

**ИЗУЧЕНИЕ
МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ
ДИНАМИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАТОК
ТУРБОМАШИН**

Часть 1

2006



САМАРА
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

ИЗУЧЕНИЕ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН

Часть 1

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве методических указаний*

САМАРА
Издательство СГАУ
2006

УДК 621.452
ББК 39.55
Ф912



**Инновационная образовательная программа
"Развитие центра компетенции и подготовка
специалистов мирового уровня в области аэро-
космических и геоинформационных технологий"**

Составители: *В.А. Фролов, А.И. Ермаков*

Рецензент Главный конструктор СКБМ *Е. А. Кочеров*

Ф912 Изучение методов определения динамических характеристик лопаток турбомашин:
Метод. указания. Часть 1. / *Сост. В.А. Фролов, А.И. Ермаков.* – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 43 с.: ил.

Структура построения методических указаний к лабораторным работам основана на том, что изучение физики колебаний элементов конструкции АД и ЭУ производится на разных курсах, с разной физико-математической подготовкой студентов, для разных специализаций (прочностная, технологическая, управленческая, эксплуатационная). Поэтому изложены основные характеристики вибрационных систем, терминология; подходы к теоретическим решениям задач колебаний упрощенных моделей (лопатка дискретная, стержневая) и моделей высокого уровня (лопатка переменного профиля, закрученная). Показаны принципы классификации собственных форм и частот лопаток разного уровня моделей (пластин, натурных лопаток).

Приведены принципиальные классические схемы экспериментальных стендов для исследований колебаний, на основе которых создаются стенды с использованием современных вычислительных комплексов.

В пособии содержатся порядок проведения лабораторных работ, контрольные вопросы и форма отчетности.

Методические указания предназначены для студентов факультета 2 обучения по специальности 160301 - Авиационные двигатели и энергетические установки, изучающих дисциплины «Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок», «Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок». Разработаны на кафедре «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов».

УДК 621.452
ББК 39.55

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2006

Содержание

Предисловие	4
Общие вопросы прочности	5
1. Основные вибрационные (динамические) характеристики конструкции	5
2. Примеры разрушения лопаток турбомашин АД и ЭУ	7
3. Экспериментальные стенды для исследования динамических характеристик упругих систем	12
4. Экспериментальное определение собственных частот и форм колебаний лопатки осевого компрессора (<i>лабораторная работа</i>)	13
4.1 Описание экспериментального стенда (установки)	13
4.2. Последовательность проведения эксперимента	16
4.3. Обработка результатов эксперимента и их анализ	17
4.4. Содержание отчета	19
4.5. Контрольные вопросы	19
5. Определение первой собственной частоты и формы колебаний лопатки осевого компрессора (<i>лабораторная работа</i>)	19
5.1. Описание экспериментального стенда (установки)	19
5.2. Методика проведения эксперимента и обработка результата, анализ	23
5.2.1. Определение демпфирования	23
5.3. Порядок проведения эксперимента	24
5.4. Содержание отчета	25
5.5. Контрольные вопросы	25
6. Расчетные методы определения собственных частот колебаний лопатки	25
6.1. Метод наложений (использован в стандартной лабораторной работе)	25
6.2. Расчетная схема лопатки в виде прямого стержня	25
6.3. Метод начальных параметров	26
6.4. Метод динамической жесткости (податливости)	26
6.5. Метод конечных элементов (МКЭ)	26
7. Факторы, обуславливающие уровень резонансных напряжений в лопатках	27
8. Резонансные режимы и выявление опасных резонансов	30
9. Методы обеспечения вибрационной надежности лопаток турбомашин	31
9.1. Конструктивно – технологические методы повышения вибропрочности лопаток	32
9.2. Конструктивные методы снижения действующих вибрационных напряжений.. в лопатках	33
9.3. Обеспечение вибропрочности лопаток демпфированием колебаний	34
Заключение	39
Приложение	40
Список использованных источников	42

Предисловие

Работа состоит из двух взаимосвязанных и в то же время независимых частей: первая- предусматривает классическое определение динамических характеристик лопатки в упрощенных моделях (с целью объяснить физические основы колебаний сложных упругих систем для слушателей различного уровня подготовки);

вторая - использование современных подходов к расчету и анализу динамических характеристик (собственных частот и форм колебаний) спроектированных лопаток турбомашин.

Структура построения методического пособия основана на том, что изучение физики колебаний элементов конструкции АД и ЭУ производится на разных курсах, с разной физико - математической подготовкой студентов, для разных специализаций (прочностная, конструкторская, технологическая, управленческая, эксплуатационная).

Поэтому студентам различной подготовки для проведения лабораторных работ предусмотрены различные их уровни (см. приложение).

Экспериментальная часть пособия содержит знакомство с принципами построения классических вибрационных стендов и систем регистрации колебаний (амплитуд, частот, фаз, распределений деформаций), с помощью которых могут исследоваться вибрационные характеристики лопаток и других упругих систем.

Создание новых стендов и оборудования, методик работы на них основано на опыте кафедры с применением современного оборудования для возбуждения колебаний и регистрации процессов колебаний упругих систем.

Основное внимание в подготовке специалистов уделяется развитию навыков в умении классифицировать получаемые при эксперименте и расчетах результаты. Поэтому для каждого студента предусмотрены индивидуальные образцы лопаток с индивидуальным расчетным и экспериментальным заданиями, по результатам которых он должен дать вибрационную характеристику исследуемой и натурной конструкции лопатки.

Венцом работы является анализ динамической характеристики лопатки вентилятора компрессора с большой степенью двухконтурности двигателя. Обычно такая лопатка имеет сложную конструкцию профиля пера и собственные движения ее происходят в пространстве по разным направлениям (по возможным степеням свободы). Обеспечение прочности такой конструкции лопатки возможно только при осмысливании классификационных признаков колебаний моделей и простых конструкций лопаток. Поэтому изучению динамических характеристик простых конструкций лопаток турбомашин в методических указаниях уделяется особое внимание.

Общие вопросы

Авиационные двигатели (АД) и разрабатываемые на их базовых конструкциях наземные энергоустановки (ЭУ) относятся к чрезвычайно наукоемким областям техники. Безопасность эксплуатации АД и ЭУ в сочетании с высокой производительностью (экономичности) требует обеспечения высокой их прочностной надежности.

Прочность, т.е. надежность авиационных двигателей и энергоустановок, определяется прочностью их составных элементов (деталей, сборочных единиц) конструкции.

Как известно из предыдущих дисциплин (сопротивление материалов, детали машин и др.), различают **статическую** и **динамическую** прочность **упругих конструкций** (*упругая конструкция или упругая система (деталь) такая, которая возвращается в исходное состояние после снятия нагрузки*).

При статической прочности нагрузка, прилагаемая к детали, остается во времени постоянной и, следовательно, упругое деформированное состояние конструкции также остается неизменным во времени, при динамической – нагрузка является функцией времени и изменяется по некоторому закону. В соответствии с этим по такому же закону деформируется упругая система (конструкция).

Таким образом динамическая прочность конструкции связана с колебательным процессом, под которым понимается изменение некоторого параметра во времени.

В технике используются термины «**вибрация**» и «**колебания**», **вибрационные** и **колебательные** системы. Вибрация и колебания – слова синонимы. Но они, хотя и подчиняются одним и тем же математическим законам, имеют некоторые отличия. Например: колебание в радиотехническом контуре, но не вибрация; колебание напряжения в электросети, но не вибрация; виброускорение, но не колебание ускорения и т.п. Для механических упругих систем подходят оба термина – **вибрация и колебания**, которые периодически употребляются в данном методическом указании.

Физика колебательных (вибрационных) процессов основана на динамических свойствах упругих систем, поэтому изучение их динамических характеристик является целью методических указаний.

1. Основные вибрационные (динамические) характеристики конструкции

Прочность конструкции или упругой системы определяется различными характеристиками, одной из них являются ее **динамические (вибрационные) характеристики**.

К таким характеристикам относятся:

собственные частоты (*частота свободных колебаний, с которой система возвращается в исходное состояние под действием упругих и инерционных сил после статической деформации, при этом внешние силы отсутствуют*);

собственные формы колебаний (*относительное распределение амплитуд деформаций по поверхности детали при свободных колебаниях*);

вибронапряженность (*механическое напряжение в детали при колебании*);

демпфирующие свойства (*способность конструкции уменьшать уровень вибронапряженности, характеризуемая логарифмическим декрементом колебаний*).

усталость (*процесс постепенного накопления повреждений материала под действием знакопеременных напряжений, приводящих к изменению его свойств, к образованию трещин и разрушению конструкции*).

предел выносливости (*способность материала противостоять усталости, под которым понимают амплитудное значение вибронапряжений, которое выдерживает деталь без разрушения при заданном числе циклов нагружения*).

Предел выносливости является важнейшей характеристикой для любой конструкции (детали), которая работает в условиях вибрации. Величина предела выносливости (усталости)

зависит от многих факторов: конструктивного облика детали, технологии изготовления (литье,ковка, приемов механической обработки и т.п.), условий работы (температура, среда), вида цикла нагружения детали (симметричное или асимметричное), состояния поверхностного слоя (наклепы, риски, царапины, коррозия и т.п.), времени работы под статической нагрузкой и других многочисленных факторов.

Типичный вид характеристики усталости для металлических образцов представлен на рис.1.1.

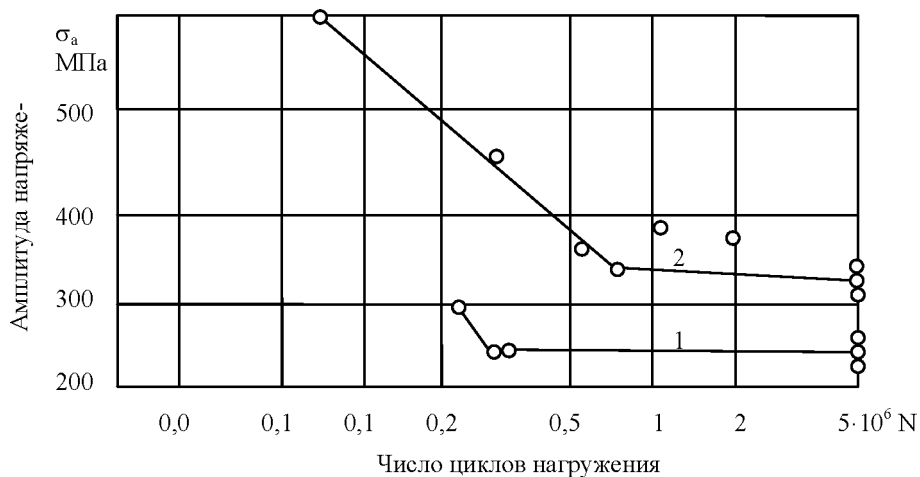


Рис. 1.1. Типичный вид экспериментальной характеристики выносливости
1 – полирование; 2 – обработка микрошариками

На рис.1.1. можно выделить две характерные зоны. В первой зоне деталь подвергается воздействию больших переменных нагрузок (300-500 МПа), но их смена ограничена малым числом циклов нагружения (порядка 500 000 циклов). Это зона называемая зона малоциклового усталости. Разрушение детали здесь зависит от повторности статического приложения нагрузки, например, центробежных или газовых сил при запуске и остановке двигателя, при изменении температуры с переводом двигателя с одного режима работы на другой.

Во второй зоне деталь может работать неограниченное число циклов нагружения, но только в условиях низких вибронапряжений (порядка 250 МПа).

Одной из наиболее многочисленных и важнейших деталей авиадвигателя и энергоустановки являются лопатки компрессоров и турбин (турбомашины). При эксплуатации разрушение даже одной из них может привести к катастрофе, связанной с экономическими, психологическими и экологическими последствиями.

Поэтому при проектировании, изготовлении и эксплуатации техники любого назначения проблеме статической, и особенно динамической прочности деталей, уделяется особое внимание.

На примере детали типа «лопатка турбомашины» рассмотрим классические подходы к определению динамических характеристик элементов (деталей, узлов, сборочных единиц) АД и ЭУ.

2. Примеры разрушения лопаток турбомашин АД и ЭУ

Большинство отказов гтд на этапе доводки и эксплуатации связано с проблемами прочности, в частности, вызванными усталостными разрушениями, которые характерны для деталей, подверженных знакопеременным (динамическим) во времени нагрузкам. Для лопаток турбомашин такими нагрузками являются неравномерности газовоздушного потока в проточной части двигателя, вызываемые наличием конструктивных элементов (стоек, систем отбора воздуха и перепуска, статорных лопаток компрессоров и турбин, винтов, обледенением входного устройства и др.). Роторные лопатки, вращаясь в таком возмущенном потоке с равномерной скоростью, подвергаются периодическим импульсам, частота которых кратна частоте вращения ротора и числу конструктивных элементов:

$$f = i n ,$$

где f – частота возбуждения; i – гармоника возбуждения (число конструктивных элементов в проточной части двигателя); n – частота вращения ротора.

Когда собственные частоты лопатки совпадают с частотой следования импульсов (частотой возбуждающих сил) наступает резонанс. Он характеризуется резким возрастанием амплитуды вибронапряжений (рис.2.1), приводящим к разрушению лопатки.

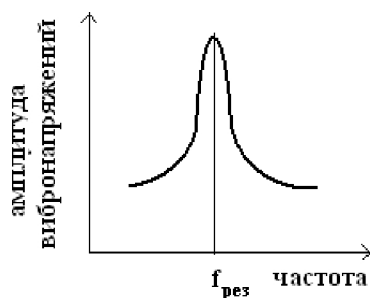


Рис.2.1. Типичная амплитудно-частотная характеристика упругой системы ($f_{рез}$ – частота на резонансе)

Примеры характерных разрушений лопаток

Разрушение лопаток из-за резонансных явлений

Опыт эксплуатации АД и ЭУ показал, что большинство разрушений лопаток обусловлено их резонансными колебаниями. При таких разрушениях на поверхности профиля разрушенной лопатки (рис.2.2) можно выделить две характерные зоны: блестящую и матовую.

Первая находится в начале зарождения трещины (входная или выходная кромки, спинка – эти места наиболее удалены от нейтральных осей и при изгибе здесь наблюдаются максимальные вибронапряжения).

Для этой зоны характерна блестящая поверхность, образуемая трением между сопрягаемыми разрушенными частями пера. Об этом свидетельствует и возрастание демпфирования как следствие увеличение работы сил сухого трения по поверхности излома.

Вторая зона характерна для мгновенного разрушения под действием статической нагрузки, например в следствии действия поля центробежных сил. Для некоторых конструкционных материалов отмечают и третью зону, так называемую переходную между первой и второй.

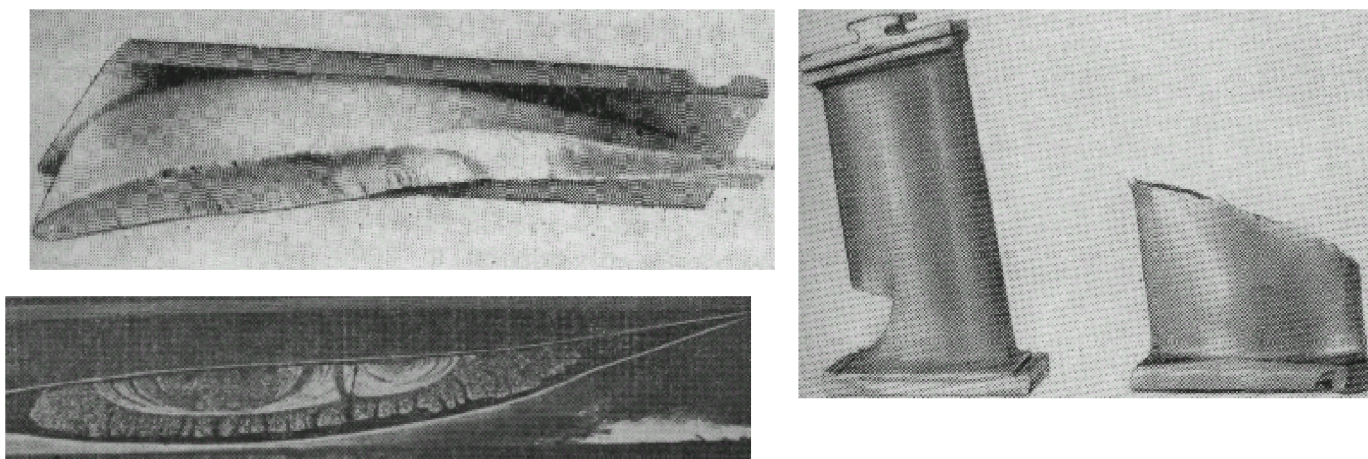


Рис.2.2. Усталостные разрушения лопаток

Усталостное разрушение из-за коррозионно-эрозионного снижения предела выносливости.

Другой причиной усталостных разрушений лопаток является снижение предела выносливости конструкции, вызываемая коррозионно-эрозионными повреждениями профиля пера. Оно обусловлено наличием в газовой воздушном потоке химически активных элементов. Такое возможно при эксплуатации летательного аппарата (двигателя) в районе морских акваторий, в воздухе которых присутствуют химические элементы, вызывающие эрозию и коррозию лопаток.

Пример таких повреждений лопатки приведен на рис.2.3.

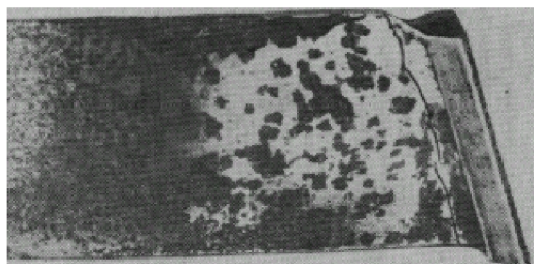


Рис.2.3. Лопатка компрессора, работавшая в контакте с брызгами морской воды

Снижение предела выносливости лопаток турбины из-за разрушения лопаток компрессора

При разрушении лопатки компрессора ее осколки, попадая в камеру сгорания, плавятся, и этот металл оседает на лопатках турбины (рис.2.4), что приводит к существенному снижению их прочности.

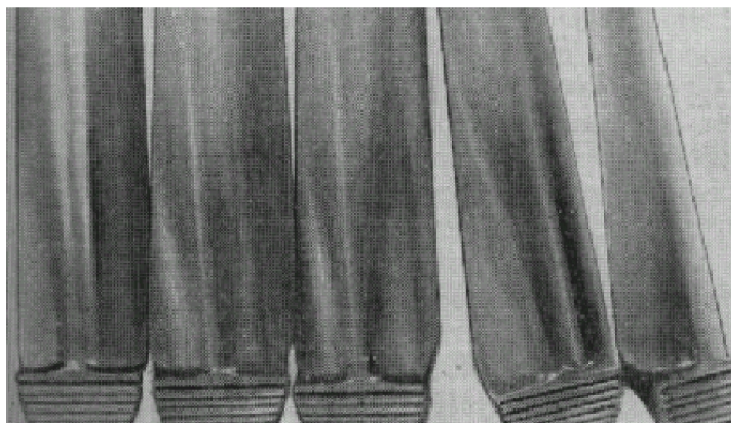


Рис.2.4. Лопатки турбины, на пере которых имеется налет расплавленного металла разрушенной лопатки компрессора

Попадание посторонних предметов

Следствием снижения предела выносливости может быть пылевой износ, характерный для лопаток вертолетных двигателей, эксплуатируемых на малых высотах (рис.2.5).

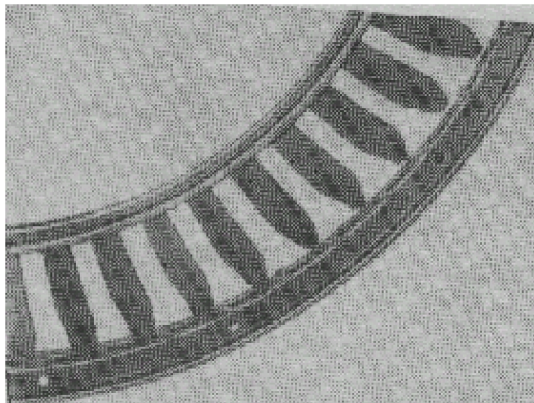


Рис.2.5. Пылевой износ лопаток направляющего (спрямляющего) аппарата

Попадание посторонних предметов приводит к появлению концентраторов напряжений и с этого места развиваются усталостные трещины. Кроме того происходит касание рабочих лопаток о статор (рис.2.6.)

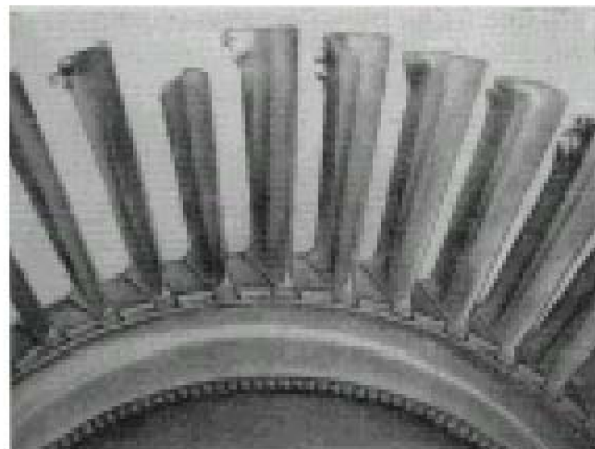
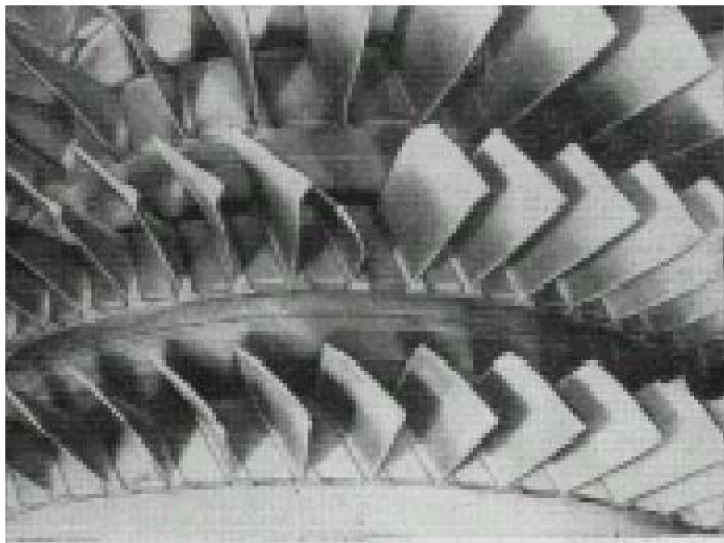


Рис.2.6. Разрушение ротора компрессора

Для повышения КПД и вибрационной прочности турбины в ее конструкцию вводят концевое (периферийное) бандажирование рабочих лопаток при помощи полок различных конструкций (в паротурбинных энергетических установках для целей обеспечения их вибрационной надежности турбины используют различного рода связи лопаток между собой – проволоочные, ленточные, звеньевые и др, с помощью которых лопатки объединяют в единую упругую систему, повышая их вибрационную надежность).

При наличии в конструкции турбины бандажных полок предусматривают гарантированный натяг по контактным поверхностям полок соседних лопаток. Снижение натяга вследствие контактного износа поверхностей полок может привести к появлению зазора между ними, к изменению собственной частоты лопаток, к разрушению полок, что приводит к выходу из строя турбины (Рис.2.6)

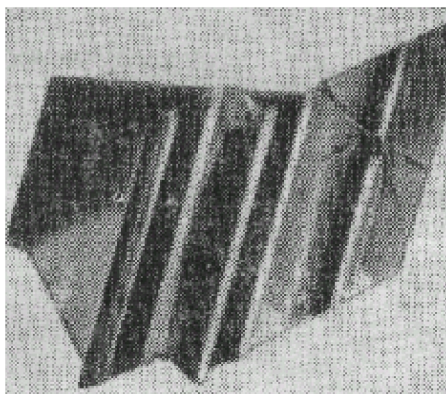


Рис.2.7. Разрушение полки лопатки турбины

Другой причиной вибрационных разрушений лопаток является появление при эксплуатации двигателей специфических условий, которые не были предусмотрены в задании на проектирование. Например, неравномерное обледенение входного устройства, полет лета-

тельного аппарата, когда на входе двигателя создается поток с различными параметрами по окружности.

Дефекты лопаток можно условно разделить на конструктивные (наличие неучтенных при проектировании резонансов), технологические (нарушение режимов обработки лопатки, отклонение профильной или замковой части от технических требований чертежа, наличие локальной структурной неоднородности в виде прижогов, остаточных напряжений и др.) и эксплуатационные (попадание посторонних предметов, условия, не предусмотренные требованиями эксплуатации.).

Одной из важнейших динамических характеристик является предел выносливости профильной части (пера) лопатки и её хвостовика. Предел выносливости позволяет оценить запасы прочности конструкции. Такая оценка производится на стадии проектирования с применением справочных данных по механическим свойствам конструкционных материалов, полученных на образцах.

Однако такие справочные данные не отражают технологические и конструктивные особенности конкретной лопатки, а сведения по демпфированию в материалах крайне ограничены.

Поэтому необходимы испытания лопаток по определению предела выносливости конкретной конструкции лопатки, выполненной по штатной технологии, с предварительной оценкой ее демпфирующей способности.

Такие испытания позволяют сократить время доводки двигателя и, самое главное, оценить реальные запасы прочности с возможностью предотвращения тяжких последствий эксплуатации. Для этого необходимо иметь сведения по основным свойствам материала в зависимости от условий работы двигателя.

Демпфирующие свойства конструкции, в частности лопаток, оказывают существенное влияние на их вибронпряженность.

В общем случае демпфирование характеризуется потерями внешней энергии, вводимой в систему, на различного рода работы сил трения (сухого, гидравлического, электромагнитную и т.п.). В результате этого снижается уровень резонансных напряжений. Поэтому повышение демпфирования в лопатках способствует обеспечению требований к двигателю по вибрационной надежности.

Характеристики по пределу выносливости и по демпфированию могут быть получены только при испытаниях лопаток в лабораторных условиях при соблюдении штатной технологии изготовления лопаток. Для этого требуется определить место, в котором на лопатке напряжения максимальны (провести анализ спектра собственных форм и эпюры относительных вибронпряжений). Такие испытания сложны, трудоемки, требуют специального оборудования и подготовленных кадров высокого уровня (техников, рабочих высокой квалификации, инженеров).

Экспериментальное определение распределений напряжений, соответствующее различным формам колебаний лопаток, осуществляется в лабораторных условиях. Для этого исследуемая лопатка препарируется тензодатчиками (элементы, чувствительные к изменению сопротивлений источника тока), расположенными на пере лопатки. Такие первичные преобразователи сигнала тарируются и позволяют оценить действительное напряжение в лопатке на исследуемой форме колебаний и установить место на поверхности лопатки с максимальным уровнем напряжений. Однако такая информация является предварительной. Точное место на лопатке с максимальным уровнем напряжений можно получить только при ее разрушении на испытываемой форме колебаний. Это объясняется сложной геометрической формой пера и связанного с ней высокого градиента напряжений, при котором небольшое отклонение от выбранного места размещения тензорезистора приводит к существенному изменению уровня напряжений, фиксируемого тензорезистором.

3. Экспериментальные стенды для исследования динамических характеристик упругих систем

К упругим системам относятся лопатки, диски, рабочие колеса, оболочки и др. конструкции АД и ЭУ. На примере упругой системы типа «*лопатка*» рассмотрим экспериментальные стенды для исследования ее динамических характеристик (спектра собственных форм и частот, расчет первой собственной частоты колебаний лопатки компрессора и ее сравнение с экспериментальными результатами).

Для исследования колебаний лопатки необходимо ее привести в колебательное движение (в теории колебаний – возбудить колебание конструкции).

Для этой цели служит блок **ВОЗБУЖДЕНИЯ**.

Рабочим органом возбудителя колебаний является **ВИБРАТОР**.

Он может быть:

-механическим (например, вращающийся груз с предварительно смещенным центром тяжести);

- электромагнитным (используются импульсы, подаваемые на катушку электромагнита);
- электродинамическим (в постоянном магните находится катушка, на которую подается сигнал переменной частоты и она находится в механическом контакте с объектом исследований);
- воздушным (возбуждение происходит струей сжатого воздуха);
- пьезоэлектрическим (используется преобразование электрического сигнала в кристалле сегнетовой соли в механическое движение).

Каждый из этих вибраторов имеет свои специфические характеристики (характеризуемые величиной амплитуды силы возбуждения и диапазоном частоты возбуждения, в которой сила возбуждения является эффективной) и их применение обусловлено требованиями к эксперименту.

В учебных целях для демонстрации форм колебаний лопатки использован электромагнитный вибратор. Он прост в эксплуатации, надежен, применен обычный трансформатор с III – обмоткой магнитопроводом любого радиоустройства с катушкой (катушка - это каркас, на который намотан изолированный провод).

Чтобы вибратор привести в действие, к нему необходимо подвести *переменный ток (сигнал)* необходимого уровня (амплитуды) и заданной частоты. Для этого используется блок, состоящий из *усилителя мощности и генератора переменной частоты*.

Для контроля за уровнем вибрации конструкции необходим блок **ИЗМЕРЕНИЙ**.

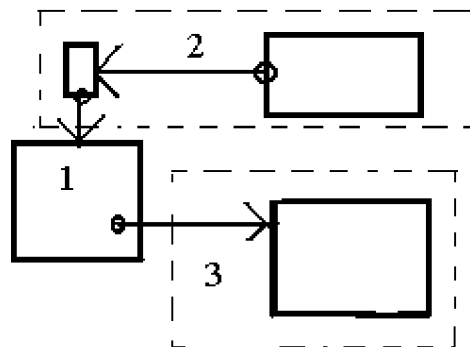
Он состоит из первичного преобразователя (**датчика**) механического движения в электрический сигнал и регистрирующих приборов:

- осциллограф – фиксирует форму сигнала (уровень размаха сигнала, искажение сигнала, помехи в выходном сигнале);
- вольтметр (для замера амплитуды тарированного вибронапряжения);
- частотомер (для точной фиксации частоты выходного сигнала) и другое необходимое оборудование, например записывающие устройства для автоматической обработки результатов эксперимента.

В качестве **датчика** может использоваться любая система преобразования механического движения в электрический сигнал:

- **контактные**, которые жестко связаны (наклеиваются) с поверхностью испытываемой лопатки: тензорезисторы (проволочные, фольговые, полупроводниковые, пьезоэлектрические элементы (кристаллы сегнетовой соли) и др.);
- **бесконтактные** - токовихревые и другие аналогичные системы.

На рисунке 3.1 представлена блок - схема классической экспериментальной установки для экспериментального определения спектра собственных частот и форм колебаний конструкций элементов двигателя (лопаток, дисков, рабочих колес, оболочек и др.). По такой блок – схеме построены экспериментальные стенды для определения спектра собственных частот и форм колебаний лопаток, дисков, оболочек, а также для экспериментального определения первой собственной частоты изгибных колебаний лопатки.



- 1- объект исследований,
- 2- блок возбуждения,
- 3- блок контроля вибрации

Рис.3.1. Блок - схема установки

Определение динамических характеристик лопаток (собственных частот и форм колебаний) может производиться различными способами: общеизвестным – с помощью песчаных фигур, голографическим, при испытании на вибростендах.

Наименьшей энергоемкостью и трудоемкостью при значительной информативности и наглядности обладает метод исследования собственных форм и частот с использованием песчаных фигур. Поэтому этот метод применен в лабораторной работе.

4 . Экспериментальное определение спектра собственных частот и форм колебаний лопатки осевого компрессора (лабораторная работа)

4.1 Описание экспериментального стенда (установки)

Цель лабораторной работы - ознакомить с методикой экспериментального определения собственных частот и форм колебаний (спектра собственных частот и форм колебаний) элементов конструкции ГТД. Такая работа проводится перед началом динамических испытаний, связанных с вибрационной доводкой элементов конструкции двигателя. На примере лопатки компрессора рассмотрим предлагаемую методику исследований.

Лопатка, как всякое упругое тело с распределенной массой, обладает бесчисленным множеством частот собственных колебаний. Каждой из собственных частот соответствует своя строго определенная форма колебаний, т. е. определенное распределение прогибов и напряжений по перу лопатки.х

Совпадение частоты возбуждающей силы с одной из собственных частот вызовет появление резонанса. При резонансе амплитуда колебаний резко возрастает (рис.2.1.), что может привести к быстрой поломке лопатки. Поэтому при проектировании и доводке компрессора

или газовой турбины необходим спектр собственных частот колебаний лопатки для того, чтобы по возможности отстроить их от частот возмущающих сил на рабочих режимах работы двигателя.

С другой стороны, если все же резонансная поломка лопатки произошла, то при анализе ее причин необходимо точно знать, на какой частоте она произошла. Наличие спектра собственных форм колебаний лопатки облегчает проведение такого анализа. Так как форма колебаний на резонансе совпадает с соответствующей собственной формой, характеризуемой определенным распределением напряжений по перу, то по установленному месту зарождения усталостной трещины можно судить о том, на какой форме колебаний (на какой частоте) произошло разрушение.

Таким образом, для борьбы с резонансными поломками лопаток необходим как спектр собственных частот лопаток, так и спектр соответствующих им форм колебаний.

Для исследования спектра собственных частот и форм колебаний лопатки необходим блок возбуждения вынужденных колебаний лопатки. Он представляет собой возбудитель (вибратор), который своими силовыми переменными по частоте импульсами воздействует на лопатку (объект эксперимента) и приводит ее в колебательное движение; усилителя мощности для работы вибратора; генератора переменной частоты для изменения частоты возбуждения и настройки системы на ее собственную.

Для контроля за уровнем вибрации используется блок из первичного преобразователя механических деформаций лопатки в электрический сигнал с регистрацией формы сигнала на осциллографе.

На рисунке 4.1 представлена блок - схема классической экспериментальной установки для экспериментального определения спектра собственных частот и форм колебаний конструкций элементов двигателя (лопаток, дисков, рабочих колес, оболочек и др.).

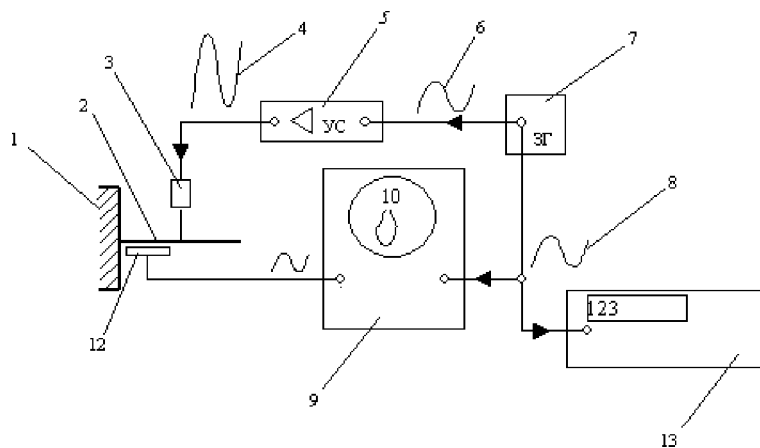


Рис. 4.1. Блок – схема экспериментальной установки:

1 – основание, 2- лопатка, 3 – вибратор, 4, 6, 8, 11 – уровни сигналов сил возбуждения и вибронапряжений (до входа в усилители и на выходе из них), 5 – усилитель, 7 – генератор сигналов, 9 – регистратор сигналов с объекта исследований, 10 – фигура Лиссажу, 12 – датчик вибронапряжений, 13 – фиксатор частоты.

Ошибка!

На базе такой классической схемы разрабатываются блоки возбуждения объекта исследований и блоки регистрации его колебаний с применением современных технологий.

Принципиальная схема такого устройства представлена на рис.4.2.

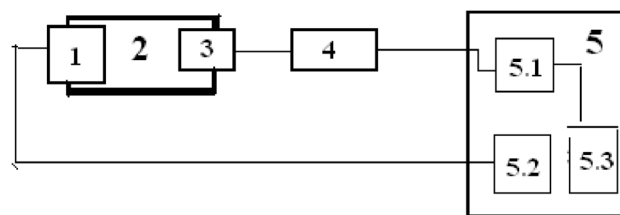


Рис. 4.2. Блок – схема проектируемой установки для исследования вибрации упругих систем:

1 - блок возбуждения; 2- объект эксперимента (лопатка, диск, оболочка и др.); 3- регистратор колебаний (первичный преобразователь); 4 – усилитель сигнала первичного преобразователя;

5 – ПК (5.1 –согласующее устройство, 5.2 – генератор на базе ЦАП, 5.3- аналого- цифровой преобразователь.

ко-

преобразова-

Учебная экспериментальная установка (стенд) (рис. 4.1) состоит из следующих элементов: основания 1 с зажимным приспособлением, в котором крепится испытуемая лопатка 2, электромагнитного вибратора 3, усилителя мощности 5; генератора 7. Для контроля за процессом колебаний лопатки используется пьезоэлектрический элемент 12, жестко связанный с лопаткой 2. При деформации лопатки в датчике 12 генерируется электрический сигнал 11. Этот сигнал поступает на осциллограф, на экране которого можно наблюдать фигуры Лиссажу 10. Для этого с генератора сигнала 7 на другой вход осциллографа подается сигнал с частотой возбуждения лопатки. В зависимости от соотношения частот возбуждения и собственной фигуры Лиссажу имеют виды, представленные на рис.4.3.

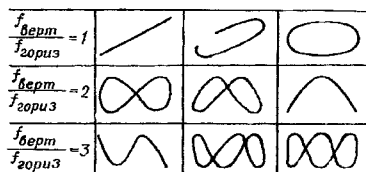


Рис. 4.3. Виды фигур Лиссажу в зависимости от соотношения частоты возбуждения и собственной .

При совпадении вынужденной частоты с собственной частотой колебаний лопатки, фигура Лиссажу приобретает форму эллипса (окружности, прямой), тогда по шкале частотомера фиксируется частота собственных колебаний лопатки.

В состав блока возбуждения входит генератор сигналов 7, усилитель мощности 5 и вибратор 3. Сигнал 7 с генератора заданной частотой поступает на усилитель, где происходит его усиление до заданной амплитуды 4. Этот сигнал с заданной амплитудой и частотой подают на вибратор, где происходит его преобразование в силовое знакопеременное электромагнитное поле, воздействующее на перо лопатки. В результате она начинает совершать колебания с заданной частотой и амплитудой. Следует отметить, что такой метод возбуждения можно применять только для лопаток, выполненных из материалов, чувствительных к магнитному полю. Для лопаток, выполненных из алюминиевых или титановых сплавов, использование электромагнитного метода невозможно.

Возбуждение колебаний лопатки производится электромагнитным вибратором, питаемым от усилителя током переменной частоты. Плавное изменение частоты генератора, получаем совпадение собственных частот с частотами возбуждения (рис.4.4) , т.е. упругую систему (лопатку) настраиваем на резонансы ($f_{\text{рез.1}}$, $f_{\text{рез.2}}$, $f_{\text{рез.3}}$), которые характеризуются резким

возрастанием виброамплитуды, фиксируемой на экране осциллографа (или другим прибором).

Из теории колебаний упругих систем известно, что каждой из собственных частот системы соответствует своя определенная форма колебаний (или каждой из собственных форм колебаний системы соответствует своя определенная частота колебаний).

Определение форм колебаний лопатки производится при помощи песчаных фигур. Для этого на горизонтально установленную лопатку наносится слой песка.

Так как резонансы по частотам дискретны (рис. 4.4), то на каждом из них песок начинает интенсивно перемещаться по поверхности пера лопатки, концентрируясь в узлах исследуемой формы колебаний, т.е. в тех местах, которые при колебаниях остаются неподвижными. Анализ расположения узловых линий (формы колебаний) позволяет прогнозировать распределение вибронапряжений по перу лопатки при данной форме колебаний.

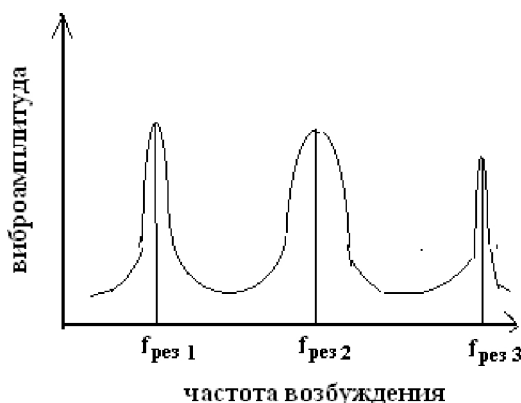


Рис. 4.4. Дискретная амплитудно-частотная характеристика упругой системы

При стабилизации перемещения песка фиксируется его положение и частота колебаний на данной форме. Поскольку при резонансе частота возбуждения совпадает с одной из собственных частот, то определяя частоту возбуждения по показаниям задающего генератора частоты, тем самым определяем одну из собственных частот колебания лопатки.

4.2. Последовательность проведения эксперимента

1. Подготовить свой вариант (по заданию преподавателя) лопатки к проведению эксперимента.
2. Закрепить в приспособлении корытцем вверх.
обезжирить поверхность пера (можно использовать мел).
3. Подготовить сухой песок.
4. Под контролем лаборанта включить приборы и усилительную установку.
5. Посыпать поверхность лопатки песком.
6. При помощи генератора, плавно изменяя частоту возбуждения, настраивать лопатку на резонансы.
7. В момент резонанса (специфический звук, издаваемый колеблющейся лопаткой, возрастание амплитуды напряжений на экране осциллографа) песок начинает интенсивно перемещаться по поверхности лопатки и собираться в узлах исследуемой формы колебаний. При стабилизации движения песка зарисовать полученную фигуру и записать частоту колебаний.
8. В соответствии с классификационными признаками расположить полученную форму колебаний в необходимую клетку таблицы рис.4.5 и на график рис. 4.6.

9. Выключить установку, привести в порядок.
10. Оформить отчет в соответствии с требованиями и сдать работу.

4.3. Обработка результатов эксперимента и их анализ

Рисунки узловых линий на разных формах колебаний лопатки подчиняются определенной закономерности, представленной на рис. 4.5.

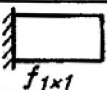
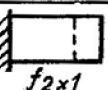
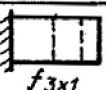
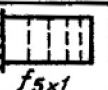
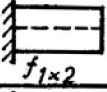
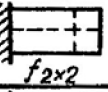
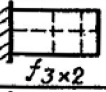
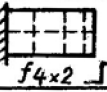
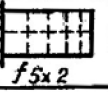
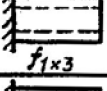
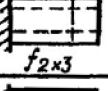
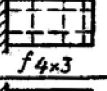
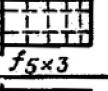
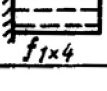
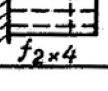
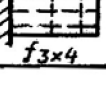
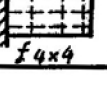
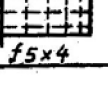
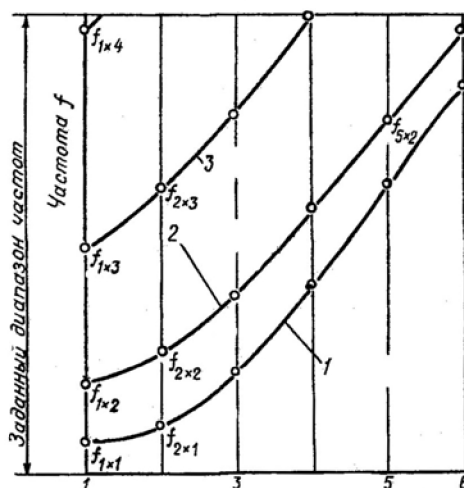
$\begin{matrix} m \\ n \end{matrix}$	1	2	3	4	5
1					
2					
3					
4					

Рис. 4.5. Формы колебаний (узловые линии) модели лопатки в виде пластины

Такая закономерность выражается в том, что частоты форм в строке (условно названные в первой строке изгибными, во второй – крутильными, в третьей – пластиночными) с увеличением номера столбца увеличиваются и располагаются на плавной кривой. Частоты форм, располагающихся в данной строке, увеличиваются с увеличением номера столбца и располагаются на плавной кривой. Характерный вид этих частотных кривых представлен на рис.4.6. Аналогичным свойством обладают и столбцы: частоты форм увеличиваются с увеличением номера строки и также располагаются на плавной кривой.

Если в данной строке (столбце) уже определено несколько собственных форм, то строя по известным для них значениям частот зависимость частоты от номера столбца (строки), можно приближенно найти частоту пропущенной формы, что облегчает ее поиск.



номер столбца (см.рис.4.5.)

Рис.4.6. Характерная зависимость собственных частот от номера столбца

- 1 – первая строка – семейство изгибных форм;
- 2 – вторая строка – семейство крутильных форм;
- 3 – строка – семейство пластиночных форм

По частотным кривым, экстраполируя их в сторону больших номеров столбцов (строк), можно судить также о числе собственных форм, попадающих в заданный диапазон частот. Рисунки собственных форм пластины подтверждают общую закономерность образования собственных частот и форм колебания реальной лопатки (рис.4.7).

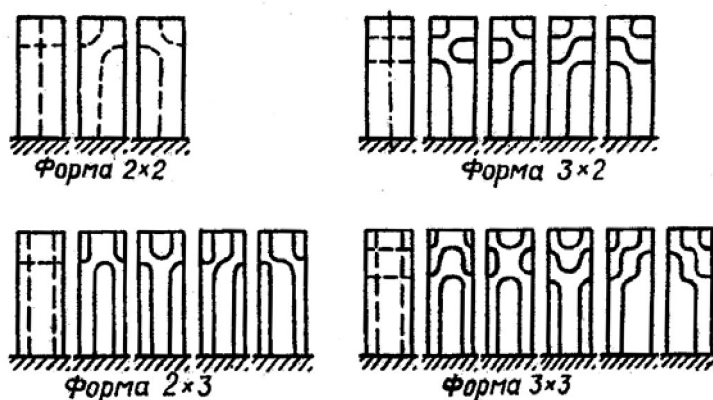


Рис.4.7. Возможные искажения рисунка узловых линий исходных форм при переходе к реальной лопатке

Однако можно проследить общность образования узловых линий, качественную закономерность таблицы форм (рис.4.5.) и свойства частот (рис.4.7.).

Следует отметить, что формы колебаний: чисто изгибная, чисто крутильная и чисто пластиночная располагаются в первом столбце таблицы рис.4.5. В остальных клетках таблицы находятся формы искаженные, т.е. изгибно-крутильные.

4.4. Содержание отчета

Отчет о проделанной работе должен содержать:

- описание установки;
- методику проведения эксперимента;
- таблицу собственных форм с рисунками узловых линий и собственными частотами; частотные кривые;
- анализ полученных результатов, выводы и заключение.

4.5. Контрольные вопросы

1. Назовите основные цели определения собственных частот и форм колебаний.
2. Что такое форма колебаний?

3. Чем характерен и опасен резонанс?
4. Для какой цели необходим спектр собственных частот и форм колебаний?
5. Назовите состав и назначение оборудования, входящего в состав экспериментального стенда.
6. Для какой цели при эксперименте используются фигуры Лиссажу?
7. Поясните, почему песок собирается в узлах собственных форм?
8. Какой закономерности подчиняются рисунки узловых линий?
9. Почему искажаются узловые линии реальной лопадки?

5. Определение первой собственной частоты и формы колебаний лопадки осевого компрессора (лабораторная работа)

Цель работы- показать качественное и количественное совпадение результатов расчета и эксперимента. Определение первой собственной частоты и соответствующей ей формы колебаний производится резонансным методом. С помощью вибратора возбуждаются резонансные колебания лопадки и ее самая низкая резонансная частота будет искомым формой и собственной частотой. На этой частоте снимаются показания тензорезисторов по перу лопадки и замеряется декремент колебаний.

Вибронапряженность конструкции определяется многими неоднозначными факторами. Одни из них ее усиливают, другие понижают. Установить их взаимное влияние практически невозможно даже при современных расчетных средствах. Причиной, во-первых, является трудность расчета аэродинамических сил по поверхности пера лопадки и их взаимодействие с колебательным движением пера лопадки в этом процессе, и во-вторых, практически неизвестны силы демпфирования, которые активно участвуют в этом же процессе. Поэтому при испытаниях в лабораторных условиях определяют относительное распределение вибронапряжений по поверхности пера лопадки (отношение текущего вибронапряжения к максимальному) по формам колебаний, а также уровни демпфирования в исходной конструкции по формам колебаний.

5.1 Описание экспериментального стенда (установки)

Определение собственной частоты, распределений напряжений и декрементов колебаний производится на вибростенде КуАИ-ВВ. Выбор стенда обоснован тем, что он позволяет проводить испытания в широком диапазоне частот при высоком уровне вибронапряжений в испытываемой конструкции лопадки.

Стенд уникален, на этом стенде можно проводить весь цикл динамических испытаний упругих систем: определять собственные частоты и формы колебаний (распределение вибронапряжений), демпфирование, пределы выносливости,

- *Вибростенд создан коллективом кафедры конструкции двигателей и отраслевой лаборатории динамики и прочности двигателей КуАИ - СГАУ под руководством профессора, д-ра техн. наук Иванова В.П. и предназначен для исследования динамических (вибрационных) характеристик упругих систем. Используется на предприятиях при создании АД и ЭУ.*

На рисунке 5.1 представлена схема бесконтактного (отсутствует жесткая механическая связь между возбудителем и объектом испытаний) вибратора.

Такая система возбуждения не имеет динамического взаимодействия между вибратором и объектом исследований, что позволяет определять динамические характеристики только объекта исследований.

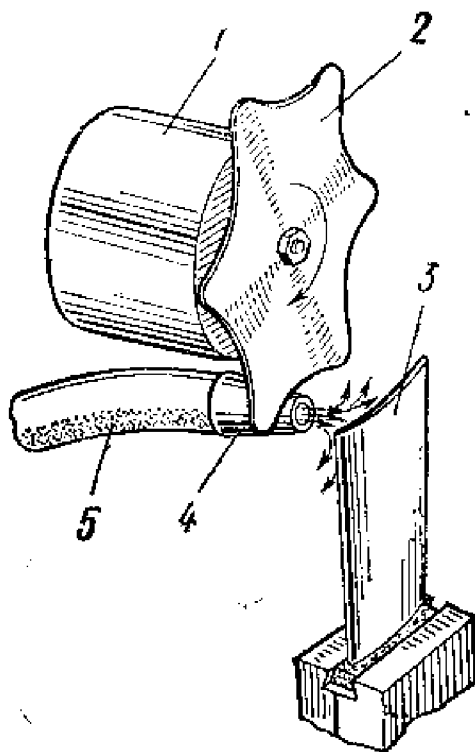
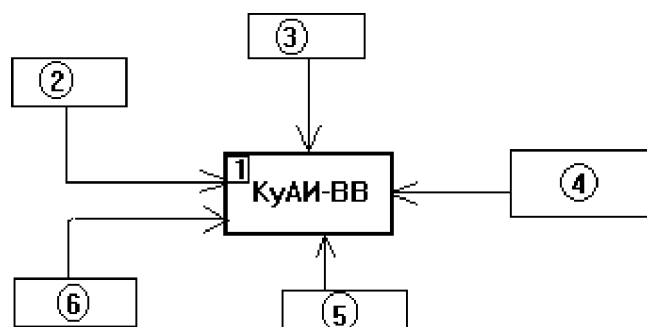


Рис 5.1. Принципиальная схема вибратора:
 1 – привод; 2 – модулирующий диск; 3 – лопатка;
 4 – сопло; 5 – подвод сжатого воздуха

Вибростенд включает в себя ряд систем (рис.5.2): собственно вибратор 1; систему подачи воздуха 2; привод вибратора 4; пульт управления 3; измерительную систему 5; систему координат положением вибратора 6; соответствующие коммуникации.

Блок – схема систем стенда представлена на рис. 5.2.

Системы станда



- 1 - воздушный вибратор (пульсатор);**
- 2 - система воздушная;**
- 3 - система стабилизации;**
- 4 - система электропривода;**
- 5 - система измерений;**
- 6 - система координат.**

Рис. 5.2. Блок - схема систем станда

Если струю сжатого воздуха (рис. 5.1), истекающего из сопла 3, перекрывать вращающимся диском с отверстиями (модулирующий) 2, то на его выходе будет создаваться переменная (импульсная) сила, усилие которой воздействует на объект эксперимента (лопатку) 4. При совпадении частоты следования импульсов этой силы с частотой собственных колебаний лопатки возникнет явление резонанса.

Таким образом, возбуждение резонансных колебаний лопатки осуществляется воздушной пульсирующей струей вибратора, частота которой пропорциональна частоте вращения ротора и числу отверстий в диске (аналогично возбуждению лопатки из-за окружной неравномерности потока, вызываемых конструктивными элементами – числом отверстий в диске эквивалентно числу конструктивных элементов).

Для эксперимента лопатка препарируется (на неё устанавливаются) первичными преобразователями сигнала (датчики), которыми являются тензорезисторы. При деформации объекта исследования они выдают электрический сигнал, пропорциональный его относительной деформации в месте их расположения.

При известной зависимости амплитуды электрического сигнала от относительной деформации объекта в месте расположения тензорезистора (используется тарировка), можно оценить уровень механических вибронапряжений в месте размещения датчика на лопатке.

Как правило, исследуются изгибно-крутильные формы колебаний, на которых максимальные уровни напряжений располагаются в местах, наиболее удаленных от нейтральных осей инерции. Такими местами на профиле пера являются входная и выходная кромки, а также на спинке в месте максимальной толщины профиля.

Поэтому датчики ориентируют вдоль кромок пера (входной и выходной), а на конце лопатки - вдоль хорды. При необходимости исследования других опасных форм колебаний расположение и ориентация датчиков выбирается из требований к исследуемой форме колебаний. Для этих целей используются результаты, получаемые при определении собственных частот и форм по песчаным фигурам.

Число тензорезисторов, устанавливаемых на лопатку, зависит от ее размеров и требований к точности построения эпюры распределений напряжений. Необходимо, чтобы один из датчиков обязательно был расположен в месте возможного уровня максимальных напряжений по перу лопатки. Блок - схема системы измерений приведена на рис.5.3.

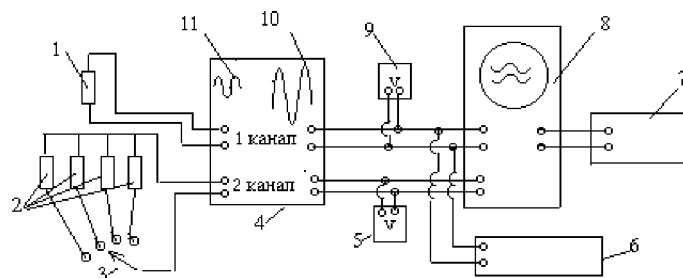


Рис.5.3. Блок - схема замера распределений напряжений по перу лопатки:

- 1 – датчик контрольный (имеет наибольший уровень сигнала);
- 2 – датчики рабочие (имеют разные уровни сигнала относительно контрольного);
- 3 – переключатель рабочих датчиков; 4 – усилитель сигналов;
- 6 – измеритель частоты сигналов;
- 7 – генератор сигналов (используется для оценки фазы напряжений между контрольным и рабочими датчиками);
- 5, 8, 9 – регистраторы фазы и уровня сигналов;
- 10, 11 – на входе и выходе из усилителя

Для снятия распределений напряжений используется два канала усилителя сигналов 4 (рис.5.3). К входу одного из них подключается контрольный датчик 1, к входу другого через переключатель 3 подключаются последовательно рабочие 2.

На выходе из каждого канала усилителя устанавливаются регистраторы сигналов (вольтметры 5,9 и осциллограф 8) для фиксации уровня напряжений с датчиков и фазы между ними. Такие замеры позволяют построить эпюры распределений напряжений (относительную форму упругой линии) при колебании лопатки. Вид таких эпюр, снятых по тензорезисторам, размещенными на входной кромке пера лопатки, представлен на рис.5.4.

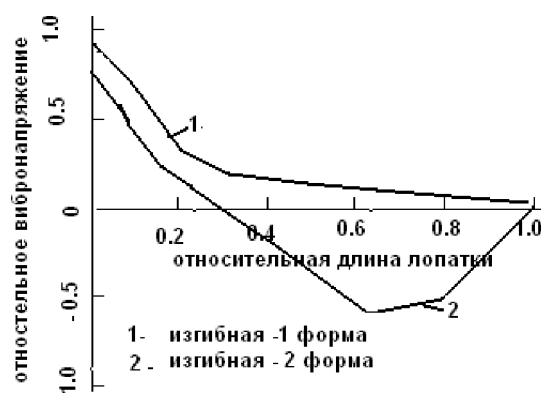


Рис.5.4. Качественное распределение напряжений по входной кромке лопатки по первой и второй форме изгибной формы колебаний

Анализируя закономерности распределений напряжений по перу лопатки, можно установить связь с рисунками узловых линий песчаных фигур, получаемых в первой лабораторной работе. По первой форме колебаний узел находится в заделке, по второй фиксируется

два узла - один в заделке, второй – на некотором расстоянии от неё. Этим объясняется смена знака напряжений, что фиксируется на экране дисплея (осциллографа).

5.2. Методика проведения эксперимента и обработка результата, анализ

Установив лопатку на стенд, производят настройку вибратора на известную собственную частоту колебаний лопатки. При этом лопатка входит в резонанс и начинает совершать колебания по данной собственной форме (фиксируется визуально или по уровню напряжений по приборам 5.8.9).

Для настройки лопатки на резонанс, в принципе, можно воспользоваться любым из тензодатчиков, наклеенных на лопатке. Однако, если на произвольно выбранном датчике на данной форме колебаний окажется низкий уровень вибронапряжений, то лопатку можно вывести из строя до проведения основных исследований. Поэтому предварительно следует определить на лопатке, в каком месте пера следует ожидать максимальные напряжения. В этом исследовании окажет помощь рисунок узловых линий, полученный с помощью песчаных фигур.

После выхода на режим испытаний и замера напряжений (возбуждение поддерживается постоянным) всех датчиков определяется датчик с максимальным уровнем напряжений. Он принимается в качестве контрольного 1. При этом уровень вибронапряжений на контрольном датчике должен быть таким, чтобы лопатка не сломалась в процессе всего испытания. Этот уровень фиксируется и в процессе испытания поддерживается постоянным за счет изменения параметров воздуха на выходе из сопла вибратора.

Последовательно, опрашивая (с помощью переключателя 3) рабочие датчики 2, можно определить напряжения по перу лопатки и построить распределение относительных напряжений по перу лопатки как отношение напряжения сигнала в месте установки датчика к контрольному

$$\bar{\sigma} = \frac{\sigma_p}{\sigma_k},$$

где σ_p — напряжения на рабочих датчиках,
 σ_k — напряжение на контрольном датчике.

По этой методике построены эпюры напряжений по первой и второй изгибным формам колебаний, представленные на рис.5.4.

5.2.1. Определение демпфирования

Демпфирование – это процесс перевода внешней энергии, вводимой в систему, в другие, например в тепловую. В частности, такой процесс характерен для работы сил сухого трения на взаимном перемещении двух сопрягаемых поверхностях. Из энергетических соотношений теории колебаний следует, что на установившемся резонансном режиме колебания лопатки поддерживаются за счет баланса вводимой и отводимой энергии за счет работы сил трения. В результате уровень максимальных вибронапряжений оказывается пропорционален уровню демпфирования.

Для снятия декрементов колебаний лопатки обычно используется контрольный датчик. Плавное изменение частоты возбуждения вибратора, фиксируется уровень напряжений, соответствующий каждому значению частоты возбуждения, производится построение резонансной кривой, т.е. зависимости напряжений от частоты возбуждения (рис.5.5) .

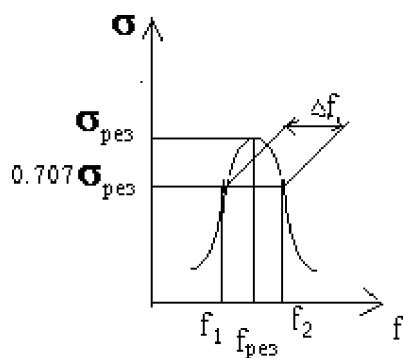


Рис.5.5.. Типичная резонансная кривая

После построения резонансной кривой, ее обрабатывают по формуле

$$\delta = \frac{\pi \Delta f}{f_p},$$

где δ – декремент колебаний, Δf – ширина резонансной кривой при уровне вибронапряжений 0.707 от резонансного, f_p – резонансная частота.

Таким образом, предлагаемый метод является одним из способов замера величины демпфирования в любой колебательной системе.

5.3. Порядок проведения эксперимента

1. Включить измерительные приборы.
2. Провести анализ формы колебаний и возможных распределений напряжений по перу и определить место на лопатке с высоким уровнем напряжений. Разместить в этом месте тензодатчик и подключить его к тензоусилителю.
3. Произвести запуск вибратора и, плавно изменяя частоту возбуждения, настроить лопатку на резонансный режим. Изменяя давление воздуха, установить заданный уровень напряжений. Определить и зафиксировать резонансную частоту.
4. Подключая к усилителю последовательно все датчики, снять их показания.
5. Определить относительные напряжения и построить в некотором масштабе эпюры распределений по перу лопатки. (Отдельно по входной и выходной кромке и по спинке). По эпюрам установить форму колебаний.
6. Подключить к входу усилителя контрольный датчик.
7. Подстроить лопатку на резонанс и зафиксировать максимальный уровень напряжений
8. Уменьшить частоту возбуждения до падения напряжений до уровня 0.5 от максимального, зафиксировать частоту.
9. Медленно увеличивая частоту, периодически фиксировать значения напряжений и соответствующие им значения частот. Этот процесс продолжать до тех пор, пока уровень напряжений не достигнет максимума и вновь не снизится до уровня 0.5 от максимального.
10. По результатам испытаний построить резонансную кривую и по её параметрам определить декремент колебаний.

5.4. Содержание отчета

Отчет о выполненной работе должен содержать:

- изложение цели работы,
- схему замеров,

- схему расположения тензодатчиков на лопатке,
- эпюры распределения напряжений,
- резонансную кривую и схему обработки,
- результаты испытаний и выводы.

5.5. Контрольные вопросы

1. Назовите принципы возбуждения элементов конструкции
2. Какие основные причины разрушения лопаток турбомашин?
3. Для какой цели необходимо знать распределение напряжений по перу лопатки?
4. Каким образом производится оценка демпфирования лопатки?

6. Расчетные методы определения собственных частот колебаний лопатки

Лопатка как пространственная упругая система с распределенной массой обладает собственными движениями в пространстве и имеет множество собственных форм и соответствующие им собственные частоты.

Определение собственных форм колебаний и их частот для конкретной конструкции лопатки представляет значительные трудности. Поэтому приходится в ряде случаев обращаться к расчетным схемам, в которых ряд конструктивных факторов не учитывают и они закладываются в запасы прочности. Такой подход оправдан на стадии эскизного проектирования. В дальнейшем используют специализированные программы расчета, например ANSYS, позволяющие учитывать особенности конструкции и ее условия работы. Разработка таких вычислительных комплексов базируется на классических методах теории колебаний упругих систем.

Приведем краткую характеристику некоторые из них.

6.1. Метод наложений (использован в стандартной лабораторной работе)

Реальная лопатка с распределенной массой схематизируется в виде упругой системы с сосредоточенными массами. Для этого лопатка разбивается по длине на n равных участков и считается, что масса каждого участка сосредоточена в его середине, а моменты инерции и площади сечений в пределах участка постоянны и равны соответственно моменту инерции и площади среднего сечения участка.

Рассматриваются свободные изгибные гармонические колебания лопатки и составляется система из n уравнений. Из ее решения получается формула для расчета частоты первой собственной формы изгибных колебаний консольно закрепленной лопатки переменного сечения, которая известна как формула А. Е. Шнейдмана.

Метод наложений, при всем его достоинстве (простота, минимум информации о конструкции, возможность быстрого определения частоты лопатки), имеет ограниченные возможности, так как позволяет рассчитывать только первую собственную частоту лопатки с консольным креплением.

6.2. Расчетная схема лопатки в виде прямого стержня

В конструкциях АД и ЭУ многие лопатки, особенно компрессорные, можно считать стержнями постоянного профиля. К ним относятся лопатки, изготовленные из вальцованных полос (НА), лопатки последних ступеней компрессора можно также считать почти постоянного профиля.

Для лопатки постоянного сечения решение дифференциального уравнения свободных изгибных колебаний сводится к решению уравнения вида

$$\frac{d^4 y(x)}{dx^4} - \alpha_i^4 y(x) = 0,$$

где

$$\alpha_i^4 = \frac{ml^4}{EI} \omega_{0i}^2.$$

Здесь m – распределенная масса, l – длина лопатки, EI – жесткость, ω_0 – собственная угловая частота.

Используя решение этого уравнения в виде функций Крылова, находят корни уравнения частот, соответственно частоты и формы колебаний лопатки.

6.3. Метод начальных параметров

Метод начальных параметров представляет собой алгоритм, позволяющий по известным параметрам перемещений (линейных, угловых) и внутренних усилий (моментов, поперечных сил) в начале участка определить значения тех же параметров в конце участка.

Связь параметров начала и конца участка выражается через геометрические (площадь сечения, длина участка) и физико-механические (плотность материала, модуль упругости) характеристики в матричной форме.

Для линейных систем метод является универсальным: он используется для расчета колебаний стержней, состоящих из ряда участков с различной жесткостью, массой, сосредоточенными грузами (вал с дисками) и т.п. Может быть использован для расчета пластин и оболочек.

6.4. Метод динамической жесткости (податливости)

В дисциплину сопротивление материалов введено понятие «коэффициента жесткости» как отношения нагрузки, приложенной к элементу конструкции, к вызвавшей ее деформацию этого элемента конструкции. При этом под нагрузкой понимаются статические (не изменяемые во времени) силы и моменты, а под деформацией – перемещения и углы поворота. По аналогии под динамической жесткостью понимается отношение динамической нагрузки (переменной по времени) к ее динамической деформации (изменяемой по времени). В отличие от статической жесткости – динамическая изменяется по времени, т.е. зависит от частоты прилагаемой нагрузки. Величина, обратная динамической жесткости, называется динамической податливостью.

Метод динамических жесткостей позволяет проводить анализ колебаний сложной упругой системы. Для этого необходимо иметь динамические жесткости отдельных ее подсистем.

6.5. Метод конечных элементов (МКЭ)

В расчетах прочности конструкций широкое распространение получил метод конечных элементов. Основная идея метода заключается в том, что исходная конструкция разделяется на ряд простейших по форме частей-элементов. Размеры элементов по сравнению с исходной конструкцией малы, но они имеют конечные значения. Отсюда и название метода, подчеркивающего его отличие от методов теории упругости. В методах расчета теории упругости конструкция также разбивается на элементарные участки и уравнения равновесия описываются системой дифференциальных уравнений. В МКЭ уравнения равновесия описываются системой алгебраических уравнений, что существенно упрощает процедуру расчета.

Основное достоинство метода заключается в том, что он дает возможность учесть геометрию конструкции, условия работы, распределение и изменение во времени внешних нагрузок, температурные факторы, физические свойства конструкционных материалов.

При разработке программных систем этого метода использованы классические подходы теории стержней, пластин, оболочек, объемных тел.

7. Факторы, обуславливающие уровень резонансных напряжений в лопатках

При обтекании лопатки неоднородным (неравномерным) в окружном направлении потоком могут возникнуть резонансные колебания. Амплитуда деформаций резко возрастает, и при определенных условиях наблюдаются поломки лопаток. Чтобы выявить условия и факторы, обуславливающие резонансные напряжения, рассмотрим вынужденные колебания лопаток. Предположим, что на лопатку произвольного сечения действует произвольная возмущающая нагрузка интенсивностью $q(x, t)$ (рис. 7.1).

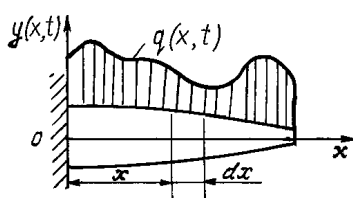


Рис. 7.1. Расчетная схема лопатки

В спектре возбуждающей силы $q(x, t)$ содержатся различные гармоники возбуждения. В общем виде спектр возбуждения может быть представлен разложением Фурье:

$$q(x, t) = Q_0(x) + Q_1(x) \cdot \cos(\omega \cdot t + \alpha_1) + Q_2(x) \cdot \cos(2\omega \cdot t + \alpha_2) + \dots + Q_k(x) \cdot (k\omega \cdot t + \alpha_k), \quad (7.1)$$

где $Q_0(x)$ - статическая составляющая распределенной по длине лопатки нагрузки;
 $Q_1(x), Q_2(x), \dots, Q_k(x)$ - амплитудные значения переменных нагрузок, соответствующих 1, 2, ..., k гармоникам возбуждения;
 ω - частота возбуждающей силы;
 $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_k$ - фазовые сдвиги силы.

Для резонанса характерно совпадение частоты возбуждения с одной из собственных частот лопатки ω_{0i} , т. е. $\omega_{0i} = k\omega_{0i}$. При этом одно из слагаемых выражения (7.1) будет значительно больше остальных, поэтому можно рассматривать колебания лопатки на резонансе этой формы.

Допустим, что гармоническая возбуждающая нагрузка $q(x, t)$ вызывает гармоническое перемещение

$$S(x, t) = y(x) \cos(\omega_0 t + \pi / 2) = y(x) \sin \omega_0 t. \quad (7.2)$$

Здесь учтен сдвиг силы относительно перемещения на угол $\pi / 2$.

Возмущающая сила интенсивности $q(x, t)$, распределенная на участке длиной dx , будет совершать элементарную работу на перемещении dS

$$dW_B = q(x, t) dx dS, \quad (7.3)$$

где

$$dS = y(x) \cos \omega_0 t d(\omega_0 t). \quad (7.4)$$

Подставив в уравнение (7.3.) значения $q(x, t)$ из (7.2) и dS из (7.4), получим

$$dW_B = Q(x) \cos \omega_0 t \cdot y(x) \cos \omega_0 t \cdot dx \cdot d(\omega_0 t).$$

Работа возбуждающей силы по всей длине лопатки за цикл колебаний определится выражением

$$W_B = \int_0^l Q(x) y(x) \cdot dx \cdot \int_0^{2\pi} \cos^2 \omega_0 t \cdot d(\omega_0 t) = \pi \int_0^l Q(x) y(x) \cdot dx.$$

Перейдя к относительной длине лопатки, относительным прогибам и относительной силе, обозначим

$$\bar{x} = \frac{x}{l}; \quad \bar{y}(x) = \frac{y(x)}{y_{\max}}; \quad \bar{Q}(x) = \frac{Q(x)}{Q_{\max}},$$

где l - длина лопатки; $y_{\max}$ и $Q_{\max}$ - максимальные значения функций $y(x)$ и $Q(x)$.

Работа возбуждающей силы за цикл колебаний лопатки может быть представлена выражением

$$W_B = \pi \cdot l \cdot Q_{\max} \cdot y_{\max} \int_0^1 \bar{Q}(\bar{x}) \bar{y}(\bar{x}) \cdot d\bar{x}.$$

На установившемся резонансном режиме колебания лопатки будут поддерживаться за счет баланса вводимой и отводимой энергии, т. е.

$$W_B = W_p,$$

где W_p работа сил трения (сил демпфирования) за период колебаний, которая необратимо теряется в процессе колебаний и характеризуется площадью петли гистерезиса (рис. 7.2).

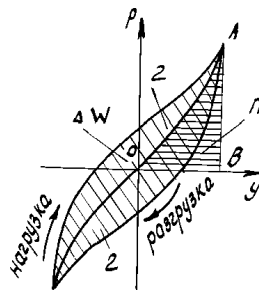


Рис. 7.2. Циклическая диаграмма демпфирования

Такая петля характеризует собой работу, которая необратимо теряется (рассеивается) в процессе циклического деформирования. При изучении физических свойств петли гистерезиса была установлена связь между энергией рассеяния W_p и наибольшей потенциальной энергией деформации лопатки $\Pi_{\max}$, которая характеризуется площадью треугольника ОАВ. Эта связь устанавливается при помощи коэффициента поглощения (рассеяния) Ψ энергии

$$W_p = \Psi \Pi_{max}. \quad (7.5)$$

Обычно Ψ определяется экспериментально путем снятия и обработки вибропрограмм затухающих колебаний, статических или динамических петель гистерезиса, резонансных кривых.

Из курса «Сопротивление материалов» известно, что максимальная потенциальная энергия деформации балки может быть выражена через уравнение упругой линии в виде

$$\Pi_{max} = \frac{1}{2} \int_0^l E(x) I(x) \left(\frac{d^2 y(x)}{dx^2} \right) dx.$$

Это же выражение остается в силе и для колеблющейся лопадки по любой из форм. Перейдем к относительным координатам, сделав дополнительную подстановку:

$$\bar{I}(x) = \frac{I(x)}{I(0)}; \quad \bar{E}(x) = \frac{E(x)}{E(0)},$$

где $I(0)$, $E(0)$ - момент инерции корневого сечения и модуль упругости материала пера лопадки.

Тогда

$$\Pi_{max} = \frac{E(0)I(0)}{l^3} y_{max}^2 \cdot \bar{\Pi}_{max}, \quad (7.6)$$

где

$$\bar{\Pi}_{max} = \frac{1}{2} \int_0^l \bar{E}(x) \bar{I}(x) \left(\frac{d^2 \bar{y}(x)}{d\bar{x}^2} \right)^2 d\bar{x}.$$

Подставив выражение (7.6) в уравнение (7.5), получим

$$W_p = \Psi \frac{E(0)I(0)}{l^3} y_{max}^2 \cdot \bar{\Pi}_{max}. \quad (7.7)$$

Так как на резонансе $W_b = W_p$, то приравняв уравнения (7.7) и (7.5), получим

$$\pi \cdot l \cdot Q_{max} \cdot y_{max} \int_0^l \bar{Q}(x) \bar{y}(x) \cdot d\bar{x} = \Psi \frac{E(0)I(0)}{l^3} y_{max}^2 \cdot \bar{\Pi}_{max}.$$

Отсюда величина максимального прогиба (вибронапряжений) на любой из форм колебаний определяется выражением

$$y_{max} = \frac{\pi}{\Psi} \cdot \frac{\bar{Q}_{max} \cdot l^4}{E(0)I(0)} \cdot \frac{\int_0^l \bar{Q}(x) \bar{y}(x) \cdot d\bar{x}}{\bar{\Pi}_{max}}. \quad (7.8)$$

Из формулы (7.8) можно установить основные факторы, определяющие уровень резонансных напряжений в лопадке.

К ним следует отнести:

- **уровень и распределение по длине возбуждающей нагрузки;**
- **форму колебаний;**

- **величину сил демпфирования.**

При данных размерах лопатки максимальные прогибы, следовательно и максимальные напряжения в лопатке, прямо пропорциональны величине возбуждающей силы Q_{max} , обратно пропорциональны коэффициенту поглощения Ψ , зависят от распределения возбуждающих сил по длине лопатки $Q(x)$ и формы колебаний $\bar{y}(x)$.

Таким образом, чтобы выявить опасные резонансы лопаток, необходимо определить собственные частоты и формы колебаний, иметь сведения о демпфирующих свойствах на этих формах, а также знать величину и распределение по лопатке сил возбуждения.

8. Резонансные режимы и выявление опасных резонансов

В АД и ЭУ можно обнаружить большое число источников возмущения газовой воздушного потока. Частота возбуждающей силы f_B , вызывающая колебания лопаток, определяется секундной частотой вращения ротора n_c и числом импульсов k , получаемых лопаткой за один оборот ротора от конструктивного устройства, расположенного в проточной части турбомшины, т. е.

$$f_B = k \cdot n_c, \quad (8.1)$$

где k - целое число ($k = 1, 2, 3, \dots$).

Целое число k называется номером гармоники возбуждающей силы. Номер гармоники соответствует числу конструктивных элементов, находящихся в тракте двигателя и вносящих возмущения в поток. Так, $k=1$ означает, что возмущение в поток вносится одним конструктивным элементом, например датчиком обледенения. При $k=4$ в тракте имеется, например, четыре стойки или винт с четырьмя лопастями. Если число лопаток направляющего аппарата равно z , то возмущенный поток будет иметь гармонику $k=z$, и лопатки рабочего колеса станут подвергаться действию возбуждающей силы с частотой $f_B = z \cdot n_c$. Выражение (8.1) представляет собой уравнение прямой в координатах $f_B - n_c$, а гармоника возбуждения k - тангенс угла наклона этой прямой.

Зависимость частот возбуждающих сил от числа конструктивных элементов, расположенных в тракте двигателя, и секундного числа оборотов ротора представляется в виде диаграммы спектра частот возбуждения (рис. 8.1). Она включает в себя все гармоники возбуждения, которые могут иметь место на работающем двигателе. Эти гармоники обычно известны при проектировании двигателя (число лопаток, стоек, отборы воздуха и т. п.).

Лопатка представляет собой упругую колебательную систему с распределенными параметрами. Из теории колебаний следует, что такая система обладает бесчисленным множеством собственных частот. Полный спектр собственных частот лопатки (определяемый расчетом или экспериментально) наносится на диаграмму спектра частот возбуждения. В результате образуется частотная (резонансная) диаграмма ступени (8.1).

Заштрихованные вертикальные полосы отражают рабочие режимы работы двигателя (малый газ, взлетный, номинальный). При пересечении спектра частот возбуждения со спектром собственных частот лопатки фиксируются резонансы (на диаграмме отмечены кружочками).

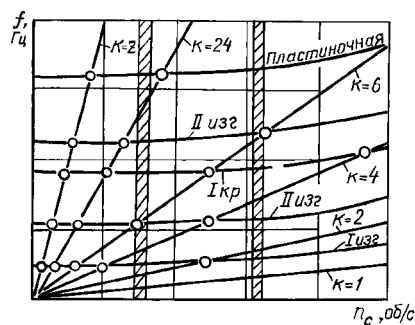


Рис. 8.1. Частотная диаграмма ступени
(о – резонанс)

Как видно из диаграммы, лопатка имеет плотный спектр резонансных режимов. Он еще более уплотнится, если собственные частоты различных форм колебаний будут сближаться. Это происходит в том случае, когда лопатки выполняются более тонкими, ажурными. Поэтому тенденция снижения массы двигателей приводит к значительному уплотнению спектра собственных частот лопаток.

К опасным резонансам относятся колебания по основному тону, а также резонансы в области рабочих режимов работы двигателя (заштрихованная область). Что касается других резонансов, то степень их опасности можно определить только на работающем двигателе тензометрированием лопаток.

9. Методы обеспечения вибрационной надежности лопаток турбомашин

Анализ резонансной диаграммы (рис.8.1) показывает, что полностью исключить резонансные режимы работы лопаток при эксплуатации двигателя не удастся. Поэтому необходимо определить запасы прочности n_v на различных резонансах и наметить меры, повышающие n_v .

Как известно, запас вибрационной прочности определяется по формуле

$$n_v = \frac{\sigma_{-1} - \psi \sigma_m}{\sigma_{vmax}},$$

где σ_{-1} - предел выносливости при симметричном цикле нагружения; σ_m — среднее напряжение цикла; ψ - коэффициент влияния среднего напряжения (для сталей $\psi = 0,2 - 0,5$, для титана $\psi = 0,4$).

Следовательно, для увеличения n_v необходимо повысить предел выносливости σ_{-1} , уменьшить среднее напряжение цикла σ_m и снизить максимальные вибрационные напряжения σ_{vmax} , возникающие в лопатках при их колебаниях по той или иной форме.

Решение этой сложной научной и инженерной задачи производится различными путями, блок – схема которой представлена на рис. 9.1.

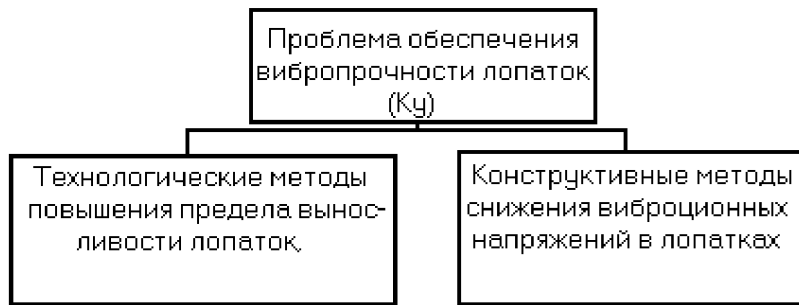


Рис. 9.1. Структурная схема обеспечения вибропрочности лопатки

9.1. Конструктивно – технологические методы повышения вибропрочности лопаток

На сопротивление усталостному разрушению лопаток существенное влияние оказывают различные конструкционные и технологические факторы (рис.9.2).

Из конструкционных методов повышения предела выносливости отметим правильное назначение материала с учетом нагружения, технологических и эксплуатационных факторов.

Важное значение имеет конструирование входных и выходных кромок пера, а также мест перехода пера к полке и замку крепления. Этим самым снижается влияние концентраторов напряжений, что приводит к повышению пределов выносливости.

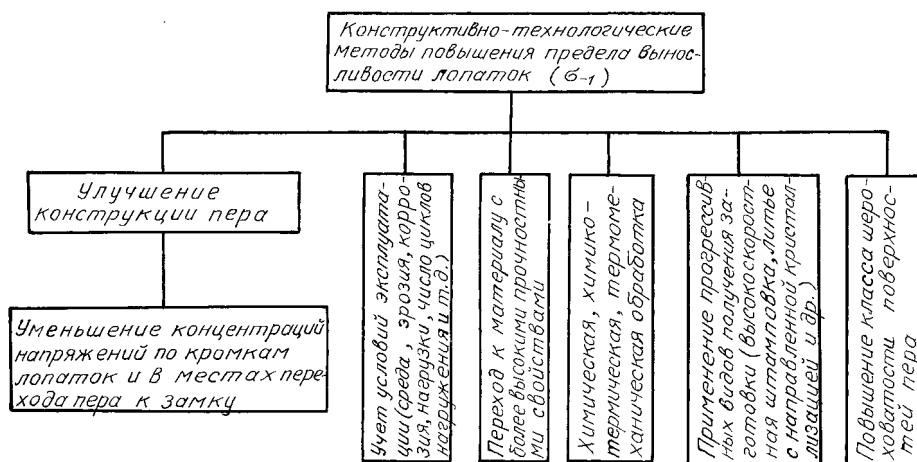


Рис. 9.2. Структурная схема конструктивно-технологических методов повышения вибропрочности лопаток

Для повышения вибрационной надежности лопаток значительное место занимают методы поверхностного пластического деформирования, термические, химико-термические и термомеханические способы обработки рабочих поверхностей деталей. С помощью этих методов

обработки прочность деталей приводится в соответствие с условиями нагрузки и местными воздействиями.

Таким образом, одни из этих методов способствуют снижению местных концентраторов напряжений, другие создают повышенную прочность, улучшают чистоту поверхности, коррозионную стойкость, жаростойкость, износостойкость.

9.2. Конструктивные методы снижения действующих вибрационных напряжений в лопатках

Уровень максимальных резонансных напряжений в лопатке при ее колебаниях по той или иной форме зависит от уровня возбуждения и его распределения по поверхности лопатки, формы колебаний и демпфирующих свойств лопатки (7.8).

Рассмотрим методы, которыми можно обеспечить вибропрочность лопаток. На рис.9.3 представлена блок – схема основных направлений работ.

При воздействии на возбуждение пытаются обеспечить окружающую равномерность потока в проточной части. Это достигается оптимальным профилированием обтекаемых элементов конструкции, соблюдением штатной технологии производства.

Воздействием на геометрические и массовые характеристики лопатки изменяют ее собственные частоты. Для этого используется утолщение втулочного сечения и сечений пера, близких к нему.

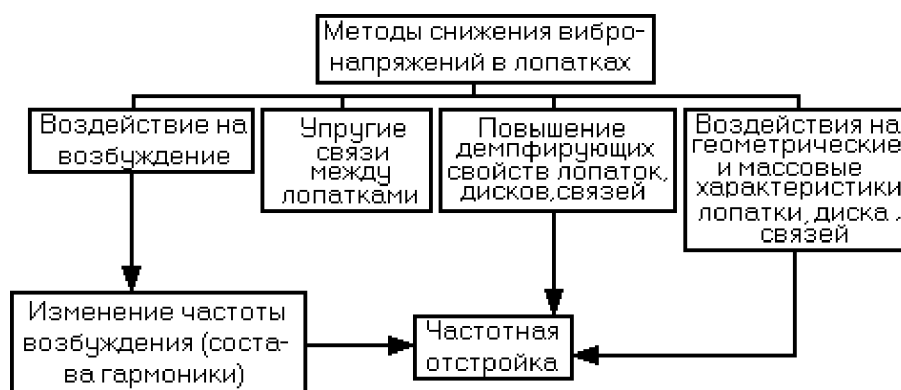


Рис. 9.3. Структурная схема методов снижения резонансных напряжений

Простым и эффективным средством изменения собственных частот лопатки является подрезка уголков пера у периферии. Иногда, если позволяет конструкция, изменяют длину или даже условия крепления лопаток.

Эффективным средством снижения вибронапряженности лопаток является их бандажирование различными связями, устанавливаемыми между лопатками. При этом в некоторых случаях повышается трудоемкость изготовления рабочего колеса.

Основные методы изменения жесткостных и массовых характеристик представлены на рис. 9.4.



Рис. 9.4. Структурная схема воздействия на жесткостные и массовые характеристики лопатки

Следует отметить, что эффективность метода отстройки для борьбы с колебаниями лопаток современных двигателей, особенно многороторных, не всегда высокая. Современные двигатели работают в широком диапазоне частот вращения, лопатки выполняются ажурными, что существенно уплотняет спектр их собственных частот. Поэтому не исключена возможность, что уход с одного резонанса может привести к появлению другого, не менее опасного, резонанса на другой частоте вращения ротора. Во всех случаях собственные частоты лопаток проверяются экспериментально.

9.3. Обеспечение вибропрочности лопаток демпфированием колебаний

При работе АД и ЭУ уровень вибронапряжений в лопатках ограничивается внутренним трением в материале конструкции, трением по стыкам сопрягаемых поверхностей замковых соединений, по стыкам полок и др.(9.5).

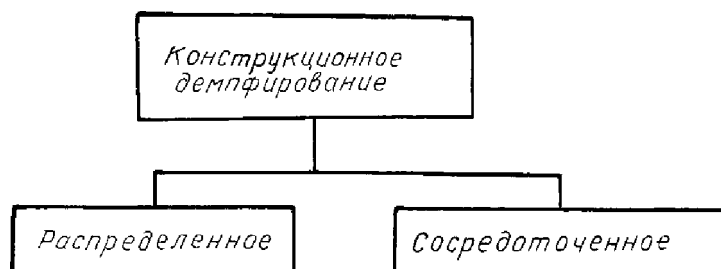


Рис.9.5. Структурная схема конструкционного демпфирования

К схемам с распределенным конструкционным демпфированием отнесены такие, в которых тем или иным способом создается возможность возникновения сил трения по всей или большей части пера как в объеме, так и по поверхности.

Примеры распределенного демпфирования представлены на рис.9.6, 9.7.

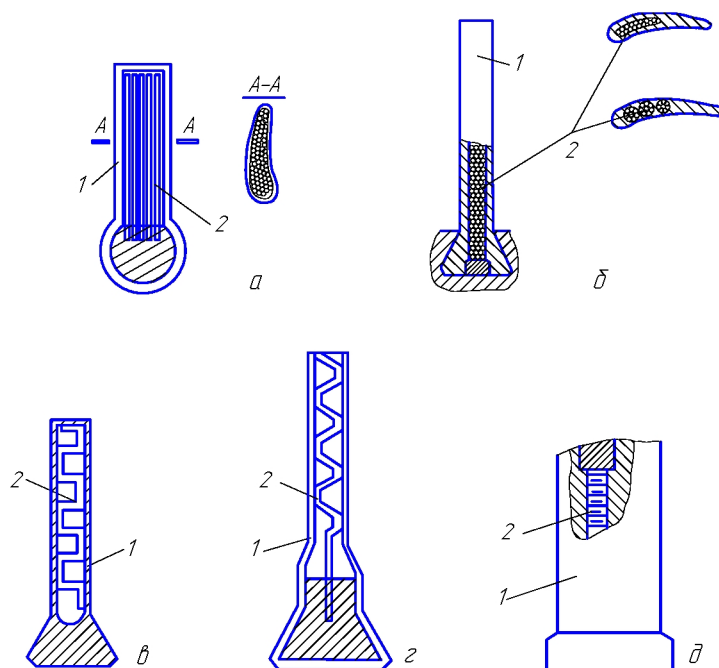


Рис.9.6. . Полые лопатки с наполнителями: а – пат. США №2920868/61;
б – пат. США №2984453/61; в – пат. США №2689107/54;
г – пат. США №2643263/54 ; д – пат. США №2999669/61;
1 - перо; 2 - наполнитель

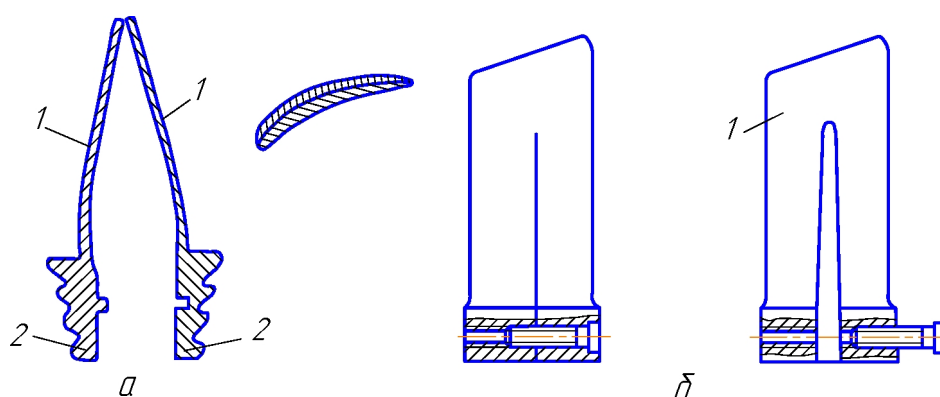


Рис. 9.7. Составные лопатки: а – пат. США №2947274/59;
б – пат. США №2933286/54; 1 – перо; 2 – замок

Однако широкое применение таких схем лимитируется толщиной профиля пера.

Конструкции лопаток с сосредоточенным демпфированием (рис.9.8, 9.9, 9.11) характеризуются дискретным включением демпфирующих устройств. В частности, таким демпфером является замковое соединение лопаток с диском. Рассеяние энергии в этом узле происходит в результате действия сил трения на контактных поверхностях замкового соеди-

нения при микросмещении хвостовика лопатки в пазу диска. Однако с увеличением частоты вращения ротора (центробежной силы) демпфирование резко снижается.

Для повышения демпфирующих свойств замковых соединений подобного типа необходимо обеспечить их подвижку. Примеры таких решений представлены на рис. 9.8.

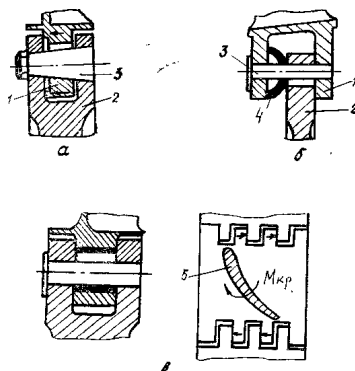


Рис. 9.8. Демпфирование шарнирных лопаток:
а – пат. США №2970809/61; б – пат. США №293849/60;
в – пат. США №844966;
1 – замок; 2 – диск; 3 – штифт; 4 – пружина; 5 – перо

При ограниченном смещении в замке рекомендуется применять лопатку с удлиненной упругой ножкой (рис. 9.9). Это дает возможность расположить демпфирующее устройство 1 на таком удалении от замка 2, где амплитуда смещений значительна при неопасном уровне вибрационных напряжений

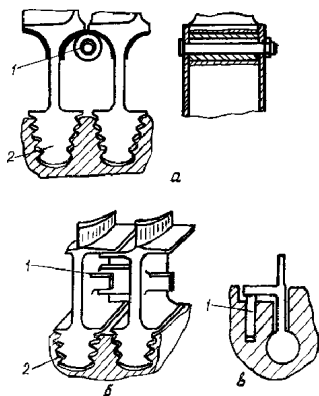


Рис. 9.9. Лопатки с удлиненной ножкой и демпфером:
а – пат. США №2937849/60; б – пат. США №3104093/63;
в – пат. США №2997274/61; 1 – демпфер; 2 – замок

На некоторых двигателях лопатки турбины устанавливаются в один замковый паз диска две лопатки (парные лопатки), демпфирование происходит по стыку контактных поверхностей.

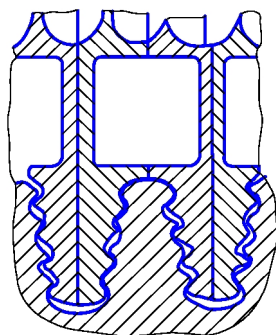


Рис. 9.10.. Парные лопатки турбины (пат. США №2990156/61)

С целью повышения вибрационной прочности лопаток вентилятора и турбин в отдельных случаях применяется бандажирование с помощью периферийных или промежуточных полок, цельного или разрезного проволочного бандажа, многослойных лент 1 (рис 9.11) или вкладышей 1.

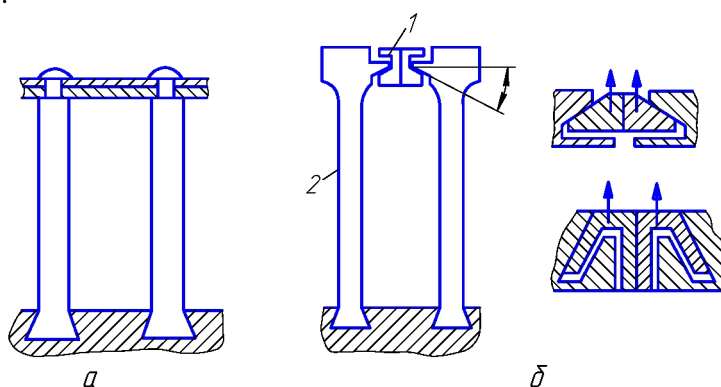


Рис. 9.11. Бандажированные лопатки: а – пат. США №2970808/61;
б – пат. США №2942843/60; 1- демпферная связь; 2 - лопатка

В отдельных случаях эффект может быть достигнут за счет ударного демпфирования, например, шариков 1, расположенных в пространстве 2 между лопатками 3. Однако эффект демпфирования в значительной степени зависит от частоты вращения ротора.

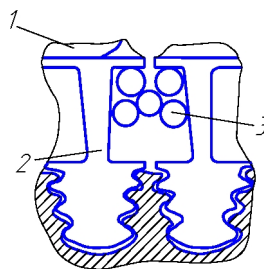


Рис. 9.12. Ударное демпфирование (пат. Франции №1263677/60):
1 – лопатка; 2 – удлиненная ножка;
3 – подвижные элементы (шарики, ролики)

Значительный вклад в разработку конструкций и конструктивных схем лопаток с демпфированием внесли сотрудники кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов. На базе этих разработок студенты создают свои варианты конструкций при выполнении курсовых и дипломных проектов.

На рис. 9.13 представлены оригинальные изобретения, разработанные на кафедре, в некоторых из которых принимали участие студенты.

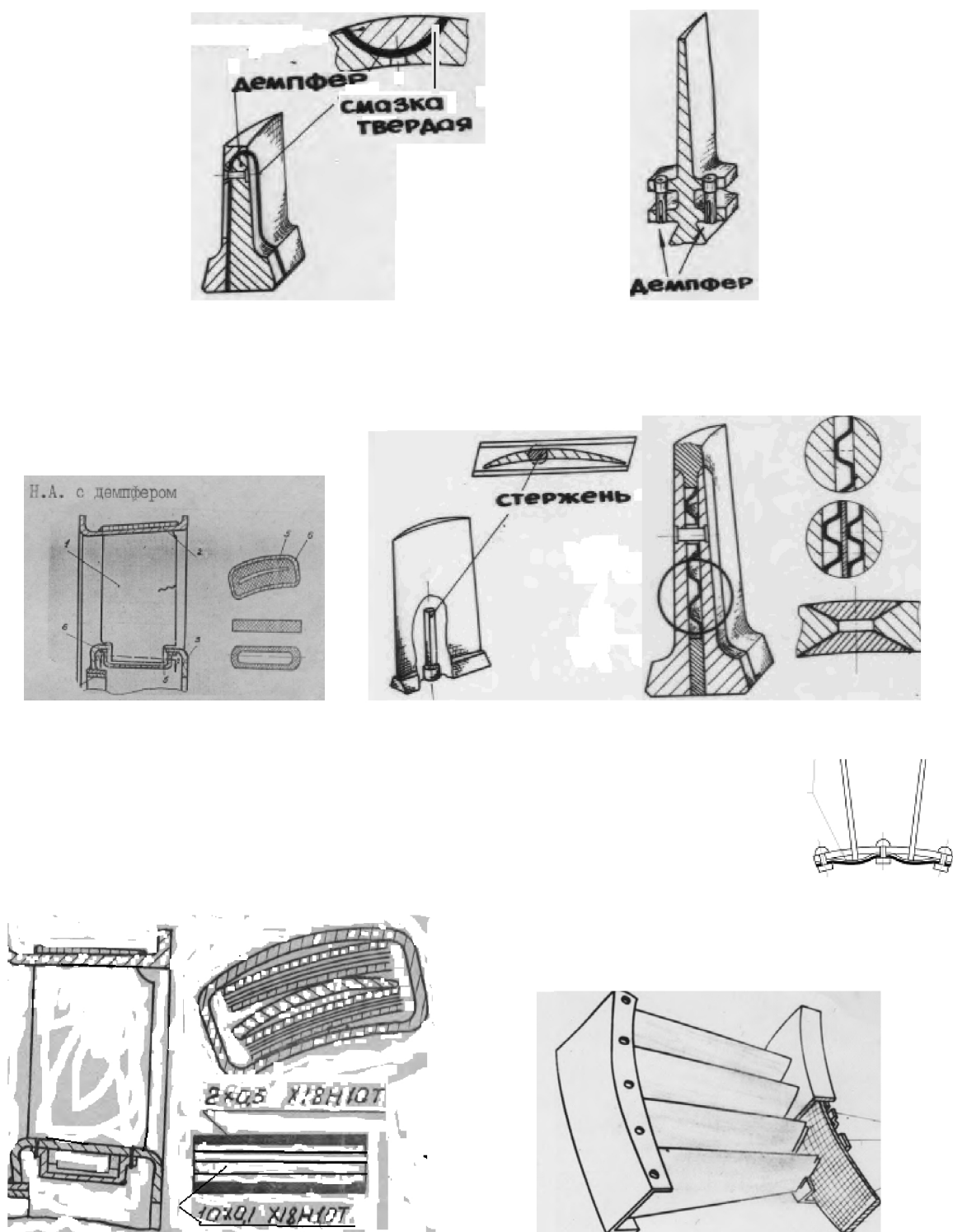


Рис.9.13. Авторские разработки с участием студентов (изобретения)

Студентам предлагается использовать эти конструктивные схемы для создания расчетных моделей с целью оценки качества принимаемых конструктором решений, их анализа и разработки на этой базе новых, прогрессивных вариантов.

Следует отметить, что на базе показанных конструктивных схем созданы конструкции, которые прошли лабораторные и опытно-промышленные испытания. Некоторые из них внедрены в серийное производство ЭУ. Поэтому результаты анализа расчетных моделей можно сравнивать с результатами лабораторных испытаний и испытаниями на АД и ЭУ. Делать соответствующие выводы и прогнозы по совершенствованию конструкций для повышения вибропрочности турбомашин.

Заключение

Развитие техники газотурбостроения (ГТД и ЭУ как авиационного, морского так и наземного применения) идет по пути повышения их производительности, что требует обеспечивать безотказную работу создаваемых и находящихся в эксплуатации машин.

Следует отметить, что по мере повышения требований, предъявляемых к авиационным двигателям и аналогичным двигателям морских и наземных установок, сложность их проектирования и эксплуатации возрастает.

Это главным образом связано с обеспечением их надежности при большом ресурсе работы. Удовлетворить высоким требованиям по надежности оказывается возможным за счет прогресса в развитии расчетных и экспериментальных методов исследований прочности элементов конструкции.

В этом плане особое место занимает вибрационная прочность, обеспечение которой связана с необходимостью исследований процессов колебаний отдельных деталей (лопаток, дисков и др.) или сборочных единиц (рабочее колесо: диск – лопатки).

На лопатке турбомшины можно проследить и провести анализ всего цикла колебательного процесса: свободных и вынужденных, классифицировать собственные формы, определить демпфирование, проследить распределение напряжений по перу.

Для формирования у студентов конструкторского мышления и понимания ими перспективных путей решения прочности элементов двигателей предлагаются лабораторные работы различной сложности на разрабатываемом современном оборудовании. Такие работы основаны на классических методах анализа результатов расчета и эксперимента, демонстрируют качественные и даже количественные результаты, получаемые расчетом и экспериментом. Разрабатываемая концепция проведения лабораторных работ по изучению вибрационных свойств упругих систем позволит готовить специалистов, способных создавать рабочие колеса высокой прочностной надежности.

Схема проведения лабораторных работ по создаваемой новой концепции приведена в приложении.

Приложение

Методология исследования динамических характеристик упругих систем

Работа состоит из двух взаимосвязанных и в то же время независимых частей: первая- предусматривает классическое определение динамических характеристик лопатки в упрощенных моделях (с целью объяснить физические основы колебаний сложных упругих систем для слушателей различного уровня подготовки); вторая - использование современных подходов к расчету и анализу динамических характеристик (собственных частот и форм колебаний) спроектированных лопаток турбомашин.

Структура построения методического пособия основана на том, что изучение физики колебаний элементов конструкции АД и ЭУ производится на разных курсах, с разной физико - математической подготовкой студентов, для разных специализаций (прочностная, технологическая, управленческая, эксплуатационная).

Экспериментальная часть пособия содержит знакомство с принципами построения классических вибрационных стендов и систем регистрации колебаний (амплитуд, частот, фаз, распределений деформаций), с помощью которых могут исследоваться вибрационные характеристики лопаток и других упругих систем.

Создание новых стендов и оборудования, методик работы на них основано на опыте кафедры с применением современного оборудования для возбуждения колебаний и регистрации процессов колебаний упругих систем.

Основное внимание в подготовке специалистов уделяется развитию навыков в умении классифицировать получаемые при эксперименте результаты.

Поэтому для поведения лабораторных работ студентами различной подготовки в пособии предусмотрены различные уровни работ:

1. Для специализаций – **технологической, управленческой, эксплуатационной** представлена:
 - основная характеристика вибрационных систем, терминология;
 - изложен элементарный подход к расчетному определению собственных частот методом наложений (использован в стандартной лабораторной работе);
 - демонстрация стенда для определения собственных форм и частот по рисункам песчаных фигур и эксперимента;
 - демонстрация стенда для снятия распределений напряжений и демпфирования;
2. Для специализаций **конструкторской, прочностной** представлены:
 - расчетная схема лопатки в виде прямого стержня;
 - метод начальных параметров;
 - метод динамической жесткостей (податливостей)

2.1. Исследование собственных форм и частот на образцах пластин.

Каждому студенту (или группе из двух) предоставляется индивидуальный образец и он обязан самостоятельно выполнить следующий цикл работ:

- экспериментально определить собственные формы и частоты по рисункам песчаных фигур;
- провести классификацию выявленных форм и частот;
- выполнить анализ полученных результатов;
- сделать выводы.

2.2. Исследование колебаний лопаток компрессора:

Каждому студенту (или группе из двух) предоставляется индивидуальная лопатка компрессора (препарированная тензорезисторами) и он обязан самостоятельно выполнить следующий цикл работ:

- изучить принцип построения стенда (установки);
- определить экспериментально собственные частоты и формы колебаний;
- провести классификацию собственных форм и частот лопатки компрессора;
- изучить принцип построения стенда для снятия распределений напряжений и демпфирования;
- провести замер распределений напряжений на заданной форме;
- определить уровень демпфирования на одной или на нескольких формах;
- провести анализ результатов и сделать выводы.

3. Для специализации – прочнистов излагается:

3.1. - Изучение метода конечных элементов (МКЭ) и расчетных программ (представлен во второй части пособия)

С этой целью предусмотрен комплекс экспериментальных и расчетных работ, который включает в себя следующие:

- по чертежу пластины рассчитываются собственные формы и частоты (порядка 30-40), составляется классификация, сравниваются расчеты с результатами эксперимента;
- по чертежу исследуемой лопатки компрессора составляется параметрическая модель и рассчитываются собственные формы и частоты; указывается место на пере лопатки с максимальным напряжением на заданной форме колебаний;
- проводится эксперимент и сравнивается с результатами расчета;
- рассчитывается демпфирование на заданной форме и сравнивается с результатами эксперимента;
- оценивается влияние усилия в замке на динамические характеристики лопатки;
- проводится анализ результатов с классификаций структуры полученных форм колебаний.

Каждый цикл работ заканчивается оформлением отчета согласно нормативным требованиям СГАУ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: Учебник для студентов вузов / С.А. Вьюнов, Ю.И. Гусев, А.В. Карпов и др.; Под общ. ред. Д.В. Хромина. - М.: Машиностроение, 1989. - 368с.
2. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин.- М. Машиностроение,1983.- 224с.
3. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний: Учеб. пособие. М.: Высш. шк, 1972. - 416с.
4. Бабаков И.М. Теория колебаний. - М.: Наука, 1968. - 560 с.
5. Вибрация в технике: Справочник. В 6 т. / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. - М.: Машиностроение, 1980. Т. 3.- 544 с.
6. Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей. - М.: Машиностроение, 1976.- 212 с.
7. Курс сопротивления материалов / Под ред. М.М. Филоненко-Бородич. - М.: Гос. изд-во техн.-теорет. литературы, 1955. Ч.1.- 644 с.
8. Паллей З.С., Королев И.М., Ровинских Э.В. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей. - М.: Транспорт, 1967.- 425 с.
9. Прочность. Устойчивость. Колебания: Справочник. В 3 т. / Под ред. И.Л Биргера и Я.Г. Пановко. - М.: Машиностроение, 1968. Т. 3.- 567 с.
10. Хронин Д.В. Колебания в двигателях летательных аппаратов: Учебник.- 2-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1988.- 296 с.
11. Акимов В.М. Основы надежности газотурбинных двигателей.: Уч. для студентов машиностроительных специальностей вузов. – М.: Машиностроение, 1981.- 207 с.
12. Новые технологические процессы и надежность ГТД: Науч. сб. Вып. 1. – М.: ЦИАМ, 1999.-182 с.

Оглавление

Предисловие	4
Общие вопросы прочности	5
1. Основные вибрационные (динамические) характеристики конструкции	5
2. Примеры разрушения лопаток турбомашин АД и ЭУ	7
3. Экспериментальные стенды для исследования динамических характеристик упругих систем	12
4. Экспериментальное определение собственных частот и форм колебаний лопатки осевого компрессора (<i>лабораторная работа</i>)	13
4.1 Описание экспериментального стенда (установки)	14
4.2. Последовательность проведения эксперимента	16
4.3. Обработка результатов эксперимента и их анализ	17
4.4. Содержание отчета	19
4.5. Контрольные вопросы	19
5. Определение первой собственной частоты и формы колебаний лопатки осевого компрессора (<i>лабораторная работа</i>)	19
5.1. Описание экспериментального стенда (установки)	19
5.2. Методика проведения эксперимента и обработка результата, анализ	23
5.2.1. Определение демпфирования	23
5.3. Порядок проведения эксперимента	24
5.4. Содержание отчета	25
5.5. Контрольные вопросы	25
6. Расчетные методы определения собственных частот колебаний лопатки	25
6.1. Метод наложений (использован в стандартной лабораторной работе)	25
6.2. Расчетная схема лопатки в виде прямого стержня	25
6.3. Метод начальных параметров	26
6.4. Метод динамической жесткости (податливости)	26
6.5. Метод конечных элементов (МКЭ)	26
7. Факторы, обуславливающие уровень резонансных напряжений в лопатках	27
8. Резонансные режимы и выявление опасных резонансов	30
9. Методы обеспечения вибрационной надежности лопаток турбомашин	31
9.1. Конструктивно – технологические методы повышения вибропрочности лопаток	32
9.2. Конструктивные методы снижения действующих вибрационных напряжений в лопатках	33
9.3. Обеспечение вибропрочности лопаток демпфированием колебаний	34
Заключение	39
Приложение	40
Список использованных источников	42

Учебное издание

**ИЗУЧЕНИЕ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ
ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН
Часть 1**

Методические указания

Составители: *Фролов Виталий Афанасьевич, Ермаков Александр Иванович*

Научный редактор *В.С. Кузьмичев*
Технический редактор *А.И. Белоусов*
Редакторская обработка *Н.С. Куприянова*
Корректорская обработка *А.А. Нечитайло*
Доверстка *А.А. Нечитайло*

Подписано в печать 21.12.06. Формат 60х84/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 5,1. Усл. кр.-отт. 5,2. Печ. л. 5,5.
Тираж 50 экз. Заказ . ИП-96/2006

Самарский государственный
аэрокосмический университет.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.