

01.02.06

Н 507

Челябинский политехнический институт
имени Ленинского комсомола

На правах рукописи

Немцов Игорь Ильич

УДК 624.07:543.1

ВЛИЯНИЕ РАЗНОЧАСТОТНОСТИ ЛОПАТОК НА
НАДЕЖНОСТЬ РАБОЧИХ КОЛЕС ПАРОВЫХ
ТУРБИН ПРИ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЯХ

СПЕЦИАЛЬНОСТЬ 01.02.06 – динамика, прочность машин,
приборов и аппаратуры

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

ЧЕЛЯБИНСК
1990



Работа выполнена на ПО "Турбомоторный завод" и в Институте машиноведения УрО АН СССР.

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор С.А.Тимашев.

Научный консультант – кандидат технических наук Е.В.Урьев.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Ю.С.Воробьев;

кандидат технических наук А.А.Коваadlo.

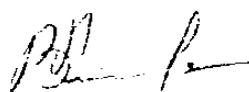
Ведущая организация – научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования имени И.И.Ползунова (НПО ЦКТИ).

Защита состоится " _____ " _____ 1990 г. в _____ ч.
на заседании специализированного Совета Д.053.13.01 при Челябинском политехническом институте им. Ленинского комсомола по адресу:
454044, Челябинск, пр.им. В.И.Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ЧПИ.

Автореферат разослан " _____ " _____ 1990г.

Ученый секретарь специализированного совета
кандидат технических наук, В.М.Кононов



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В настоящее время основное количество электроэнергии дают тепловые электростанции, на которых установлены паровые турбоагрегаты, работающие на органическом и ядерном топливе. Перед паротурбостроением стоят задачи увеличения долговечности оборудования, улучшения маневренности турбин, оптимизации сроков профилактических осмотров и ремонтов. В условиях длительной эксплуатации и широкого диапазона изменения режимов на первый план выходит повышение надежности, предотвращение аварий, связанных с отказом деталей и узлов турбин.

Центральную роль в преобразовании энергии в турбине играет рабочая лопатка. По многочисленным отечественным и зарубежным данным повреждения лопаток стоят на первом месте среди причин, снижающих надежность работы турбин. Из-за отказов, вызванных поломками лопаточного аппарата, тратится от четверти до половины времени и средств, идущих на восстановление работоспособности турбин. Причем основная доля отказов падает на рабочие лопатки цилиндра низкого давления. Поломки носят ярко выраженный усталостный характер с явными следами эрозионно-коррозионного воздействия.

Для продления срока службы энергооборудования и оптимизации межремонтного периода необходимо правильно оценить ресурс его элементов, в том числе рабочих лопаток последних ступеней. Однако это затруднено вследствие недостатка информации: неизвестны, или известны лишь ориентировочно величины возмущающих сил и конструктивное демпфирование лопаток, частотные характеристики рабочих колес известны как средние, без учета их разброса, неизвестен разброс напряжений по лопаткам, неизвестны причины, вызывающие различия в поведении однотипных рабочих колес.

Целью работы является разработка методик исследования свободных и вынужденных колебаний венцов с разночастотными лопатками; определение влияния расстановки лопаток на диске на характер колебаний рабочих колес; решение задачи определения параметров кратных частоте вращения ротора колебаний лопаточных венцов по ограниченным тензометрическим данным; построение методики сравнения надежности работы однотипных рабочих колес последних ступеней паровых турбин в зависимости от расстановки разночастотных лопаток.

Научную новизну представляют:

-экспериментально-расчетная методика определения собственных частот и форм колебаний венцов рабочих колес с разночастотными лопатками;

-методика определения вынужденных кратных колебаний рабочих колес;

-выводы об особенностях влияния распределения разночастотных лопаток на диске на характер кратных колебаний рабочих колес;

-экспериментально-расчетная методика определения параметров кратных колебаний лопаточных венцов по ограниченным тензометрическим данным;

-методика сравнения надежности рабочих колес последних ступеней паровых турбин в зависимости от расстановки лопаток на диске.

Достоверность результатов и выводов диссертационной работы подтверждается сопоставлением с данными экспериментальных исследований и теоретическими результатами других авторов.

Практическая ценность работы. Разработанные методики расчета собственных и вынужденных кратных колебаний рабочих колес паровых турбин позволяют проводить сравнительный анализ рабочих колес с разночастотными лопатками при проектировании и доводке ступеней. Выполненные с их помощью расчеты колебаний венцов с различными вариантами расстановки разночастотных лопаток углубляют представления о характере расслоения частот и распределения напряжений по лопаточному венцу. Построенные на основе расчетов резонансные кривые дают полную картину возможных сочетаний резонансных пиков и причин их возникновения. Учет выявленных тенденций позволяет на стадии доводки оценивать влияние функции распределения частот единичных лопаток на расслоение собственных частот рабочих колес, распределение напряжений по лопаточному венцу, возникновение субрезонансов. Разработанная экспериментально-расчетная методика определения параметров кратных колебаний рабочих колес турбомашин по ограниченным тензометрическим данным позволяет повысить информативность и достоверность проводимых испытаний, а в ряде случаев и точное значение логарифмического декремента колебаний, отражающего демпфирующие свойства рабочего колеса в целом. Построенная методика расчета надежности рабочих колес позволяет провести сравнительный анализ вариантов распределения лопаток по диску и выбрать оптимальный с точки зрения надежности для конкретной реализации.

Реализация в промышленности. Результаты работы и созданные методики использовались при проведении и обработке испытаний, проводимых ПО "Турбомоторный завод", а также при доводке новых ступеней.

Автор защищает математическую модель, методики расчета собственных и вынужденных колебаний лопаточных венцов, результаты расчета рабочих колес с различными вариантами распределения разночас-

тотных лопаток, экспериментально-расчетную методику определения параметров кратных колебаний по тензометрическим данным, методику сравнения надежности работы рабочих колес в зависимости от разночастотности лопаток.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались и обсуждались на отраслевых научно-технических семинарах ПО ТМЗ "Вибрационная надежность лопаточного аппарата" /Свердловск, 1986, 1987, 1988/; VI и VII Всесоюзных школах "Расчет и управление надежностью БМС" /Тернополь, 1986, Ташкент, 1988/; XI Всесоюзной научно-технической конференции "Конструкционная прочность двигателей" /Куйбышев, 1988/; Республиканской научно-технической конференции "Математическое моделирование процессов и конструкций энергетических и транспортных турбинных установок в системах их автоматизированного проектирования" /Готвальд, 1988/, Всесоюзном научно-техническом совещании "Повышение вибрационной надежности паротурбинных агрегатов ТЭС и АЭС" /Москва, ВДНХ СССР, 1988/, семинаре кафедры динамики и прочности ЧПИ /Челябинск, 1989/.

Публикации. По теме диссертации опубликовано девять работ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы, включающего 173 наименования; содержит 89 страниц машинописного текста, 43 рисунка, 15 таблиц, всего 165 страниц.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность изучения вибрационного состояния рабочих колес паровых турбин и их надежности, сформулированы цели работы.

В первой главе проведен анализ состояния вопроса исследования и поставлены задачи диссертационной работы. Задачи исследования вибрационного состояния рабочих колес последних ступеней паровых турбин, их надежности обусловлены практической необходимостью повышения надежности турбин в целом. Существующие в настоящее время расчетные методы, созданные благодаря работам Б.Ф.Шорра, В.П.Иванова, Л.Х.Листвинской, Ю.С.Воробьева, К.Н.Борисманского, Р.А.Шлюва, С.М.Гринберга, А.П.Зиньковского, А.М.Журавлевой, Е.П.Петрова, О.К.Сливы, А.А.Ковадло и других, позволяют с достаточной точностью определить собственные частоты и формы колебаний единичных лопаток с наложенными на них ограничениями, имитирующими связи. Методы расчета рабочих колес на вибрацию применимы, в основном, либо к их идеализации в качестве поворотно-симметричных систем, либо для ко-

лес с малым количеством лопаток.

Современный уровень развития методов расчета усталости и надежности систем и их элементов, в который внесли значительный вклад работы С. В. Серенсена, И. А. Биргера, В. П. Когаева, И. А. Махутова, В. Т. Трощенко, В. В. Болотина, Х. Б. Кордонского, С. А. Тимашева и других, позволяет перевести вопрос о сравнении однотипных рабочих колес с разночастотными лопатками из области вибрации в область надежности.

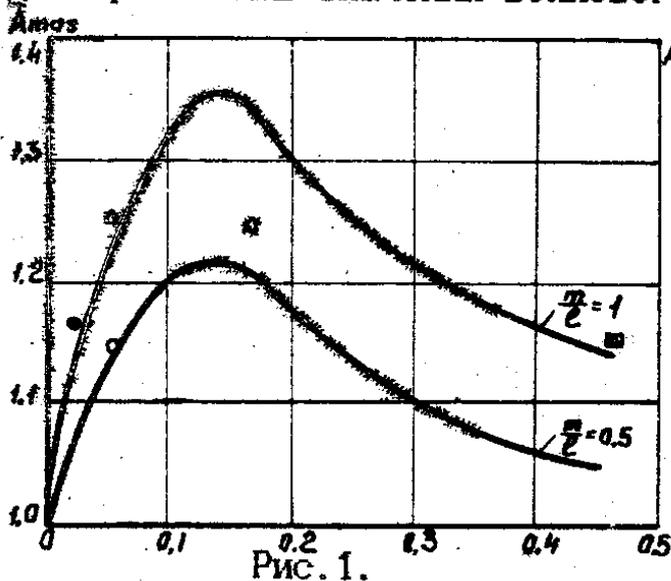
Вторая глава посвящена расчету колебаний венцов с разночастотными лопатками. При определении собственной формы колебаний с волновым параметром m и соответствующей собственной частотой лопаточный венец заменяется системой $2m$ изолированных шарнирноопертых балок на упругом основании. В результате предложенной схематизации лопаточного венца оказалось возможным достаточно просто учесть произвольную разночастотность лопаток в качестве переменной распределенной массы. Влияние упругофрикционных связей и податливость обода диска находит отражение в модели в качестве упругого основания. Исходными данными для расчета служат индивидуальные частоты лопаток, а также значения двух-пяти резонансных частот вращения ротора, определенных либо экспериментально, либо в результате расчета соответствующего идеального лопаточного венца. Резонансные частоты вращения ротора необходимы для определения коэффициентов, привязывающих математическую модель к определенному типу рабочего колеса. Согласно первому условию совместности подсистем-балок необходимо, чтобы все собственные частоты были равны между собой. Это достигается за счет итерационного изменения границ подсистем, что соответствует сдвигу узлов собственной формы системы. В результате выравнивания частот подсистем определяется длина полуволны и форма прогиба с точностью до постоянного множителя. Соотношение амплитуд каждой полуволны определяется вторым условием совместности: общностью касательной на границах соседних подсистем.

Колебания вращающегося с постоянной скоростью ω рабочего колеса возбуждаются, главным образом, силовой неподвижной окружной неравномерностью. Форма прогиба системы при вынужденных колебаниях вблизи резонанса k -й кратности представляется как суперпозиция прогибов системы по собственным формам под действием двух ортогональных друг другу единичных гармонических нагрузок, укладываемых по окружности венца " k " раз. Величина прогиба каждой собственной формы находится из эквивалентности работы, совершаемой нагрузкой на собственной форме, сумме энергии изгиба балки и энергии деформации упругого основания. Анализ полученного выражения для амплитуды

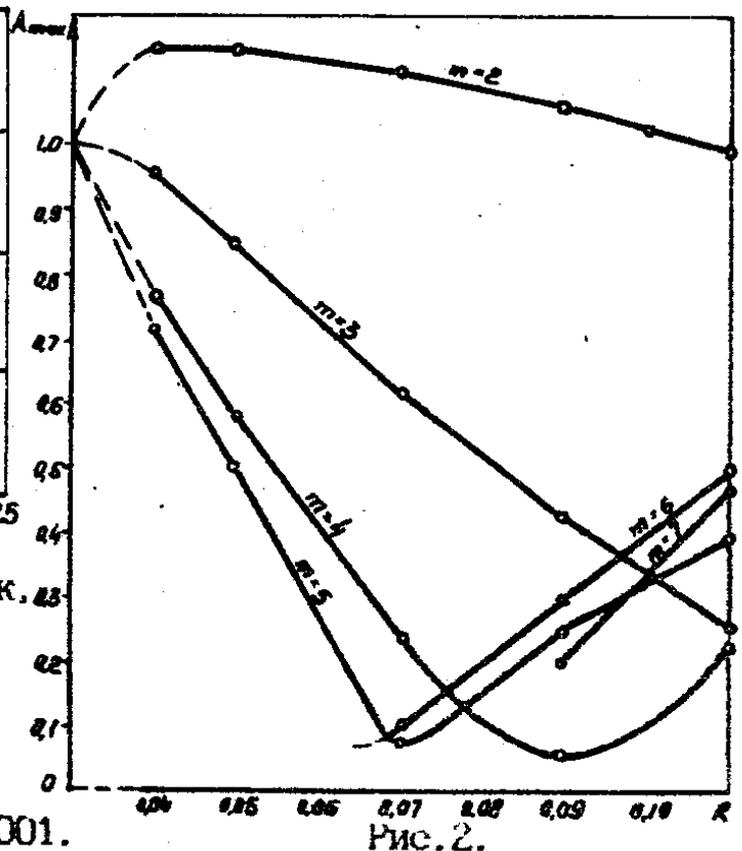
литуды вынужденных колебаний показывает, что при незначительных искажениях собственная форма возбудима только при кратности, совпадающей с волновым параметром. Искаженная собственная форма возбудима и при кратностях, не совпадающих с волновым числом. Оба эти эффекта хорошо известны.

Влияние частотной неоднородности на расслоение собственных частот и относительную амплитуду вынужденных колебаний изучалось на расчетной модели с числовыми характеристиками, определенными для реального рабочего колеса. Наибольшее расслоение собственных частот рабочего колеса будет в том случае, когда число периодов неоднородностей l равно удвоенному волновому параметру m . При этом формы собственных колебаний имеют неискаженный синусоидальный характер.

В результате проведенных расчетов были построены зависимости величины максимальной относительной амплитуды вынужденных колебаний \bar{A}_{max} от отношения расслоения к логарифмическому декременту колебаний $\chi = ((P_1 - P_2) / \sqrt{P_1 P_2}) / (\delta / \pi)$ для произвольных значений волнового параметра (рис. 1). При однопериодичном типе распределения частот лопаток возможно, что $\bar{A}_{max} < 1$. Зависимость \bar{A}_{max} от разброса частот лопаток в комплекте $R = (P_{max} - P_{min}) / P_{cp}$ для различных значений волнового параметра изображена на рис. 2.



Линии—идеальный набор лопаток,
 точки—естественный набор;
 1, \circ, Δ — $m/l = 0.5$;
 2, $\bullet, \blacktriangle, \blacksquare$ — $m/l = 1$;
 \circ, \bullet — $\delta = 0.0314$,
 Δ, \blacktriangle — $\delta = 0.01$, \blacksquare — $\delta = 0.001$.



В этой главе рассмотрены различные конфигурации распределения частот, близкие к однопериодичному закону. Практический интерес

представляет моделирование расстановки комплекта лопаток, содержащего половину лопаток с одной частотой, а половину – с другой, при котором максимальная амплитуда колебаний становится меньше амплитуды колебаний идеального венца. В то же время искаженные формы колебаний будут возбуждаться силовыми волнами, кратность которых не совпадает со значением их волнового параметра. Диаграмма расчетных максимумов относительных амплитуд колебаний венца с однопериодичным синусоидальным распределением парциальных частот лопаток по диску ($R=0.07$) изображена на рис.3.

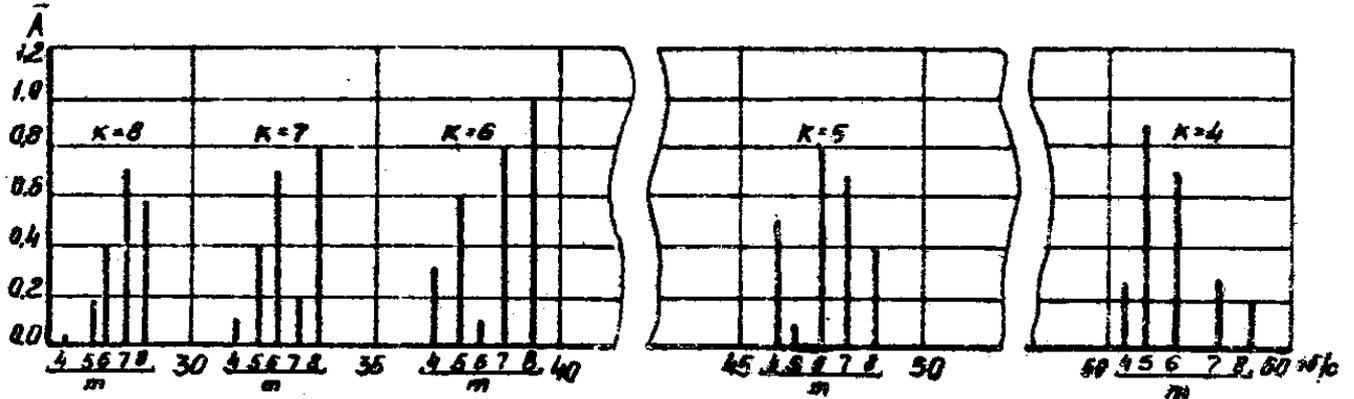


Рис.3.

С целью определения влияния отдельных лопаток на вынужденные колебания было построено распределение относительных амплитуд по диску при колебаниях с волновым параметром $m=5$ для однопериодичной расстановки реального комплекта из 92 лопаток, а также распределения относительных амплитуд при различных вариантах изменения однопериодичного распределения путем снижения частот у различных групп лопаток на диске. Максимум относительных амплитуд повысился от 0.85 (при начальной однопериодичной расстановке) до 1.46. При разбросе в комплекте лопаток начальное расслоение собственных частот рабочего колеса оказалось на уровне 0.5 Гц и менялось при всех вариантах изменений незначительно. А при расстановке того же комплекта с 10-ю периодами разночастотности расслоение стало равно 1 Гц. При этой расстановке $A_{max} = 1.05$.

Влияние различных вариантов расстановки лопаток из одного комплекта на амплитуды и фазы при резонансных колебаниях рассмотрено на расчетной модели из сорока лопаток. По-разному расставляя лопатки для колебаний с волновым параметром $m=2$ было получено расслоение от 4.38 Гц (четыре периода разночастотности) до 0.09 Гц (один период). Максимальные напряжения в венце изменялись в зависимости от расстановки от 1.0 до 1.4. Характер амплитудно-частотных и фазово-частотных характеристик не зависит от варианта расстановки и определяется только значением параметра α .

Достоверность результатов и выводов диссертационной работы подтверждается сопоставлением с данными выполненных экспериментальных исследований и результатами исследований других авторов. Амплитудно-частотные характеристики имеют тот же вид, что и экспериментальные, полученные на вибромашине. Подтверждение возможности снижения максимальных амплитуд при одноперiodичной частотной неоднородности было получено на неподвижном модельном диске. Для численной проверки методики были проведены испытания на вибромашине. Все лопатки оснащались тензорезисторами в сходственных точках в районе корневого сечения. После проведенных испытаний рабочее колесо было разлопачено и измерены частоты лопаток. В результате расчетов были определены собственные частоты и формы колебаний, форма вынужденных колебаний венца и резонансные кривые каждой лопатки. Сравнение их с экспериментальными данными дало удовлетворительный результат. На рис.4 изображено распределение напряжений в лопаточном венце.

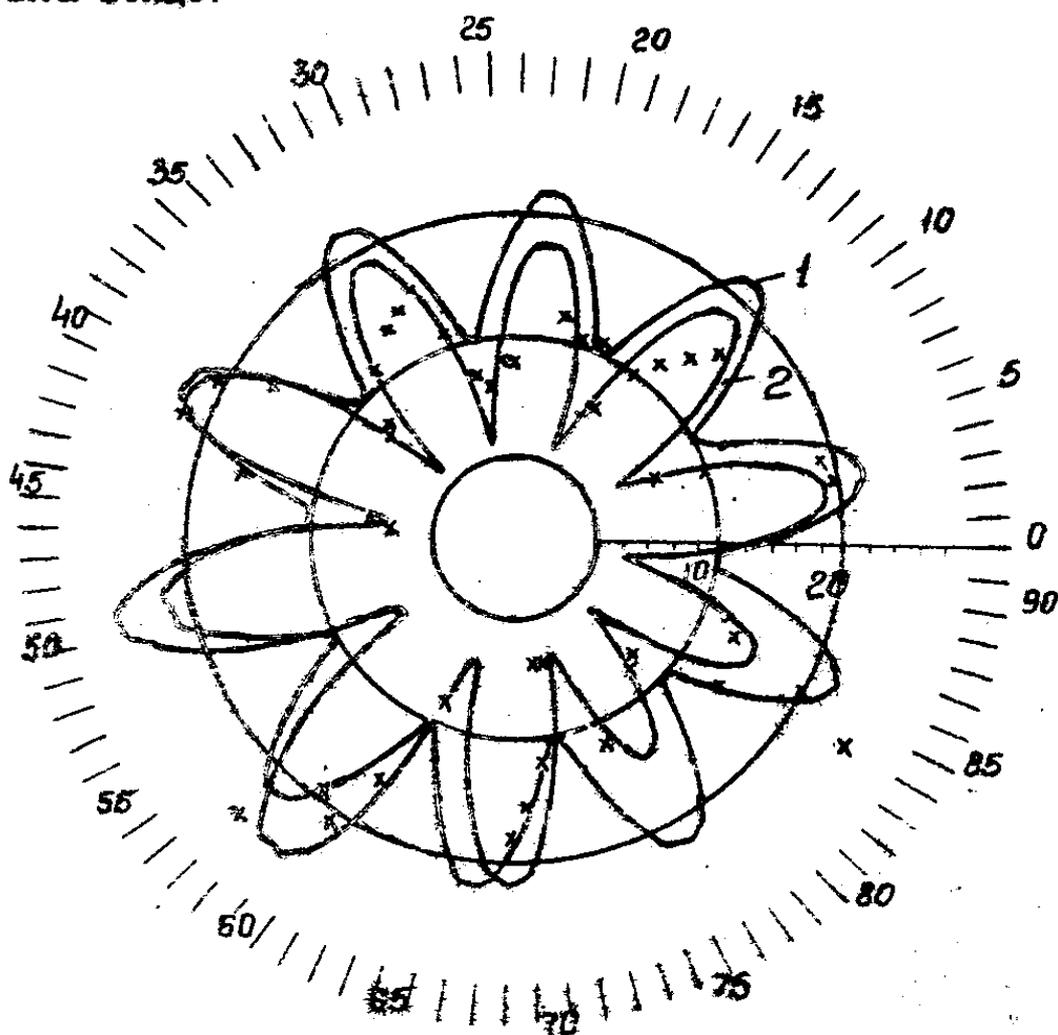


Рис. 4.

x - эксперимент; 1 - расчет по синусоидальным формам,
2 - расчет по искаженным формам.

В третьей главе излагается методика обработки результатов

тензометрических испытаний лопаточных венцов. Во второй главе было показано, что рабочее колесо последних ступеней паровых турбин может иметь собственные формы колебаний, незначительно отличающиеся от синусоидальных. С одной стороны, венцы с квазигармоническим распределением частот лопаток по диску имеют чисто синусоидальные собственные формы с числом узловых диаметров (волновым параметром), равным половине количества частотных неоднородностей. С другой стороны, венцы с хорошо перемешанными лопатками имеют при малом волновом параметре собственные формы, незначительно отличающиеся от синусоидальных. Этот вариант является достаточно распространенным при случайной наборке.

В предположении, что асимметрия рабочего колеса такова, что она, вызывая расслоение собственных частот, искажает собственные формы колебаний несущественно (разброс первого рода по терминологии В. П. Иванова), решена следующая задача. Для вращающегося лопаточного венца, колеблющегося под действием силовой неподвижной окружающей неравномерности, найти расслоение частоты, логарифмический декремент колебаний, число узловых диаметров и их ориентацию на диске по показаниям нескольких тензорезисторов, установленных в сходственных точках лопаток. При сделанном предположении колебания вызываются только такой гармоникой силовой волны, кратность которой совпадает с числом узловых диаметров.

При расслоении вынужденных колебаний был установлен линейный закон, связывающий котангенс разности фаз d колебаний рассматриваемой произвольной лопатки и выбранной нулевой с котангенсом угла γ установки лопатки относительно нулевой, умноженного на число узловых диаметров m :

$$\operatorname{ctg} d = Q_1 \operatorname{ctg} m\gamma + Q_2$$

где Q_1 и Q_2 — коэффициенты, не зависящие от номера лопатки. На основе этого соотношения и знания разности фаз для n оснащенных лопаток ($n > 3$) на некоторой скорости вращения ротора внутри резонансной зоны был построен алгоритм определения числа узловых диаметров и выведены функциональные зависимости логарифмического декремента и угла ориентировки узловых диаметров на лопаточном венце в зависимости от двух собственных частот рабочего колеса P_1 и P_2 .

Для определения значений собственных частот и необходимо либо измерить разности фаз еще на одной — двух скоростях вращения внутри резонансной зоны, либо воспользоваться амплитудными характеристиками тензосигналов на этой же скорости вращения.

Задача решена и в том случае, когда логарифмический декремент колебаний для двух собственных форм принят различным.

После определения параметров вибрации вращающегося лопаточного венца с учетом предположения о синусоидальных собственных формах несложно аппроксимировать имеющиеся измерения напряжений с целью определения наиболее напряженных лопаток и возможных напряжений, действующих в их сходственных точках.

Проверка методики определения параметров вибрации венцов, у которых частоты образующих их лопаток хорошо перемешаны, была проведена на неподвижном модельном диске. Эксперименты на неподвижном диске, с одной стороны, менее трудоемки, с другой, дают возможность получить более подробную качественную картину колебаний. В силу того, что возбуждение колебаний осуществлялось сосредоточенной гармонической силой в отличие от характера возбуждения вращающегося лопаточного венца, был модифицирован математический аппарат методики. Полученные экспериментальные и расчетные данные сведены в таблицу.

Таблица

Параметры колебаний модельного диска
(экспериментальные - числитель, расчетные - знаменатель)

Число диаметров m	Собственные частоты		Логарифмический декремент колебаний δ
	P_1	P_2	
$\frac{2}{2}$	$\frac{149.90}{150.01}$	$\frac{150.30}{150.41}$	$\frac{0.0042-0.0052}{0.0042}$
$\frac{3}{3}$	$\frac{160.80}{160.54}$	$\frac{161.10}{161.54}$	$\frac{0.0042-0.0068}{0.0079}$
$\frac{4}{4}$	$\frac{171.20}{171.00}$	$\frac{172.20}{172.45}$	$\frac{0.0051-0.0090}{0.0066}$

Как показывает рис. 4, для анализа поведения рабочего колеса с лопатками, частоты которых хорошо перемешаны по диску, допустимы оба подхода. Наиболее точные результаты при использовании подхода, описанного в этой главе, могут быть получены только на специально организованном колесе (например, для определения логарифмического декремента колебаний). При выраженной частотной неравномерности этот подход можно использовать только в качестве ориентировочного.

Четвертая глава посвящена сравнительному анализу надежности

рабочих колес, различающихся организацией частот лопаток на диске.

Поломка единичной лопатки является отказом всей системы, поэтому, надежность венца равна, в соответствии с теорией "наиболее слабого звена", произведению вероятностей, отвечающих надежности каждой из лопаток. Лопатка, в свою очередь, является непрерывно распределенной системой. Она заменена дискретной моделью, в конечных элементах которой предполагается, что накопление усталостных повреждений идет независимо.

Усталостное $D_{ij}(T)$ повреждение j -го элемента i -й лопатки, вызванное воздействием в течение времени T ансамбля процессов напряжений в этом элементе есть величина случайная, определяемая как уровнем и характером результирующих напряжений, так и особенностями накопления усталостных повреждений.

Была поставлена задача определения влияния разночастотности лопаток, образующих венец рабочего колеса, на его надежность, зависящую от наиболее характерных для паровых турбин режимов, при которых лопаточный венец совершает кратные частоте вращения ротора системные колебания.

При известной функции распределения амплитуд напряжений в этом элементе и известном коэффициенте вариации этих амплитуд, был найден квантиль нормального распределения, соответствующий вероятности разрушения элемента. Как было показано в гл. 2, расположение разночастотных лопаток на диске в значительной мере определяет как функцию распределения напряжений по венцу, так и функцию изменения напряжений каждой лопатки при прохождении рабочим колесом резонансной зоны. Таким образом, рабочее колесо имеет индивидуальные особенности в характере резонансных колебаний, играющих существенную роль в накоплении усталостных повреждений лопаток, что, в свою очередь, вызывает различия в долговечности и надежности рабочих колес.

Величина усталостного повреждения каждой лопатки, получаемая при прохождении рабочим колесом выделенной резонансной зоны, определялась в соответствии с вычисленной функцией изменения амплитуды колебаний этой лопатки в составе исследуемого лопаточного венца.

В отсутствие лопаток, вероятность повреждения которых за выделенный промежуток времени близка к единице, большое значение имеет средний уровень напряжений. Показано, что в этом случае рабочее колесо, имеющее одинаковые напряжения на всех лопатках, может оказаться менее надежным, чем рабочее колесо, имеющее несколько большие напряжения на отдельных лопатках и низкие напряжения на всех остальных. На рис. 5 представлены расчетные функции надежности

нескольких рабочих колес в зависимости от количества проходов резонанса шестой кратности.

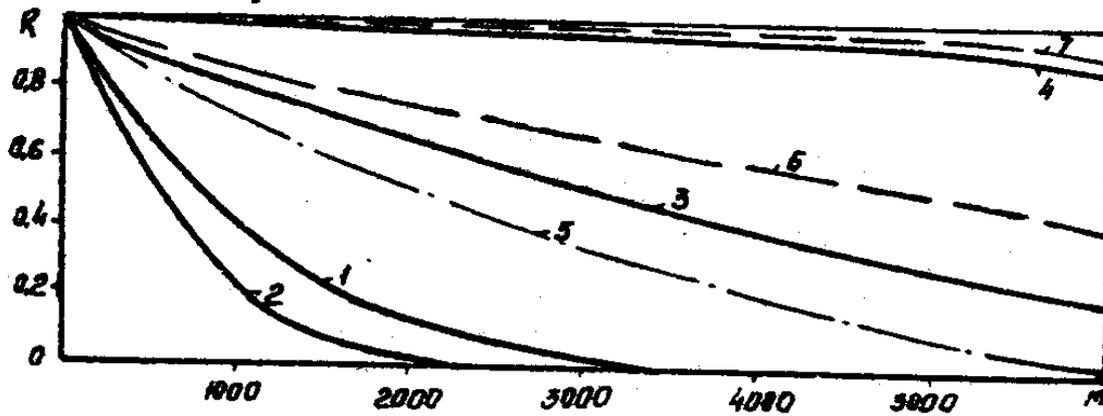


Рис. 5.

1 - беспорядочная частотная расстановка лопаток; 2 - расстановка с 7-ю периодами; 3 - расстановка с 12-ю периодами; 4 - расстановка с одним периодом; 5 - идеальный венец; 6 - понижение частот половины лопаток на 5 Гц; 7 - понижение частот половины лопаток на 10 Гц.

Сплошными линиями изображены функции надежности колес, различающихся только расстановкой одного и того же комплекта лопаток. Из этого рисунка видно, что по-разному расставляя лопатки, можно по сравнению с реальной (случайной) расстановкой понизить надежность колеса (расстановка с 7-ю периодами) и повысить (расстановка с 12-ю периодами). Надежность колеса при расстановке лопаток с 12-ю периодами разночастотности на резонансе шестой кратности при малом количестве проходов совпадает с надежностью идеального рабочего колеса (штрих-пунктирная линия), поскольку относительные максимальные напряжения равны единице, а при увеличении количества проходов надежность такого колеса выше за счет более низких средних напряжений. Значительно большую надежность дает расчет для колеса при расстановке лопаток по однопериодичному закону, однако, реально это трудно выполнимо. Поэтому предложен вариант случайной сборки венца из двух комплектов лопаток, при котором половина рядом стоящих лопаток берется из одного комплекта, средняя частота которого уменьшена по сравнению со средней частотой другого. Как отмечалось во второй главе, такая расстановка близка к однопериодичному закону распределения частот лопаток и дает значительное повышение надежности (штриховые линии). При расчете надежности рабочих колес необходимо учитывать все режимы их нагружения, так как при этом соотношение функций надежности рабочих колес может измениться.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Построена модель реального лопаточного венца, позволяющая выполнять расчеты свободных и вынужденных колебаний рабочего колеса с большим числом разночастотных лопаток без существенной потери точности.

В предлагаемой модели лопаточный венец заменен кольцевой балкой на упругом основании. Разночастотность лопаток моделируется переменной распределенной массой балки, а податливость обода диска и влияние связей учитывается жесткостью основания.

2. Создана методика решения задачи о вынужденных колебаниях, которая позволила моделировать проход лопаточного венца через резонанс для определения характера и уровня относительных напряжений в сходственных точках лопаток. Введен динамический коэффициент возбуждения, характеризующий действие силовой гармоник на возбуждение как основного резонанса, так и субрезонансов.

3. Справедливость предложенных методов определения собственных и вынужденных колебаний доказана как численным совпадением результатов расчетов с полученными экспериментальными данными, так и совпадением с результатами, полученными другими авторами.

4. Периодическая частотная расстановка при совпадении числа узлов формы колебаний и числа периодов создает наибольшее расслоение собственных частот и наименьшее искажение собственных форм. Однопериодная частотная расстановка лопаток обеспечивает наименьший уровень амплитуды резонансных колебаний.

5. В предположении о неискаженности собственных форм, решена задача определения по ограниченым тензометрическим данным числа узловых диаметров, расслоенных собственных частот и логарифмического декремента колебаний, а также наиболее вероятных максимальных напряжений в венце. Получены простая связь фаз колебаний лопаток с углами их установки и формула для определения логарифмического декремента колебаний в зависимости от собственных частот.

6. Возможность применения предложенного метода определения параметров вибрации вращающегося лопаточного венца проверена при испытаниях на неподвижном модельном диске и вращающемся натурном колесе.

7. Получены выражения для расчетной оценки надежности рабочего колеса с разночастотными лопатками в зависимости от заданной долговечности. Надежность вычисляется на основе расчетов вынужденных колебаний рабочего колеса.

8. Построены функции надежности рабочих колес с различными

вариантами расстановки разночастотных лопаток в венце, позволяющие сравнивать рабочие колеса между собой и давать рекомендации по их оптимальному облопачиванию.

Основные результаты этой работы применяются при исследовании и отработке лопаточного аппарата рабочих колес последних ступеней паровых турбин.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Автоматизированная система сбора информации и обработки результатов динамических вибрационных испытаний /Е.В.Урьев, И.В.Гаврилов, К.Д.Гарбер, А.Г.Колтунов, И.И.Немцов// Энергомашиностроение. -1986. -№11. -С.29-31.
2. И.И.Немцов. Долговечность лопаточных венцов турбомашин // Расчет и управление надежностью больших механических систем. -Свердловск: УНЦ АН СССР, 1986. -С.140-142.
3. Экспериментально-расчетные исследования колебаний рабочих колес турбомашин с разночастотными лопатками /Е.В.Урьев, Л.А.Жученко, Я.И.Евсеев, И.И.Немцов, Н.Л.Чередник// Конструкционная прочность двигателей: Тез. докл. 11 Всес. науч. техн. конф. -Куйбышев: Куйбышев. политехн. ин-т. 1988. -С.157.
4. И.И.Немцов, Е.В.Урьев. Определение долговечности лопатки // Экспресс-информация. Энергетическое машиностроение. -М., 1988. - Вып. 1. -С.29-34.
5. И.И.Немцов. Расчет остаточного ресурса лопаточных венцов последних ступеней паровых турбин // Расчет и управление надежностью больших механических систем. -Свердловск: УО АН СССР, 1988. -С.259.
6. И.И.Немцов, И.В.Гаврилов, Е.В.Урьев. Оптимизация частотной расстановки лопаток рабочих колес паровых турбин с ограничением на дисбаланс // Математическое моделирование процессов и конструкций энергетических и транспортных турбинных установок в системах их автоматического проектирования: Тез. докл. Респ. науч. техн. конф. -Харьков: ИТМаш АН УССР, 1988. -С.63-64.
7. Влияние разночастотности лопаток на вибрационные характеристики лопаточного венца с круговыми связями /Е.В.Урьев, Я.И.Евсеев, И.И.Немцов, Л.А.Жученко // Там же. -С.64-65.
8. Определение параметров вибрации и максимальных напряжений по результатам ограниченного тензометрирования вращающегося лопаточного венца /И.И.Немцов, Е.В.Урьев, Я.И.Евсеев, Б.Н.Николаев // Пробл. прочности. -1988. -№12. -С.95-98.

9. И. И. Немцов, В. В. Ермолаев, Е. В. Урьев. Экспериментальная проверка методики определения параметров вибрации лопаточного венца на невращающейся модели // Проблемы прочности. - №10. - 1989. - С. 115-119.

И. И. Немцов