

УДК 539.4 : 621.81

В.В. КУЛИБАБА, П.Г. ЗИНОВЬЕВ, Е.С. ЗУЕВ, Д.В. МАСЛОВ*Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана,
Калужский филиал, Калуга, Россия***СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ
МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕМПФИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ
ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБОУСТАНОВОК**

При рассмотрении демпфирования колебаний, обусловленного необратимыми процессами, происходящими в циклически деформируемом материале, представляет практический интерес рассеяние энергии при значительных напряжениях, которые могут возникать в элементах колебательной системы вблизи резонанса (при напряжениях, близких к пределу усталости). В области высоких циклических напряжений рассеяние энергии существенно зависит от амплитуды циклических напряжений (деформаций). Справочные данные о демпфирующей способности материала представлены в виде графиков изменения декрементов колебаний от амплитуды нормальных или касательных напряжений. Для решения поставленных задач используются математические трехмерные конечноэлементные аппроксимации высокого уровня с учетом специфики деформирования и разрушения конструкций. (Исследования проведены при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований и Правительства Калужской области (проект № 07-01-96406)).

математическое моделирование, демпфирование, деформирование, разрушение, надежность, пластичность, численные методы

Введение

Постановка проблемы и ее связь с научно-техническими задачами. Важным методом обеспечения вибрационной надежности рабочих колес турбоагрегатов является повышение демпфирования. Величина рассеиваемой при колебаниях венца энергии зависит от материала лопаток и связей, конструкционного демпфирования и аэродемпфирования.

Определяющий вклад в изучение конструкционного демпфирования рабочих колес паровых турбин сделан в работе [1], где обобщены результаты многочисленных теоретических и экспериментальных исследований колес и сделаны выводы о большой роли конструкционного демпфирования в общем рассеивании энергии. Показано, что конструкционное демпфирование определяется в основном рассеиванием энергии в зоне контакта лопаток с упруго-фрикционными связями.

Рассмотрены конструкции связей, обеспечивающие повышение демпфирования и снижение уровня

динамических напряжений в рабочем колесе. Величина аэродемпфирования, как свидетельствует выполненный анализ, не является определяющей в ступенях ЧНД паровых турбин.

Обзор публикаций и выделение нерешённых задач. Демпфирующие характеристики применяемых в турбостроении материалов и общие методы определения демпфирования описаны в работе [2].

В работе [3] показана возможность увеличения демпфирования пакетов лопаток за счет увеличения относительных динамических напряжений в проволоках и бандажах.

Рассеяние энергии при колебаниях упругодиссипативной системы удобно оценивать с помощью коэффициента поглощения, равного отношению потерянной за цикл энергии к наибольшему значению потенциальной энергии упругого элемента [4].

Постановка задачи данного исследования. В качестве элементов конструкционного демпфирования пакетов турбинных лопаток часто используют

бандажи, бандажные полки и бандажные проволоки. С помощью этих средств и различных их комбинаций коэффициент поглощения повышается до 0,2 – 0,3, тогда как чисто внутреннее трение характеризуется значениями 0,02 – 0,03.

Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Многочисленные разрушения рабочих лопаток вследствие коррозионной усталости делают целесообразным использование новых материалов, например, титановые сплавы, обладающие нечувствительностью к язвенной коррозии и коррозии под напряжением. Кроме того, они обладают почти вдвое меньшей плотностью, что обуславливает более низкий уровень средних напряжений от действия центробежных сил.

В статье рассмотрены вопросы экспериментального исследования демпфирования лопаточных венцов и приведена конечноэлементная модель лопаточного венца с проволочным бандажом. Экспериментальные исследования были проведены на пакете лопаток. В элементе диска были просверлены радиальные отверстия, в которые вставляются нажимные стержни, оси которых проходят через центры тяжести каждой из лопаток. Стержни сжимались болтами. Так имитировалось радиальное усилие, действующее на хвостовик за счет действия центробежных сил. Для контроля величины усилия на каждый нажимной стержень наклеивался тензорезистор. Для регистрации затухающего процесса колебаний пакета лопаток на спинке крайней в пакете лопатки был наклеен тензорезистор. Масштаб напряжений определялся с помощью тарировочной балки равного сопротивления.

При испытаниях для всех лопаток устанавливалась одинаковая величина радиального усилия. В торец бандажа прикладывался кратковременный импульс, который приводил пакет в состояние тангенциальных колебаний, затухающий процесс кото-

рых регистрировался на фотобумагу осциллографом.

Опыты были проведены при радиальных нагрузках на хвостовики лопаток величиной от 0 до 20 кН. Исследования влияния проволочной связи на декремент колебаний лопаток были выполнены на втором пакете лопаток.

В первом опыте проволока находилась в отверстиях лопаток, и никаких других связей на нее не налагалось. Обращает на себя внимание более высокое значение декремента колебаний для всех радиальных усилий по сравнению с соответствующими величинами для пакета, в котором проволока была приварена к лопаткам. Это объясняется появлением сил трения в соединениях проволока лопатка во время деформаций пакета при колебаниях.

Изменился и характер зависимостей декремента колебаний от напряжений. Если в случае сварного соединения проволоки и лопаток декремент колебаний увеличивался с ростом напряжений, то во втором случае появился четко выраженный максимум декремента при 7 – 8 МПа и минимум при напряжениях порядка 25 – 35 МПа. Максимум декремента соответствует наибольшей работе сил трения при малых относительных перемещениях. При больших напряжениях наблюдалось уменьшение эффекта гашения колебаний, поскольку усилия прижатия проволоки к лопаткам были малы.

Естественно, что в условиях вращения картина существенно изменится, поскольку проволока будет надежно прижиматься к лопаткам центробежными силами и следует ожидать монотонного роста величины декремента колебаний с увеличением напряжений.

Как и в предыдущих случаях с увеличением радиального усилия декремент колебаний уменьшался до определенного значения усилия, после чего он оставался постоянным.

Установка проволоки без приварки ее к лопаткам привела к уменьшению жесткости пакета ло-

патов. Это отразилось на частоте тангенциальных колебаний 1-го тона, которая уменьшилась примерно на 15%.

Во втором опыте выступающий конец проволоки был жестко соединен со станиной, на которой был укреплен элемент диска с исследуемыми лопатками. В этом случае проволока лишилась возможности совершать тангенциальные перемещения вместе с лопатками при колебаниях. Относительные перемещения лопаток и проволоки возросли, и это существенно изменило зависимость декремента колебаний от напряжений.

Следует отметить не только интенсивное увеличение декремента колебаний с ростом напряжений, но и существенно более высокие показатели рассеивания энергии колебаний по сравнению с вариантом, когда проволока была приварена.

В третьем опыте проволока была удалена из отверстия в лопатках. Испытание пакета лопаток без проволоки показало, что декремент колебаний остался на достаточно высоком уровне.

Таким образом, применение жесткой проволочной связи (сварная проволочная связь) привело к заметному снижению демпфирующей способности лопаточного аппарата. Объяснение этому явлению следует искать в большей активности сил трения в хвостовом елочном соединении лопатки с диском, когда была удалена проволока.

При отсутствующей проволочной связи изгибающий момент в замковом соединении будет действовать существенно больше, чем в пакете с приваренной проволокой. Большой момент вызывает большие перемещения, что и активизирует силы трения. Применение сварки для крепления проволоки и для соединения полков в единый бан-

даж увеличивает жесткость конструкции, но не улучшает демпфирующую способность лопаточных аппаратов.

Применение проволочной связи существенно изменило частоту собственных тангенциальных колебаний пакета. Если без проволоки пакет имел частоту 470 Гц, то с приваренной проволокой – 533 Гц при $C = 15 - 20$ кН.

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Проведены экспериментальные исследования колебаний пакета лопаток. На основе конечноэлементных аппроксимаций высокого уровня с учетом специфики разрушения и деформирования проведены расчеты конструктивных элементов машиностроительных и приборостроительных конструкций.

Литература

1. Левин А.В., Боришанский К.Н., Консон К. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 710 с.
2. Писаренко Г.С., Матвеев В.В., Яковлев А.П. Методы определения характеристик демпфирования колебаний упругих систем. – К.: Наук. думка, 1976. – 86 с.
3. Зайдельман Р.Л. Надежность лопаточного аппарата паровых турбин. – М.: Энергия, 1978. – 224 с.
4. Вибрации в технике: Справочник / Под ред. К.В. Фролова. – Т.6. Защита от вибрации и ударов. – М: Машиностроение, 1981. – 456 с.

Поступила в редакцию 10.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Л.В. Лысенко, ОАО «Калужский турбинный завод», Калуга.