

УДК 539.3

Д-р техн. наук А. С. Каиров, С. А. Моргун*Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев*

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ОХЛАЖДАЕМЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

Изложена методика исследований напряженно-деформированного состояния охлаждаемых рабочих лопаток турбомашин. С использованием метода конечных элементов разработана уточненная математическая модель охлаждаемой лопатки. Приведены результаты расчета максимальных динамических напряжений в охлаждаемой лопатке турбины в зависимости от изменения геометрических параметров полости ее пера. Результаты расчетов указаны в сравнении с результатами эксперимента, а также данными, полученными с помощью пакета программ ANSYS.

Ключевые слова: охлаждаемые лопатки, метод конечных элементов, максимальные динамические напряжения, экспериментальные данные.

Введение

В современных условиях развития турбостроения преобладающей является тенденция увеличения мощности перспективных турбоагрегатов. Для обеспечения требуемого уровня надежности разрабатываемых турбомашин необходимо решить ряд задач механики деформируемого твердого тела. Одной из них является исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) лопаточного аппарата, как одного из наиболее нагруженных узлов. Изучению вопросов, связанных с вибропрочностью систем рабочих лопаток турбомашин посвящен ряд работ [1–5]. Основные методы расчета напряженно-деформированного состояния как отдельных лопаток, так и рабочих колес турбин в рамках стержневой теории приведены в работах [1, 5]. Однако, таким методикам присущ важный недостаток – лопатки рассматриваются как закрученные нерастяжимые и жестко закрепленные в диске стержни переменного поперечного сечения, совершающие вынужденные колебания в одной из главных плоскостей изгиба. Поэтому в рамках стержневой теории невозможно учесть влияние на НДС конструкции бандажной полки, геометрии охлаждающих каналов, радиусов скругления входной и выходной кромок лопатки. Более широкие возможности для исследования НДС как отдельных рабочих лопаток турбомашин, так и их систем представляет использование трехмерных математических моделей, полученных с применением метода конечных элементов (МКЭ) [2, 3, 5]. Однако, для комплексного учета влияния различных геометрических параметров и конструктивных неоднородностей требуется проведение

дальнейших исследований с использованием уточненных математических моделей на основе МКЭ.

Целью работы является исследование влияния геометрических характеристик полости пера охлаждаемых лопаток на их напряженно-деформированное состояние под действием динамических нагрузок.

Изложение основного материала

Исследуемый венец охлаждаемых лопаток турбины рассматривается как циклически симметричная система и может быть представлен в виде совокупности секций, каждая из которых включает в себя собственно лопатку, соответствующий ей сектор диска и демпферную связь либо бандажную полку [5, 6]. При решении задачи о напряженно-деформированном состоянии охлаждаемых лопаток турбомашин методом конечных элементов целесообразно использовать вариационный принцип Лагранжа [6]:

$$\frac{\partial L}{\partial q_i} - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) = 0 \quad i = (1, \dots, n), \quad (8)$$

где $L = \Pi - T$ – функция Лагранжа;
 Π – потенциальная энергия деформации элемента;
 T – кинетическая энергия вынужденных колебаний элемента;
 q_i – обобщенная координата i -го узла;
 n – число узлов элемента.

Для применения к рассматриваемой задаче зависимости (1) необходимо использовать следующие формулы для вычисления кинетичес-

кой энергии колебаний (2) и потенциальной энергии деформации (3):

$$T = \frac{1}{2} \iiint_V \rho [(\delta_X)^2 + (\delta_Y)^2 + (\delta_Z)^2] dXdYdZ, \quad (2)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \iiint_V [\sigma_X(\varepsilon_X - \varepsilon_{X0}) + \sigma_Y(\varepsilon_Y - \varepsilon_{Y0}) + \sigma_Z(\varepsilon_Z - \varepsilon_{Z0}) + \tau_{XY}\gamma_{XY} + \tau_{XZ}\gamma_{XZ} + \tau_{YZ}\gamma_{YZ}] dXdYdZ. \quad (3)$$

где $\delta_X, \delta_Y, \delta_Z$ – компоненты вектора обобщенных перемещений $\{\delta\}$ узлов секции;

$\varepsilon_X, \varepsilon_Y, \varepsilon_Z, \gamma_{XY}, \gamma_{XZ}, \gamma_{YZ}$ – компоненты матрицы упругих деформаций;

$\varepsilon_{X0}, \varepsilon_{Y0}, \varepsilon_{Z0}$ – компоненты матрицы тепловой деформации.

Матрицы тепловой $\{\varepsilon_0\}$ и упругих деформаций $\{\varepsilon\}$ имеют следующую структуру:

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_X \\ \varepsilon_Y \\ \varepsilon_Z \\ \gamma_{XY} \\ \gamma_{XZ} \\ \gamma_{YZ} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial \delta_X}{\partial X} \\ \frac{\partial \delta_Y}{\partial Y} \\ \frac{\partial \delta_Z}{\partial Z} \\ \frac{\partial \delta_X}{\partial Y} + \frac{\partial \delta_Y}{\partial X} \\ \frac{\partial \delta_X}{\partial Z} + \frac{\partial \delta_Z}{\partial X} \\ \frac{\partial \delta_Y}{\partial Z} + \frac{\partial \delta_Z}{\partial Y} \end{Bmatrix}; \{\varepsilon_0\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{X0} \\ \varepsilon_{Y0} \\ \varepsilon_{Z0} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \alpha^T T \\ \alpha^T T \\ \alpha^T T \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad (4)$$

где T – температура набегающего на лопатку газового потока.

Тогда с учетом (1–4) матрица напряжений секции $\{\sigma\}$ имеет вид [6]:

$$\{\sigma\} = [D_\sigma] (\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}), \quad (5)$$

где D_σ – матрица упругих постоянных [7].

Таким образом, на основе (1–5) может быть получено поле напряжений для всех составляющих рассматриваемой секции венца, а с учетом свойств циклической симметрии и для всего рассматриваемого лопаточного венца. Использование данной математической модели также позволяет проводить исследование распределения напряжений для любой формы колебаний, так как при вычислении обобщенных перемещений в рассмотрение можно принять любую k -ю гармонику возмущающей переменной газодинамической силы.

Основные результаты и их анализ

Для подтверждения адекватности разработанной математической модели приведены результаты расчета максимальных вибронпряжений, возникающих при вынужденных коле-

баниях в охлаждаемых лопатках турбины, в сравнении с результатами эксперимента, а также с данными, полученными с использованием пакета прикладных программ ANSYS. Исследуется влияние геометрических характеристик полости лопатки турбины, основные из которых приведены на рис. 1. Высота рассматриваемых лопаток $l = 135$ мм; материал – жаропрочная сталь СМ88У-ВИ (плотность материала $\rho = 8100$ кг/м³, модуль Юнга $E = 1,79 \cdot 10^6$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$, удельная теплоемкость $C_T = 462$ Дж/(кг*°С); коэффициент теплопроводности $\lambda_t = 28$ Вт/(м*°С); коэффициент температурного расширения $\alpha^T = 12,3 \cdot 10^{-6}$ 1/°С).

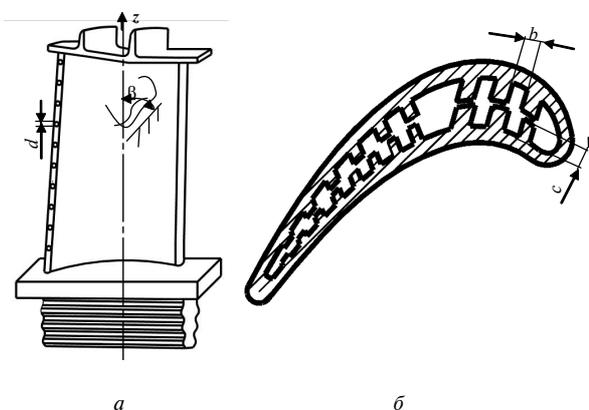


Рис. 1. Рассматриваемые геометрические характеристики полости охлаждаемой лопатки турбины:

a – вид лопатки со стороны корыта; *б* – поперечное сечение пера

Исследуется влияние таких параметров полости лопатки, как диаметр (d) и число (q) отверстий по выходной кромке для выхода охлаждающего воздуха; высота (c) и толщина стенок охлаждающих каналов (b), а также угол наклона стенок охлаждающих каналов к оси лопатки z (β). Ниже в табл. 1–5 приведены основные результаты. Методика проведения эксперимента по определению параметров напряженно-деформированного состояния конструктивно неоднородных рабочих лопаток турбомашин приведена в работе [8].

Анализ табл. 1–5 свидетельствует о том, что с повышением числа отверстий для выхода охлаждающего воздуха величина максимальных динамических напряжений в лопаточном венце возрастает (табл. 2). Это объясняется тем, что с возрастанием числа отверстий снижается жесткость пера лопатки, а, следовательно, увеличивается его деформация и величина напряжений в нем. Аналогично может быть объяснено и повышение напряжений в связи с увеличе-

нием диаметра отверстий (табл. 5). При изучении влияния таких характеристик полости охлаждаемой лопатки, как стенки каналов, целесообразно их рассматривать в качестве системы ребер жесткости стрингерного типа для оболочечной конструкции. Исходя из этого допущения, можно сделать вывод, что увеличение высоты стенок в поперечном сечении приводит к возрастанию жесткости пера лопатки и, как следствие, к снижению напряжений в нем (табл. 3). Возрастание угла β (табл. 4) также уменьшает величину напряжений, так как в этом случае происходит постепенный переход от аналогии со стрингерами к аналогии с ребрами жесткости кольцевого типа, что, в свою очередь, увеличивает изгибную жесткость всей лопатки. Однако величина угла наклона стенок охлаждающих каналов к оси лопатки ζ строго регламентируется технологической документацией на производство лопаток. Увеличение толщины стенок каналов (табл. 1) вызывает снижение напряжений в пера лопатки, так как в этом случае возрастает и площадь поперечного сечения стенок каналов, что приводит к повышению жесткости лопатки в целом.

Таблица 1 – Зависимость максимальных динамических напряжений в охлаждаемой лопатке турбины от толщины стенок каналов b

Толщина стенок охлаждающих каналов b , мм	Напряжения σ_{\max} , МПа	
	Расчетные данные	Эксперимент
1,5	281,4	239
2,0	271,8	232
2,5	260,5	225
3,0	254,2	217

Таблица 2 – Зависимость максимальных динамических напряжений в охлаждаемой лопатке турбины от числа охлаждающих отверстий по выходной кромке лопаток q

Число отверстий q , шт	Напряжения σ_{\max} , МПа	
	Расчетные данные	Расчет с использованием пакета ANSYS
1	261,8	249
2	265,4	253
4	271,9	259
6	277,1	264
8	284,5	271
10	294,5	280

Таблица 3 – Зависимость максимальных динамических напряжений охлаждаемого лопаточного венца от высоты стенок охлаждающих каналов c

Высота стенок каналов c , мм	Напряжения σ_{\max} , МПа	
	Расчетные данные	Расчет с использованием пакета ANSYS
5,0	294,2	280
10,0	268,7	256
15,0	247,4	236

Таблица 4 – Зависимость частот колебаний лопатки турбины от угла наклона стенок охлаждающих каналов β к оси лопатки ζ

Угол наклона стенок каналов β , град	Напряжения σ_{\max} , МПа	
	Расчетные данные	Эксперимент
0	293,5	267
5	286,4	260
10	271,9	247
15	288	240

Таблица 5 – Зависимость максимальных динамических напряжений охлаждаемого лопаточного венца от диаметра охлаждающих отверстий по выходной кромке d

Диаметр отверстий d , мм	Напряжения σ_{\max} , МПа	
	Расчетные данные	Эксперимент
0,2	270,6	253
0,3	278,1	260
0,5	290,4	271

Заключение

С использованием метода конечных элементов (МКЭ) решена задача расчета величины максимальных динамических напряжений в охлаждаемых лопатках, возникающих вследствие воздействия на них динамических нагрузок. Для решения данной задачи на основе метода конечных элементов разработана уточненная математическая модель лопатки с учетом элементов полости пера, позволяющая в достаточно полной мере учитывать ее конструктивную неоднородность. Это, в свою очередь, дает возможность проводить исследования для различных типов конструкций охлаждаемых лопаток турбомашин и оптимизировать их прочностные характеристики. Не менее важным является и то обстоятельство, что при расчете напряженно-деформированного состояния учитываются не только механические, но и температурные деформации. Анализ

полученных результатов подтверждает адекватность представленной модели и указывает на то, что она может быть использована для исследования колебаний венцов лопаток турбомашин, имеющих отклонения от циклической симметрии.

Список литературы

1. Биргер И. А. Динамика авиационных газотурбинных двигателей / Под ред. И. А. Биргера, Б. Ф. Шорра. — М. : Машиностроение, 1981. — 232 с.
2. Воробьев Ю. С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин / Ю. С. Воробьев. — К. : Наук. думка, 1988. — 224 с.
3. Журавлева А. М. Расчет вынужденных колебаний лопаточных венцов с замкнутыми на круг связями в неоднородном потоке / А. М. Журавлева, Е. П. Петров // Динамика и прочность машин. — Вып. 34. — М., 1981. — С. 57–61.
4. Зайдельман Р. Л. Надежность лопаточного аппарата паровых турбин / Р. Л. Зайдельман. — М. : Энергия, 1978 — 226 с.
5. Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин. — М. : Машиностроение, 1982. — 264 с.
6. Каиров А. С. Исследование колебаний диска с венцом рабочих лопаток турбомашин как циклически симметричной системы в поле центробежных сил / А. С. Каиров, С. А. Моргун // Вісник двигунобудування. — 2013. — №. 1. — С. 34–37.
7. Зенкевич О. К. Метод конечных элементов в технике / О. К. Зенкевич. — М. : Мир, 1978. — 519 с.
8. Каиров А. С. Экспериментальное исследование переменных вибронапряжений в рабочих лопатках турбомашин / А. С. Каиров, С. А. Моргун // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Міжнародний зб. наук. праць ДонНТУ. — Донецьк : Технополіс. — 2013. — Вип. 45. — С. 76–80.

Поступила в редакцию 11.03.2015

Каиров А.С., Моргун С.О. Напряжено-деформированный стан охладжуваних рабочих лопаток турбомашин під дією динамічного навантаження

Викладено методику досліджень напружено-деформованого стану охладжуваних робочих лопаток турбомашин. З використанням метода кінцевих елементів розроблено уточнену математичну модель охладжуваної лопатки. Наведено результати розрахунку максимальних динамічних навантажень в охладжуваній лопатці в залежності від зміни геометричних параметрів порожнини її пера. Результати розрахунків вказані в порівнянні з результатами експерименту, а також з даними, отриманими за допомогою пакету програм ANSYS.

Ключові слова: охладжувані лопатки, метод кінцевих елементів, максимальні динамічні навантаження, експериментальні дані.

Kairov A., Morgun S. The cooled turbomachinery blades systems stress and deformation state under vibration load investigation

The new more correct model of turbomachinery blades systems stress and deformation state under vibration load analysis is given. The foregoing model was formed by the usage of finite elements method. The results of cooled turbine blade maximal dynamic stress calculation have also been attached in comparison with experimental data and results, obtained by ANSYS program usage.

Key words: cooled turbomachinery blades, finite elements method, maximal dynamic stress, experimental data.