рисунок 2. Кинематическая схема коробки скоростей привода главного движения токарного станка SN-401

Одновременное применение преобразователей угловых перемещений на входном и выходном валах привода дает возможность с высокой точностью определять частоты вращения входного и выходного вала и частоты характерных составляющих на спектре анализируемого сигнала.

Результаты измерений и обработки данных

Анализ полученных спектров с достаточно высоким разрешением (рисунок 3) показал, что в сигнале присутствуют составляющие акустической активности практически всех элементов привода:

- в области низких частот наблюдаются оборотные и кратные им составляющие всех валов кинематической цепи;
- в области пересопряжения зубьев наблюдаются зубцовые, кратные им составляющие целого ряда зубчатых колес, а также другие частотные составляющие, которые могут иметь значение для диагностических целей, например на комбинированных частотах.

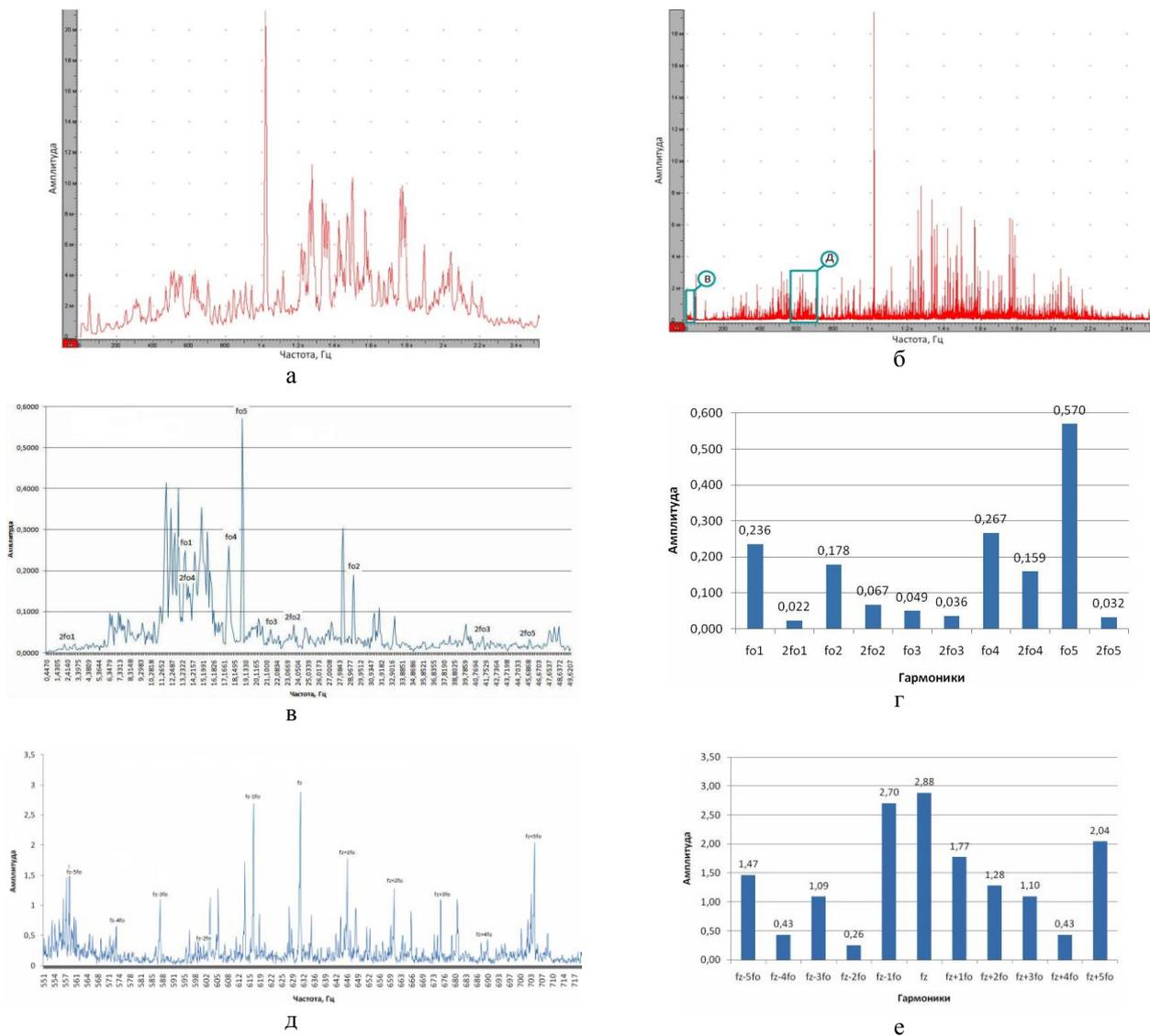


Рисунок 3. Результат обработки спектра акустического сигнала с помощью функции аппаратно-программного комплекса «Анализ гармоник»: а) фрагмент спектра акустического сигнала многовального привода с разрешением спектра 8000; б) фрагмент спектра акустического сигнала многовального привода с разрешением спектра 524000; в) фрагмент спектра акустического сигнала в области оборотных частот f_0 ; г) результат обработки спектра акустического сигнала в области оборотных частот f_0 ; д) фрагмент исходного спектра в области частот (f_z-5f_0) - (f_z+5f_0) шестерни $z_2=43$; е) результат обработки исходного спектра в области частот (f_z-5f_0) - (f_z+5f_0) шестерни $z_2=43$

Анализируя полученную акустическую картину, приведенную на рисунке 3б, можно отметить проблему чрезмерной насыщенности спектра различными составляющими от работающих элементов привода. В то же время уменьшение разрешения спектра может привести к утрате данных, которые могут нести в себе диагностическую информацию. Это отчетливо иллюстрируют графики на рисунках 3а и 3б. На первом использовано разрешение, позволяющее реализовать 8000 частотных линий. В результате ряд составляющих, имеющих близкие частоты, неразличимы на спектре и не могут быть использованы при анализе и постановке диагноза. Второй спектр, приведенный на рисунке 3б, лишен данного недостатка, однако его расшифровка традиционными методами более трудоемка.

Принимая во внимание очень большое количество значений характерных частотных составляющих для каждого зубчатого колеса, определение их характеристик «вручную» представляет собой очень кропотливый процесс. Для его автоматизации в программной части комплекса разработана и реализована новая функция, позволяющая автоматически получать значения частот и амплитуд оборотных и зубцовых составляющих спектров каждого зубчатого колеса и кратных гармоник, а также комбинированных составляющих, формирующих диагностические признаки (рисунок 3б-е). На основе полученных данных были предприняты шаги к формализации процесса применения диагностических признаков с использованием интегральных показателей для оценки состояния анализируемого элемента зубчатого привода, например приведенных в источнике [1].

На основе уже известных интегральных показателей произведены попытки использования собственных коэффициентов,

отображающих текущее состояние анализируемого привода:

- соотношение суммы амплитуд кратных зубцовых гармоник анализируемого колеса к амплитуде частоты пересопряжения зубьев эталонного колеса K_{ZH} :

$$K_{zi} = \frac{\sum_{i=1}^5 A(f_{zi})}{A(f_{zi})_{\dot{y}_0}} \quad (1)$$

где $A(f)$ – амплитуда колебаний на частоте f ; f_{zi} и $f_{zi\text{ эт}}$ – i -ая зубцовая частота анализируемого и эталонного зубчатого колеса.

- соотношение сумм амплитуд боковых полос к сумме амплитуд оборотных частот эталонного колеса $K_{\text{оп}}$:

$$K_{\text{oi}} = \frac{\sum_{n=-5}^5 A(f_{zi} \pm n f_o)}{\sum_{i=1}^5 A(f_o)_{\dot{y}_0}} \quad (2)$$

где $A(f)$ – амплитуда колебаний на частоте f ; f_z – зубцовая частота эталонного колеса; $f_{zi} \pm n f_o$ – комбинированные частоты анализируемого зубчатого колеса; f_o – оборотная частота зубчатого колеса.

В качестве примера приведены результаты анализа акустического шума, возникающего при эксплуатации коробки скоростей с экспериментальным колесом $Z=43$, находящимся на валу II. Результаты, полученные при использовании серийных колес, приняты в качестве эталонных. На экспериментальной шестерне моделировался скол зуба (25%, 50% и 75% части зуба и без зуба) как наиболее распространенный дефект.

Величины всех интегральных показателей для всех экспериментальных колес в составе многовального привода приведены в таблицах 1-2, а динамика их изменений отображена на рисунках 4-5.

Таблица 1. Величины K_{ZH} спектра акустического сигнала для колеса $Z=43$ коробки скоростей токарного станка SN-401 при 160 мин^{-1}

Анализируемое зубчатое колесо	K_{ZH}
1	2
Эталонное колесо	2,585
25% зуба	3,536
50% зуба	5,4682
75% зуба	7,3944
Без зуба	12,608

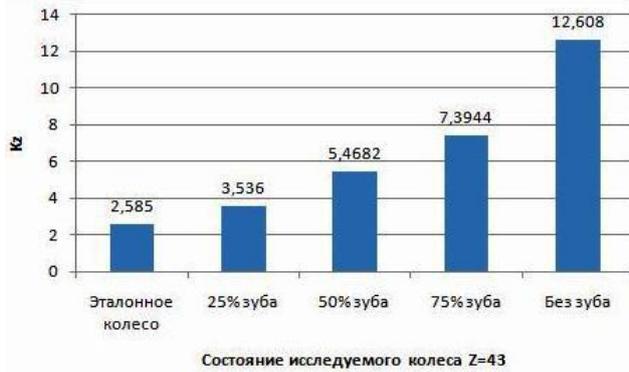


Рисунок 4. Диаграмма изменения показателя K_z для колеса $Z=43$ при 160 мин^{-1}

Таблица 2. Величины $K_{\text{бп}}$ спектра акустического сигнала для колеса $Z=43$ коробки скоростей токарного станка SN-401 при 160 мин^{-1}

Анализируемое зубчатое колесо	$K_{\text{бп}}$
Эталонное колесо	4,51
25% зуба	3,38
50% зуба	2,94
75% зуба	4,11
Без зуба	4,70



Рисунок 5. Диаграмма изменения показателя $K_{\text{бп}}$ для колеса $Z=43$ при 160 мин^{-1}

По результатам анализа величин предлагаемых интегральных показателей, приведенных в таблицах и на графиках, можно сделать следующие выводы:

- изменение величины относительного коэффициента K_{ZH} по сравнению с показателем эталонного колеса, свидетельствует о наличии в акустическом сигнале относительно высокоамплитудных гармоник на частотах кратных зубцовой частоте исследуемой шестерни. Причиной такого распределения амплитуд является возникновение локального дефекта отдельного зуба зубчатого колеса: с его развитостью возникает более интенсивный рост амплитуд на данных частотах.

- изменение величины относительного коэффициента $K_{\text{бп}}$ по сравнению с показателями эталонного колеса свидетельствует о более высоких амплитудах боковых комбинированных частот, отнесенных к сумме амплитуд оборотных частот эталонного колеса f_0 , генерируемых при развитии на одном из колес привода локальных дефектов. Данная особенность может использоваться при идентификации сколов зубьев в ходе акустического контроля.

Следовательно, изменение величин относительных показателей K_{ZH} и $K_{\text{бп}}$ и абсолютных величин зубцовых и оборотных частотных составляющих акустического спектра чувствительны к наличию и степени развитости локальных дефектов отдельных зубьев, а их анализ менее трудоемок по

сравнению с анализом спектра и более предпочтителен при применении в производственных условиях на натуральных объектах.

Заключение

Разработанная методика автоматической обработки спектральных характеристик позволяет значительно упростить анализа параметров акустического шума и сформировать относительные показатели K_{zn} и $K_{бп}$, величины которых отображают текущее состояние исследуемого привода и упрощает процедуру диагностирования локальных дефектов зубчатых передач и элементов многовальных приводов в процессе их эксплуатации без проведения разборки.

Список используемых источников

- [1] Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации [Электронный ресурс] / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев: <http://www.vibrotek.com/russian/articles/book/index.htm> (дата обращения: 06.11.2016).
- [2] Anil Jacob and Dr. Y. I. Sharaf-Eldeen Диагностирование зубчатой передачи с помощью нового метода контроля состояния роторного оборудования: Перевод с англ. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.vibration.ru/d_zub_peredach.shtml (дата обращения: 06.11.2016).
- [3] Драган А.В., Стецко И.П., Ромашко Д.А., Левкович Н.В. Новые аппаратно-программные средства для исследования и диагностики механических систем // Вестник Брестского государственного технического университета, 2006. №4. С. 17—26.
- [4] Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Под ред. М.Д. Генкина. – М.: Наука, 1984. 119 с.

A.N. Parfievich

Educational establishment «Brest State
Technical University».
267, Moscow street, Brest, Belarus,
224017.
parfievichand@gmail.com

**DIAGNOSTICS OF TECHNICAL CONDITION OF
MULTISHAFT RACK GEARS ON THE BASIS OF
THE ANALYSIS OF INTEGRAL INDICATORS OF
ACOUSTIC ACTIVITY**

In article the possibility of simplification of procedure of diagnosing of mechanical drives on the basis of the analysis of changes of integral indices with use of opportunities of the modern hardware and software is considered.

Keywords: *Diagnostics; cogwheel; defect; integrated indicator.*

References

- [1] Monitoring and diagnostics of rotor cars on vibration [An electronic resource] / A.V. Barkov, N. A. Barkova, A.Yu. Azovtsev: <http://www.vibrotek.com/russian/articles/book/index.htm> (Accessed 6 November 2016).
- [2] Diagnosing of a tooth gearing by means of a new control method of a condition of the rotor equipment: The translation with English [An electronic resource]. – Access mode: http://www.vibration.ru/d_zub_peredach.shtml (Accessed 6 November 2016).
- [3] Dragan, A.V., Stetsko, I.P., Romashko, D.A. and Levkovich, N. V. (2006), New hardware and software for research and diagnostics of mechanical systems, the Bulletin of the Brest state technical university, no. 4, pp. 17 — 26.
- [4] Genkin, M.D. (1984), Vibroacoustic diagnostics of the arising defects, in M. D. Genkin (ed.), Science, Moscow, 119 p.

VIBRATIONS OF SOIL AND FOUNDATION DUE TO RAILWAY, BLAST AND IMPACT LOADING

L. Auersch

BAM Federal Institute
of Materials Research
and Testing,
Unter den Eichen 87,
12200 Berlin,
Germany.
lutz.auersch-saworski@bam.de

The vibrations of soil and foundations are demonstrated for different types of loading. Train-induced ground vibrations are studied in a measurement campaign where a test train has run with regularly varied speeds. The measured train-induced soil vibration at 2 to 100 m distance from the track is compared with the wave propagation due to hammer excitation and with the theoretical wave field. The strong influence of the soil and the train speed on the amplitudes and frequencies of the vibration has been analysed for passages of the locomotive and the carriages. - The generation of ground vibration by strong explosions has been studied on a large testing area with sandy soil. The propagating waves were measured in a regular grid of measuring points in 10 to 1000 m. Therefore, the dominance of certain waves at certain distances and the changes of compressional waves and Rayleigh waves could clearly be observed. The results are compared with impulse hammer measurements in the range of 5 to 50 m. - A drop test facility has been built on the testing area of the Federal Institute of Materials Research and Testing (BAM). Heavy masses (containers) of up to 200 t can be dropped from 10 m height on a big reinforced concrete foundation. The foundation was instrumented by accelerometers, strain gauges and pressure cells to give information about the loading condition and by geophones to measure the vibration of the surrounding soil and building. Both excitation processes, the release of the mass and the impact, produce high vibration amplitudes. On a smaller drop foundation, the influence of the drop height and the target stiffness has been studied more systematically.

Keywords: Ground vibration; train passage; explosion; mass drop; amplitude-distance law, filter effect of the soil; train speed; blasting charge; drop height; target stiffness

1 Introduction

Heavy machines, traffic or other industrial activities yield dynamic loads which excite the foundation, waves through the soil and nearby buildings. These dynamic loads can cause annoyance and damage. In the basic book of Barkan [1] and later in [2], many industrial examples and the design of foundations, namely for impact loads have been given. Vibro-acou-

stic problems of machines and pipelines are presented for example in [3 - 5]. This contribution focuses on extreme excitations of ground and building vibrations. The phenomena of different ground vibrations have been analysed by many measurements. Basically, the time histories of the particle velocities have been analysed. The maxima as a function of the distance from the source yield amplitude-distance laws [6, 7]. The travel time from sensor to

sensor results in the wave velocity. The spectra or frequency-dependent transfer functions are used to characterize the soil structure at the measuring site [8 - 10]. Finally, the measured amplitudes are related to the excitation parameters, the blasting charge, the drop height, or the train speed. If the train speed reaches the wave velocity of the soil, very high amplitudes are predicted in theory [11, 12], but this is rarely found in reality. Usually, the railway excitation is rather low compared to the blast and impact loading. The influence of the heavy locomotive compared to the light-weight carriages will be shown. Experimental campaigns are important to understand the train-track-soil interaction [13 - 20].

The material is presented as follows. The contribution starts with railway vibration, followed by blast vibration. Finally, mass drops are analysed systematically in small scale tests and a heavy mass drop is studied in detailed measurements.

2 Ground vibration due to railway traffic

Vibration due to railway traffic is a research field of BAM since 40 years. As an example, results of a very complex measuring campaign [14] are shown where vehicle, track and soil vibrations have been measured simultaneously at a surface, bridge and tunnel line (fig. 1). The characteristics of the vibrations at different measuring points are demonstrated in figure 2. At the rail (or sleeper, fig. 2a), the passage of every axle can be observed clearly. At 2 m distance from the track (fig. 2b), the axle impulses can still be traced back, but they are completely lost at 10 m distance at the latest (fig. 2c). A stationary vibration of many frequencies can be found there as in most measuring points of the mid field. The far field ($r = 100$ m, fig. 2d) is still stationary, but only with a narrow frequency band (around 12 Hz for this specific site).

The site specific effects are analysed by the transfer functions of the soil which is calculated by wave number integrals [9, 10] and measured by hammer impacts (fig. 3). The soil of this site

has a certain cut-on frequency at about 10 Hz due to a stiff sub-soil in 10 m depth and a certain high cut-off frequency due to the material damping which is found to be more pronounced in the measurements (fig. 3a).

The measurements of train passages with different speeds have been analysed by one-third octave band spectra. Figure 4a-e shows the ground vibration during the passage of the locomotive. The spectra of the soil vibration for different train speeds show typical frequency ranges of railway excitation. Clear peaks can be found at 32, 40 and 50 Hz for 60, 80 and 100 km/h which are due to the sleeper distance excitation [15]. At the near-field point, the low-frequency spectrum is due to the passage of the static axle loads. There is another important frequency range at 12 - 16 Hz which is dominant at the far-field. The whole ground vibrations are rather constantly concentrated between 10 and 60 Hz, independent of the train speed. This could be explained by filter effects of the soil with a certain cut-on frequency due to a stiff sub-soil and a certain cut-off frequency due to material damping (fig. 3).

The passage of carriages is analysed in figure 4f to 4j. The characteristics are generally the same as for the locomotive. The dynamic components "sleeper distance" and "soil" are much clearer for the locomotive, so it could be concluded that these components depend on the static axle loads. The low-frequency near-field characteristics, the maxima and minima, are clearer for the regular axle sequence of identical carriages than for the mixed passage of locomotive and carriages. So far, the characteristic frequencies increase with train speed. Only the soil specific component is almost constantly around the layer frequency of 12 Hz.

The amplitudes are increased by a factor of 4 - 10 when the train speed varies between 40 and 160 km/h (fig. 5). That means a relation $A \sim v_T^1 \dots v_T^{1.5}$. The attenuation with distance is approximately $A \sim r^{-0.7}$ which is a typical value for railway vibration [19, 21]. The geometrical attenuation of elastic surface and body waves is $A \sim r^{-1/2}$ and $A \sim r^{-1}$ for a point load and $A \sim r^0$ and $A \sim r^{-1/2}$ for a line load. Compared to these

theoretic values, the attenuation of the train vibration is rather strong. This experimental result is attributed to the material damping of the soil which yields an additional attenuation of $A \sim e^{-ar}$ for a single harmonic component. Attenuation laws are further discussed in the following section and in [7].

3 Environmental vibration due to explosions

On a large unpopulated test area, explosions with a blast charge of $L = 24$ to 72 kg have been performed (fig. 6). The vibration of the soil in distances from 10 to 1000 m has been measured in a number of test series. The time records of one example is given in figure 7b. The sandy soil at this site has been analysed by impulse hammer excitation (fig. 7a). Both measurements show a clear propagation of Rayleigh waves with a wave velocity of $v_R = 145 - 170$ m/s and a wave velocity for the faster compressional wave of $v_P = 300 - 360$ m/s. The two types of excitation differ in amplitude and frequency content (Fig. 8). The hammer induced vibrations have their maximum at 64 Hz whereas the explosion yields low-frequency vibrations of which the frequency range is reduced with distance from 25 Hz at 10 m to 5 Hz at 1000 m. The vertical impulse excitation of the 5 kg hammer yields good results up to 60 m with a dominant Rayleigh wave. The response to the explosion is different. On the first 100 m, the compressional wave is dominant due to the compressive nature of the excitation. Body waves decrease geometrically by $A \sim r^{-1}$ stronger than surface waves which attenuate geometrically as $A \sim r^{-1/2}$. Therefore, the Rayleigh wave starts to dominate the soil response at 100 m. There is also an attenuation due to material damping of $A \sim e^{-ar}$ which is stronger for slower waves. Therefore, the slower Rayleigh wave is first affected by the damping so that the compressional wave becomes more important at 1000 m once again. Putting all these effects together, figure 9 shows a single power law for the attenuation of $A \sim r^{-1.5}$ for the whole range of distances. It is the

result of the superposition of a number of components which attenuate with $A \sim r^{-p} e^{-ar}$ with different p and a . More effects on attenuation laws are studied in Auersch [7].

The amplitudes for thirteen different explosions are in a narrow band (Fig. 9) so that a single law

$$(v/\text{mm/s}) = 264 (L/\text{kg})^{0.54} (r/\text{m})^{-1.25} \quad (1)$$

for the influence of the blasting charge L and the distance r could be established. The influence of the soil is introduced by the theory of elasticity. The soil at an industrial plant, where bomb clearing must be expected, has been measured by wave methods [22] and found to be stiffer than the soil of the testing area. The prediction curves are shifted down according to the stiffness ratio of the different soils, and the new curves can be compared with the limit values of the German standard DIN 4150 [23] after the multiplication with basic building transfer values. Thus, a good prediction scheme has been established to prevent damage from the buildings of the industrial area.

4 Load and vibration monitoring during drop tests of heavy masses

Drop tests for containers are an important task of the BAM. The dynamics group has made a number of measurements at different drop foundations, with different containers and targets, and for different purposes. First, the rigidity of the foundation had to be proved. Second, the annoyance of residents around the BAM area in Berlin had to be evaluated. Third, the possible damage of a foundation built in an old masonry building has been investigated, and finally, the damage of the foundation for very strong impacts had to be prevented. Usually, singular drops of specific containers on a specific target have been measured. The only systematic variation of the drop height and target stiffness could be performed for the foundation in the masonry building.

4.1 Drop test facility inside an old masonry building

Figure 10 shows the situation within the old masonry building. The building dimensions are $V_B = 12 \text{ m} \times 12 \text{ m} \times 12 \text{ m}$ where the drop foundation of $V_F = 6 \text{ m} \times 6 \text{ m} \times 3.4 \text{ m}$ is built inside. The foundation mass is $m_F = 300 \text{ t}$, the maximum drop mass is $m_C = 8 \text{ t}$ and the possible drop height is $h \leq 12 \text{ m}$. The target area is a steel plate of $V_P = 3 \text{ m} \times 2 \text{ m} \times 0.3 \text{ m}$ ($m_P = 15 \text{ t}$).

On that drop foundation a series of mass drops could be measured with the same drop mass of 1 t. The height varied between 3, 6 and 9.5 m and the target layer was varied between a wooden pallet (soft), a wooden layer (medium), and the bare steel plate (stiff). Figure 11 shows the particle velocities of the foundation for the different mass drops. The results for the soft target (fig. 11a-c) show a first negative half-wave, a second smooth positive half-wave and some attenuating small oscillations. The proportions keep almost constant, but the amplitudes clearly increase with the drop height. If the stiffness of the target is varied in figure 11e-g, the first impulse changes considerably. It gets sharper and some oscillations occur. The second smooth part of the impulse remains almost the same. The maxima of this second smooth part for figure 11a to e are 5.2, 8.1, 10.5, 7.6, and 8.5 mm/s. They are related to the maximum rigid body response, which can be evaluated as

$$v_F \approx \frac{m_C}{m_F} v_C = \frac{1}{300} \sqrt{2gh} = 26,37,45 \text{ mm/s} \quad (2)$$

for the three drop heights $h = 3, 6, 9.5 \text{ m}$ and a fully plastic impact, (the fully elastic impact would yield twice these amplitudes). These values hold for short impacts, whereas for longer and softer impacts, the decelerating forces of the surrounding soil would get a considerable influence and reduce the maximum velocities. On the other hand, the measurements at the foundation can also include bending and compressional modes and waves namely for the stiff impacts which would

yield amplitudes higher than the rigid body estimations.

The absolute maxima for each mass drop and for each group of measurement points are compiled in table 2. The medium and stiff mass drops yield higher amplitudes for the foundation but only moderately increased amplitudes for the wall and the soil responses which seem to follow the base impulse. The amplitudes of the foundation, wall and soil are related approximately as

$$v_F : v_W : v_S \approx 4 : 2 : 1 \quad (3)$$

in case of the soft impacts. The stiffer impacts have a sharper response with a higher frequency content and yield higher reductions from the foundation to the wall and to the soil.

Subsequently, some drop tests with real containers have been measured and the measured particle velocities of the walls have been compared with the recommendations of the standard DIN4150 [23] to assure the safe performance.

4.2 Drop test facility for heavy mass drops

A test facility for heavy mass drops has been built on the testing area of BAM south of Berlin (fig. 12). The foundation dimension is $V = 14 \text{ m} \times 14 \text{ m} \times 5 \text{ m}$, its mass is $m_F = 2500 \text{ t}$. The maximum drop mass is $m_y = 200 \text{ t}$ and the maximum drop height is $h = 30 \text{ m}$, where both limits cannot be allowed at the same time. Depending of the softness of the impact, higher drop energies $E = m_Cgh$ are possible. To assure the safety of the drop tests, complex measurements have been performed during the first five mass drops.

The monitoring of this big drop test facility of BAM showed the following results for a 127 t steel container dropped from 10 m height. The strain (Fig. 13a), soil stress (Fig. 13b) as well as the (filtered) drop weight acceleration signals display an impulse of $T \approx 60 \text{ ms}$. This is the most important information as the duration of the impulse includes information of the load that is applied to the drop test foundation. As the total impulse $I = m_C v_C = 127 \cdot 10^3 \cdot 14 \text{ kgm/s} =$

$1.8 \cdot 10^6$ kgm/s is brought to zero, the load on the foundation is at least $F \geq I/T = 30$ MN. This minimum value is compared with the other measurement results. The measured strain of $\varepsilon = 80 \mu$ (fig. 13a) can be related to the stress of $\sigma = 8 \cdot 10^{-5} \cdot 4 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2 = 3 \text{ MN/m}^2$ with a high elasticity modulus of the reinforced concrete (see below) and to a force of $F = 3 \text{ MN/m}^2 \times 10 \text{ m}^2 = 30 \text{ MN}$ with an assumed load area of 10 m^2 . The soil stresses under the foundation (fig. 13b) are almost constant $\sigma_s = 120 \text{ kN/m}^2$ on the whole foundation area of $A = 196 \text{ m}^2$. The total force on the soil can be calculated as $F_s = pA = 120 \times 196 \text{ kN} = 24 \text{ MN}$. Thus by the different measurements, the force acting on the drop foundation could be determined quite consistently.

Figure 14 shows the wave propagation through the 5 m thick foundation block. A wave speed of $v = 4700 \text{ m/s}$ is observed which is much higher than the usual wave velocity of concrete. The higher wave speed is due to the strong reinforcement of the concrete and a special high strength concrete mixture.

Additional sensors (accelerometers and geophones) were used to measure the vibration of the foundation, of the surrounding soil and of the surrounding buildings. Both excitation processes, the release of the mass and the impact, produce high vibration amplitudes. The impact is dominant at the neighbouring tower foundations (fig. 15a, b) whereas the release is dominant for the top tower vibrations (fig. 15c). The mass release excites tower vibrations in its eigen frequency of 10 Hz which comprise several periods until the impact. The ground vibration amplitudes in distances up to 75 m are presented in figure 16. A power law of $A \sim r^{-1.0}$ can clearly be recognized which allows the prediction of building safety in the neighborhood of the drop test facility.

5 Conclusion

Experimental results for train, blast and drop test excitation have been presented for a better understanding of the phenomena. Rules for the prediction of the ground and building vibrations

around these normal and extreme excitation processes have been developed. The predicted vibration amplitudes have to be compared with the limit values for annoyance and damage in the standards (for example DIN 4150 [23]).

Acknowledgements

The author wishes to thank his colleagues S. Said, W. Schmid and W. Wuttke for the friendly cooperation at many measurements.

References

- [1] Баркан, Д. Динамика оснований и грунтов. Стройвоэнмориздат, Москва, 1948 (Dynamics of bases and foundations. Mc Graw-Hill, New York, 1962).
- [2] Richart, F., Hall, J. and Woods, R. (1970), Vibration of Soils and Foundations, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ.
- [3] Шахматов Е. Комплексное решение проблем динамики и виброакустики машин. Динамика и виброакустика 1 (2014) 8 С.
- [4] Миронова, Т. Разработка конечноэлементной модели виброакустических процессов в трубопроводе с пульсирующим потоком рабочей жидкости. / Т. Миронова, А. Прокофьев, Е. Шахматов. Вестник самарского государственного аэрокосмического университета 3 (2008).
- [5] Иголкин, А. О влиянии виброакустических нагрузок на прочность и работоспособность трубопроводных систем. Известия Самарского научного центра Российской академии наук 15 (2013).
- [6] Kim, D., Lee, J. Propagation and attenuation characteristics of various ground vibrations. Soil Dynamics Earthquake Engineering 19 (2000) 115-126.
- [7] Auersch, L. Technically induced surface wave fields, Part I: Measured attenuation and theoretical amplitude-distance laws. Bulletin of the Seismological Society of America 100 (2010) 1528-1539
- [8] Watts, G. The generation and propagation of vibration in various soils

produced by the dynamic loading of road pavements, *J. of Sound and Vibration* 156 (1992) 191-206.

[9] Auersch, L. Wave propagation in layered soil: theoretical solution in wavenumber domain and experimental results of hammer and railway traffic excitation. *Journal of Sound and Vibration* 173 (1994) 233-264.

[10] Auersch, L. Technically induced surface wave fields, Part II: Measured and calculated admittance spectra. *Bulletin of the Seismological Society of America* 100 (2010) 1540-1550.

[11] Dietermann, H., Metrikine, A. The equivalent stiffness of a half-space interacting with a beam. Critical velocities of a load moving along a beam. *European J. of Mechanics A/Solids* 15 (1996) 67-90.

[12] Krylov, V. Generation of ground vibration boom by high-speed trains. In: V. Krylov (ed.) *Noise and Vibration from High-Speed Trains*. Telford, London, 2001, 251-283.

[13] Auersch, L. Zur Entstehung und Ausbreitung von Schienenverkehrserschütterungen: Theoretische Untersuchungen und Messungen am Hochgeschwindigkeitszug Intercity Experimental. *Forschungsbericht 155*, BAM, Berlin, 1988.

[14] Auersch, L., Said, S., Rücker, W. Das Fahrzeug-Fahrweg-Verhalten und die Umgebungserschütterungen bei Eisenbahnen, *Forschungsbericht 243*, BAM, Berlin, 2001.

[15] Auersch, L. The excitation of ground vibration by rail traffic: Theory of vehicle-track-soil interaction and measurements on high-speed lines. *Journal of Sound and Vibration* 284 (2005) 103-132.

[16] Maldonado, M. Vibrations dues au passage d'un tramway - mesures expérimentales et simulations numériques, PhD Thesis, École Centrale de Nantes, France, 2008.

[17] Auersch, L., Maldonado, M. Interaction véhicule-voie-sol et vibrations dues aux trains—modélisation et vérifications expérimentales. *Revue Européenne de Mécanique Numérique* 20 (2011) 257–280.

[18] Alves Costa, P. Vibrações do sistema via-macço induzidas por tráfego ferroviário—modelação numérica e validação experimental, PhD Thesis, University of Porto, Portugal, 2011.

[19] Romero, A. Predicción, medida experimental y evaluación de las vibraciones producidas por el tráfico ferroviario. PhD Thesis, Universidad de Sevilla, 2012

[20] Auersch, L. Train induced ground vibrations: different amplitude-speed relations for two layered soils. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 226 (2012) 469-488.

[21] Auersch, L. (2014), The use and validation of measured, theoretical and approximated point-load solutions for the prediction of train induced vibration in homogeneous and inhomogeneous soils. *International Journal of Acoustics and Vibrations* 19(1) (2014) 52-64.

[22] Auersch, L. and Said, S. Comparison of different dispersion evaluation methods and a case history with the inversion to a soil model, related admittance functions, and the prediction of train induced ground vibration. *Journal of Near Surface Geophysics* 13 (2) (2015) 127-142.

[23] DIN 4150, Erschütterungen im Bauwesen, Teil 3 Einwirkungen auf bauliche Anlagen. Beuth-Verlag, Berlin, 1999.

Appendix

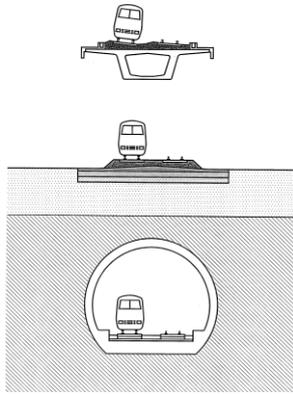


Figure 1. Measurements of railway vibration on a bridge, a surface and a tunnel line

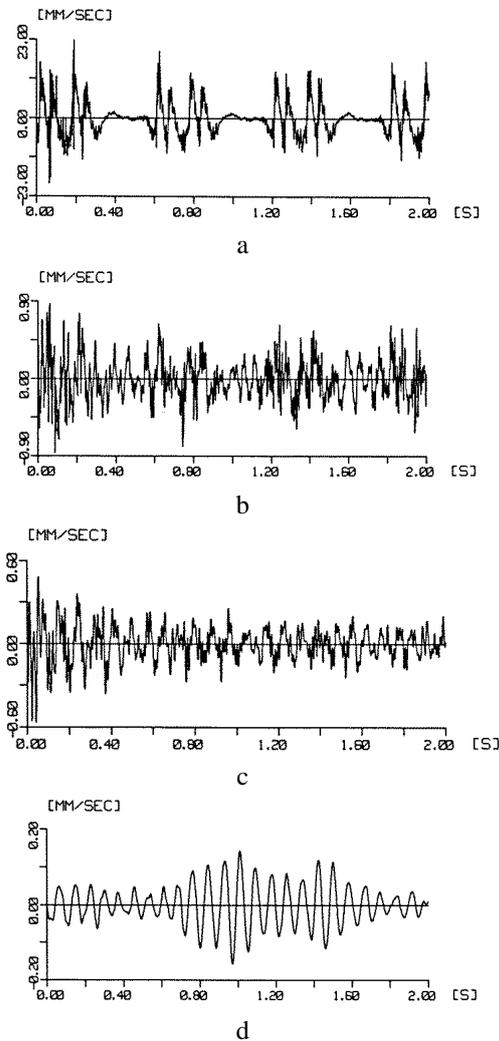


Figure 2. Ground vibration from railway traffic, time records a) at the rail, b) at 2 m, c) 10 m, and d) 100 m distance from the track

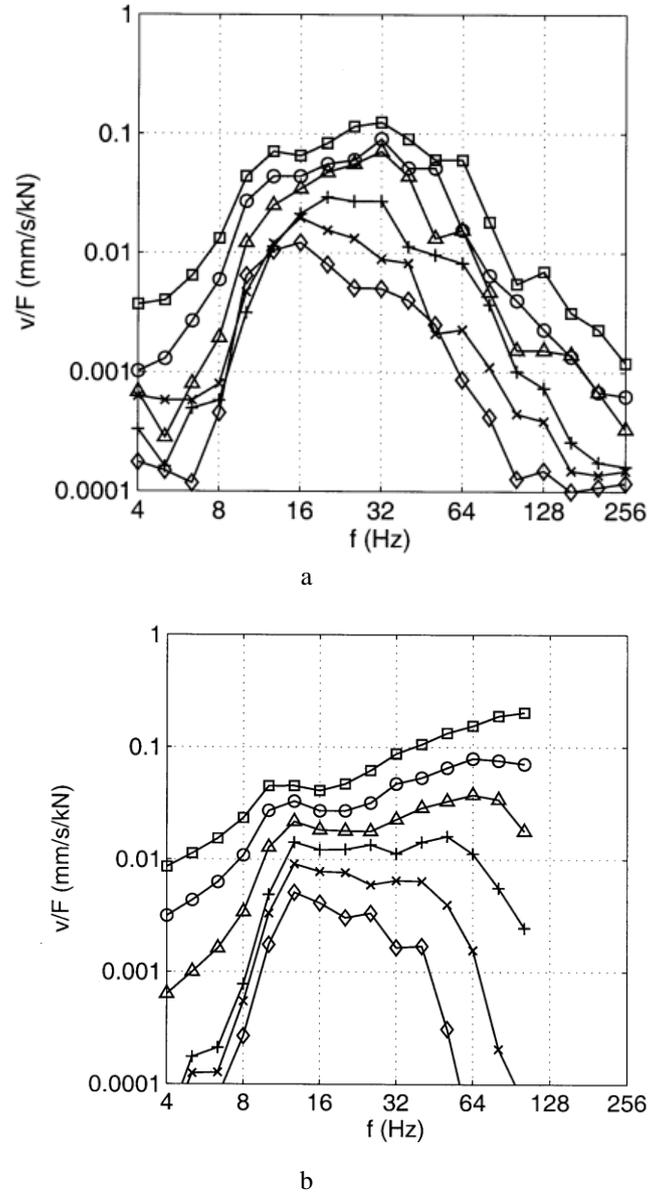


Figure 3. Transfer functions of the soil at distances \square 3, \circ 5, \triangle 10, $+$ 20, \times 30, \diamond 50 m, a) measured near the railway line, b) calculated for a layered soil (shear wave velocities $v_{S1} = 270$ m/s, $v_{S2} = 1000$ m/s, layer depth $h = 10$ m)

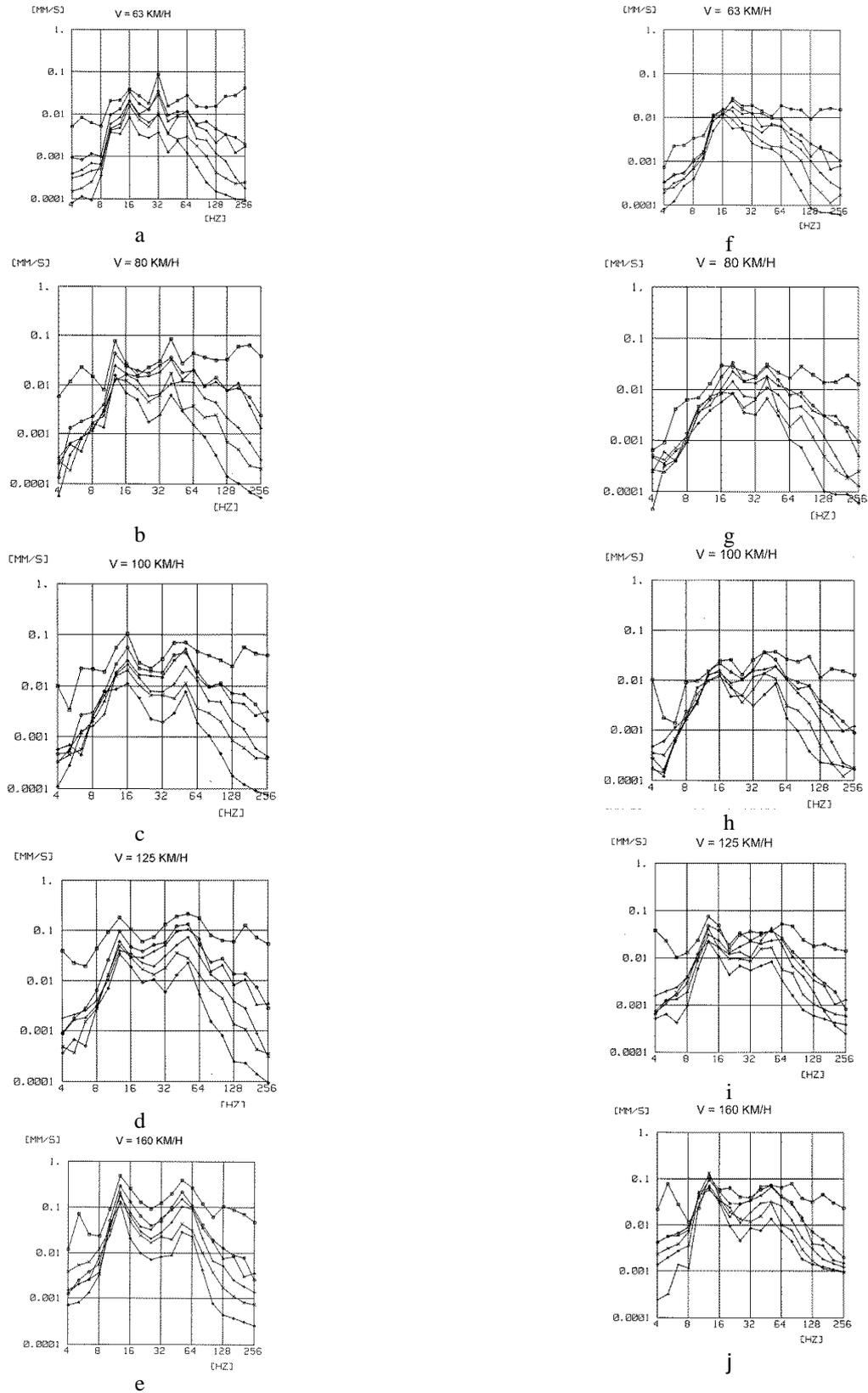


Figure 4. One-third octave band spectra of the train induced ground vibration at distances \square 3, \circ 5, \triangle 10, $+$ 20, \times 30, \diamond 50 m for different train speeds; a, f) 63 km/h; b, g) 80 km/h; c, h) 100 km/h; d, i) 125 km/h; e, j) 160 km/h, locomotive left, carriages right

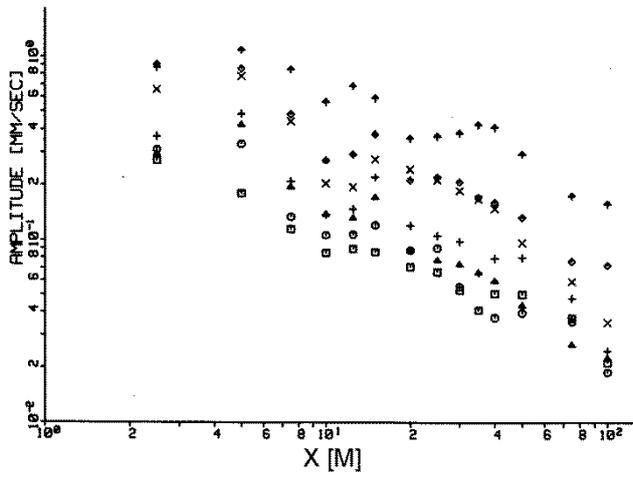


Figure 5. Velocity amplitudes from railway traffic as a function of the distance for different train speeds \square 40, \circ 63, \triangle 80, $+$ 100, \times 125, \diamond 140, \uparrow 160 km/h



Figure 6. Explosion on a large unpopulated test area

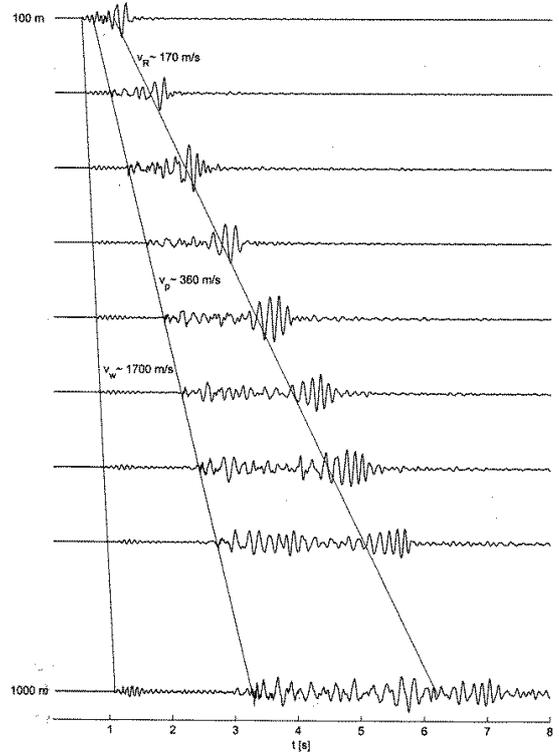
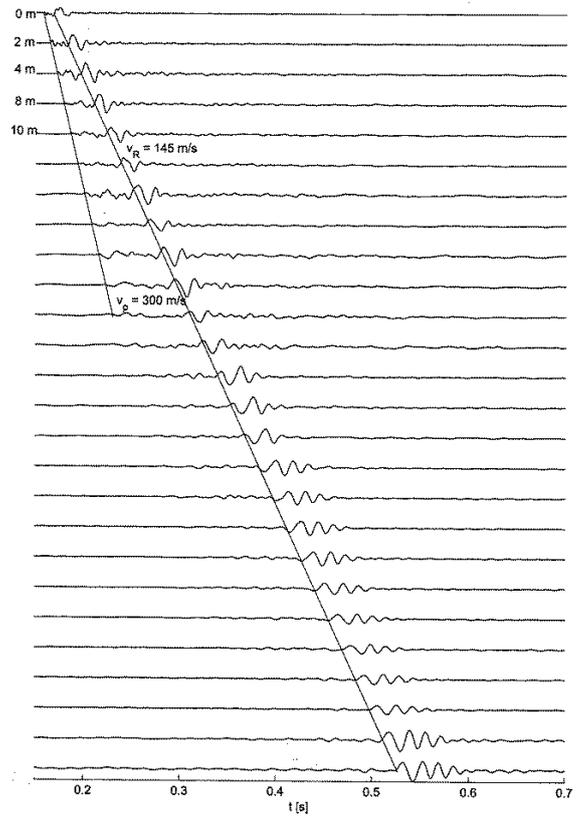


Figure 7. Time records of the ground vibrations due to a) a hammer impact (in 10 to 100 m distance) and b) an explosion (in 100 to 1000 m distance)

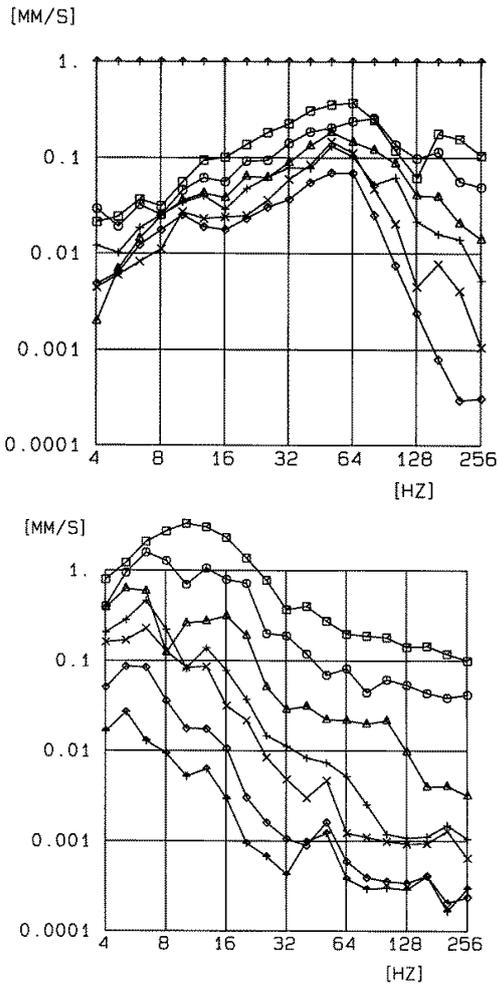


Figure 8. Transfer function of the soil due to hammer impact (left), distances \square 2, \circ 4, \triangle 8, $+$ 16, \times 32, \diamond 54 m, and ground vibration spectra due to explosion (right), distances \square 10, \circ 20, \triangle 50, $+$ 100, \times 200, \diamond 500 m

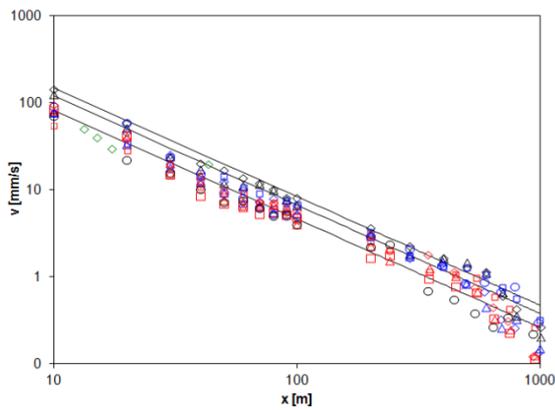


Figure 9. Velocity amplitudes from explosions as a function of the distance for blasting charges of 24, 48 and 72 kg, measurements (markers) and prediction (lines)

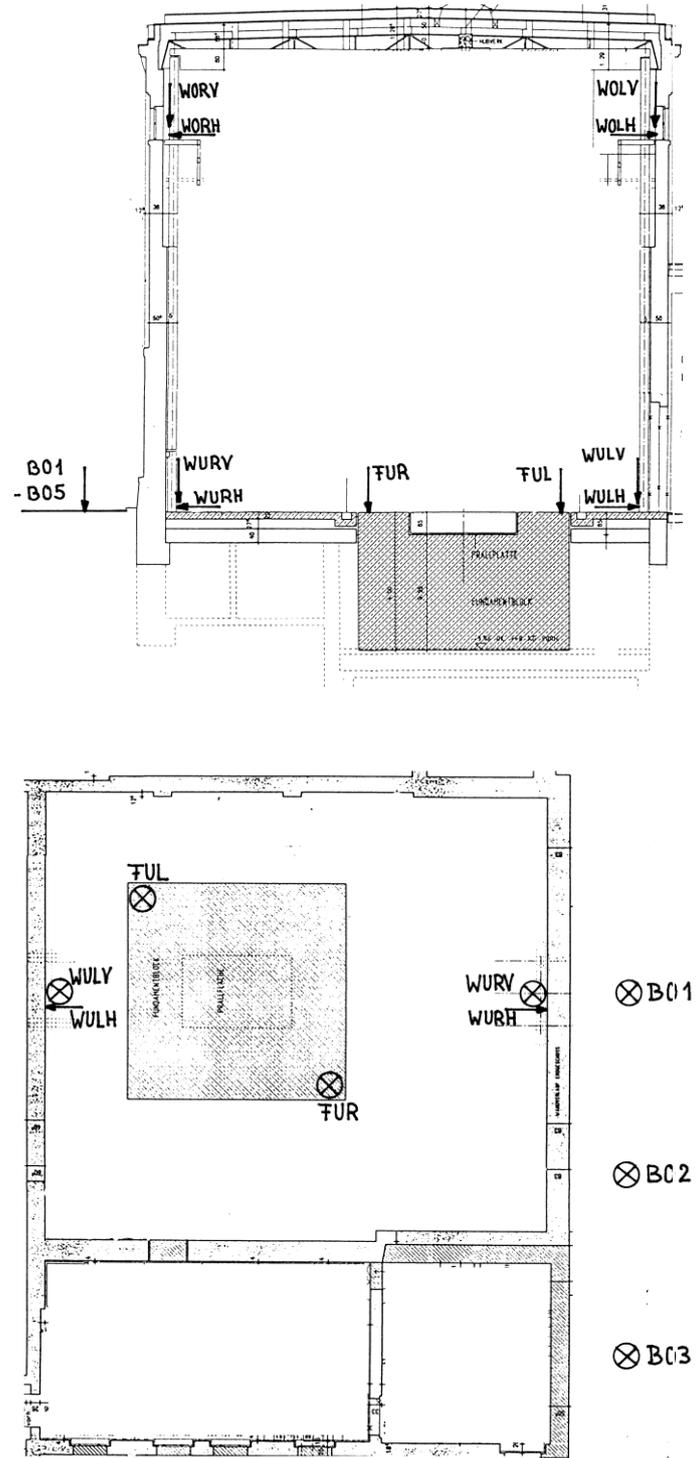


Figure 10. Test facility for mass drops inside a building of BAM, a) view, and b) plan with measuring points

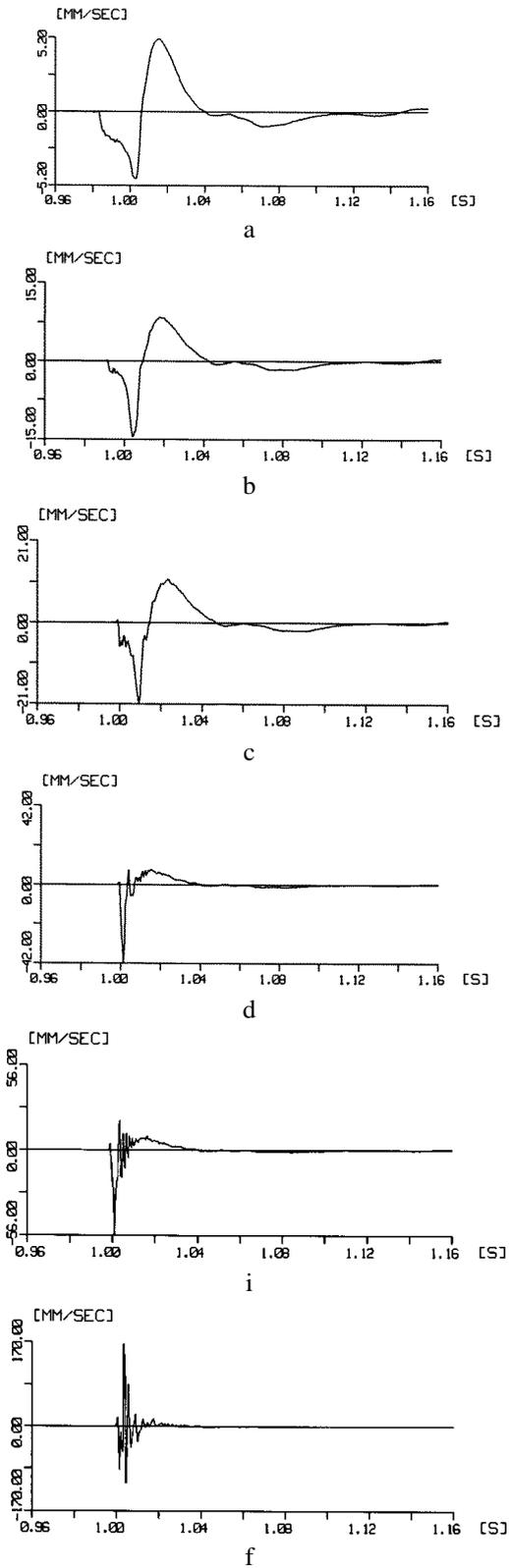
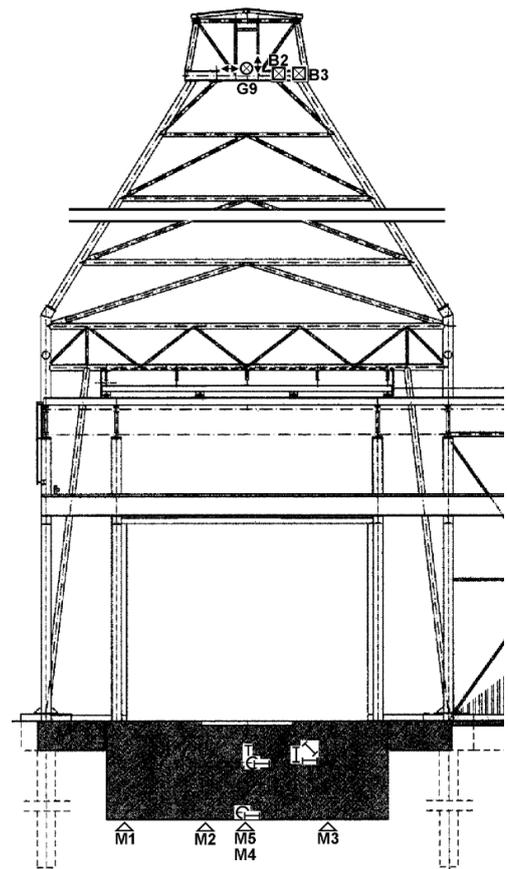


Figure 11. Particle velocities of the foundation, mass drop ($m = 1000$ kg) from $h =$ a) 3 m, b) 6 m, c) 9 m, (on soft target), d) on medium, and e) on stiff target ($h = 3$ m), f) strongest impact (on stiff target, $h = 9$ m, $m = 500$ kg)



a



b

Figure 12. Test facility for heavy mass drops at BAM test area, a) view, and b) plan with measuring points

Table 1. Characteristic frequencies for locomotive and carriages (first and second numbers)

Train speed	63 km/h	80 km/h	100 km/h	125 km/h	160 km/h
Near-field maximum 1			-/4 Hz	4/4 Hz	5/5 Hz
Near-field minimum 1		4/4 Hz	5/5-6 Hz	6/6 Hz	8/8 Hz
Near-field maximum 2	5/5 Hz	6/6 Hz	-/8 Hz		12/12 Hz
Sleeper distance	32/- Hz	40/40Hz	50 Hz		
Soil specific part	10-16/-	12/- Hz	16/- Hz	12/12 Hz	12/12 Hz

Table 2. Maximum particle velocity amplitudes for foundation, wall and soil measurement points during drop tests with different drop heights and target stiffnesses

Foundation	3 m	6 m	9.5 m
soft	5.3 mm/s	16.6 mm/s	21.8 mm/s
medium	42.7 mm/s	81.5 mm/s	113.0 mm/s
stiff	55.7 mm/s		*167.0 mm/s
Wall			
soft	4.7 mm/s	8.1 mm/s	9.9 mm/s
medium	6.9 mm/s	15.5 mm/s	18.6 mm/s
stiff	7.7 mm/s		*17.9 mm/s
Soil			
soft	2.2 mm/s	3.8 mm/s	4.5 mm/s
medium	3.5 mm/s	4.6 mm/s	5.4 mm/s
stiff	3.4 mm/s		*3.3 mm/s

* half the drop mass

**Прокофьев А.Б. ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ В
ПРОСТРАНСТВЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ
ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКОГО УРАВНЕНИЯ СИСТЕМЫ
ТРЕТЬЕГО ПОРЯДКА**

Самарский государственный
аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва
(национальный исследовательский
университет)
443086, Россия, г. Самара,
Московское шоссе, 34
proka@mail.ru

Сафонов С.В.

Воронежский государственный
технический университет
394026, Россия, г. Воронеж,
Московский проспект, 14
safonov@vorstu.ru

Решена задача построения области устойчивости системы автоматического управления третьего порядка в трехмерном пространстве, координатами которого являются коэффициенты характеристического уравнения системы. Определены аналитические условия устойчивости такой системы. Проведен анализ характера изменения положения корней характеристического уравнения системы, а также вида переходного процесса при различных вариантах пересечения коэффициентами поверхности, ограничивающей область устойчивости в пространстве коэффициентов характеристического уравнения.

Ключевые слова: система автоматического управления; устойчивость; характеристическое уравнение; переходный процесс

Одним из основных требований, которым должна удовлетворять система автоматического управления (САУ), является устойчивость её работы, т.е. свойство системы возвращаться в исходное состояние после выхода её из этого состояния (в результате действия какого-либо возмущения) и прекращения действия возмущения [1-3]. При исследовании устойчивости большое практическое значение имеет построение областей устойчивости.

Большое число САУ различными техническими объектами может быть описано линейными дифференциальными уравнениями третьего порядка [4-6].

В настоящей работе исследуется устойчивость САУ третьего порядка в трехмерном пространстве, координатами которого являются коэффициенты характеристического уравнения системы.

Характеристическое уравнение системы третьего порядка имеет вид [1-3]:

$$D(r) = a_0 r^3 + a_1 r^2 + a_2 r + a_3 = 0, \quad (1)$$

где a_i – действительные коэффициенты;
 r – корни характеристического уравнения.

Нормализуем выражение (1), приведя его к виду, когда коэффициент при r^3 будет равен единице:

$$D(r) = r^3 + c_1 r^2 + c_2 r + c_3 = 0, \quad (2)$$

где $c_i = a_i/a_0$.

Представим себе пространство коэффициентов, по координатным осям которого отложены коэффициенты уравнения (2). Каждой точке этого пространства соответствуют конкретные численные значения коэффициентов уравнения (2) и соответствующий им полином третьей степени, который имеет три корня, зависящих от численных значений коэффициентов c_i . Если изменять коэффициенты c_i , то будут изменяться и значения корней выражения (2). Таким образом, с изменением коэффициентов c_i корни будут перемещаться в комплексной плоскости корней характеристического уравнения.

При некоторых значениях коэффициентов уравнения (2) один из корней попадает в начало координат или пара корней попадает на мнимую ось, т.е. корни будут равны $r_i = 0$ или $r_{i,i+1} = \pm j\omega_k$, и, следовательно, соответствующая точка в пространстве

коэффициентов будет удовлетворять уравнению:

$$D(j\omega) = (j\omega_k)^3 + c_1(j\omega_k)^2 + c_2(j\omega_k) + c_3 = 0, \quad (3)$$

т.к. условие нахождения САУ на границе устойчивости по Михайлову $D(j\omega) = 0$.

При $0 < \omega < +\infty$ этому уравнению соответствует некоторая поверхность Q . Если корни равны нулю или мнимые, то точка в пространстве коэффициентов попадает на эту поверхность Q .

Получим аналитическое соотношение для описания поверхности Q .

Из условия устойчивости линейной системы [1, 2] следуют три уравнения, определяющие три составляющие поверхности Q :

$$c_1 = 0,$$

$$c_2 = 0,$$

$$c_3 = 0.$$

Получим соотношение для описания четвертой составляющей поверхности Q . Для этого выполним преобразование выражения (3), опустив в нем индекс “ k ”:

$$-j\omega^3 - c_1\omega^2 + c_2j\omega + c_3 = 0.$$

Сгруппируем реальную и мнимую части:

$$(c_3 - c_1\omega^2) + j(c_2\omega - \omega^3) = 0.$$

Для решения последнего уравнения необходимо приравнять к нулю реальную и мнимую части:

$$c_2\omega - \omega^3 = 0, \quad (4)$$

$$c_3 - c_1\omega^2 = 0. \quad (5)$$

Из (4) следует, что $c_2 = \omega^2$. Из (5) $c_3 = c_1\omega^2$. Таким образом, можно записать:

$$c_3 = c_1c_2. \quad (6)$$

Изображение поверхности, описываемой выражением (6), в пространстве коэффициентов представлено на рисунке 1. Контурное изображение этой же поверхности представлено на рисунке 2. Построение поверхности проводилось при $c_1 > 0$ и $c_2 > 0$, так как только в этой области система может быть устойчива. Область устойчивости расположена «ниже» указанной поверхности.

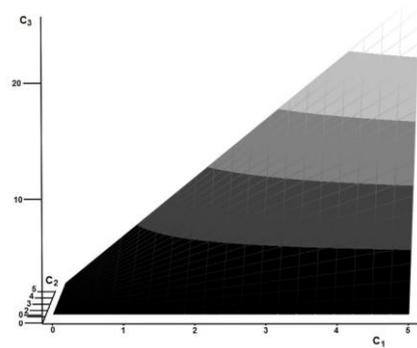


Рисунок 1. Изображение граничной поверхности в пространстве коэффициентов

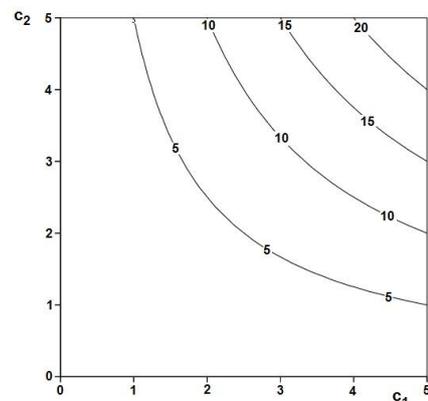


Рисунок 2. Проекция граничной поверхности на плоскость c_1 - c_2

Выражение (6) можно также получить, используя критерий устойчивости Рауса-Гурвица [1, 2]. Для этого из коэффициентов характеристического уравнения составим матрицу Гурвица, которая для САУ третьего порядка будет иметь размерность 3×3 :

$$\begin{bmatrix} c_1 & c_3 & 0 \\ 1 & c_2 & 0 \\ 0 & c_1 & c_3 \end{bmatrix}.$$

В соответствии с критерием Рауса-Гурвица для устойчивости системы необходимо и достаточно, чтобы все диагональные миноры матрицы Гурвица были положительными [1, 2]. Рассмотрим второй диагональный минор:

$$\begin{vmatrix} c_1 & c_3 \\ 1 & c_2 \end{vmatrix} = c_1c_2 - c_3 > 0,$$

откуда следует, что

$$c_3 < c_1c_2,$$

т.е. условие нахождения коэффициента c_3 «под» поверхностью, определяемой выражением (6).

Таким образом, поверхность Q в пространстве коэффициентов характеристического уравнения, определяющая условия нахождения САУ на границе устойчивости, описывается соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} c_3 &= 0, \\ c_3 &= c_1 c_2, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

при $c_1 > 0$ и $c_2 > 0$.

Исследуем поведение САУ при выходе её коэффициентов за пределы области, определяемой выражениями (7). При этом возможно четыре случая перехода коэффициентов характеристического уравнения за пределы указанной области:

- 1) через поверхность $c_3 = c_1 c_2$;
- 2) через поверхность $c_3 = 0$;
- 3) через положительную полуось c_1 ;
- 4) через положительную полуось c_2 .

Рассмотрим первый случай. При переходе коэффициентов характеристического уравнения через поверхность $c_3 = c_1 c_2$ «снизу-вверх» (т.е. из области устойчивости) знак вещественной части комплексно-сопряженных корней меняется с «-» на «+». Переходный процесс в САУ преобразуется из колебательного сходящегося к колебательному расходящемуся, т.е. система приобретает колебательную неустойчивость. Изменение вида характерного переходного процесса при пересечении коэффициентами характеристического уравнения поверхности $c_3 = c_1 c_2$ показано на рисунке 3.

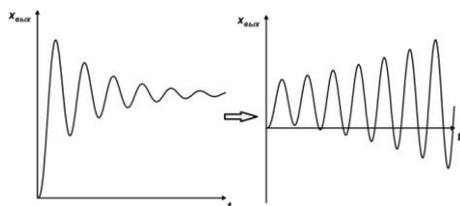


Рисунок 3. Изменение вида характерного переходного процесса при пересечении коэффициентами характеристического уравнения поверхности $c_3 = c_1 c_2$

Аналогичный анализ второго случая показывает, что при переходе коэффициентов через поверхность $c_3 = 0$ один из корней характеристического уравнения становится положительным. Система при этом приобретает асимптотическую неустойчивость. Характерные для второго случая переходные процессы представлены на рисунке 4.

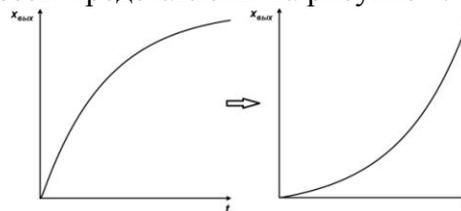


Рисунок 4. Изменение вида характерного переходного процесса при пересечении коэффициентами характеристического уравнения поверхности $c_3 = 0$

Рассмотрим третий случай. Для более глубокого понимания поведения САУ при переходных процессах исследуем сначала переход коэффициентов характеристического уравнения системы через прямую (ось) c_1 при их движении в плоскости $c_3 = 0$. При этом будем полагать, что $c_1 > 0$. При $c_1 > 0$, $c_2 > 0$ и $c_3 = 0$ САУ будет находиться на границе устойчивости. Один из корней характеристического уравнения равен нулю, два других – вещественные отрицательные. Уменьшение коэффициента c_2 и его переход через ось c_1 в отрицательную область будет сопровождаться тем, что один из вещественных корней характеристического уравнения превратится из отрицательного в положительный, и САУ из граничного состояния устойчивости перейдет в состояние асимптотической неустойчивости (см. переходные процессы, изображенные на рисунке 5).

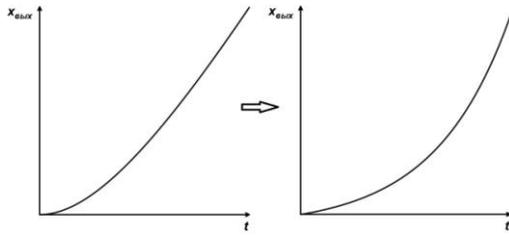


Рисунок 5. Изменение вида характерного переходного процесса при пересечении оси c_1 для случая движения коэффициентов характеристического уравнения в плоскости $c_3 = 0$

В рамках того же третьего случая рассмотрим переход коэффициентов характеристического уравнения через ось c_1 из области устойчивости, т.е. из области $c_3 > 0$ (но $c_3 < c_1 c_2$), $c_1 > 0$, $c_2 > 0$, в область $c_2 < 0$, $c_3 < 0$ (см. рисунок 6). При таком переходе коэффициентов через ось c_1 из зоны устойчивости два комплексно-сопряженных корня характеристического уравнения с отрицательной вещественной частью меняются на два вещественных корня, один из которых положителен. Переходный процесс в САУ при этом превращается из колебательного сходящегося к экспоненциально расходящемуся, т.е. система приобретает асимптотическую неустойчивость. Изменение вида характерного переходного процесса при таком пересечении коэффициентами характеристического уравнения оси c_1 показано на рисунке 7.

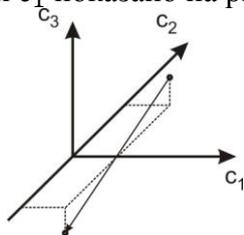


Рисунок 6. Схема перехода коэффициентов характеристического уравнения через ось c_1 из области устойчивости

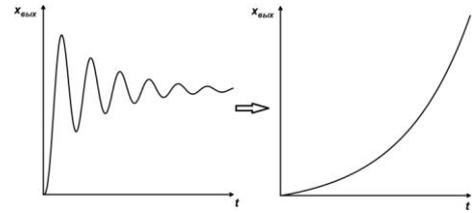


Рисунок 7. Изменение вида характерного переходного процесса при пересечении оси c_1 из зоны устойчивости

Проведем анализ четвертого случая, когда при своем движении коэффициенты характеристического уравнения пересекают ось c_2 . При этом сначала исследуем поведение системы при движении коэффициентов ее характеристического уравнения в плоскости $c_1 - c_2$, т.е. когда $c_3 = 0$ (см. рисунок 8). Если $c_1 > 2\sqrt{c_2}$ (полагается, что $c_2 > 0$; в противном случае система неустойчива – см. (7)), то система находится на границе устойчивости, колебательность в ней не проявляется (см. рисунок 9). Характеристическое уравнение имеет три вещественных корня, один из которых равен нулю, два других – отрицательны. При пересечении коэффициентами кривой $c_1 = 2\sqrt{c_2}$ (т.е. при их попадании в область Ω) в графике переходной характеристики возникают затухающие колебания, при этом система остается на границе устойчивости. Таким образом, в области Ω (см. рисунок 8) система имеет один корень, равный нулю, и два комплексно-сопряженных корня с отрицательной вещественной частью. Дальнейшее движение коэффициента c_1 к нулю сопровождается снижением скорости затухания колебаний, т.е. уменьшением модуля отрицательной вещественной части комплексно-сопряженных корней. Пересечение коэффициентом c_1 оси c_2 , т.е. когда $c_1 = 0$, упоминавшиеся выше комплексно-сопряженные корни становятся чисто мнимыми. Дальнейшее уменьшение коэффициента c_1 в отрицательную область сопровождается тем, что вещественная часть комплексно-сопряженных корней становится положительной. При этом

система приобретает колебательную неустойчивость (см. рисунок 9). Пересечение коэффициентом c_1 при его движении в отрицательную область кривой $c_1 = -2\sqrt{c_2}$ сопровождается тем, что система становится асимптотически неустойчивой (см. рисунок 9). При этом один характеристический корень остается равным нулю, два других становятся вещественными положительными.

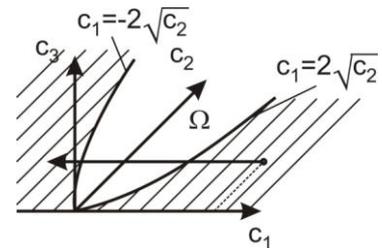


Рисунок 8. Схема перехода коэффициентов характеристического уравнения через ось c_2

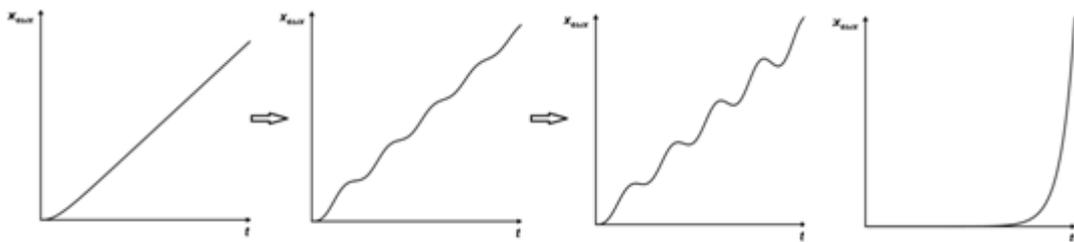


Рисунок 9. Изменение вида характерного переходного процесса при пересечении оси c_2 для случая движения коэффициентов характеристического уравнения в плоскости $c_3 = 0$

Переход коэффициентов характеристического уравнения через ось c_2 из области устойчивости, т.е. из области $c_3 > 0$ (но $c_3 < c_1 c_2$), $c_1 > 0$, $c_2 > 0$, в область $c_3 < 0$, $c_1 < 0$ (см. рисунок 10) сопровождается тем, что и вещественный

корень, и вещественная часть комплексно-сопряженных корней меняют свои знаки с «-» на «+». Система приобретает и колебательную, и асимптотическую неустойчивость (см. рисунок 11).

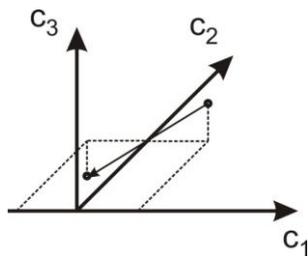


Рисунок 10. Схема перехода коэффициентов характеристического уравнения через ось c_2 из области устойчивости

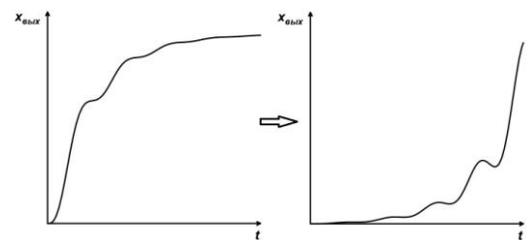


Рисунок 11. Изменение вида характерного переходного процесса при пересечении оси c_2 из зоны устойчивости

Обобщение результатов анализа всех вышеприведенных случаев представлено в таблице.

Выражения (7) позволяют достаточно просто провести анализ устойчивости САУ

третьего порядка, а рисунок 1 наглядно иллюстрирует область, в которой при этом должны находиться коэффициенты характеристического уравнения.

Таблица 1. Варианты потери устойчивости САУ третьего порядка при изменении коэффициентов характеристического уравнения

№ варианта	Характер пересечения коэффициентами поверхности, ограничивающей область устойчивости	Изменение положения корней характеристического уравнения в плоскости корней	Изменение вида переходного процесса	Вид приобретаемой неустойчивости
1				Колебательная
2				Асимптотическая
3а				Асимптотическая
3б				Асимптотическая
4а				Колебательная, затем асимптотическая
4б				Асимптотическая

Список использованных источников

[1] Гимадиев А.Г. Автоматика и регулирование авиационных двигателей и энергетических установок. Часть 1. Теория автоматического управления. Линейные системы [Текст] / А.Г. Гимадиев, А.Н. Крючков, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин. - Самара: СГАУ, 2002. 139 с.

[2] Дядик В.Ф. Теория автоматического управления [Текст] / В.Ф. Дядик, С.А. Байдали, Н.С. Креницын. – Томск: Изд-во ТПУ, 2011. 196 с.
 [3] Васильев, К.К. Теория автоматического управления (следящие системы) [Текст] / К.К. Васильев. - Ульяновск, 2001. 98 с.
 [4] Козлов Д.В. Оптимальное по быстродействию позиционирование двигателя постоянного тока (система третьего порядка) [Текст] /

Д.В. Козлов // Известия ТулГУ. Технические науки. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2011, Вып. 5, Ч. 1. С. 134 – 142.

[5] Добробаба Ю.П. Обоснование эталонных передаточных функций систем третьего порядка [Текст] / Ю.П. Добробаба, А.Г. Мурлин, А.Ю. Чумак, И.А. Воеводов, А.А. Степкин // Известия

высших учебных заведений. Пищевая технология. – Краснодар: Изд-во Кубанского государственного технологического университета, 1998, №2-3. С. 75-76.

[6] Yingchun Zhong, Yan Luo. Comparative study of single-loop control of third-order object // Procedia Engineering, vol. 15, 2011, pp. 783 – 787.

Prokofev A.B. STUDY OF THIRD-ORDER SYSTEM STABILITY IN THE SPACE OF CHARACTERISTIC EQUATION COEFFICIENTS

Samara State Aerospace University
(national research university)
443086, Russia, Samara,
Moskovskoye shosse, 34
proka@mail.ru

The problem of building the stability space for third-order control system is solved. The 3D stability space has coefficients of characteristic equation as coordinates. Analytical conditions of system stability are defined. Different variants of crossing of stability border surface by coefficients of characteristic equation are considered. The analysis of changes in location of roots of system characteristic equation and in types of step responses under these variants is fulfilled.

Safonov S.V.

Voronezh State Technical University
394026, Russia, Voronezh,
Moskovskiy prospect, 14
safonov@vorstu.ru

Keywords: control system; stability; characteristic equation; step response

References

- [1] Gimadiev, A.G., Kruchkov, A.N., Prokofev, A.B., Shakhmatov, E.V. and Shorin, V.P. (2002), Avtomatika i regulirovanie aviacionnikh dvigatelei i energeticheskikh ustanovok. Chast 1. Teoriya avtomaticheskogo regulirovaniya [Automatic and control of aviation engines and power plants. Part 1. Theory of automatic control], SSAU, Samara, 139 p. (in Russian).
- [2] Dyadic, V.F., Baydaly, S.A. and Krinichin, N.S. (2011), Teoriya avtomaticheskogo regulirovaniya [Theory of automatic control], TPU, Tomsk, 196 p. (in Russian).
- [3] Vasilev, K.K. (2001), Teoriya avtomaticheskogo regulirovaniya (sledyaschie sistemi) [Theory of automatic control (servo systems)], Ulanovsk, 98 p. (in Russian).
- [4] Kozlov, D.V. (2011), Optimalnoe po bistrodeystviyu pozicionirovanie dvigatelya postoyannogo toka (Sistema tretego poryadka) [Optimum speed positioning of direct current electric engine (third-order system)] // Izvestiya TulGU. Technicheskiye nauki [Gerald of TulSU. Technical sciences], TulSU publ., Tula, Issue 5, Part 1, pp. 134 – 142. (in Russian).
- [5] Dobrobaba, U.P., Murlin, A.U., Chumak, I.A., Voevodov, A.A. and Stepkin, A.A. (1998), Obosnovanie etalonnikh peredatochnik funkciy system tretego poryadka [Reasoning of reference transfer functions of third-order systems] // Izvestiya vishikh uchebnikh zavedenij. Pischevaya tehnologiya [High schools' Gerald. Food technology], Kuban State Technology University publ., Krasnodar, no. 2-3, pp. 75-76. (in Russian).
- [6] Yingchun Zhong and Yan Luo (2011), Comparative study of single-loop control of third-order object, Procedia Engineering, Vol. 15, pp. 783 – 787.

УДК 629.78

ВИБРОАКУСТИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ ОТКРЫТОГО (НЕГЕРМЕТИЧНОГО) ИСПОЛНЕНИЯ

Е.А. Лысенко
«ИСС» им. академика
М.Ф. Решетнёва»
662972, Российская Федерация,
Красноярский край,
г. Железногорск,
ул. Ленина, 52
mla340@iss-reshetnev.ru

В.А. Бернс
«СибНИА им. С.А. Чаплыгина»
630051, Российская Федерация,
г. Новосибирск,
ул. Ползунова, 21/1
v.berns@yandex.ru

Особенностью конструкции космического аппарата открытого исполнения является наличие углепластикового цилиндра, вокруг которого с помощью пилонов закреплены трёхслойные сотовые панели. На этих панелях установлено электронное оборудование, антенно-фидерные системы ретрансляторов, агрегаты и приборы системы управления спутником. Вибрационное нагружение таких конструкций предлагается производить как электродинамическим вибростендом (до 100 Гц), так и диффузным акустическим полем в реверберационной камере. Отклик конструкции на вибрационное и акустическое нагружение фиксируется акселерометрами и представляется в виде амплитудно-частотных характеристик и зависимости спектральной плотности мощности случайного сигнала от частоты колебаний. Обнаружение дефектов космического аппарата производится по изменению параметров его вибрационного отклика. Для этого вибрационные и акустические испытания проводятся в три этапа. На первом этапе выполняется зондирующее вибрационное нагружение конструкции с низкой интенсивностью. Результаты испытаний – резонансные частоты и амплитуды колебаний – сравниваются с проектными значениями или с значениями, определёнными при наземной экспериментальной отработке космического аппарата. На втором этапе испытания производятся при повышенных нагрузках, но на безопасных режимах, рассчитанных по специальной методике. Третий этап является повторением первого. В результате по отклонениям параметров вибраций определяется местоположение и характер дефекта. В статье представлены основные положения методики и результаты виброакустической диагностики космических аппаратов. Сделан вывод о целесообразности использовании такой диагностики на заключительных этапах изготовления изделий.

Ключевые слова: космический аппарат открытого исполнения; акустические испытания; реверберационная камера; вибрационные испытания; электродинамический вибростенд; дефекты конструкции; диагностика по параметрам вибраций.

Введение

Контроль технического состояния машин, агрегатов и конструкций по параметрам вибраций нашёл широкое применение и показал высокую эффективность в различных областях техники. Обзор методов такого контроля можно найти, например, в [2]. Как известно, вибрационные методы можно условно разделить на пассивные и активные. В первом случае исследуются сигналы, получаемые при

функционировании контролируемого объекта. При этом происходит непрерывный мониторинг состояния изделий с целью выявления появляющихся эксплуатационных дефектов. Во втором случае соответствующая информация получается при приложении к объекту специально заданных воздействий. Такой контроль может производиться как до начала эксплуатации объекта, так и с некоторой периодичностью во время его эксплуатации. Диагностика космических

аппаратов (КА) осуществляется только по активной схеме и до начала эксплуатации, когда должна быть обеспечена гарантия качества изделий [3].

Различают два основных метода диагностики конструкций по параметрам вибраций: метод модальной и метод параметрической идентификации дефектов [5–9]. Модальная идентификация предполагает установление связи между характеристиками собственных тонов конструкций и параметрами дефектов с последующим определением этих параметров по изменениям собственных частот и форм колебаний, а также характеристик демпфирования. При этом полностью собранные образцы техники подвергаются модальным испытаниям с помощью многоточечного возбуждения колебаний для выделения «чистых» собственных тонов, как правило, методом фазового резонанса. Для параметрической идентификации дефектов активным способом используются, как правило, изменения амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) конструкций, полученных при одноточечном возбуждении вибраций.

1 Методика идентификации дефектов

При разработке методики диагностики КА открытого исполнения необходимо учитывать особенности их конструкции. Конструктивно-силовая схема такого КА состоит из углепластикового цилиндра, конического адаптера изогридной структуры, вокруг которых с помощью пилонов закреплены плоские трёхслойные сотовые панели, общая площадь которых может достигать ста квадратных метров. На панелях установлено приборное оборудование, антенно-фидерные системы ретрансляторов, оборудование для управления КА. Примеры конструктивно-

силовых схем КА открытого исполнения показаны на рисунке 1 (а, б).



Рисунок 1. Конструктивно-силовые схемы КА открытого исполнения

Наличие на панелях большого количества разнообразного оборудования (с точки зрения динамики – различных масс на упругом основании) приводит к достаточно плотному и широкому спектру резонансных частот такой конструкции. Например, парная полезная нагрузка для совместного выведения на орбиту КА «AMOS» и КА «Луч», представленная на рисунке 2, имеет около 200 собственных тонов колебаний в частотном диапазоне от 0 до 100 Гц. При

этом свыше 100 Гц спектр резонансных частот КА занимает весь звуковой диапазон (рисунок 3).



Рисунок 2. Парная полезная нагрузка КА «AMOS» - КА «Луч»

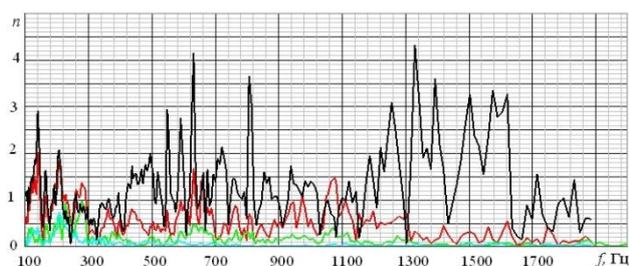


Рисунок 3. Спектр колебательных процессов конструкции КА

Резонансные режимы колебаний элементов КА могут приводить к появлению и развитию таких дефектов, как трещины, нарушение межблочных связей (резьбовые, сварные, паяные, клеевые и электрические соединения), а также разрушение внутренних структур электронных приборов. Резонансный режим не должен оказывать влияние на качество исполнения КА, выполняющего в условиях вибрации одноразовый кратковременный рейс на космическую орбиту. В тоже время контроль технического состояния КА, использующий в процессе диагностики вибрационное воздействие, не должен влиять на это качество. Следовательно, режимы вибрационного нагружения обязаны, с одной

стороны, быть безопасными, а с другой – способствовать проявлению дефектов.

Возбуждение такого большого количества собственных тонов колебаний с помощью, например, электродинамического вибростенда (ЭДВ) через механический интерфейс (адаптер) КА является очень сложной и не всегда осуществимой задачей. Поэтому предлагается дополнить вибрационное нагружение КА электродинамическим вибростендом ещё и возбуждением колебаний акустическим полем со стационарным широкополосным случайным спектром. Очевидно, что такое воздействие требует своего нормирования. Таким образом, исходя из конструктивных особенностей и условий эксплуатации КА открытого исполнения для целей вибродиагностики принято в диапазоне частот до 100 Гц использовать синусоидальное воздействие с помощью электродинамического вибростенда, а вибрационное нагружение с частотами выше 100 Гц обеспечить диффузным акустическим полем в реверберационной камере с управляемой спектральной плотностью мощности акустического давления. Расчет режимов испытаний производится по методикам, изложенным в [1, 4].

Выявление дефектов в конструкции КА производится в несколько этапов.

На первом этапе производится зондирующее вибрационное нагружение КА с низкой интенсивностью и регистрация откликов конструкции по сигналам акселерометров. Полученные экспериментальные данные о резонансных частотах и амплитудах колебаний сравниваются с проектными значениями или со значениями, установленными при наземной экспериментальной отработке КА. Одной из основных задач на этом этапе является составление прогноза поведения конструкции при нормированном вибрационном воздействии.

Суть второго этапа заключается в «раскачке» конструкции вибрационным воздействием такой интенсивности, при которой должны проявиться дефекты. На этом этапе обязательны расчёты безопасных режимов, которые выполняются по методике [4] с использованием экспериментальных данных первого этапа.

Третий этап является повторением первого с последующим сопоставлением результатов испытаний с полученными

ранее. По отклонениям параметров вибраций определяется место и характер дефекта.

Отметим, что для выявления дефектов в конструкциях КА открытого исполнения такой порядок испытаний выдерживается как при гармоническом, так и случайном возбуждении колебаний в реверберационной камере (рисунок 4).



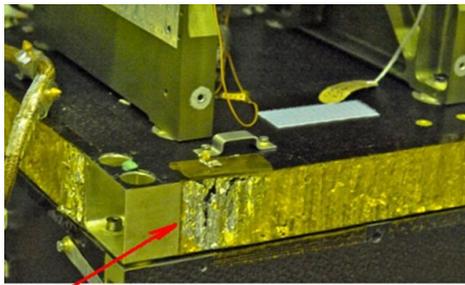
Рисунок 4. Функциональная схема виброакустической диагностики

По характеру изменений АЧХ и спектральной плотности мощности (СПМ) случайной вибрации можно сделать предварительное заключение о виде дефекта, проявившегося в результате вибрационного воздействия на втором этапе испытаний (окончательное заключение – после визуального осмотра). Так, снижение частоты амплитудного резонанса и резкое падение амплитуды вибраций свидетельствует о нарушении целостности конструкции – появление, например, трещины уменьшает жёсткость и значительно повышает демпфирование колебаний. Другой характер имеют изменения АЧХ и СПМ при ослаблении креплений агрегатов: снижение частоты амплитудного резонанса происходит почти без изменения резонансной амплитуды

колебаний. Появление зазора в месте стыковки агрегатов проявляется как небольшое снижение частоты амплитудного резонанса при резком снижении амплитуды резонансных колебаний агрегатов.

Результаты

Ниже в качестве иллюстрации эффективности изложенной методики виброакустической диагностики космических аппаратов открытого исполнения представлены результаты исследований ряда объектов. Обозначения на рисунках 5–7: а) вид дефекта; б) идентификационный признак дефекта. На рисунке 5 показан дефект – разрушение сотовой панели – и проявление этого дефекта в виде изменения АЧХ панели.



а

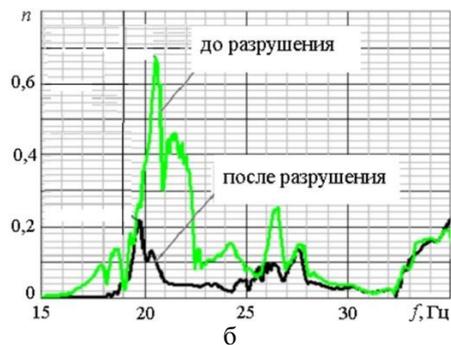
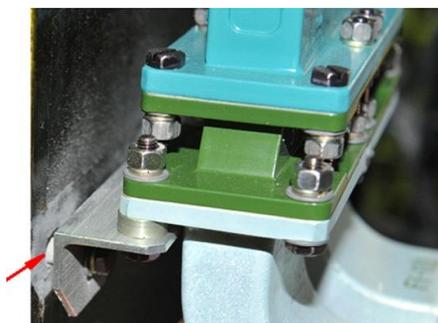
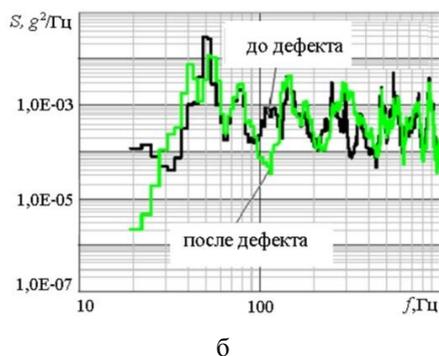


Рисунок 5. Разрушение сотовой панели

Ослабление крепления агрегата и его идентификацию по СПМ случайной вибрации иллюстрирует рисунок 6.



а



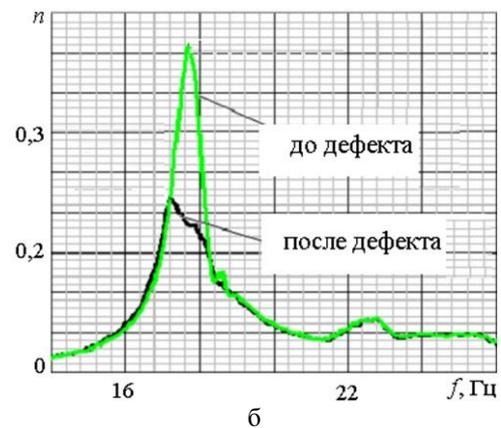
б

Рисунок 6. Ослабление крепления агрегата

Идентификация зазора в креплении агрегата по изменению его АЧХ показана на рисунке 7.



а



б

Рисунок 7. Зазор в стыковке агрегатов

Заключение

Вибрационные испытания полностью собранных и укомплектованных оборудованием космических аппаратов являются эффективным средством диагностики их технического состояния. В сочетании с другими видами контроля выявление дефектов конструкций по параметрам вибраций позволяет обеспечить требуемое качество изделий до начала их эксплуатации.

Отличительной особенностью вибродиагностики космических аппаратов открытого исполнения является использование в качестве источника вибраций не только электродинамического вибростенда, но и акустического поля в реверберационной камере. Это позволяет значительно расширить диапазон частот

вибрационного воздействия на объект контроля.

Список использованных источников

[1] А. с. 1111046 СССР, МКИ G 01 M 7/00. Способ регулирования режима частотных испытаний / В. К. Меркулов, С. А. Ложников, Е. А. Лысенко (СССР). – № 3600006/25–28; заявл. 28.02.83; опубл. 30.08.84, Бюл. № 32.

[2] Бернс В.А. Диагностика и контроль технического состояния самолётов по результатам резонансных испытаний: монография. Новосибирск: НГТУ, 2012. 272 с.

[3] Лысенко Е.А., Евтифьев М.Д., Халиманович В.И., Шатров А.К. Выявление дефектов космических аппаратов в процессах испытаний на вибрационные и акустические воздействия в испытательной лаборатории // Вестник СибГАУ, 2005. № 6. С. 174-178.

[4] Лысенко Е.А., Евтифьев М.Д., Халиманович В.И., Акимов А.Н. Алгоритм анализа экспериментальных данных и расчёта режима нагружения при вибрационных испытаниях космического аппарата // Вестник СибГАУ, 2006. №1(8). С. 73-75.

[5] Мотылев Н.И. Выявление механических дефектов в элементах реакторов и конструкций АЭС при тестовых виброударных воздействиях // Технологии и системы обеспечения жизненного цикла ядерных энергетических установок. СПб.: Менделеев, 2004. Вып. 2. С. 126–131.

[6] Постнов В.А. Определение повреждений упругих систем путем математической обработки частотных спектров, полученных из эксперимента // Мех. тверд. тела: изв. РАН, 2000. № 6. С. 155–160.

[7] Постнов В.А., Шлоттманн Г. Использование экспериментальных данных об изменении динамических свойств упругих систем в задачах определения структурных повреждений // Вестник ННГУ. Серия Механика, 2004. № 1. С. 32–42.

[8] Шевелев Н.А., Домбровский И.В. Численное исследование динамических характеристик элементов конструкций с дефектами формы // Вестник ПГТУ. Механика, 2009. № 1. С. 160–163.

[9] Perera, R., Fang, S. E. and Huerta C. (2009), Structural crack detection without updated baseline model by single and multiobjective optimization // *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 23. no. 3. pp. 752–768.

VIBROACOUSTIC DIAGNOSTICS OF OPEN-TYPE (UNPRESSURIZED) SPACECRAFTS

E.A. Lysenko

Academician M.F. Reshetnev
Information Satellite Systems
52, Lenin st., Zheleznogorsk,
Krasnoyarsk region,
662972, Russian Federation
mla340@iss-reshetnev.ru

V.A. Berns

Siberian Aeronautical Research
Institute named after
S.A. Chaplygin
21/1, Polzunov st., Novosibirsk,
630051, Russian Federation
v.berns@yandex.ru

A special feature of the open design spacecraft is the presence of a CFRP (carbon-fiber reinforced plastic) cylinder around which three-layered honeycomb panels are fixed by means of pylons. The electronic equipment, antenna and feeder relay systems, units and instruments of the satellite control system are installed on these panels. Vibration loading of such structures is proposed to carry out both with the help of an electrodynamic shaker (up to 100 Hz) and a diffuse sound field in the reverberation chamber. The structure response to acoustic and vibration loading is fixed by accelerometers and presented in the form of amplitude-frequency characteristics and the power spectral density function of the random signal from the vibration frequency. The spacecraft defects are determined by parametric variations of its vibration response. To do this, vibration and acoustic tests are carried out in three stages. At the first stage the probing vibration loading the structure with low intensity is performed. Test results - resonant frequencies and vibration amplitudes - are compared with the design values or the values defined at the ground experimental development of the spacecraft. At the second stage the tests are performed at high loads, but in safe modes, calculated by a special technique. The third stage is a repetition of the first one. As a result, the defect location and nature are determined by the vibration parameters deviations. The article presents the methodology main statements and the spacecrafts vibroacoustic diagnostics results. It is concluded that the use of such diagnostics in the final stages of products manufacturing is reasonable.

Key words: open-type spacecraft, acoustic test, reverberation chamber, vibration test, electrodynamic shaker, structural defects, diagnostics by vibration parameters.

References

- [1] Inventor's Certificate. 1111046 USSR, MKI G 01 M 7/00. Control method of the frequency test mode / V.K. Merkulov, S.A. Lozhnikov, E.A. Lysenko (USSR). no. 3600006 / 25-28; appl. 28/02/83; publ. 30/08/84, Bul. no. 32.
- [2] Berns, V.A. (2012), Diagnostika i kontrol' tekhnicheskogo sostoyaniya samoletov po rezul'tatam rezonansnykh ispytaniy: monografiya [Diagnostics and monitoring of the aircraft technical condition by the result of resonance tests: monography], Publishing House of the NSTU, Novosibirsk, 272 p. (in Russian).
- [3] Lysenko, E.A., Evtifiev, M.D., Halimanovich, V.I. and Shatrov, A.K. (2005), Vyiavlenie defektov kosmicheskikh apparatov v protsessakh ispytaniy na vibratsionnye i akusticheskie vozdeistviya v ispytatel'noi laboratorii [Detection of spacecraft defects in vibration and acoustical testing in the test laboratory], *Vestnik SibGAU [SibSAU Bulletin]*, no. 6, pp. 174-178. (in Russian).
- [4] Lysenko, E.A., Evtifiev, M.D., Halimanovich, V.I. and Akimov, A.N. (2006), Algoritm analiza eksperimental'nykh dannykh i rascheta rezhima nagruzheniya pri vibratsionnykh ispytaniyakh kosmicheskogo apparata [Algorithm of experimental data analysis and loading mode calculation during a vibration test of spacecraft], *Vestnik SibGAU [SibSAU Bulletin]*, no. 1 (8), pp. 73-75. (in Russian).
- [5] Motylev, N.I. (2004), Vyiavlenie mekhanicheskikh defektov v elementakh reaktorov i konstruktsii AES pri testovykh vibroudarnykh vozdeistviyakh [Detection of mechanical defects in the elements of NPP reactors and structures under test vibroimpact], *Tekhnologii i sistemy obespecheniya zhiznennogo tsikla iadernykh energeticheskikh ustanovok [Technology and systems of nuclear power plants life cycle support]*, Mendeleev, St. Petersburg, Issue 2, pp. 126-131. (in Russian).
- [6] Postnov, V.A. (2000), Opredelenie povrezhdeniy uprugikh sistem putem matematicheskoi obrabotki chastotnykh spektrov, poluchennykh iz eksperimenta [Determination of elastic systems damages by mathematical

treatment of frequency spectra obtained from the experiment], *Mekh. tverd. tela, izv. RAN* [*Mechanics of Solids, proc. of the Russian Academy of Sciences*], no. 6, pp. 155-160. (in Russian).

[7] Postnov, V.A. and Shlottmann, G. (2004), *Opređenje povrezhdenii uprugikh sistem putem matematicheskoi obrabotki chastotnykh spektrov, poluchennykh iz eksperimenta* [Application of experimental data on the elastic systems dynamic properties changing in problems of structural damages assessment], *Vestnik NNGU, Seriya Mekhanika* [*NNSU Bulletin, Mechanics*], no. 1, pp. 32-42. (in Russian).

[8] Shevelev, N.A. and Dombrowskii, I.V. (2009), *Chislennoe issledovanie dinamicheskikh kharakteristik elementov konstruksii s defektami formy* [Numerical study of dynamic characteristics of structural elements with shape defects] *Vestnik PGTU, Mekhanika* [*PSTU Bulletin, Mechanics*], no. 1, pp. 160-163. (in Russian).

[9] Perera, R. Fang, S. E. and Huerta, C. (2009), *Structural crack detection without updated baseline model by single and multiobjective optimization*, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 23, no. 3, pp. 752–768.