

Влияние нарушений идентичности контактного взаимодействия бандажных полок на характеристики статического и динамического напряженного состояния лопаточных венцов

А. П. Зиньковский, Я. Д. Круглый

Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

Представлены результаты численных исследований по определению влияния возможных нарушений идентичности контактного взаимодействия бандажных полок на характеристики статического напряженного состояния пакетов лопаток и формирование спектра собственных частот и форм колебаний венцов рабочих колес турбин.

Ключевые слова: лопаточный венец, бандажирование, контактное взаимодействие, нарушение идентичности, напряженное состояние, колебания.

Введение и постановка задачи. Одной из основных причин разрушения рабочих лопаток турбин является повышенная их напряженность вследствие действия широкого спектра статических и динамических нагрузок, что обуславливает возникновение и рост усталостных трещин и, как следствие, обрыв одной или нескольких лопаток венца. Такая аварийная ситуация может привести к остановке турбомашин и значительным материальным затратам. В практике турбомашиностроения для предотвращения указанных ситуаций, повышения надежности и работоспособности рабочих лопаток турбин используются различные конструкции полочного бандажирования. Одно из основных его назначений – объединение лопаток в замкнутое кольцо или пакеты с целью уменьшения их чувствительности к возбуждению колебаний.

В изучении напряженно-деформированного состояния (НДС) бандажированных лопаток (как статического, так и динамического) накоплен значительный опыт. Результаты исследований изложены в многочисленных публикациях в периодической научно-технической литературе и обобщены во многих монографиях [1–4].

Наличие полочного бандажирования лопаток, а также применение в практике проектирования турбомашин все более податливых дисков обуславливают необходимость рассмотрения рабочего колеса как единой взаимосвязанной системы диск–лопатки–бандаж, которая обладает свойством конструктивной поворотной симметрии.

При циклическом деформировании бандажированных лопаток рабочих колес турбин возможно взаимное перемещение контактных поверхностей полок, вследствие чего происходят необратимые потери энергии. Поэтому лопаточный венец представляет собой поворотно-симметричную систему с упругодиссипативной связанностью лопаток. Именно такой подход позволяет наиболее достоверно определить характеристики НДС, в первую очередь колебаний бандажированных рабочих колес. При этом необходимо учитывать тот факт, что в действительности из-за конструктивно-технологических и эксплуатационных факторов реальные рабочие колеса отклоняются от стро-

гой поворотной симметрии. Во-первых, лопатки изготавливаются с определенными технологическими допусками, что интегрально проявляется в расстройке их частот колебаний. Во-вторых, ввиду наличия допусков на изготовление бандажных полок и неточностей монтажа лопаток возможно различие в условиях сопряжения контактных поверхностей, которое в процессе эксплуатации турбомашин может претерпевать существенные изменения, обусловленные выработкой указанных поверхностей.

Обзор известных результатов исследований показывает, что в литературных источниках отсутствуют данные о НДС бандажированных лопаток с учетом возможных (технологических или эксплуатационных) нарушений идентичности их бандажной связи. Большинство известных исследований, как правило, проводилось с учетом отклонений венцов от строгой поворотной симметрии вследствие неизбежной расстройки частот колебаний лопаток [2, 5]. Влияние изменений условий связанности бандажированных лопаток на НДС ограничено рассмотрением пакетов из двух лопаток [6].

Таким образом, цель данной работы состоит в определении закономерностей влияния нарушений идентичности контактного взаимодействия бандажных полок лопаток на характеристики статического и динамического НДС венцов рабочих колес турбин.

Объект исследования и его моделирование. В качестве объекта исследования выбрано рабочее колесо цилиндра низкого давления паровой турбины, фрагмент лопаточного венца которого представлен на рис. 1,а. Каждая лопатка венца имеет Z-образную полку, выполненную заодно с пером, конструкция которой показана на рис. 1,б, где K – ее контактные поверхности с соседними полками лопаток венца.

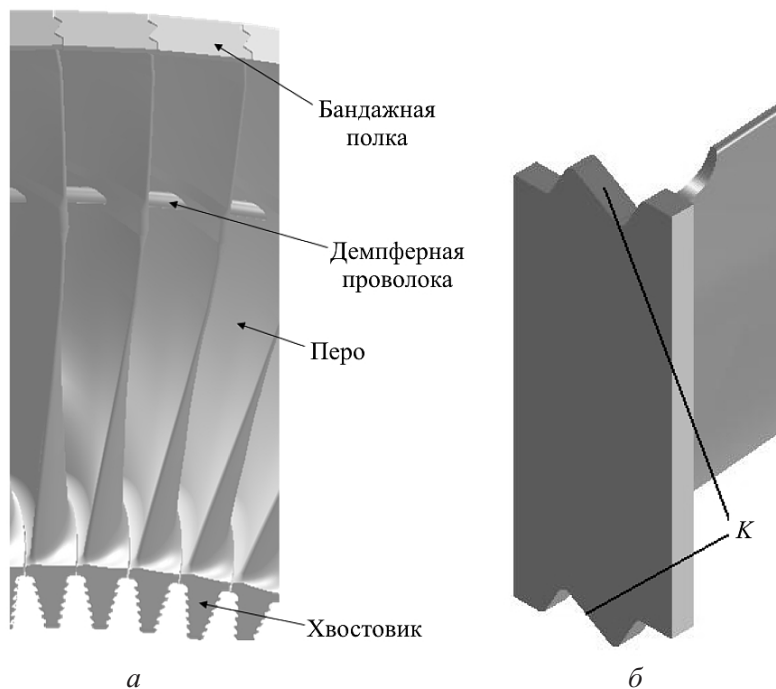


Рис. 1. Фрагмент лопаточного венца паровой турбины (а) и Z-образная бандажная полка лопатки (б).

В работе используется метод конечных элементов (МКЭ) как один из наиболее развитых методов компьютерного моделирования, позволяющих выполнить расчет характеристик НДС конструкций высокой сложности, а иногда и заменить проведение дорогостоящих стендовых испытаний. Определяющим моментом этого метода является создание конечноэлементной (КЭ) модели исследуемого объекта, которая в данном случае должна по возможности в полной мере учитывать геометрию рабочих лопаток, свойства материала и действующие нагрузки. Следует отметить, что на практике учесть это в полном объеме невозможно из-за неизбежного влияния многих факторов: от несовершенств формы и материала до разнообразия эксплуатационных режимов нагружения. Поэтому в зависимости от цели исследования при разработке КЭ модели лопаток любой конструкции прибегают к некоторой идеализации ее формы, свойств материала и условий внешних воздействий, что в итоге определяет трудоемкость расчета, достоверность и точность получаемых результатов [7].

При создании КЭ модели исследуемой бандажированной рабочей лопатки с учетом ее конструктивных особенностей перо разбивается на отдельные участки, характеризующиеся незначительным изменением угла закрутки. В этом случае используются линейный восьмиузловой конечный элемент и его модификации, вид которых приведен на рис. 2. По сравнению с квадратичными конечными элементами, которые нашли широкое применение в практике анализа НДС элементов турбомашин [7], преимуществом восьмиузлового элемента являются его простота и высокая скорость при одновременном достижении необходимой точности результатов расчета с помощью более плотной КЭ сетки.

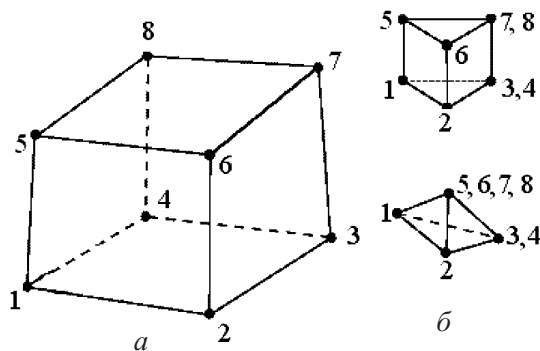


Рис. 2. Линейный восьмиузловой конечный элемент (а) и его модификации (б).

В соответствии с постановкой задачи при моделировании лопаточного венца большое внимание уделяется созданию КЭ модели бандажной связи лопаток. При этом, во-первых, учитывается необходимость удовлетворения граничным условиям сопряжения контактных поверхностей соседних бандажных полок. Во-вторых, поскольку для Z-образных бандажных полок характерны высокие контактные напряжения смятия в месте их контакта и наличие концентраторов напряжений в радиусах скругления зигов, только применение трехмерных расчетных моделей позволит учитывать контактное взаимодействие лопаток по бандажным полкам.

Для обеспечения граничных условий бандажная полка лопатки разрезается по поверхности C таким образом, чтобы узлы ее частей 1 и 2 на поверхности разреза совпадали (рис. 3,а). Затем часть 2 перемещается в цилиндрической системе координат на угол, равный $2\pi/N$, где N – число лопаток венца (на рис. 3,а показано стрелкой). Таким образом моделируется натяг по контактным поверхностям K бандажных полок, а на поверхностях разреза C_1 и C_2 задаются условия сопряжения (рис. 3,б).

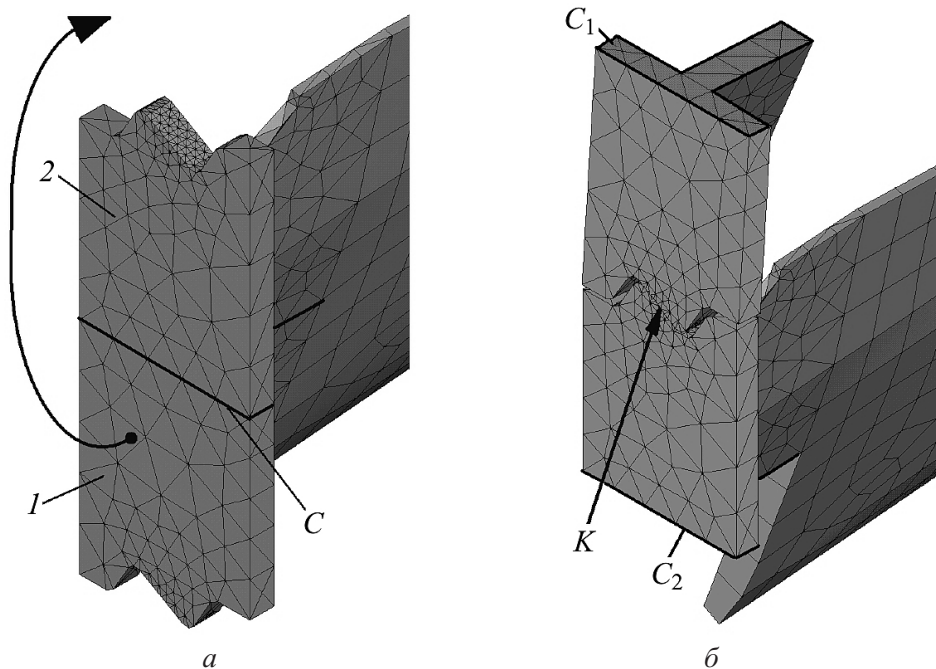


Рис. 3. Схемы разреза бандажной полки с КЭ сеткой (а) и моделирования контакта соседних бандажных полок (б).

Ввиду сложности геометрии бандажной полки для создания ее КЭ модели были использованы тетраэдрические модификации выбранного линейного восьмиузлового конечного элемента (рис. 2,б). Как видно из рис. 3, КЭ сетка бандажной полки в целом является равномерной, однако в зоне контакта она измельчается.

С целью обеспечения наиболее точного моделирования взаимодействия лопаток по контактным поверхностям полок используются контактные элементы поверхность–поверхность, что позволяет учитывать различные условия контакта бандажных полок (натяг, зазор, сцепление, проскальзывание, трение, сдвиг и т.д.), возникающие в процессе эксплуатации.

Моделирование демпферной проволоки осуществляется с использованием призматических элементов, а часть пера лопатки в зоне ее расположения из-за сложной геометрии разбивается на тетраэдрические конечные элементы с ростом их плотности около отверстия для проволоки.

Для исключения влияния замкового соединения на результаты исследований было принято, что имеет место жесткая связь по контактным поверхностям елочного хвостовика лопаток и диска.

Причины нарушения идентичности контактного взаимодействия бандажных полок лопаток венца. Как отмечалось выше, отклонения венцов от поворотной симметрии или их расстройка могут быть вызваны технологическими и эксплуатационными причинами.

Технологическая расстройка обусловлена допусками на изготовление лопаток, в том числе и их бандажных полок, и диска, а также условиями монтажа венца. В соответствии с решаемой задачей остановимся на анализе возможных нарушений в идентичности контактного взаимодействия бандажных полок лопаток венца.

В предположении строгой поворотной симметрии венца плоскости контакта бандажных полок всех лопаток имеют одинаковый угол с плоскостью вращения рабочего колеса и параллельны друг другу. Однако в реальных условиях вследствие технологических допусков на изготовление возможно некоторое расхождение в углах между плоскостями контакта бандажных полок соседних лопаток по отношению к оси вращения, что наглядно видно из рис. 4,а, где показана бандажная полка (вид сверху). В дальнейшем такое нарушение идентичности бандажной связи лопаток обозначим как тип 1, характеристикой которого является угол γ .

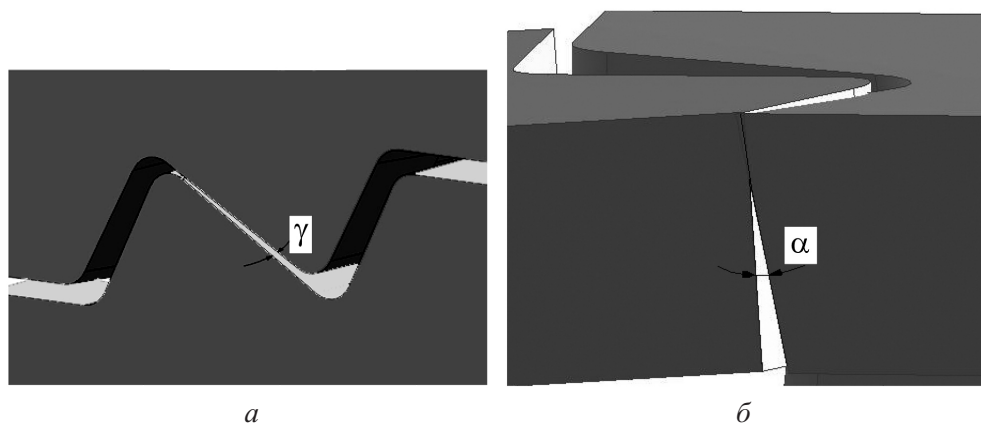


Рис. 4. Возможные типы 1 (а) и 2 (б) нарушений идентичности контактного взаимодействия бандажных полок венца.

В соответствии с существующей технологией при сборке рабочих колес осуществляется подгонка контактных плоскостей полок. Это может обусловить неодинаковость их ориентации относительно оси лопатки, характеризующуюся углом α . На рис. 4,б представлено сечение бандажной связи (вид спереди), параллельное плоскости вращения рабочего колеса. Такую неоднородность бандажной связи обозначим как тип 2.

Основные положения методики проведения вычислительных экспериментов. Для решения задачи по определению влияния условий контактного взаимодействия бандажных полок лопаток на их НДС использовали метод Ньютона–Рафсона в конечноэлементной постановке [8], который относится к классу методов переменной жесткости.

В качестве характеристик статического НДС использовали контактные давления P в бандажной полке и интенсивность напряжений σ_i :

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}, \quad (1)$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные напряжения.

Для проверки достоверности разработанных моделей и методики расчетных исследований были проведены тестовые вычислительные эксперименты по определению указанных выше характеристик НДС, которые сравнивали с данными, полученными на основании КЭ моделей объектов исследования с использованием квадратичного конечного элемента.

Расчеты проводили при количестве линейных конечных элементов s на площадке контакта, равном 96, 192, 360 и 552. Анализ полученных результатов показывает, что характер распределений как контактного давления P , так и интенсивности напряжений σ_i в бандажной связи лопаток для выбранных вариантов плотности КЭ сетки одинаков. Однако их величина зависит от количества конечных элементов s .

На основании полученных распределений были определены минимальные, средние и максимальные значения рассматриваемых характеристик НДС. На рис. 5 в качестве примера приведены диаграммы изменения величин интенсивности напряжений в зависимости от количества линейных конечных элементов s . Как видно, при $s=192$ значения исследуемых характеристик напряженного состояния бандажной связи лопаток при использовании линейных КЭ наиболее близки к таковым при создании КЭ сетки с помощью квадратичных элементов. Это наглядно видно из приведенных в табл. 1 результатов расчета максимального значения $\sigma_{i\max}$ интенсивности напряжений, где $\Delta\sigma_{i\max} = [(\sigma_{i,s})_{\text{лин}} - (\sigma_{i,s=96})_{\text{КВ}}] / (\sigma_{i,s=96})_{\text{КВ}}$.

Исходя из полученных результатов все дальнейшие расчеты проводили с использованием КЭ сетки на основе линейных конечных элементов при $s=192$.

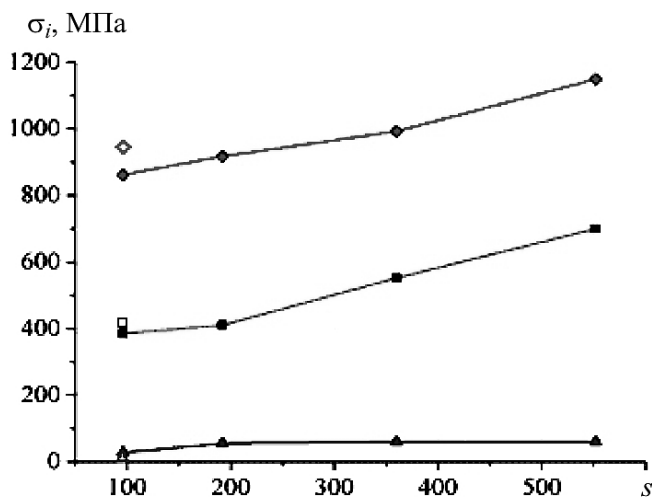


Рис. 5. Диаграммы изменения минимальных (▲), средних (■) и максимальных (◆) значений интенсивности напряжений в бандажной связи лопаток в зависимости от количества линейных конечных элементов s . (Светлые точки – значения соответствующих σ_i , полученные с помощью квадратичных конечных элементов при $s=96$.)

Т а б л и ц а 1

Данные сравнения влияния вида КЭ сетки на максимальные значения интенсивности напряжений при разном количестве конечных элементов на площадке контакта бандажных полок

Конечный элемент	s	$\sigma_{i \max}$, МПа	$\Delta\sigma_{i \max}$
Квадратичный	96	944	–
Линейный	96	862	0,09
	192	917	0,02
	360	993	0,04
	552	1150	0,17

Результаты вычислительных экспериментов и их анализ. С использованием разработанных КЭ моделей выполнен комплекс вычислительных экспериментов по определению влияния возможных нарушений в идентичности контактного взаимодействия бандажных полок на статическое и динамическое напряженное состояние составляющих элементов исследуемого лопаточного венца турбины. Расчеты проводили в предположении действия центробежных сил, возникающих при рабочей частоте вращения ротора турбины $\omega = 50$ об/с, и монтажном натяге по бандажным полкам $\Delta_{\text{м.н}} = 0,02$ мм.

Многочисленными исследованиями установлено [2, 5], что наиболее неблагоприятным случаем нарушения циклической симметрии лопаточных венцов с точки зрения их вибронпряженности является частотная расстройка одной лопатки. Поэтому в данной работе был выбран вариант нарушения идентичности бандажной связи лопаток по окружности венца в одном ее соединении. Рассмотрим результаты выполненных вычислительных экспериментов по определению влияния такого нарушения симметрии лопаточного венца на характеристики статического напряженного состояния и формирование спектра его собственных частот и форм колебаний.

Характеристики статического напряженного состояния. Все расчеты выполняли на базе сектора венца в виде пакета из четырех лопаток ($N_{\text{п}} = 4$), КЭ модель которого приведена на рис. 6. Влияние отброшенных лопаток венца на напряженное состояние пакета учитывали путем задания соответствующих граничных условий. Так, предполагали, что для контактных поверхностей бандажных полок 1- и 4-й лопаток пакета, взаимодействующих с соответствующими поверхностями полок отброшенной части венца, справедливы условия совместности перемещений:

$$u_i = u_j, \tag{2}$$

где i, j – номера узлов взаимодействующих контактных поверхностей полок крайних лопаток исследуемого пакета и отброшенной части венца. Неоднородность бандажной связи вводили только во втором соединении бандажной связи пакета.

Расчеты по определению статической напряженности бандажных полок выполняли при варьировании углов γ и α как характеристик неоднородности бандажной связи лопаток в заданном диапазоне их значений $0 \dots 0,9^\circ$, а

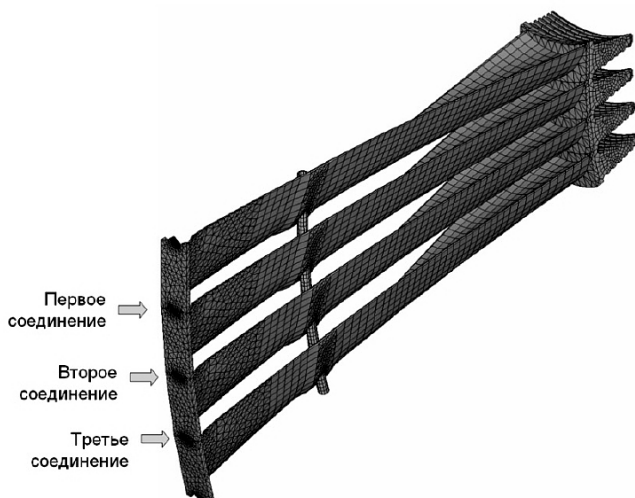


Рис. 6. Модель пакета лопаток.

получаемые результаты сравнивали с данными для случая строгой идентичности ориентации контактных плоскостей бандажных полок.

Для анализа статического напряженного состояния выбранного объекта в соответствии с разработанной методикой проведения расчетов определяли распределения контактных давлений и интенсивности напряжений в бандажных соединениях лопаток пакета при различных уровнях нарушения идентичности бандажной связи лопаток. Затем строили зависимости распределения максимальных значений выбранных характеристик напряженного состояния от величины углов γ и α .

Анализ полученных распределений показывает, что их характер существенно зависит от уровня нарушения идентичности в контактном взаимодействии бандажных полок. Так, если в нерастроенных (первом и третьем) бандажных соединениях площадки контакта полок с увеличением углов γ и α практически не изменяются, то в расстроенном (втором) они уменьшаются, локализуясь в определенной зоне, что приводит к перераспределению максимальных значений контактного давления и интенсивности напряжений. Это хорошо видно из их зависимостей от величины углов, характеризующих тип неоднородности бандажной связи (рис. 7). Так, с ростом отклонений в идентичности ориентации контактирующих поверхностей бандажных полок наблюдается существенное увеличение максимальных значений характеристик напряженного состояния в расстроенном бандажном соединении до критических для выбранного материала при практической их неизменности для нерастроенных соединений.

Для подтверждения справедливости сделанных выводов проведены расчеты рассматриваемых характеристик напряженного состояния пакета из 30 лопаток с выбранным вариантом нарушения идентичности бандажной связи. При этом получены аналогичные результаты, что свидетельствует о правильности используемого подхода для анализа статического напряженного состояния лопаточных венцов с нарушениями идентичности контактного взаимодействия бандажных полок.

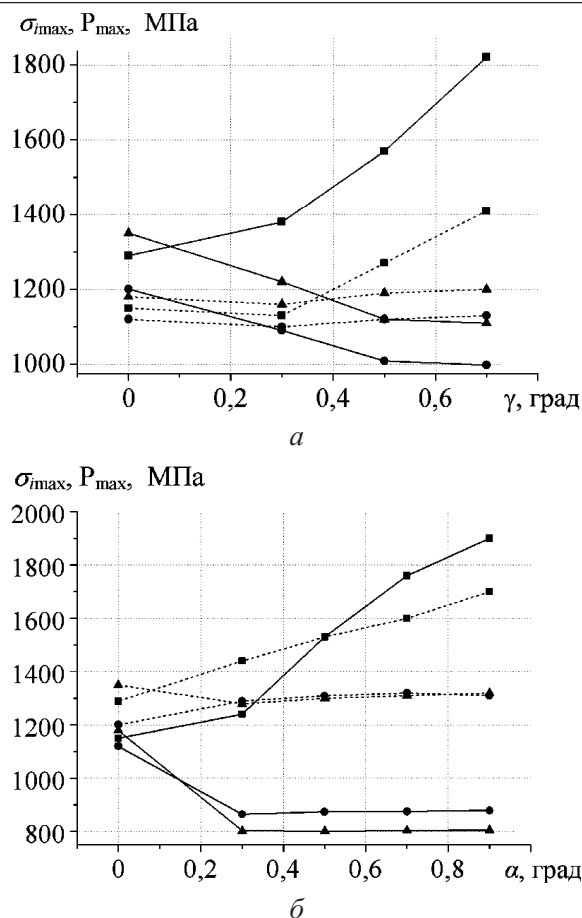


Рис. 7. Зависимость максимальных значений контактных давлений (сплошные линии) и интенсивности напряжений (штриховые линии) в первом (●), втором (■) и третьем (▲) соединениях бандажной связи лопаток пакета от величины углов γ (а) и α (б).

Спектр собственных частот и форм колебаний. Его определение является первым этапом анализа вибрационного состояния любой механической системы. Это объясняется тем, что при совпадении частоты возмущающей силы с любой собственной частотой колебаний исследуемого объекта возникают опасные резонансные состояния, характеризующиеся такими напряжениями, которые могут привести к усталостному разрушению.

Свободные колебания любой механической системы без учета потерь энергии описываются матричным уравнением

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0, \quad (3)$$

где $[M]$, $[K]$ – квадратные матрицы инерционных и упругих характеристик системы; $\{u\}$ – вектор-столбец перемещений; $\{\ddot{u}\}$ – вектор-столбец ускорений.

Принимая решение в форме

$$\{u\} = \{U\}e^{ift}, \quad (4)$$

уравнение (3) приводится к виду

$$([K] - f^2[M])\{U\} = 0, \quad (5)$$

где $\{U\}$ – вектор-столбец амплитуд перемещений, характеризующий форму колебаний системы.

Матричное уравнение (5) представляет собой систему линейных однородных уравнений относительно $\{U\}$, имеющего нетривиальные решения при удовлетворении равенства

$$|[K] - f^2[M]| = 0 - \quad (6)$$

частотного уравнения, из которого определяются собственные частоты колебаний f_i системы.

При решении задачи о колебаниях венцов с полочным бандажированием лопаток необходимо учитывать возможность реализации типичных состояний взаимодействия лопаток по бандажным полкам [2]:

1) взаимные смещения бандажных полок по контактирующим поверхностям отсутствуют, т.е. лопаточный венец ведет себя как система со сплошным упругим поясом связей;

2) смещение контактных поверхностей бандажных полок носит развитый характер.

Обычно состояние 1) имеет место при относительно слабом возбуждении колебаний венца. Реализация состояния 2) возможна на работающей турбомашине, когда колебания происходят с очень высокими амплитудами, что приводит к повышенным усилиям на контактных поверхностях, существенно превышающим силы трения, которые действуют при их смещениях. В отдельных случаях также возможна реализация различных промежуточных состояний системы, когда на поведение рабочего колеса сильно влияют нелинейные эффекты, обусловленные действием сил трения на контактирующих поверхностях полок, анализ которых связан с большими трудностями, что объясняется нелинейностью системы. Однако ограничимся рассмотрением только указанных выше двух состояний взаимодействия бандажных полок, при реализации которых, как отмечается в [2], система близка к линейной.

Исходя из анализа существующих подходов к выбору модели взаимодействия контактных поверхностей бандажных полок, предложенных в [9, 10], в данной работе также вместо контактных элементов использовали условия совместности перемещений. Однако для общности анализа влияния состояний взаимодействия бандажных полок на спектр собственных колебаний венца предложено два варианта их реализации.

Вариант 1. Описывает состояние 1), когда на все узлы конечных элементов контактного соединения бандажных полок накладываются условия совместности перемещений (рис. 8,а), что позволяет представить бандажную связь лопаточного венца как сплошное упругое кольцо.

Вариант 2. Позволяет описать условия взаимодействия бандажных полок, характерные для состояния 2), и учитывает возможность проскальзывания

контактных поверхностей. Кроме того, в данном случае предполагается, что в процессе эксплуатации турбомашин возможна выработка контактных поверхностей, что обуславливает изменение условий взаимодействия полков. Поэтому в исходном состоянии венца (на рис. 8,б вариант 2.1) определение узлов, на которые накладываются условия совместности перемещений, осуществляется следующим образом. Сначала проводится решение статической контактной задачи, в результате чего определяются площадки контакта и выбираются узлы, для которых характерны ненулевые значения контактного давления (рис. 8). Затем на них накладываются условия совместности перемещений (рис. 8,б). В процессе эксплуатации турбомашин по сравнению с исходным состоянием взаимодействия полков происходит изменение условий совместности перемещений (на рис. 8,в вариант 2.2).

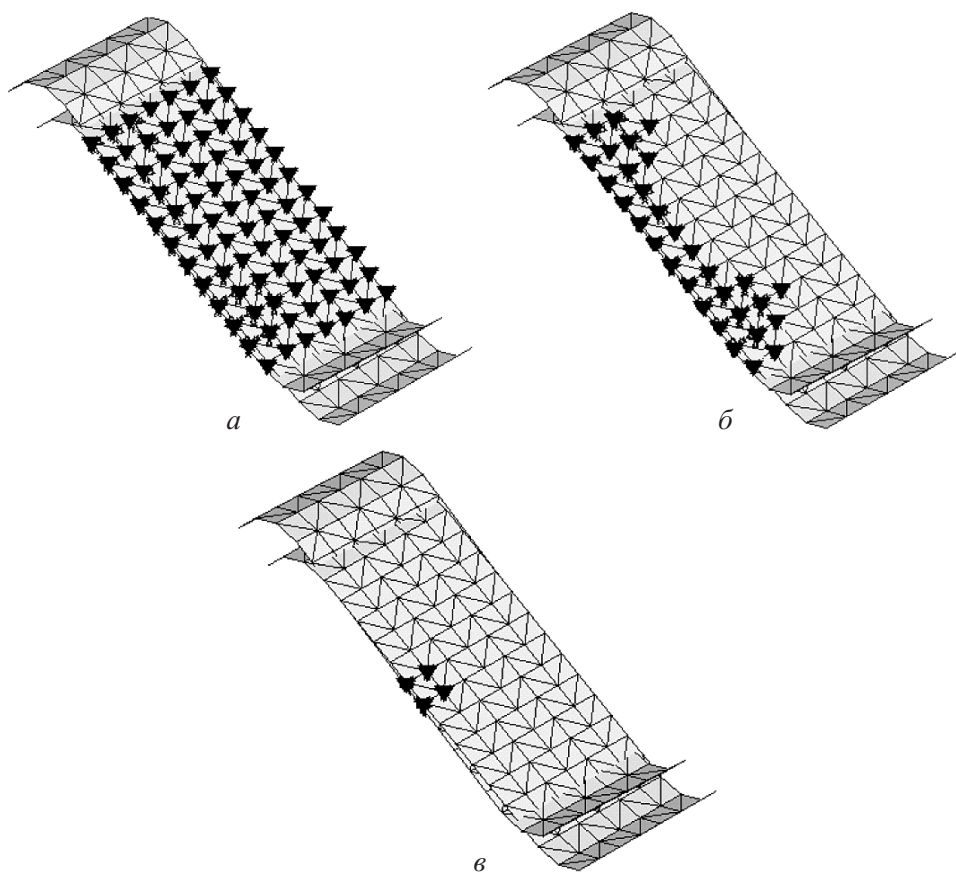


Рис. 8. Модели условий совместности перемещений в узлах (▼) для вариантов 1 (а), 2.1 (б) и 2.2 (в) контактного взаимодействия бандажных полков лопаток.

Поскольку конструкция исследуемого лопаточного венца включает демпферную проволоку, которая оказывает влияние на формирование спектра собственных колебаний, ее учет в КЭ модели проводится путем накладывания условий совместности перемещений на узлы, в которых наблюдаются ненулевые контактные давления, определенные также в результате решения статической контактной задачи.

Решению задачи по определению влияния незначительных нарушений идентичности бандажной связи лопаток на формирование спектра собственных колебаний исследуемого венца предшествовал расчет частотных функций настроенного венца как зависимостей собственных частот f_{mn} от числа волн деформации (узловых диаметров) m по окружности системы, где n – число узловых окружностей. В данном случае все расчеты проводили для венца, состоящего из 90 лопаток ($N = 90$), при $n = 0$, которые для варианта 2.1 контактного взаимодействия бандажных полок при различных сочетаниях связей лопаток представлены на рис. 9. Анализ представленных результатов показывает, что учет замкового соединения приводит к некоторому снижению собственных частот колебаний венца, а демпферной проволоки – как к их увеличению, так и существенному изменению характера частотных функций, в данном случае для $m > 20$. При числе узловых диаметров $m < 15$ учет того или иного вида рассматриваемых связей лопаток не оказывает заметного влияния на формирование частотных функций. Поэтому, не ограничивая общности анализа результатов проводимых исследований и принимая во внимание данные на рис. 9, все расчеты для расстроенного венца проводили при наличии взаимодействия лопаток по бандажным полкам для $m \leq 8$, как представляющих практический интерес. Кроме того, рассматривался лишь вариант 2.1 их контактного взаимодействия, что в целом не ограничивает общности дальнейшего анализа результатов расчетов.

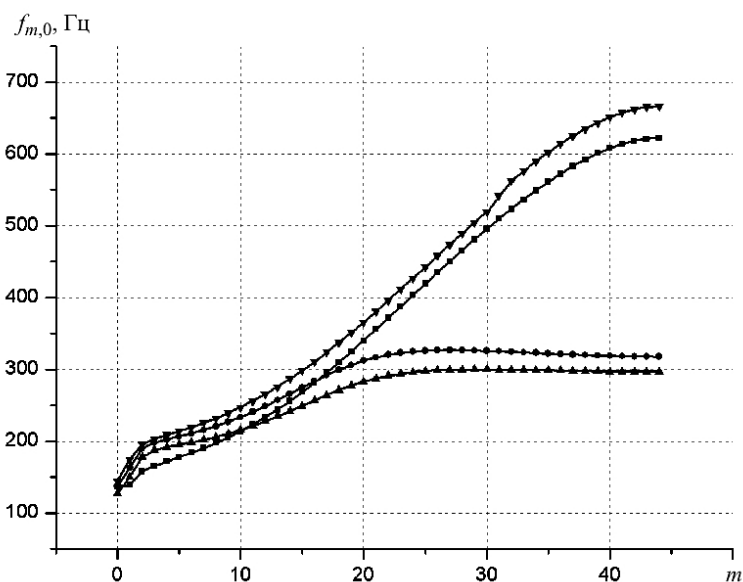


Рис. 9. Частотные функции настроенного лопаточного венца для варианта 2.1 контактного взаимодействия бандажных полок лопаток с учетом демпферной проволоки и замкового соединения (■), только демпферной проволоки (▼) или замкового соединения (▲) и без учета демпферной проволоки и замкового соединения (●).

Для решения задачи о колебаниях лопаточного венца с нарушенной поворотной симметрией невозможно использовать подход на основе анализа отдельного периода. Поэтому вычислительные эксперименты осуществляли с помощью полной КЭ модели венца. Как и в случае решения статической

задачи, все расчеты были выполнены при локальном нарушении контактного взаимодействия бандажных полок, характеризуемом отклонениями типа 1 и 2 (рис. 4) в одном соединении бандажной связи лопаток в том же диапазоне изменения величины углов γ и α , как и при анализе статического НДС.

Результаты расчетов собственных частот первых шести форм колебаний расстроенного лопаточного венца приведены в табл. 2. Для сравнения там же представлены значения собственных частот колебаний настроенного венца. Анализ данных позволяет сделать следующие выводы. Во-первых, для числа узловых диаметров $m \neq 0$ наблюдается характерное для систем с нарушенной симметрией явление расщепления кратных собственных частот колебаний. Во-вторых, в отличие от нарушения симметрии, обусловленной локальной расстройкой частот однотипных подсистем (лопаток), в данном случае изменяются обе кратные собственные частоты колебаний. В-третьих, при выбранных значениях характеристик расстройки бандажной связи имеет место незначительное расщепление кратных частот колебаний, что наглядно видно из приведенных на рис. 10 частотных функций. В-четвертых, при нарушении идентичности бандажной связи лопаток независимо от типа наблюдается снижение собственных частот по сравнению с таковыми для настроенного венца. По всей видимости, это объясняется снижением жесткости системы в целом.

Т а б л и ц а 2

Значения собственных частот колебаний (Гц) настроенного и расстроенного лопаточных венцов

m	Настроенный лопаточный венец	Расстроенный лопаточный венец вследствие нарушений идентичности бандажной связи					
		тип 1 при γ (град), равном			тип 2 при α (град), равном		
		0,3	0,5	0,7	0,3	0,5	0,7
0	137,37	132,33	132,57	132,32	138,25	138,25	138,25
1	162,99	159,24	159,15	159,08	163,92	163,59	163,56
		159,37	159,59	159,23	164,15	163,91	163,89
2	189,57	186,94	186,91	186,82	190,26	190,04	190,01
		187,03	187,24	186,94	190,52	190,25	190,25
3	197,91	195,23	195,25	195,18	197,51	198,41	198,40
		195,28	195,57	195,24	197,65	198,48	198,48
4	202,35	199,11	199,13	199,07	202,93	202,88	202,88
		199,15	199,52	199,13	203,11	202,92	202,92
5	206,29	202,26	202,26	202,22	206,93	206,88	206,88
		202,30	202,75	202,29	207,21	206,90	206,90
6	210,52	205,52	205,51	205,47	211,22	211,17	211,17
		205,57	206,07	205,55	211,25	211,18	211,18

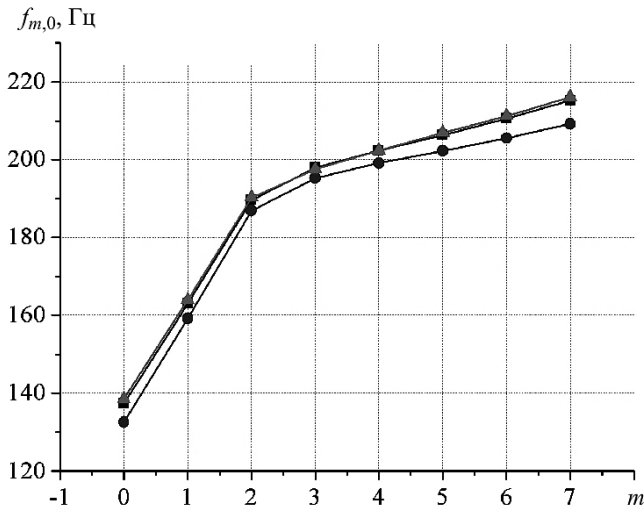


Рис. 10. Частотные функции венца в случае нарушения идентичности бандажной связи лопаток типа 1 при $\gamma = 0,7^\circ$ (●) и типа 2 при $\alpha = 0,7^\circ$ (▲), а также его строгой поворотной симметрии (■).

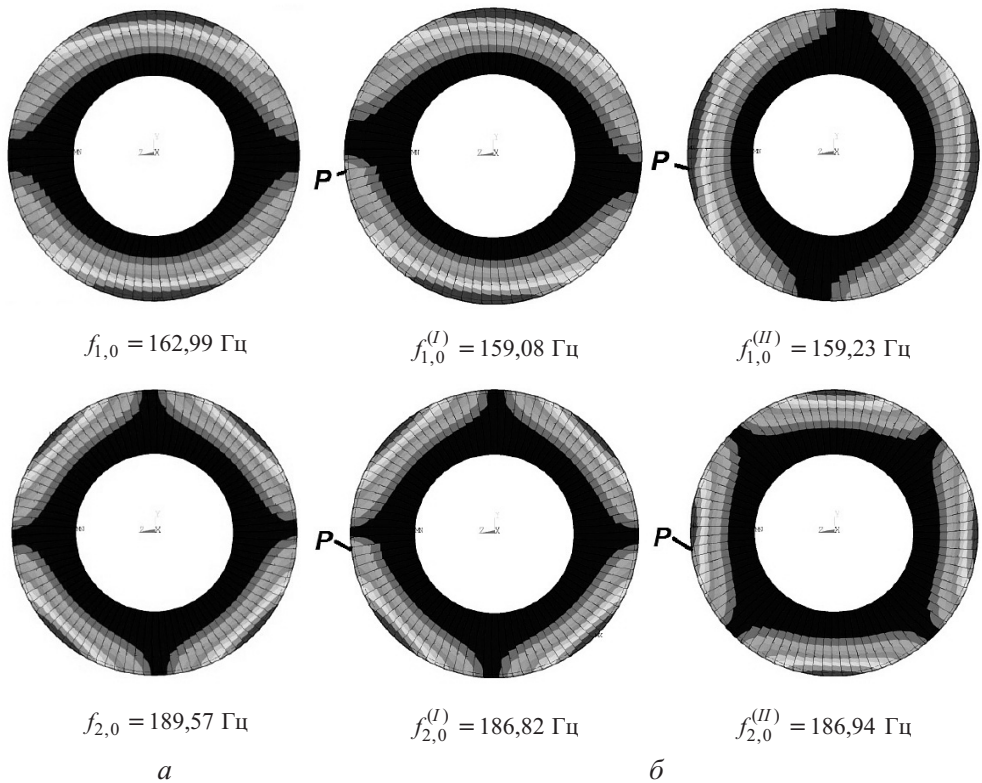


Рис. 11. Собственные формы колебаний для лопаточного венца при строгой поворотной симметрии (а) и локальном нарушении P идентичности бандажной связи (б).

На рис. 11 приведены примеры собственных форм колебаний как для настроенного лопаточного венца, так и при нарушении идентичности бандаж-

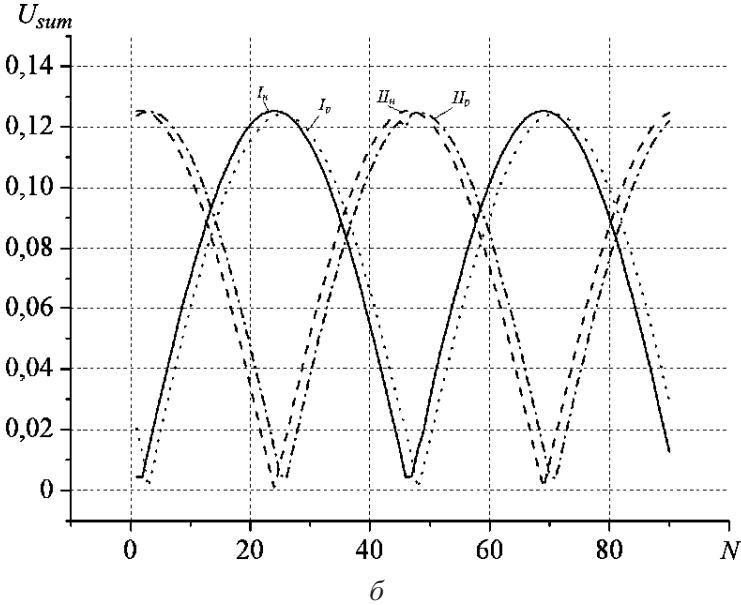
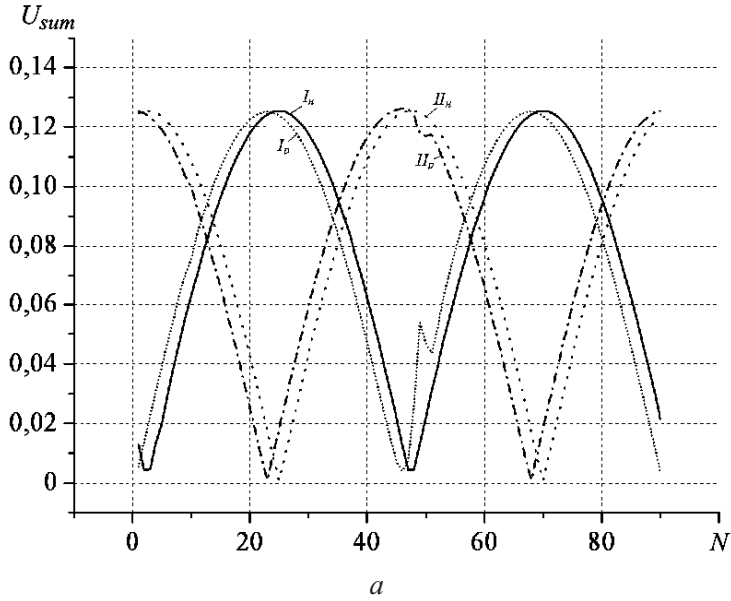


Рис. 12. Окружное распределение максимальных суммарных перемещений в сходственных точках периферийных сечений бандажных полок, соответствующее парным формам колебаний настроенного (I_n, II_n) и расстроенного (I_p, II_p) при $\gamma = 0,7^\circ$ (а) и $\alpha = 0,7^\circ$ (б) лопаточных венцов.

ной связи. Для случая строгой поворотной симметрии венца при $m \geq 1$ показана только одна из парных взаимно ортогональных форм колебаний с одинаковыми собственными частотами, наложение которых обуславливает образование бегущей волны деформаций (рис. 11,а). При отклонении системы от строгой симметрии каждой из расщепившихся собственных частот соответствует своя форма колебаний (I и II), которые строго ориентированы относительно локального нарушения идентичности бандажной связи (рис. 11,б).

Независимо от типа такого нарушения в выбранном диапазоне значений углов γ и α искажение синусоидальности этих форм колебаний является незначительным. Это наглядно видно из приведенных на рис. 12 распределений максимальных суммарных перемещений в сходственных точках периферийных сечений бандажных полок. Некоторые несущественные отклонения от синусоидального распределения перемещений наблюдаются только в области нарушения идентичности бандажной связи лопаток. При этом они более ярко выражены для нарушения типа 1.

Выводы

1. На основании конструктивных особенностей рабочего колеса с Z-образной бандажной полочной связью лопаток цилиндра низкого давления паровой турбины предложены подходы к выбору конечноэлементных моделей рабочей лопатки, ее связей (бандажных полок и демпферной проволоки), замкового соединения, а также венца и пакета лопаток, которые позволяют учитывать влияние характерных для них конструктивно-технологических факторов и эксплуатационных режимов нагрузки.

2. Проведено обоснование использования поверхностных контактных элементов для моделирования бандажной связи лопаток на основании решения статической контактной задачи с помощью метода Ньютона–Рафсона, что позволило разработать ее КЭ модель. Это дает возможность учитывать реальные условия взаимодействия бандажных полок, а именно: натяг, зазор, сцепление, проскальзывание и др.

3. Показана возможность применения линейных конечных элементов для моделирования бандажной связи и выбрано их оптимальное количество для создания конечноэлементной сетки полки, обеспечивающее достаточную точность в определении НДС.

4. Показано, что возможные виды технологических нарушений в идентичности взаимодействия бандажных полок лопаток венца, обусловленные различием ориентации их контактных поверхностей относительно плоскости вращения рабочего колеса и оси лопаток, могут вызвать существенные изменения в распределении и уровне характеристик напряженного состояния по сравнению с таковыми, наблюдаемыми при строгой циклической симметрии венца.

5. Для типичных видов нарушения идентичности бандажной связи лопаток в реальном диапазоне изменения их характеристик имеет место расщепление кратных собственных частот при несущественном искажении синусоидальности взаимно ортогональных форм колебаний венца. При этом наблюдается снижение собственных частот колебаний венца независимо от возможного нарушения идентичности бандажной связи по сравнению со случаем его строгой симметрии.

Резюме

Представлено результати чисельних досліджень щодо визначення впливу можливих порушень ідентичності контактної взаємодії бандажних полиць на характеристики статичного напруженого стану пакетів лопаток і формування спектра власних частот і форм коливань вінців робочих коліс турбін.

1. *Динамика* авиационных газотурбинных двигателей / Под ред. И. А. Биргера, Б. Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
2. *Иванов В. П.* Колебания рабочих колес турбомашин. – М.: Машиностроение, 1983. – 224 с.
3. *Матвеев В. В.* Демпфирование колебаний деформируемых тел. – Киев: Наук. думка, 1985. – 264 с.
4. *Воробьев Ю. С.* Колебания лопаточного аппарата турбомашин. – Киев: Наук. думка, 1988. – 224 с.
5. *Srinivasan A. V.* Vibration of bladed disk assemblies: A selected survey // *J. Vibr., Acoust., Stress, Reliab. Des.* – 1984. – **106**, No. 2. – P. 165 – 168.
6. *Zinkovskii A. P., Adamenko A. Ya., Buslenko I. N., and Tokar' I. G.* Resonant vibrations of shrouded blades with differing frequencies with clapper interference // *Strength Mater.* – 1994. – **26**, No. 11. – P. 821 – 824.
7. *Шереметьев А. В., Петров А. В.* Выбор необходимых параметров конечно-элементных сеток при расчетах на прочность лопаток авиадвигателей // *Авиаци.-косм. техника и технология.* – 2004. – № 7 (15). – С. 114 – 118.
8. *Зенкевич О.* Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
9. *Воробьев Ю. С., Янецки С., Тишкова Е. В., Канило С. П.* Анализ колебаний турбинного лопаточного аппарата со связями на основе трехмерных моделей // *Вибрации в технике и технологиях.* – 2001. – № 4 (20). – С. 19 – 23.
10. *Жовдак В. А., Кабанов А. Ф., Ларин А. А. и др.* Исследование влияния бандажного соединения на статические и динамические характеристики лопаточного аппарата на основе трехмерных моделей // *Вестн. НТУ “ХПИ”.* – 2005. – № 21. – С. 9 – 16.

Поступила 26. 04. 2011