

УДК 539.3

А.С. Каиров, д-р техн. наук, проф., **С.А. Моргун**, асп.
Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина
Тел./Факс: +38(050)3932875; E-mail: technolognuk@rambler.ru

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПЕРЕМЕННЫХ ВИБРОНАПРЯЖЕНИЙ В РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ ТУРБОМАШИН

Приведены результаты экспериментального исследования распределения переменных вибронапряжений, возникающих в рабочих лопатках турбомашин. Показано влияние геометрических размеров, физико-механических характеристик материалов, а также наличия или отсутствия бандажных полок на величину напряжений, возникающих из-за вибрационного воздействия, на профиль пера лопатки. Эксперименты были выполнены на специальном вибростенде для десяти типоразмеров компрессорных и турбинных лопаток, изготовленных как из жаропрочных никель-хромовых, так и из титановых сплавов. Результаты исследования распределения напряжений в профиле пера лопатки турбины при первой изгибной форме колебаний представлены в графическом виде.

Ключевые слова: переменные вибронапряжения, рабочие лопатки турбомашин, тензодатчики.

Введение

Лопатки с большим углом закрутки пера широко применяются в конструкциях лопаточного аппарата турбомашин. При этом до 60% их поломок и разрушений носят усталостный характер и связаны с воздействием вибронапряжений на профиль пера лопатки. Сложный геометрический профиль, наличие закрутки и бандажных полок создают локальную инерционную неоднородность лопаток и оказывают существенное влияние на их основные динамические характеристики. Поэтому разработанные математические модели и полученные численные результаты [1, 3] требуют экспериментального подтверждения.

Обзор экспериментальных методов определения переменных напряжений, возникающих при колебаниях в различных типах конструкций, приведен в работах [2, 6]. Наиболее эффективным является определение вибрационных характеристик рассматриваемой модели при помощи метода тензометрирования.

Целью работы является определение распределения переменных вибронапряжений в лопатках турбомашин при различных формах и частотах их колебаний.

Особенности методики исследования

Исследования распределения напряжений выполнены для консольно закреплённых рабочих лопаток турбомашин, изготовленных как из жаропрочных никель-хромовых, так и из титановых сплавов. Всего было проведено 10 испытаний. Объекты исследования устанавливались в специальном зажимном приспособлении, моделирующем замковый паз диска и обеспечивающем жесткое закрепление хвостовика лопатки.

Перед проведением эксперимента были определены собственные частоты и формы колебаний испытуемых лопаток, что необходимо для настройки на требуемый

резонансний режим об'єкта испытаний при определении вібронапружений. Определение этих характеристик колеблющихся лопаток может проводиться как экспериментальным путем с использованием метода голографической интерферометрии, так и теоретическим путем с использованием метода динамических суперэлементов. Методика проведения эксперимента, а также его результаты приведены в работе [5], а алгоритм исследования частот и форм колебаний лопатки методом суперэлементов приведен в работе [4].

После определения собственных частот и форм колебаний лопаток проводилось их препарирование тензодатчиками (тензорезисторами). Тензорезисторы наклеиваются как со стороны спинки, так и со стороны корыта вдоль входной и выходной кромок, а также параллельно оси Z , которая совпадает с осью центров масс сечений лопатки и направлена по радиусу от оси турбины. База датчиков составляет 2,5-3 мм, что позволяет иметь больше точек измерения и, следовательно, более точно определить поле вібронапружений в пере лопатки. Расстояние от входной и выходной кромок до датчиков равно 5 мм; шаг по длине лопатки между центрами датчиков составляет 10 мм. Разброс электрического сопротивления тензорезисторов находится в пределах 0,7% – 1%. Схема препарирования лопатки турбины тензодатчиками со стороны спинки представлена на рис. 1. Картина расположения датчиков со стороны корыта лопатки аналогична.

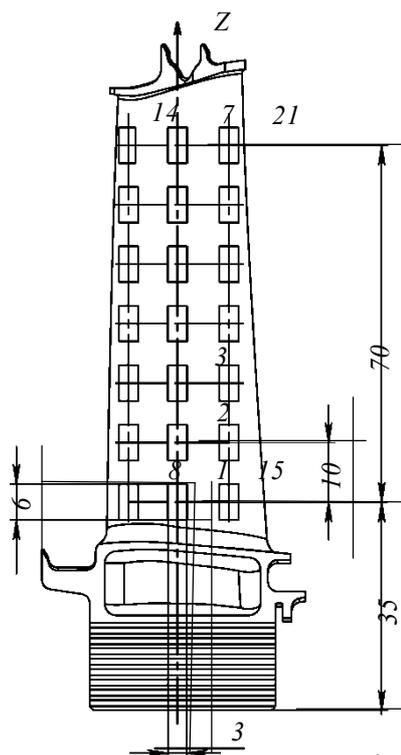


Рис. 1. Схема препарирования лопатки турбины тензодатчиками со стороны спинки

В данной работе для определения распределения переменных напряжений в исследуемых лопатках турбомашин применялся метод, основанный на явлении резонанса, при котором частота колебаний лопатки совпадает с частотой возмущающей силы. Таким образом, можно определить амплитуду и фазу колебаний

рассматриваемой модели в месте установки каждого тензодатчика. Изменяя частоту возмущающей силы, возможно провести исследование для каждой из форм колебаний, определенных предварительно методом голографической интерферометрии.

Для возбуждения резонансных колебаний объекта испытаний использовался специальный вибростенд (рис.2). С помощью вибратора 1 осуществляется бесконтактное возбуждение колебаний консольно защемленного за хвостовик объекта испытаний 4 пульсирующей струей воздуха. Пульсация создается модуляцией профилированным диском 3 истекающей из сопла 2 струи сжатого воздуха, моделирующей распределенные газодинамические силы, воздействие которых приводит к возникновению переменных изгибных напряжений в пере лопатки. Частота возмущающей силы определяется произведением частоты вращения профилированного диска 3, равной рабочей частоте вращения ротора турбины, на число выступов на нем. При совпадении собственной частоты колебаний лопатки, определенной методом голографической интерферометрии, с частотой возмущающей силы возникает состояние резонанса.

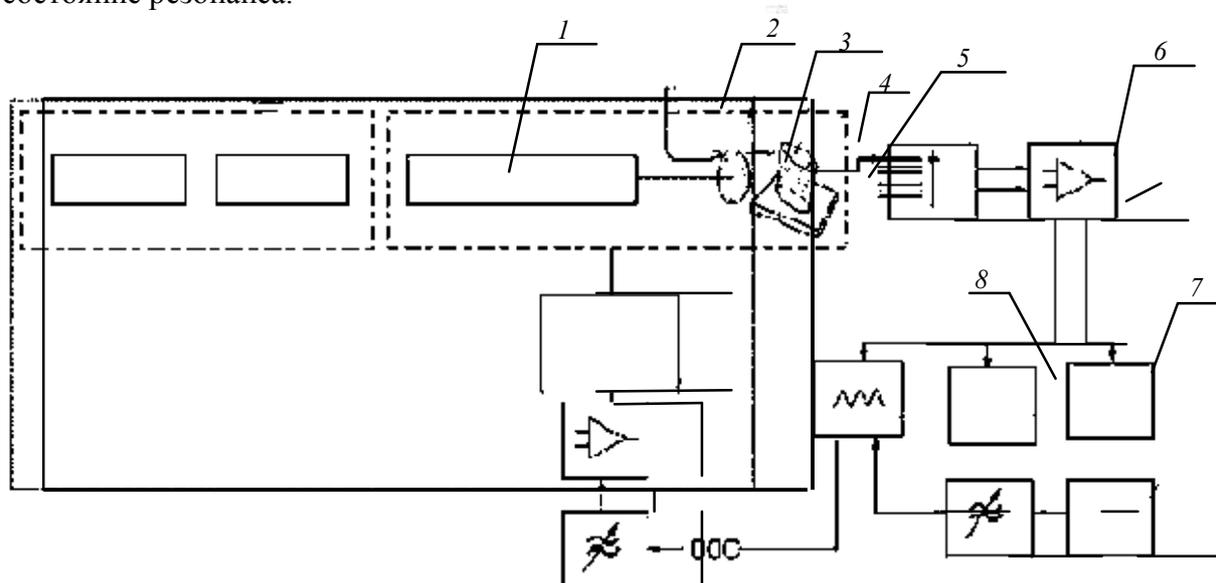


Рис. 2 Структурная схема вибростенда с указанием расположения объекта исследования и тензорезисторов: 1. – вибратор; 2. – сопло; 3 – модулирующий диск; 4 - объект испытаний; 5 – тензорезистор; 6 – усилитель тензометрический; 7, 8 – милливольтметры

После достижения частоты резонансных колебаний производятся измерения милливольтметрами 7 и 8 и регистрация показаний всех тензорезисторов 5 с определением датчика, фиксирующего максимальное электрическое напряжение. В дальнейшем этот тензорезистор считается базовым и именно с учётом его показаний производится построение эпюр вибронапряжений, возникающих при колебаниях лопатки с данной частотой. Поддерживая постоянным электрическое напряжение на базовом тензорезисторе, осуществляется измерение показаний остальных датчиков. Электрическое напряжение на любом тензодатчике рассчитывается по следующей формуле [2]:

$$U_i = 0,708 I_i S m \frac{\sigma_i R_k R_{mp}^i}{E(R_k + R_{mp}^i)} \quad (1)$$

где U_i – электрическое сопротивление на i – ом тензорезисторе, мВ;
 I_i – сила тока на входной клемме i -го тензорезистора;
 S – коэффициент тензочувствительности;
 m – коэффициент усиления силы тока на тензометрическом усилителе b ;
 σ_i – искомое вибронапряжение в месте установки i -го тензорезистора;
 E – модуль Юнга материала исследуемой лопатки;
 R_k – входное электрическое сопротивление измерительного канала тензометрического усилителя b ;
 R_{mp}^i – электрическое сопротивление тензорезистора.

В процессе проведения эксперимента отношения вибронапряжений в местах расположения тензодатчиков к значению вибронапряжения в месте установки базового датчика фиксировались как отношение электрических сопротивлений, регистрируемых милливольтметрами, так как электрическое сопротивление на выходе из тензометрического усилителя прямо пропорционально относительной деформации

Следовательно, зная физико-механические характеристики материала лопатки и характеристики применяемых тензорезисторов, а также определив при помощи милливольтметров значение электрического напряжения на каждом тензорезисторе, исходя из формулы (1) определяются величины вибронапряжений в месте установки любого тензорезистора. Таким образом, экспериментальным путем возможно найти поле напряжений в пере лопатки при ее колебаниях с любой заданной частотой.

Для оценки погрешности измерений при исследовании распределения вибронапряжений в лопатках турбомашин используется экспериментально – расчетный метод, заключающийся в проведении определенного числа экспериментов и статистической обработке полученных результатов с целью определения доверительных границ погрешности. Для каждого объекта испытаний были определены:

- характеристики случайной составляющей погрешности;
- характеристики систематической составляющей погрешности;
- абсолютная и относительная погрешности измерений.

Случайная составляющая погрешности измерений определяется путем статистической обработки данных прямых измерений. При этом следует принять во внимание, что при числе наблюдений меньше пятнадцати принимается, что результаты полученных наблюдений принадлежат к нормальному распределению [2]. Для определения доверительных границ случайной погрешности необходимо вначале вычислить среднее арифметическое результатов измерений \bar{x} по формуле (2) [2]:

$$\bar{x} = \frac{x_1 + \dots + x_j + \dots + x_k}{k} \quad (2)$$

где x_1, x_j, x_k – первый, j – ый и k –ый результаты измерений соответственно k – число измерений.

Далее производится вычисление среднего квадратического отклонения $S(\bar{x})$ результатов измерений по формуле:

$$S(\bar{\sigma}) = \sqrt{\sum_{j=1}^k \frac{(x_j - \bar{\sigma})^2}{k(k-1)}} \quad (3)$$

Для определения доверительных границ случайной погрешности измерения применяется формула (4):

$$\varepsilon = tS(\bar{\sigma}) \quad (4)$$

где t – коэффициент Стьюдента, равный 2,262 при доверительной вероятности $P = 0,95$ и $k = 10$ [2].

Систематическая составляющая погрешности измерения переменных напряжений в объекте исследования зависит от погрешности применяемых средств измерительной техники, а именно:

- погрешности определения коэффициента преобразования тензорезисторов θ_1 ;
- погрешности тензометрического усилителя θ_2 ;
- погрешности измерения электрического напряжения милливольтметрами θ_3 ;
- погрешности, обусловленной разбросом электрического сопротивления тензорезисторов θ_4 ;
- погрешности измерения электрического сопротивления тензорезисторов омметром θ_5 .

Границы неисключенной систематической погрешности результатов измерения напряжений $\theta(\bar{\sigma})$ вычисляются по следующей формуле:

$$\theta(\bar{\sigma}) = \sqrt{\theta_1^2 + \theta_2^2 + \theta_3^2 + \theta_4^2 + \theta_5^2} \quad (5)$$

Граница абсолютной погрешности результата измерений A_σ определяется следующим образом:

$$A_\sigma = KS(\bar{\sigma}) \quad (6)$$

где K – коэффициент, зависящий от отношения случайной и неисключенной системной погрешностей [2].

Относительная погрешность результатов измерений δ зависит от абсолютной и может быть вычислена исходя из формулы (7) [2]:

$$\delta = \frac{A_\sigma}{\bar{\sigma}} 100\% \quad (7)$$

Основные результаты и их анализ

По изложенной методике исследовано распределение вибронпряжений по профилю пера лопаток, колеблющихся с частотой 0 – 11 кГц. Эксперименты ставились для 10 типоразмеров лопаток: 3 из них – турбинные лопатки, изготовленные из жаропрочных никель-хромовых сплавов и имеющие антивибрационную бандажную полку, а 7 – компрессорные, изготовленные из титановых сплавов. Все объекты

исследования имели закрутку пера до 45° и переменную толщину в поперечном сечении.

Анализируя экспериментальные данные, можно прийти к выводу, что как при изгибных, так и при крутильных формах колебаний, наибольшие напряжения возникают на входной и выходной кромке в корневом сечении со стороны спинки лопатки. Это связано с тем, что наибольшие напряжения соответствуют максимальным амплитудам перемещений. Кроме того, наибольшие деформации при колебаниях наблюдаются в зонах, близких к заземленному контуру, то есть в корневом сечении, так как в данном случае лопатка жестко закреплена в приспособлении за хвостовик, а также нейтральные оси, относительно которых происходят колебания, проходят через это сечение. Однако, с ростом частоты колебаний f и увеличения волновых чисел m и n амплитуда колебаний снижается, то есть уменьшаются и напряжения в пере лопатки, возникшие в результате колебательного процесса.

Знакопеременный изгибающий момент, возникающий от воздействия распределенных газодинамических сил, возмущающих колебания лопатки, распределяется по всему профилю пера, однако, максимальных значений он достигает именно в корневом сечении [3].

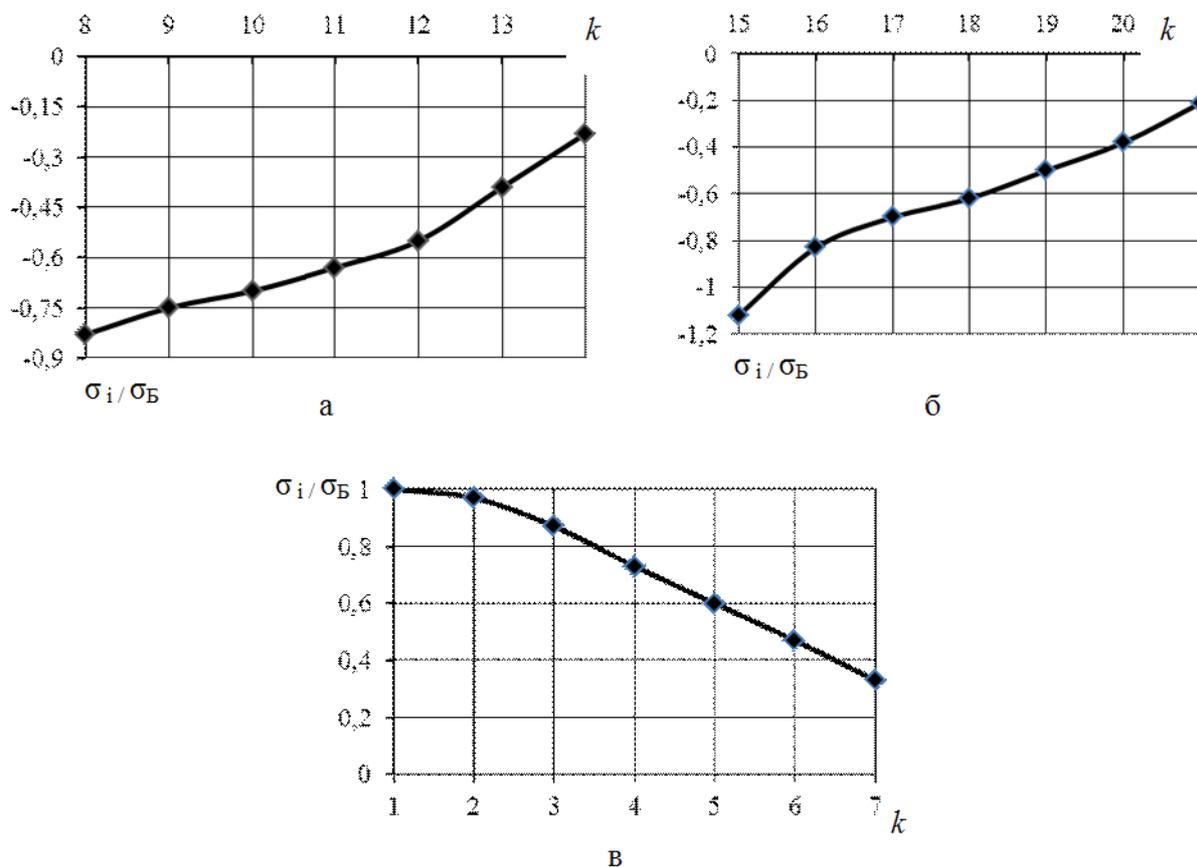


Рис. 3. Эпюры относительных вибронапряжений со стороны спинки лопатки турбины при колебаниях по первой изгибной форме ($m = 0$; $n = 1$) с частотой $f = 878$ Гц: а) – по входной кромке; б) – по выходной кромке; в) – в плоскости, проходящей через ось центров масс сечений лопатки и перпендикулярной оси вращения

Наименее напряженным является участок пера лопатки в районе бандажной полки. Причина этого заключается в том, что бандажная полка, увеличивая жесткость конструкции, повышает частоту колебаний лопатки. Она демпфирует виброперемещения участков пера в своей окрестности, снижая их амплитуду, и является виброгасителем для периферийного сечения.

На рис. 3 представлены эпюры относительных напряжений со стороны спинки лопатки турбины, изготовленной из жаропрочного сплава СМ88У – ВИ (плотность материала $\rho = 8100 \text{ кг/м}^3$, модуль Юнга $E = 1,69 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$) при колебаниях по первой изгибной форме ($m = 0; n = 1$) с частотой $f = 878 \text{ Гц}$, где σ_i - напряжение в месте установки i – тензодатчика, а σ_b - напряжение в месте установки базового тензодатчика, k – номер тензодатчика. Знак «-» обозначает, что сигнал, регистрируемый тензометрическим усилителем на i - ом датчике находится в противофазе с сигналом базового датчика. Относительная погрешность измерений, рассчитанная по формуле (7) находится в интервале от 1,25% для датчиков, расположенных в корневом сечении, до 4,7% для датчиков в периферийном сечении.

Влияние формы и геометрических параметров лопатки на величину напряжений проявляется в том, что с уменьшением отношения площадей и моментов инерции периферийного и корневого сечений увеличивается жесткость лопатки, и возрастают частоты колебаний. Следовательно, уменьшаются амплитуды колебаний и напряжения. Увеличение площади поперечного сечения и угла закрутки пера лопатки приводит к возрастанию частоты колебаний, локализации деформаций и снижению амплитуды колебаний и величины напряжений.

Влияние на величину напряжений физико-механических характеристик материала более ярко выражено для турбинных лопаток. Это объясняется тем, что оно зависит от температуры материала лопатки, то есть при увеличении температуры вследствие теплообмена между газовым потоком и поверхностью пера, снижается значение модуля Юнга. Следовательно, уменьшается жесткость пера лопатки, и возрастают напряжения.

Заключение

Проведенные экспериментальные исследования распределения по профилю пера лопатки напряжений, возникающих под действием вынужденных колебаний при достижении резонансной частоты, позволяют сделать вывод о том, что максимальные напряжения возникают в корневом сечении лопаток, так как именно в этом сечении амплитуда колебаний является наибольшей. Также установлено влияние геометрических (площадь поперечного сечения, угол закрутки) и физико-механических характеристик (модуль Юнга, плотность, коэффициент Пуассона) на величину вибронпряжений. Экспериментальным путем подтверждено, что наличие бандажной полки существенно увеличивает жесткость лопатки, снижая амплитуду колебаний, а, следовательно, и величину напряжений в периферийном сечении. Это, в свою очередь, позволяет повысить ресурс рабочих лопаток, а также надежность всего лопаточного аппарата турбомашин.

Список литературы:

1. Воробьев. Ю. С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин / Ю. С. Воробьев. – К.: Наук. думка, 1988. – 224 с.

2. Грин В.М. Экспериментальное моделирование физических процессов и объектов проектирования / В.М. Грин. – М.: ДИАЛОГ – МИФИ, 1997. – 350 с.
3. Иноземцев А.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. – М.: Машиностроение, 2007. – 232 с.
4. Каиров А. С. Исследование собственных колебаний лопаток газотурбинного двигателя методом динамических суперэлементов / А. С. Каиров, С. А. Моргун // Проблемы обчислювальної механіки і міцності конструкцій. Збірник наукових праць. – 2012. – Вип. 20. – С. 176–182.
5. Моргун С.А. Экспериментальное исследование свободных колебаний лопаток газотурбинного двигателя / С. А. Моргун, А. С. Каиров // Методи розв'язання прикладних задач механіки деформівного твердого тіла. Збірник наукових праць. – 2011. – Вип. 12. – С. 224–229.
6. Экспериментальная механика: в 2 кн. / под ред. А. Кабаяси; пер. с англ. - М.: Мир, 1990. – Кн.1. – 1990. - 616 с.

Надійшла до редакції 06.02.2013.

О.С. Каіров, С.О. Моргун
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ
РОЗПОДІЛУ ЗМІННИХ ВІБРАЦІЙНИХ
НАПРУГ В РОБОЧИХ ЛОПАТКАХ
ТУРБОМАШИН

Наведено результати експериментального дослідження розподілу змінних вібраційних напруг в робочих лопатках турбомашин. Досліджено вплив геометричних розмірів, фізико-механічних характеристик матеріалів, а також наявності бандажних полок на величину напруг, які виникають у профілі пера лопатки під дією вібрації. Експерименти було виконано на спеціальному вібраційному стенді для десяти типорозмірів турбінних та компресорних лопаток, які виготовлені як з жаростійких нікель-хромових, так і титанових сплавів. Результати дослідження розподілу напруг в профілі пера лопатки турбіни при першій згинній формі коливань наведені в графічному вигляді.
Ключові слова: змінні вібронапруги, робочі лопатки турбомашин, тензодатчики

A.S. Kairov, S.A. Morgun
THE EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE
TURBOMACHINES BALD VIBRATION
STRESSES

The experimental results of turbo machine's vibration stresses research are given. The influence of blade's cross-section geometrical sizes, physics and mechanical features of material and the shroud flange's influence on the blade's stress ratio have also been studied. All experiments have been held both for turbine engines and compressor blades, manufactured from heat-resistant and titan alloys. The results of experimental research, represented in graphical forms are also attached.
Key words: vibration stresses, turbo machine blades, transmitter measuring