

## РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕМПФИРУЮЩЕЙ ВСТАВКИ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ПЕРЕМЕННЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ ТУРБИН

Шорр Б.Ф.\* , Мельникова Г.В., Серебряков Н.Н.\*\* ,  
Шадрин Д.В.\*\*\* , Бортников А.Д.\*\*\*\*

*Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И.Баранова,  
ЦИАМ, Авиамоторная ул., 2, Москва, 111116, Россия*

*\* e-mail: shorr@ciam.ru*

*\*\* e-mail: serebryakov@ciam.ru*

*\*\*\* e-mail: shadrin@ciam.ru*

*\*\*\*\* e-mail: adb@ciam.ru*

Приведены результаты расчетно-экспериментального исследования эффективности конструкционного демпфирования резонансных колебаний лопаток турбины с помощью демпфирующих вставок коробчатых конструкций. Проанализирован отклик лопатки во временной области на заданное внешнее гармоническое возбуждение. Определен эффективный диапазон усилий прижатия демпфирующей вставки к нижней поверхности трактовой полки лопатки, при котором происходит наибольшее снижение переменных напряжений. Представлены результаты экспериментального исследования натурального рабочего колеса турбины на динамическом стенде. Эффективность действия демпфирующих вставок оценена путем сопоставления амплитуд резонансных переменных напряжений в лопатках при введении демпфирующих вставок различных масс под трактовые полки лопаток и без демпфирующих вставок.

*Ключевые слова:* рабочее колесо турбины, лопатка, демпфирующая вставка, масса демпфирующей вставки, жесткость демпфирующей вставки, эффективность демпфирующей вставки, снижение переменных напряжений в лопатке.

### Введение

Предотвращение усталостных поломок рабочих лопаток газовых турбин, вызванных повышенным уровнем переменных напряжений при колебаниях лопаток с резонансной или окологрезонансной частотой, относится к важным задачам двигателестроения. Для снижения переменных напряжений в лопатках турбин обычно применяются специальные демпфирующие устройства, действие которых основано на рассеивании энергии колебаний силами сухого трения при относительном смещении контактирующих поверхностей демпфирующего устройства и лопатки. Данное техническое решение используется не только для лопаток, но, например, и для демпфирования шестерен авиационных двигателей [1]. Для турбинных лопаток широкое применение нашли демпфирующие вставки, выполненные в виде коробчатых конструкций, тонких или профилированных пластин, которые устанавливаются под трактовые полки в полости между нож-

ками соседних лопаток. Успешные исследования по оценке эффективности, проектированию и внедрению демпфирующих вставок в конструкции натуральных двигателей проводятся в ЦИАМ еще с конца 70-х годов (Касьяненко В.Я., Шорр Б.Ф., Мельникова Г.В., Ступина Н.Н. и др.). Общие подходы к решению задач об определении эффективности демпфирующего устройства отражены в работах ЦИАМ [2–3]. Исследования по указанному направлению до сих пор активно проводятся и за рубежом [4–7].

На эффективность работы демпфирующих вставок по снижению переменных напряжений в лопатках рабочего колеса оказывают влияние такие факторы, как геометрические характеристики самой лопатки (отношение длины ножки лопатки к общей длине лопатки, толщина ножки лопатки), масса и жесткость вставки, а также характер колебаний лопаток в рабочем колесе.

В настоящей работе представлены результаты расчетно-экспериментальной оценки эффективности нескольких модификаций демпфирующего устройства по снижению переменных напряжений в рабочих лопатках турбин. Исследования проводились на рабочем колесе турбины, в котором по данным тензометрирования лопаток без демпфирующих вставок были выявлены резонансные колебания по первой форме с гармониками к частоте вращения  $k=12$  и  $k=16$ . Для анализа эффективности действия демпфирующих вставок была выбрана контрольная точка на пере лопатки, в которой измерялись переменные напряжения при тензометрировании. При расчетах уровень переменных «контролируемых» напряжений в этой точке был принят за единицу. Уровень напряжений в выбранной точке мог отличаться от фактических максимальных резонансных напряжений в пере лопатки.

Резонансные колебания лопаток с гармоникой  $k=12$  были выявлены вблизи максимальной частоты вращения с уровнем контролируемых переменных относительных напряжений 1.2, а с гармоникой  $k=16$  — на промежуточной частоте вращения (~ 75% от максимальной) с уровнем контролируемых переменных напряжений 0.6.

### Расчетная оценка эффективности применения демпфирующих вставок для снижения переменных напряжений в лопатках рабочего колеса турбины

#### Постановка задачи

Для решения задач определения эффективности демпфирования с использованием демпфирующих вставок в настоящее время используются два численных подхода.

Первый и наиболее распространенный по данным научно-технической литературы подход [4, 5] — решение задачи контактного взаимодействия лопатки со вставкой и определение влияния вставки на амплитуды контролируемых переменных напряжений в частотной области (метод гармонического баланса).

Второй подход — прямое интегрирование уравнений вынужденных колебаний лопатки со вставкой при сухом трении между контактными поверхностями вставки и трактовой полки лопатки.

В данной работе использован второй подход. Расчетные исследования проводились с использованием программного пакета MSC.Nastran.

Рассматривается нелинейное уравнение вида

$$M \cdot \ddot{\vec{x}} + \vec{B} \cdot \dot{\vec{x}} + K \cdot \vec{x} + \vec{F}_{nonlinear} = \vec{F}_{external},$$

где  $M$  — матрица масс системы;

$\vec{B}$  — матрица собственного вязкого демпфирования;

$K$  — матрица жесткости системы;

$\vec{x}$  — вектор перемещений;

$\vec{F}_{nonlinear}$  — вектор нелинейных сил, обусловленных контактным взаимодействием вставки и лопатки;

$\vec{F}_{external}$  — вектор внешних сил.

Матрица жесткости системы в рассмотренном уравнении включает в себя элементы, относящиеся как к лопатке, так и к самой вставке. Поскольку вставка расположена под трактовыми полками, то при прижатии центробежными силами она за счет сил трения меняет граничные условия в лопатках при колебаниях рабочего колеса. Поэтому для решения задачи конструкционного демпфирования вставку необходимо либо смоделировать полностью, либо каким-либо другим способом учесть влияние ее жесткости. Также элементы вставки относятся и к матрице масс. Хотя влияние вставки на массовые характеристики системы мало, однако масса вставки под действием центробежных сил определяет ее нормальное усилие прижатия к нижней поверхности трактовой полки лопатки. В свою очередь, усилия прижатия определяют действующие в системе силы сухого трения, поэтому влияние массы вставки также следует учесть в расчетном исследовании.

С учетом указанных выше особенностей взаимодействия лопатка—демпфер расчетное исследование проводится в следующем порядке:

- определение жесткости демпфирующей вставки;
- моделирование демпфирующей вставки с использованием контактных элементов MSC.Nastran;
- определение эффективного диапазона усилий прижатия демпфирующей вставки к нижней поверхности трактовой полки лопатки и оценка влияния демпфирующей вставки на вибрационное состояние рабочего колеса.

#### Расчет жесткости демпфирующей вставки

Жесткость демпфирующей вставки в окружном направлении является одним из главных факторов (но не единственным), влияющих на эффективность ее работы по снижению переменных напряжений в лопатке при колебаниях с резонансной частотой. Жесткость вставки и усилие прижатия к нижней поверхности трактовой полки влияют на уровень снижения переменных напряжений и на резонансную частоту лопатки. Сдвиг по частоте

происходит в сторону ее увеличения (см., например [3—6]), что обусловлено введением дополнительных ограничений под нижней поверхностью трактовой полки. В работе [7] частота модельной лопатки без демпфирующего устройства была ниже, чем при его введении, но частота понизилась при увеличении усилия прижатия демпфирующего устройства. В настоящем исследовании, которое проводилось для натурального демпфирующего устройства различной массы, жесткость демпфирующей вставки в окружном направлении предварительно была оценена расчетным путем. Конечно-элементная (КЭ) модель демпфирующей вставки с граничными условиями приведена на рис. 1. В КЭ-модели демпфирующей вставки на одной стороне контактной грани наложен запрет перемещений по всем степеням свободы (позиция 1 на рис. 1). К другой стороне контактной грани вставки приложено распределенное по длине усилие, равное 1 Н (направление усилия показано позицией 2). Окружные перемещения вставки под действием указанной единичной силы представлены на рис. 2. По результа-

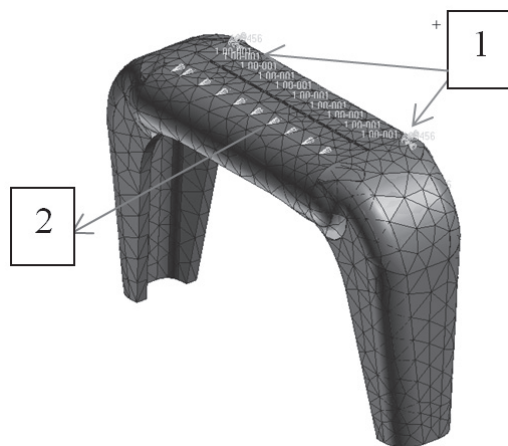


Рис. 1. КЭ-модель и граничные условия для определения податливости демпфирующей вставки

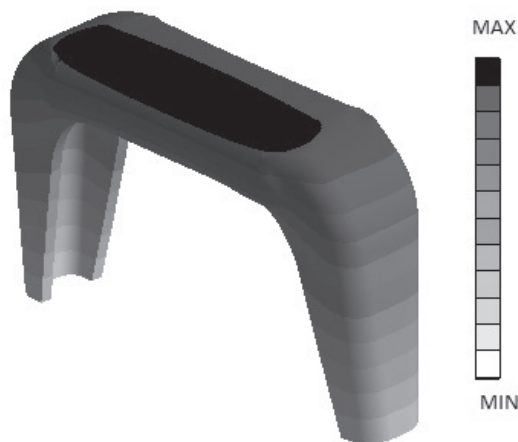


Рис. 2. Окружные перемещения вставки под действием единичной силы

там расчета перемещений контактной грани была определена податливость вставки, а по податливости — ее жесткость.

### Моделирование демпфирующей вставки с использованием контактных элементов MSC.Nastran

Для моделирования контакта тел в пакете MSC.Nastran используется адаптивный двухузловой GAP-элемент. GAP-элемент представляет собой балочный элемент с определенной нормальной и касательной (боковой) жесткостью, реализующий контакт типа «точка к точке». Возможность перемещения контактирующих узлов друг относительно друга определяется тремя уравнениями состояния элемента, в которых при наличии зазора между деталями контакта не происходит, а при закрытом зазоре возможно как «слипание» деталей, так и их относительное перемещение. В зависимости от характера действующей нагрузки элемент меняет свое состояние в связи с действующими в нем внутренними силами. Упрощение решения контактной задачи при исследовании конструкционного демпфирования лопаток с использованием демпфирующих устройств направлено на замену демпфирующей вставки распределенной системой из нескольких GAP-элементов (рис. 3), при этом на степени свободы узлов, отвечающих вставке, наложены соответствующие граничные условия с запретом всех перемещений за исключением нормального к трактовой полке.

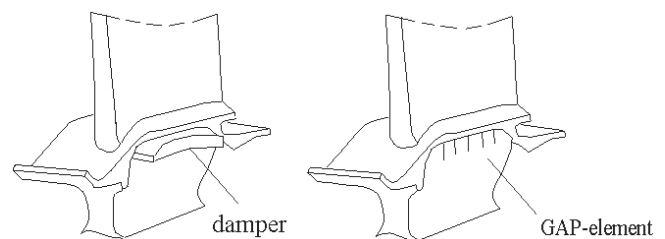


Рис. 3. Замена демпфирующей вставки системой из нескольких GAP-элементов

Узлы GAP-элемента на трактовой полке свободны от ограничений, за счет этого создается возможность перемещений лопатки относительно «неподвижной вставки». При моделировании вставки системой GAP-элементов их параметры должны соответствовать реальной вставке. Таким образом, суммарный параметр боковой жесткости всех контактных элементов должен быть равен жесткости демпфирующей вставки в окружном направлении. При решении данной задачи демпфирующая вставка смоделирована с использованием 50 GAP-элементов с суммарным параметром боковой жестко-

сти, определенным выше. Ранее модель с GAP-элементами использовалась в работах по демпфированию колебаний [8].

**Определение эффективного диапазона усилий прижатия демпфирующей вставки к нижней поверхности трактовой полки лопатки**

Оценка эффективности работы демпфирующей вставки производится по тому, насколько она снижает переменные напряжения в лопатке рабочего колеса при колебаниях лопатки с резонансной или околорезонансной частотой. Снижение переменных напряжений в лопатке происходит благодаря работе сил трения при относительном смещении контактирующих поверхностей вставки и нижней поверхности трактовой полки лопатки. Обычно значительное снижение переменных напряжений наблюдается уже при достаточно малых силах трения, далее это снижение достигает минимума, а затем, в силу слипания контактирующих поверхностей лопатки и вставки, демпфирование в системе падает. Эффективность работы демпфирующей вставки можно определить в некотором диапазоне сил трения, при которых происходит наибольшее снижение переменных напряжений в лопатке. В принятой модели силы трения в системе при заданном коэффициенте трения обусловлены нормальными усилиями прижатия вставки к нижней поверхности трактовой полки лопатки.

Конечно-элементная модель и граничные условия (жесткая заделка по контактным граням хвостовика) для рабочей лопатки показаны на рис. 4, расчеты проводятся при температуре 20 °С.

На основании анализа во временной области установившихся нелинейных колебаний лопатки по первой форме при гармоническом возбуждении распределенным по перу давлением определен эффективный диапазон усилий прижатия вставки.



Рис. 4. КЭ-модель лопатки рабочего колеса и граничные условия

Аналогичные нелинейные расчеты при сухом трении выполнялись в работе [3] для упрощенных 1D-моделей.

Амплитуды напряжений в радиальном направлении в месте наклейки тензорезистора, которые были на пере лопатки без вставки, приняты за единицу. В расчетах использовался обычный для металлов коэффициент трения 0.2 (взят минимальный из [6]). Декремент колебаний в лопатках без вставок принят в соответствии с известными данными резонансных испытаний  $\delta \approx 0.002$ .

Решение задачи проведено с использованием опции нелинейного анализа во временной области (интегрирование уравнений движения Ньюмарка) пакета MSC.Nastran.

Результаты расчетов представлены на рис. 5—7, где ось ординат — контролируемая амплитуда

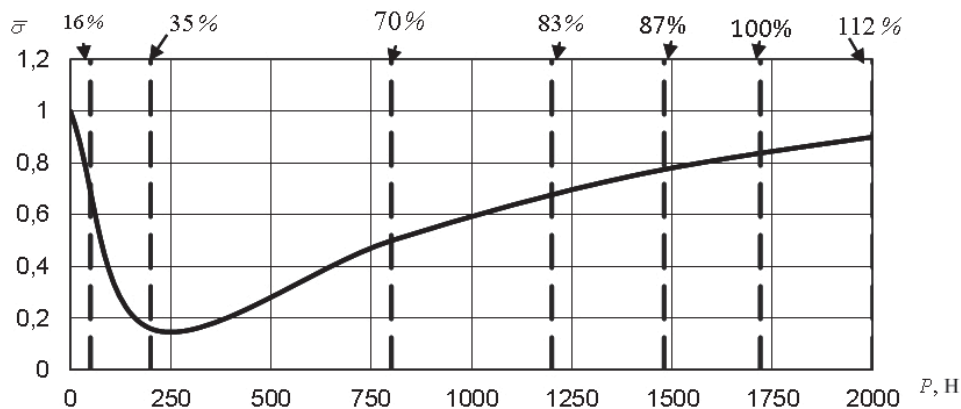


Рис. 5. Зависимость относительного уровня контролируемых переменных напряжений от усилий прижатия демпфирующей вставки массой 3.3 г к нижней поверхности трактовой полки лопатки

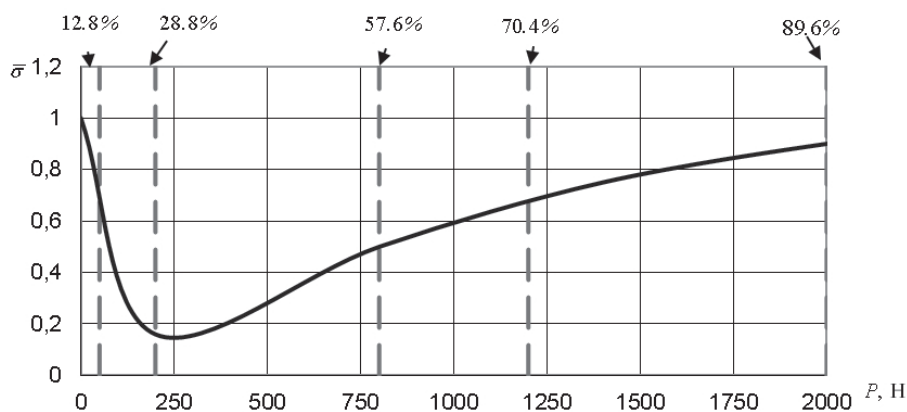


Рис. 6. Зависимость относительного уровня контролируемых переменных напряжений от усилий прижатия демпфирующей вставки массой 4.7 г к нижней поверхности трастовой полки лопатки

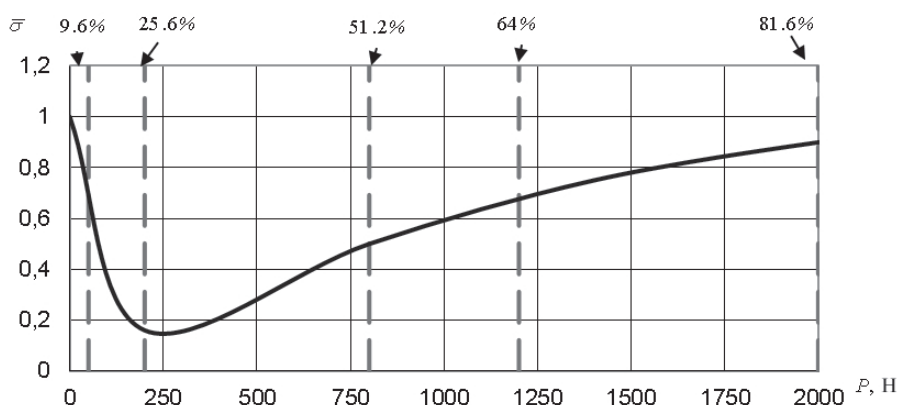


Рис. 7. Зависимость относительного уровня контролируемых переменных напряжений от усилий прижатия демпфирующей вставки массой 5.8 г к нижней поверхности трастовой полки лопатки

переменных напряжений. Исследование проведено применительно к трем вставкам различной массы (3.3 г, 4.7 г, 5.8 г). Изменение массы достигалось за счет изменения толщины ножек демпфера. Жесткость в предположении сохранения толщины полки в расчетах полагалась постоянной. На рис. 5–7 дополнительно приведены значения частот вращения (в процентах), соответствующие нормальным усилиям прижатия от действия центробежных сил на вставку, отложенным по оси абсцисс.

Полученные результаты показали, что наиболее эффективное снижение переменных напряжений в лопатке происходит, когда усилия прижатия вставки к нижней поверхности трастовой полки лопатки составляют 200–800 Н. Такие усилия для вставки массой 3.3 г вызываются центробежными силами на частотах вращения рабочего колеса в диапазоне 35–70% от максимальной; для вставки 4.7 г этот диапазон составляет 29–58%, а для вставки массой 5.8 г — это 26–51%. Действие вставок массой 4.7 г и 5.8 г малоэффективно, начиная соответственно с 90% и 82% от максимальной частоты вращения (рис. 6 и 7).

На рис. 8 приведена расчетная диаграмма возбуждения (диаграмма Кемпбелла) для первой формы колебаний рабочих лопаток без демпфирующих вставок (пунктирная линия) и со вставкой массой 4.7 г. Частота колебаний рабочего колеса нормирована по отношению к невращающемуся рабочему колесу. Очевидно, что для ненагретого рабочего колеса увеличение частоты вращения приводит к увеличению частоты колебаний. Сравнение данных изменения частоты колебаний лопатки со вставкой (сплошная линия на рис. 8) и диаграммы зависимости амплитуды переменных напряжений от изменения частоты вращения на рис. 6 показывает, что наиболее интенсивное изменение частоты колебаний происходит в диапазоне 0–30% от максимальной частоты вращения и соответствует левой ветви на рис. 6. Это обусловлено тем, что при увеличении силы прижатия на левой ветви зависимости амплитуды напряжений от силы прижатия вставки (изменения частоты вращения) реализуются в основном режимы проскальзывания, а при переломе кривой на рис. 6 и переходе на правую ветвь реализуются режимы скольжения и слипания. Отсюда также следует, что при усилиях прижатия

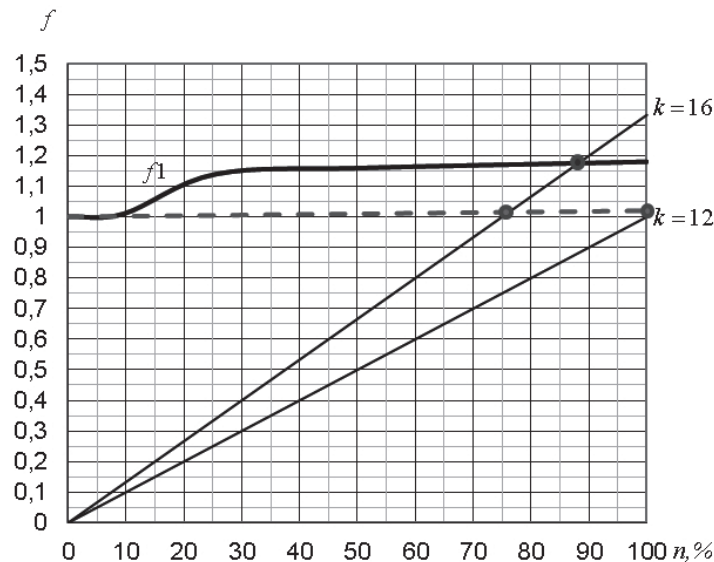


Рис. 8. Диаграмма возбуждения рабочего колеса турбины высокого давления: пунктирная линия — частота лопатки без вставки, сплошная линия — частота лопатки с демпирующей вставкой 4.7 г

вставки, соответствующих правой ветви, влияние вставок различных масс (но одинаковых жесткостей) на частоту колебаний может быть одинаковым, а на амплитуды напряжений — разным, что демонстрирует сравнение рис. 5 и рис. 6, 7.

Как видно из полученной диаграммы возбуждения, наличие вставки увеличило частоту колебаний лопаток рабочего колеса на 18% при частоте вращения 100% по сравнению с лопатками без вставок. Это привело к полной отстройке рабочего колеса от резонанса с гармоникой  $k=12$ , а резонанс с гармоникой  $k=16$  сместился ~ на 87% от максимальной частоты вращения (здесь увеличение частоты составило около 17%). По расчетам, вставки массой 3.3 г позволяют снизить переменные напряжения на 22% при резонансном режиме на частоте вращения 87%. Для более эффективной работы демпфирующей вставки желательно изготовить ее еще более легкой, сохранив жесткость, что требует специальной конструкторской проработки. Сни-

жение массы вставки также полезно для разгрузки зон в области трактовой полки лопатки, особенно на высоких частотах вращения рабочего колеса.

Расчетные исследования показывают, что при принятой модели процесса вставки массой 4.7 г и 5.8 г снижают напряжения на 10 % даже в области нормальных усилий свыше 2000 Н, где напряжения уже не меняются (при полном «слипании» контактных поверхностей, рис. 6 и 7).

Как отмечено ранее, жесткость вставки влияет на изменение частоты колебаний лопатки и на количественный характер снижения переменных напряжений. Изменение частоты связано с введением дополнительных ограничений под трактовой полкой. Влияние жесткости на снижение переменных напряжений обусловлено тем, что вставки большей жесткости деформируются меньше, что увеличивает проскальзывание трактовых полок соседних лопаток относительно демпфирующего устройства. На рис. 9 представлена расчетная зависи-

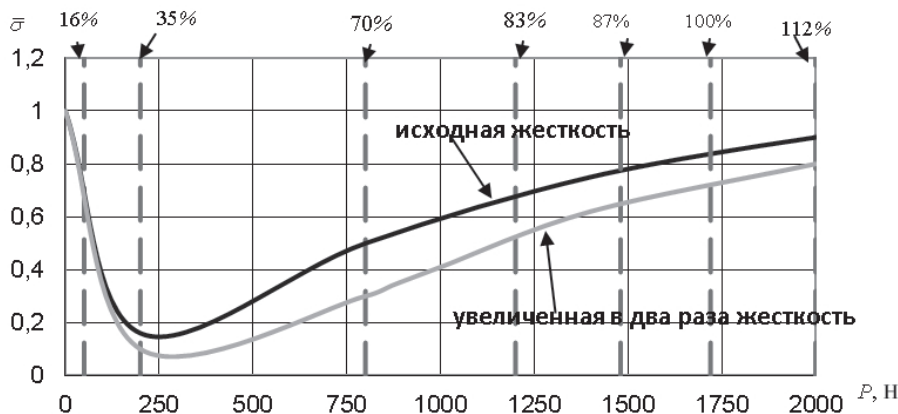


Рис. 9. Зависимость влияния усилий прижатия вставки к трактовой полке на уровень амплитуд напряжений при разной жесткости вставки и одинаковой массе

мость влияния усилий прижатия на снижение относительных амплитуд переменных напряжений для вставки массой 3.3 г исходной жесткости и той же массы, но с увеличенной в два раза жесткостью.

Как видно из результатов расчетов, применение демпфирующего устройства с большей жесткостью более эффективно по сравнению с демпфирующим устройством той же массы, но с меньшей жесткостью.

### Экспериментальное исследование эффективности конструкционного демпфирования рабочего колеса

#### Подготовка рабочего колеса турбины к резонансным испытаниям

Результаты проведенных расчетных исследований требуют экспериментального подтверждения. С этой целью проведено экспериментальное исследование натурального рабочего колеса турбины высокого давления на стенде ЦИАМ (фирма производитель Test devices). Перед резонансными испытаниями рабочее колесо было собрано специальным образом: в одном секторе из нескольких лопаток рабочего колеса демпфирующие вставки не были установлены; во втором секторе из такого же числа лопаток были установлены демпфирующие вставки массой 3.3 г, в третьем — массой 4.7 г, а в четвертом секторе — массой 5.8 г. Тензометрирование проводилось для одной из средних лопаток каждого сектора, которая возбуждалась наиболее интенсивно. Собранное таким образом рабочее

колесо позволяет провести экспериментальную оценку эффективности демпфирующих вставок в идентичных условиях испытаний.

Возбуждение колебаний лопаток осуществлялось с использованием генератора воздушных импульсов, настроенного на соответствующую гармонику к частоте вращения шпинделя стенда. Принципиальная схема установки приведена на рис. 10.

Исследуемое рабочее колесо турбины 1, соединенное с оправкой 2 и шпинделем 3, устанавливается в приводную турбину 4, закрепленную на крышке люка бронекамеры 5. К рабочему колесу через трубопровод 6 от системы управляемого вакуумирования подводится воздух, который при прохождении лопаток рабочего колеса мимо турбулизаторов 7 создает возбуждающую силу, вызывающую колебания лопаток. Управление интенсивностью возбуждения лопаток воздушным потоком осуществляется путем изменения зазора между лопатками и возбудителями, а также за счет изменения давления воздуха. Корпуса 8, 9, 10 обеспечивают требуемое распределение потоков. Перед резонансными испытаниями проведена калибровка тензоизмерительной аппаратуры с использованием камертонного тарировочного устройства.

#### Порядок проведения резонансных испытаний рабочего колеса

Резонансные испытания рабочего колеса были проведены в следующем порядке:

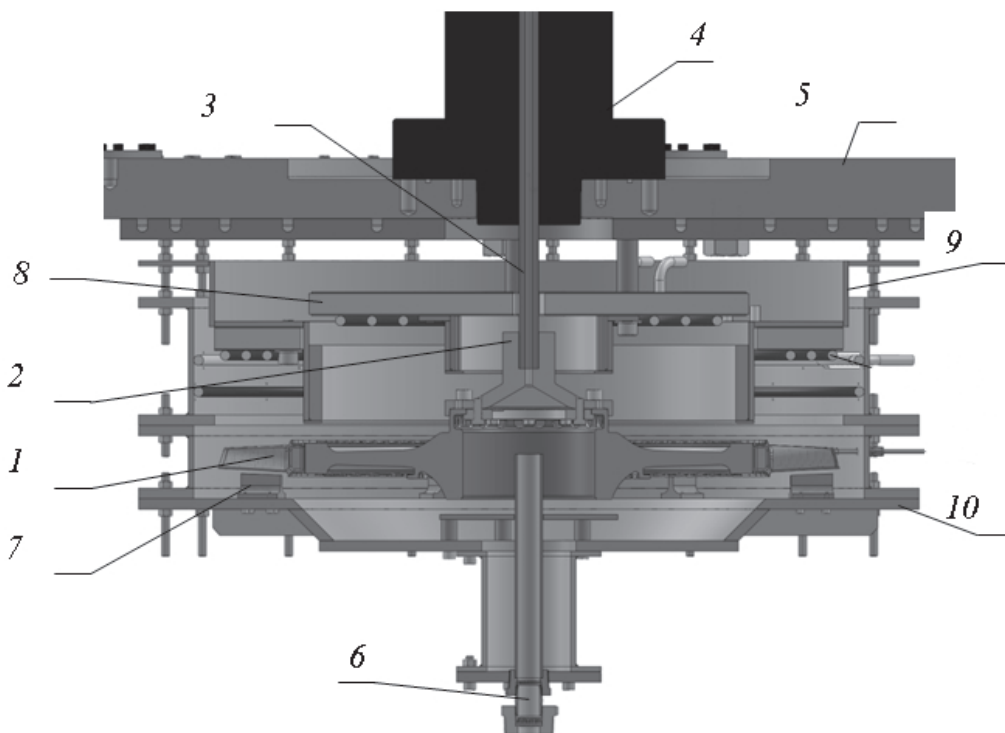


Рис. 10. Схема установки рабочего колеса на стенде

1. При включенной системе возбуждения колебаний с минимальным уровнем остаточного давления в камере выполнен проход вверх по частоте вращения (0—100 %) с относительно высокой скоростью. На основании результатов прохода были выбраны диапазоны частот вращения с резонансными режимами от гармоник  $k=16$  и  $k=12$ .

2. В пределах установленного диапазона частоты вращения рабочего колеса для лопаток без демпфирующих вставок осуществлено два прохода (вверх и вниз) при малой скорости изменения частоты вращения, при этом регулировкой интенсивности возбуждения колебания амплитуда контролируемых переменных напряжений выставлена близкой к заданной (принятой за единицу).

3. При установленном уровне интенсивности возбуждения выполнены проходы для установленных диапазонов частот вращения лопаток рабочего колеса с демпфирующими вставками всех масс.

В процессе испытаний проведена непрерывная запись сигнала тензорезистора.

### Результаты испытаний

По результатам обработки показаний тензорезисторов получены экспериментальные амплитудно-частотные характеристики лопатки рабочего колеса турбины высокого давления без демпфирующего устройства

но-частотные характеристики лопаток рабочего колеса с демпфирующими вставками и без них. Выявлено, что лопатки рабочего колеса с демпфирующими вставками отстроены от резонансов с гармоникой  $k=12$ , поэтому приведенные ниже экспериментальные амплитудно-частотные характеристики относятся к резонансам лопаток с гармоникой  $k=16$ . Амплитудно-частотная характеристика лопаток рабочего колеса без демпфирующих вставок приведена на рис. 11. Частота колебаний лопатки нормирована к единице, последующие амплитудно-частотные характеристики лопаток с демпфирующими вставками построены по отношению к этой частоте.

Амплитудно-частотные характеристики лопаток рабочего колеса с демпфирующими вставками массой 4.7 г и 5.8 г практически идентичны, при этом по сравнению с лопатками без демпфирующих вставок происходит увеличение резонансной частоты колебаний примерно на 16%, а амплитуды контролируемых переменных напряжений практически не изменились (рис. 12). Это несколько отличается от расчетных результатов, что, очевидно, связано как с принятыми допущениями в расчете, так и с погрешностями в проведении эксперимента и обработкой результатов испытаний.

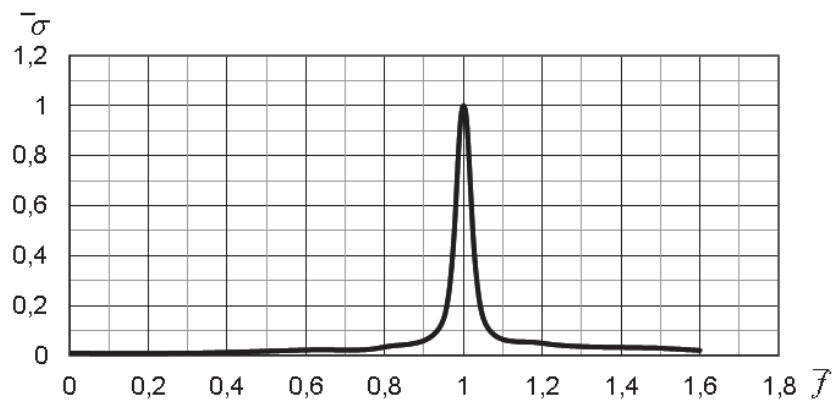


Рис. 11. Амплитудно-частотная характеристика лопатки рабочего колеса турбины высокого давления без демпфирующего устройства

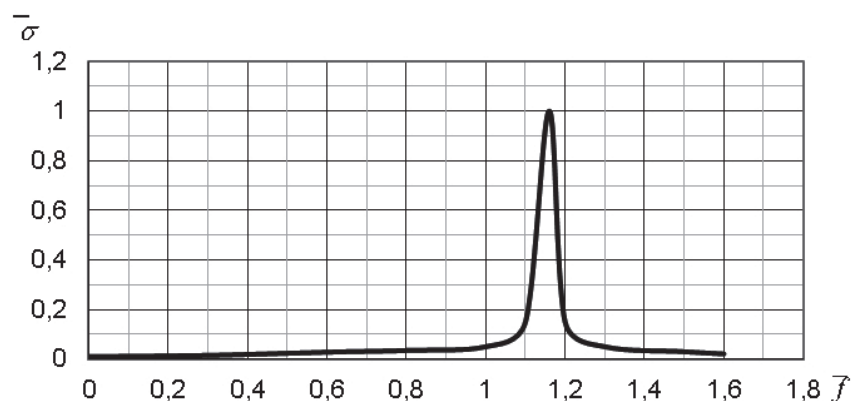


Рис. 12. Амплитудно-частотная характеристика лопатки рабочего колеса с демпфирующими устройствами массой 4.7 г и 5.8 г



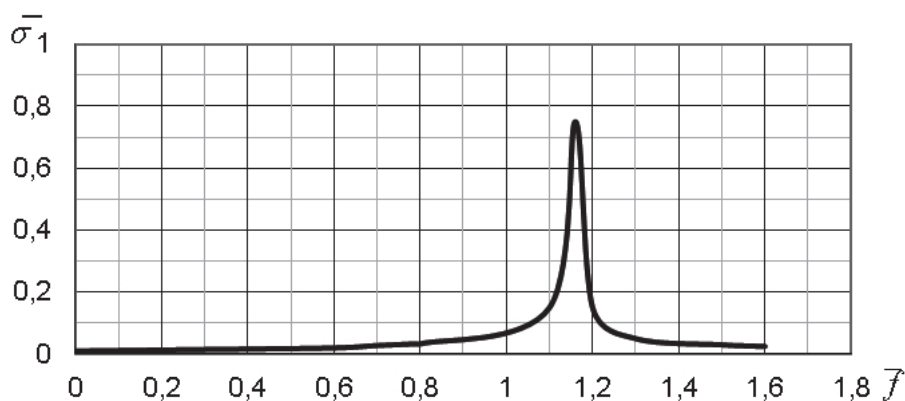


Рис. 13. Амплитудно-частотная характеристика лопатки рабочего колеса с демпфирующим устройством массой 3.3 г

Амплитудно-частотная характеристика лопаток рабочего колеса с демпфирующими вставками массой 3.3 г приведена на рис. 13. По сравнению с лопатками без демпфирующих вставок частота колебаний увеличилась также на 16%, а амплитуда колебаний снизилась на 25%. Это удовлетворительно коррелируется с расчетными данными.

Сопоставление результатов расчетных и экспериментальных исследований для принятых допущений в моделировании вставки, принятого по данным научно-технической литературы коэффициента кинематического трения и принятой амплитуды переменных напряжений в лопатке без вставки показало удовлетворительную корреляцию. Однако известно, что демпфирование колебаний силами сухого трения является амплитудно-зависимым, поэтому при увеличении интенсивности колебаний лопатки действие вставок различных масс и, в общем случае, различных жесткостей по снижению амплитуд переменных напряжений может быть различным. Указанные обстоятельства требуют дополнительных экспериментальных и расчетных исследований с оценкой влияния амплитуд переменных напряжений, жесткостей и масс вставок, а также коэффициентов трения на эффективность действия вставок по снижению переменных напряжений в лопатке.

### Выводы

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что расчетные и экспериментальные результаты показали в данных исследованиях в основном удовлетворительное соответствие как по оценке снижения переменных напряжений, так и по изменению резонансной частоты колебаний при введении демпфирующей вставки. Некоторое расхождение в результатах по влиянию на переменные напряжения «тяжелых» вставок массой 4.7 г и 5.8 г может быть связано с расчетными допущениями,

а также с погрешностями при проведении и обработке результатов испытаний. Для оценки влияния амплитуд переменных напряжений в лопатке без вставки, жесткостей и масс вставок, а также коэффициентов трения на эффективность действия вставок по снижению переменных напряжений в лопатке требуются дополнительные исследования.

*Авторы благодарят сотрудников отделения прочности ЦИАМ Каначкину А.В., Чернышеву С.А. и Томашеву А.А. за помощь в проведении экспериментальных исследований и обработке результатов испытаний, а также начальника отдела ЦИАМ к.т.н. Васильеву Б.Е. — за обсуждение работы.*

### Библиографический список

1. *Высотский А.В., Алексеев Д.Н.* Анализ эффективности демпфирования резонансных колебаний шестерни на основе динамической контактной задачи метода конечных элементов // Вестник Московского авиационного института. 2015. Т. 22. № 1. С. 100-108.
2. *Биргер И.А., Шорр Б.Ф.* Динамика авиационных газотурбинных двигателей. — М.: Машиностроение, 1981. — 232 с.
3. *Шорр Б.Ф., Мельникова Г.В.* Вынужденные колебания механической системы с демпфирующими элементами сухого и вязкого трения при переходе через резонанс // Рассеяние энергии при колебаниях механических систем: Материалы XII Республиканской научной конференции. — Киев: Наукова думка, 1982. С. 11-17.
4. *Liu Y., Bo S., Xu Z.* Improved hybrid frequency-time domain method for nonlinear analysis of frictionally damped blade systems // Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Seoul, South Korea, June 13-17, 2016. Vol. 7A, 11 p.
5. *Afzal M., Arteaga I.L., Kari L., Kharyton V.* Investigation of damping potential of strip damper on a real turbine blade // Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition.

- Seoul, South Korea, June 13-17, 2016. Paper No. GT2016-57230. Vol. 7A, 12 p.
6. *Kaneko Y.* Vibration response analysis of mistuned bladed disk with under-platform damper: effect of variation of contact condition on vibration characteristics // Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Charlotte, North Carolina, USA, June 26-30, 2017. Paper No. GT2017-63027. Vol. 7B, 10 p.
7. *Botto D., Umer M., Gastaldi C., Gola M.* An experimental investigation of the dynamic of a blade with two under-platform dampers // Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Charlotte, North Carolina, USA, June 26-30, 2017. Paper No. GT2017-64928, 12 p.
8. *Серебряков Н.Н.* Применение нелинейного GAP-элемента в решении задач конструкционного демпфирования лопаток турбомашин // Двигатель. 2011. №6. С. 22-23.

## CALCULATION AND EXPERIMENTAL EVALUATION OF DAMPER EFFICIENCY FOR DECREASING VIBRATORY STRESSES IN TURBINE ROTOR BLADES

**Shorr B.F.\* , Mel'nikova G.V., Serebryakov N.N.\*\* , Shadrin D.V.\*\*\* , Bortnikov A.D.\*\*\*\***

*Central Institute of Aviation Motors,  
CIAM, 2, Aviamotornaya str., Moscow, 111116, Russia*

*\* e-mail: shorr@ciam.ru*

*\*\* e-mail: serebryakov@ciam.ru*

*\*\*\* e-mail: shadrin@ciam.ru*

*\*\*\*\* e-mail: adb@ciam.ru*

### Abstract

The subjects for study are dampers of various masses installed under the platforms of turbine blades.

The research issue is prevention of turbine blades failures caused by higher level of variable stresses.

The goal of the work consists in experimental and computational definition of effectiveness of shock-absorbing insertions' masses (3.3 g, 4.7 g and 5.8 g) for variable stresses reduction in the full-size turbine wheel.

The methodology of the work includes two trends: computation and experimental. The computation trend is based on modeling the damper using MSC.Nastran contact elements and estimating the reduction of vibratory stresses, by integrating the equation of motion in the time-domain employing the standard non-linear integration procedure by the Newmark method. The effect of the insertion on vibration frequencies of the blade was also studied. The experimental trend is based on a comparative analysis of the amplitudes of vibratory stresses in the blades both with installed damper and without them. Tests are performed on the CIAM bench test (manufacturer is Test Devices company). The turbine wheel is assembled for testing in a special way: one sector of the wheel is damper free, and the rest three sectors were equipped with dampers of various masses. The blades were prepared with strain gages, and in each sector the blades with maximum response to external

excitation from the air supplied to the test chamber were selected. Tests were carried out for an unheated wheel.

The calculations revealed that the most effective reduction of vibratory stresses in the blade occurs when the holddown pressure of the damper to the bottom surface of the blade platform are 200–800 N. Such forces for damper mass of 3.3 g were caused by centrifugal forces at rotational speeds of the wheel in the range 35–70 % of the maximum rotational speed; this range is 29–58% for the damper of 4.7 g, and for the damper of 5.8 g, it is 26–51%. The affect of dampers weighing 4.7 g and 5.8 g is ineffective, starting, respectively, from 90% and 82% of the maximum rotational speed. According to calculations, the damper with mass of 3.3 g allows reduce the vibratory stresses by 22% at a resonant mode at the 87% of maximal rotational speed.

The tests revealed that, in comparison with damper and without damper, the blade frequency with shock absorber of 3.3 g increased by also 16%, and the oscillations' amplitude decreased by 25%. This correlates satisfactorily with the computation data.

Conclusions were drawn that the calculated and experimental results in these studies showed, in general, a satisfactory agreement with respect to both the reduction of vibratory stresses and the change in the resonant frequency when a damper was installed. Some

discrepancy between the calculated and experimental data on the effect on the vibratory stresses of “heavy” inserts of 4.7 g and 5.8 g may occur due to the assumptions in calculations, as well as to the errors in the experiment and processing of the test results. To evaluate the effect of the amplitudes of vibratory stresses in the blade without damper, stiffness and mass of the damper, as well as friction coefficients on the effectiveness of the damper to reduce the vibratory stresses in the blade, additional experimental and calculated studies are required.

**Keywords:** turbine wheel, blade, damper mass, damper stiffness, damper effectiveness, friction force, vibratory stress decline in a rotor blade.

## References

1. Vysotskii A.V., Alekseev D.N. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2015, vol. 22, no. 1, pp. 100-108.
2. Birger I.A., Shorr B.F. *Dinamika aviatsionnykh gazoturbinykh dvigatelei* (Jet engines dynamics), Moscow, Mashinostroenie, 1981, 232 p.
3. Shorr B.F., Mel'nikova G.V. *Materialy XII Respublikanskoi nauchnoi konferentsii "Rasseyanie energii pri kolebaniyakh mekhanicheskikh sistem"*, Kiev, Naukova dumka, 1982, pp. 11-17.
4. Liu Y., Bo S., Xu Z. Improved hybrid frequency-time domain method for nonlinear analysis of frictionally damped blade systems. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition* (Seoul, South Korea, June 13–17, 2016). Vol. 7A, 11 p.
5. Afzal M., Arteaga I.L., Kari L., Kharyton V. Investigation of damping potential of strip damper on a real turbine blade. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. Seoul, South Korea, June 13–17, 2016. Paper No. GT2016-57230, vol. 7A, 12 p.
6. Kaneko Y. Vibration response analysis of mistuned bladed disk with under-platform damper: effect of variation of contact condition on vibration characteristics. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. Charlotte, North Carolina, USA, June 26–30, 2017. Paper No. GT2017-63027, vol. 7B, 10 p.
7. Botto D., Umer M., Gastaldi C., Gola M. An experimental investigation of the dynamic of a blade with two under-platform dampers. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. Charlotte, North Carolina, USA, June 26–30, 2017. Paper No. GT2017-64928, 12 p.
8. Serebryakov N.N. *Dvigatel'*, 2011, no. 6, pp. 22-23.