
**ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

**СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ НА КОНСТРУКТИВНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ
РАБОЧИХ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН
И ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ СТАЦИОНАРНЫХ ГТУ**

© 2024 г. С. Н. Гаврилов^а, Н. Ю. Исаков^{а, *}, А. В. Сандовский^а,
Н. И. Фокин^б, Н. О. Симин^б, О. В. Романова^б

^аНаучно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования
им. И.И. Ползунова (НПО ЦКТИ), Атаманская ул., д. 3/6, Санкт-Петербург, 191167 Россия

^бАкционерное общество “Силовые машины”, ул. Ватутина, д. 3, лит. А, Санкт-Петербург, 195009 Россия

*e-mail: IsakovNI@ckti.ru

Поступила в редакцию 11.12.2023 г.

После доработки 14.05.2024 г.

Принята к публикации 30.05.2024 г.

Испытания на конструктивную выносливость рабочих лопаток — важнейший этап отработки создаваемых лопаточных аппаратов газотурбинных установок (ГТУ). Полученные значения предела конструктивной выносливости лопаток позволяют оценить уровень вибрационной надежности лопаточного аппарата ГТУ. Кроме того, экспериментальные данные дают возможность верифицировать расчетные модели лопаток. В настоящее время в компании “Силовые машины” ведутся работы по созданию линейки новых ГТУ, в том числе газотурбинной установки ГТЭ-170. Рабочие лопатки осевого компрессора и газовой турбины ГТЭ-170, изготовленные по оригинальной конструкторской документации, проходят исследования на конструктивную выносливость на стенде усталостных испытаний НПО ЦКТИ. Возбуждение колебаний лопаток на стенде осуществляется путем воздействия электромагнитного поля переменной частоты на периферийную часть лопатки. Предел конструктивной выносливости лопаток определяется на основе показаний тензодатчиков, наклеенных в зоны максимальных вибрационных напряжений. На стенде были проведены усталостные испытания свыше 300 лопаток четырнадцати ступеней осевых компрессоров и четырех ступеней газовой турбины. Полученные данные свидетельствуют о высокой вибрационной надежности рабочих лопаток осевого компрессора и газовой турбины ГТЭ-170. Кроме того, на основе сравнительных усталостных испытаний было оценено влияние замены марки стали, а также перепрофилирования лопаток на их вибропрочностные свойства. В целом, результаты стендовых работ подтвердили необходимость проведения экспериментального исследования конструктивной выносливости как вновь разрабатываемых, так и модернизированных лопаток при замене материала и перепрофилировании.

Ключевые слова: газотурбинная установка, газовая турбина, осевой компрессор, рабочая лопатка, конструктивная выносливость, усталостные испытания, вибрационная надежность

DOI: 10.56304/S0040363624700358

Один из основных компонентов современных газотурбинных установок — рабочий лопаточный аппарат. Он должен выдерживать большие нагрузки как от статических нагрузжений (центробежной силы), так и от знакопеременных напряжений, возникающих в процессе эксплуатации оборудования. Таким образом, при создании современных ГТУ необходимо уделить особое внимание оценке вибрационной надежности рабочих лопаток [1, 2]. Одним из главных параметров, характеризующих вибронадежность рабочих лопаток, является предел их конструктивной выносливости, который может быть получен только

в результате экспериментальных исследований на стенде усталостных испытаний [3, 4].

СТЕНД УСТАЛОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ НПО ЦКТИ

Общий вид стенда усталостных испытаний (электромагнитного вибрационного стенда) приведен на рис. 1. Принцип его работы заключается в использовании переменного электромагнитного поля для возбуждения резонансных колебаний пера лопатки, закрепленной по хвостовику на неподвижной тумбе (рис. 2).

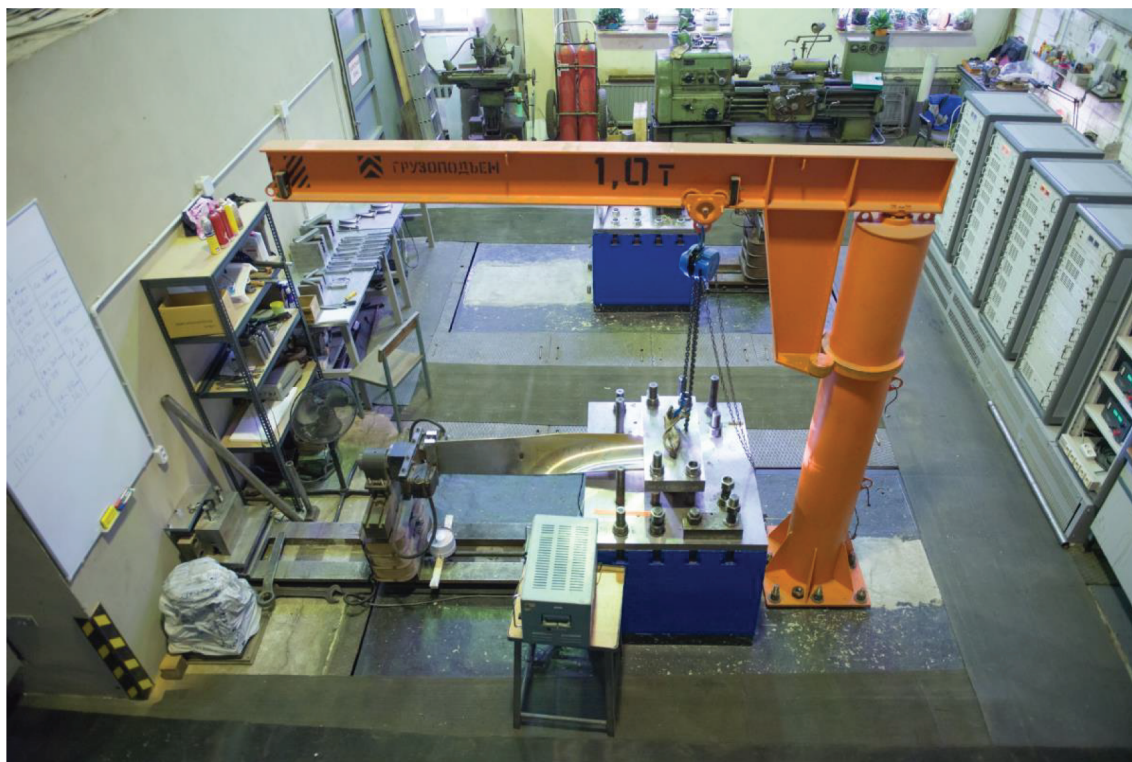


Рис. 1. Общий вид стенда усталостных испытаний

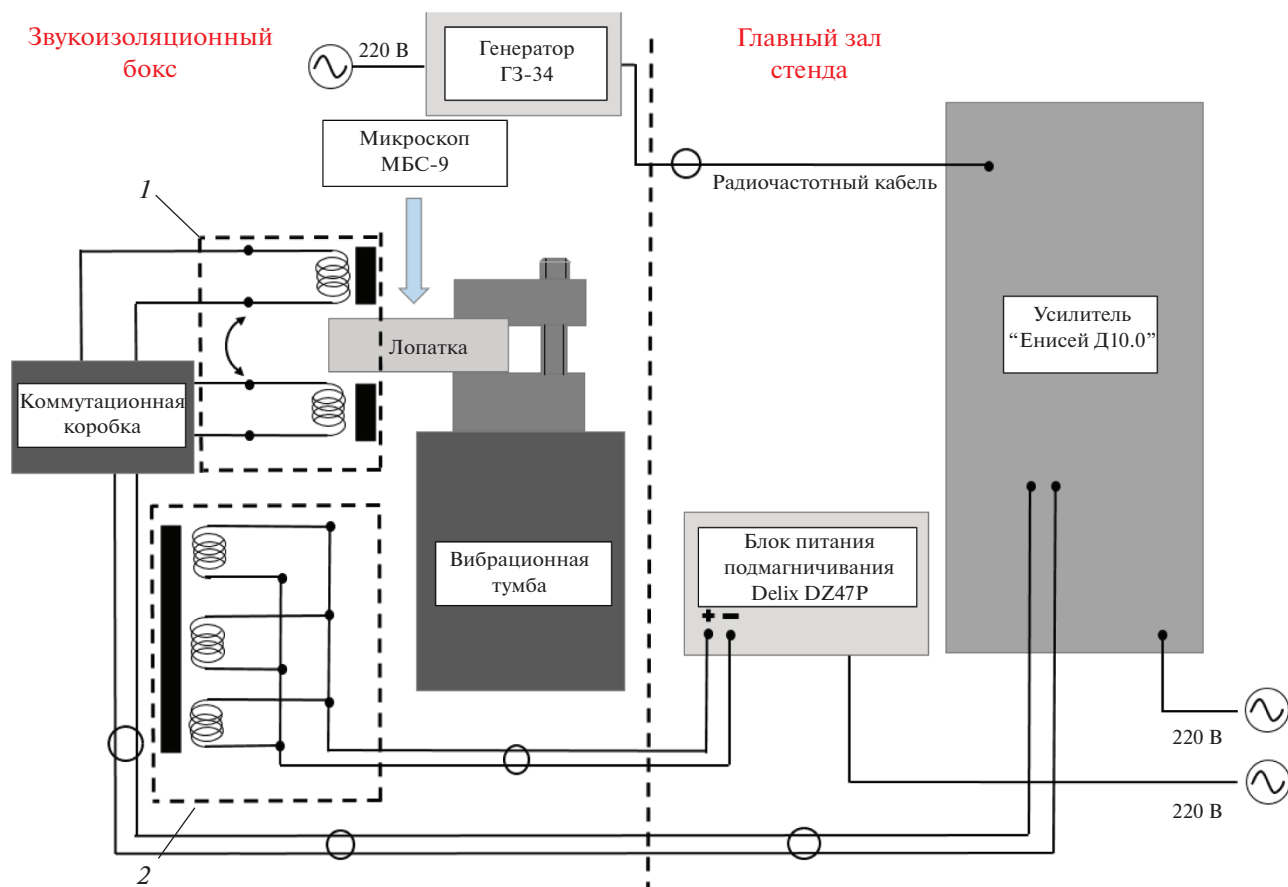


Рис. 2. Функциональная схема стенда усталостных испытаний.
1 – система возбуждения колебаний; 2 – система подмагничивания

Первая операция при пуске стенда — включение системы подмагничивания, которая служит для создания постоянного магнитного поля, замыкающего электромагнитную систему лопатки — тумба — катушки возбуждения колебаний. Затем синусоидальный сигнал, задаваемый генератором, подается на вход трансляционного усилителя. Усиленный сигнал поступает на катушки возбуждения, которые создают переменное электромагнитное поле, инициирующее колебания пера лопатки. Путем изменения выходной частоты задающего генератора устанавливается заранее выбранная резонансная частота, на которой будут проводиться испытания. Необходимая амплитуда колебаний лопаток достигается посредством регулирования выходного сигнала генератора. Визуальный контроль амплитуды колебаний проводится с использованием оптического микроскопа.

Электромагнитный вибрационный стенд обладает множеством достоинств, среди которых можно выделить следующие:

- большой ресурс работы и надежность стенда, а также высокая маневренность — возможность эксплуатации в круглосуточном режиме, быстрая готовность аппаратуры к испытаниям;

- отсутствие подвижных механических частей и, как следствие, их износа при эксплуатации;

- широкий диапазон частот колебаний, на которых проводятся эксперименты;

- возможность выполнения испытаний при разных формах колебаний, включая крутильную;

- отсутствие ограничений по массогабаритным параметрам испытываемых лопаток и приспособлений для их закрепления на тумбе;

- адекватное моделирование реальных динамических нагрузок, действующих на лопатку при

эксплуатации турбины, вследствие действия переменного электромагнитного поля непосредственно на перо лопатки.

Усталостные испытания лопаток включают в себя следующие основные этапы:

- создание рабочей конструкторской документации и изготовление оснастки для проведения опытов: зажимов для закрепления лопаток на испытательной тумбе и наделок на периферийную часть пера лопатки (если последняя изготовлена из немагнитного материала);

- расчетно-экспериментальное определение вибрационных характеристик лопаток: собственных частот и форм колебаний, распределений механических напряжений на собственных формах по перу лопаток;

- тарировка лопаток: построение зависимости вибрационных напряжений, возникающих при колебаниях лопатки на собственной частоте, от перемещений периферийного сечения лопатки при разных формах колебаний;

- нахождение экспериментальным путем предела конструктивной выносливости лопаток;

- подтверждение предела конструктивной выносливости на шести лопатках.

Типичные зажимы для закрепления хвостовиков лопаток на испытательной тумбе представлены на рис. 3.

Возбуждение колебаний лопаток на собственных частотах осуществляется путем воздействия электромагнитного поля переменной частоты на периферийную часть лопатки (рис. 4).

При проведении испытаний лопаток из немагнитного материала их оснащают наделками на периферии пера лопатки из магнитного мате-



а)



б)

Рис. 3. Зажимы для закрепления лопаток осевого компрессора (а) и газовой турбины (б)

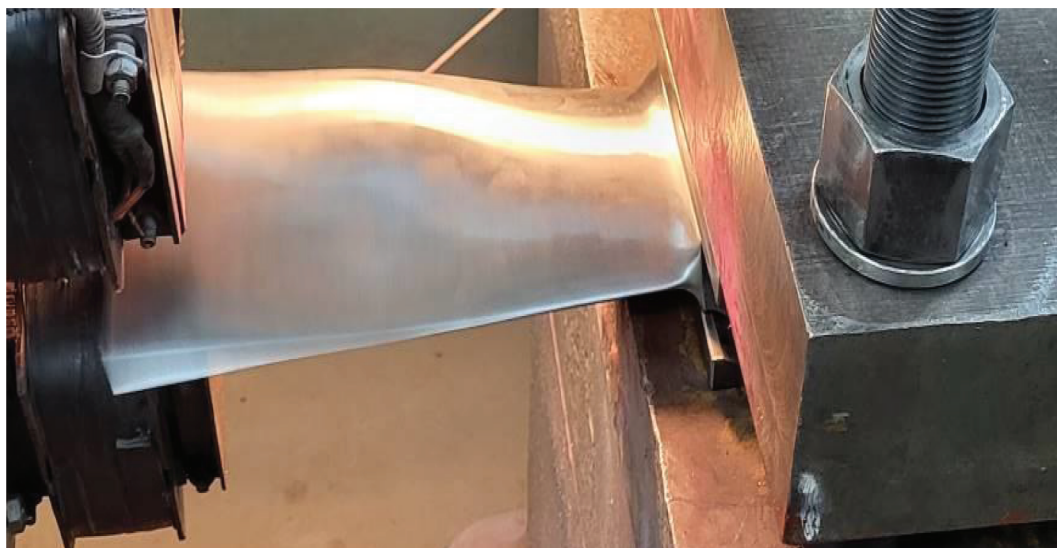


Рис. 4. Лопатка на стенде усталостных испытаний



а)



б)

Рис. 5. Наделки из магнитного материала, применяемые при испытаниях лопаток, изготовленных из немагнитного материала.

а – комплект наделок; б – лопатка с установленной на нее наделкой

риала (рис. 5). Для оптимизации формы наделки (в целях снижения ее влияния на распределение механических напряжений по перу лопатки) проводятся расчеты этих напряжений для моделей “лопатка” и “лопатка с наделкой”. Если собственная частота лопатки слишком высока, то для работы стенда в оптимальном режиме, который обеспечивается при проведении испытаний в диапазоне частот от 30 до 500 Гц, на лопатке также закрепляют наделку для снижения частоты возбуждения колебаний.

Тарировку лопатки, т.е. определение зависимости максимальных механических напряжений в пере лопатки от размаха колебаний ее периферийного сечения, проводят с учетом результатов расчетов (рис. 6). Эти данные используют при выборе мест расположения тензодатчиков, которыми оснащают тарируемые лопатки (рис. 7).

При построении тарировочных кривых применяют тензостанцию, разработанную в НПО ЦКТИ на базе контроллеров National Instruments 9237, в которой реализован метод определения механиче-

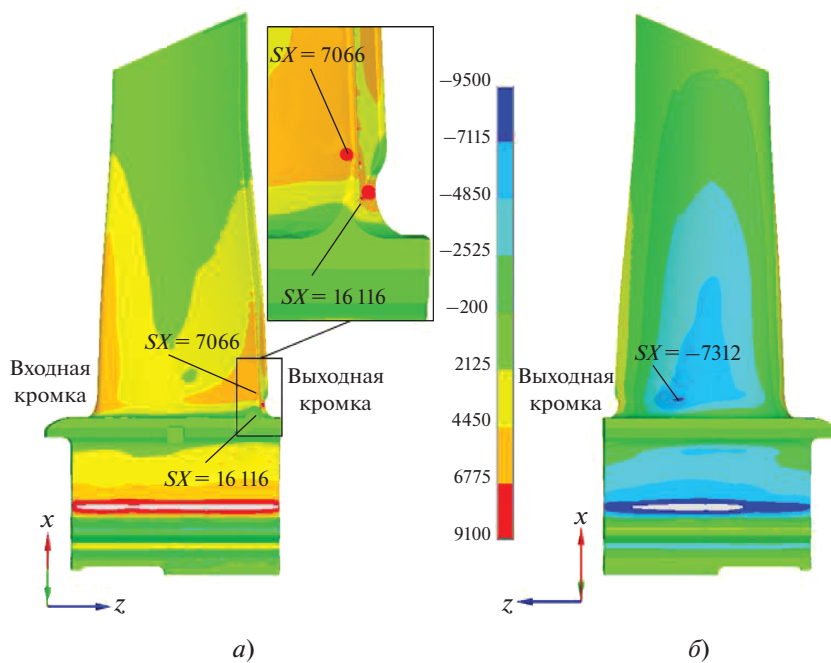


Рис. 6. Расчетное распределение относительных безразмерных механических напряжений по первой изгибной форме колебаний лопатки.

a – спинка; *б* – корыто.

SX – относительное безразмерное механическое напряжение (напряжение по Мизесу)

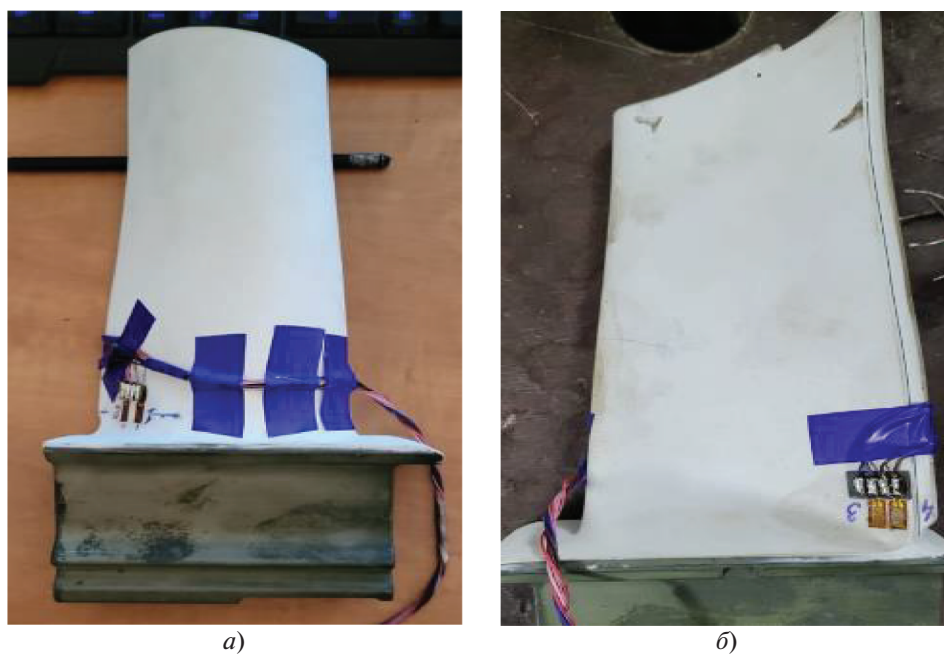


Рис. 7. Лопатка с тензодатчиками в зоне максимальных расчетных напряжений по первой изгибной форме колебаний лопатки.

a, б – вид на выпуклую и вогнутую часть пера лопатки соответственно

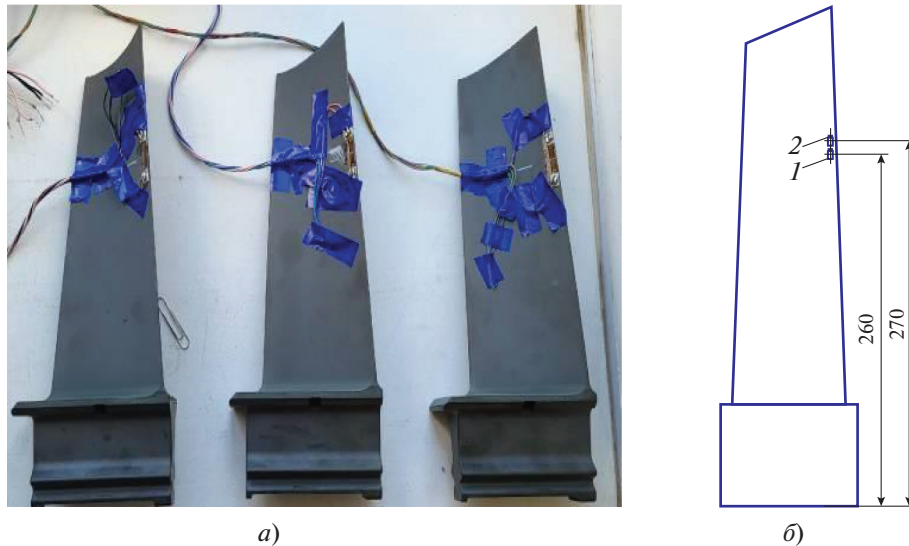


Рис. 8. Лопатки, оснащенные тензодатчиками (1, 2) для тарировки.
а – расположение датчиков на трех тарируемых лопатках; б – схема размещения тензодатчиков

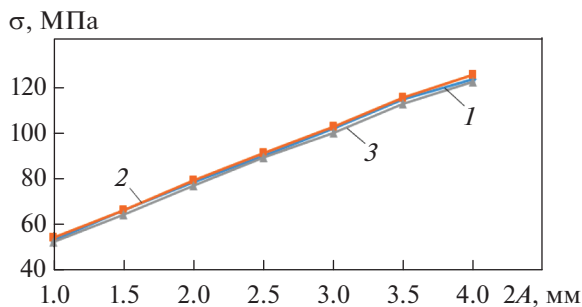


Рис. 9. Тарировочные кривые лопаток № 50-1 (1), 71-1 (2), 80-3 (3) ступени № 2.
2A – размах колебаний; σ – механическое напряжение

ских напряжений в месте положения тензодатчика на пере лопатки через значение GaugeFactor¹ тензодатчика. Тензостанция имеет свой расчетно-аппаратный блок и оригинальное программное обеспечение. Также следует отметить, что тензостанция включена в реестр средств измерений.

Для повышения точности данных тарировки выполняют на трех лопатках (рис. 8), тарировочные кривые которых приведены на рис. 9. Практически полное совпадение всех тарировочных кривых свидетельствует о высоком качестве оснащения лопаток тензодатчиками и проведения тарировки.

¹ GaugeFactor – характеристика тензодатчика, устанавливающая соответствие между деформацией решетки тензодатчика и изменением его электрического сопротивления.

Усталостные испытания лопаток осуществляются по методике ЦКТИ [5] и в соответствии с ОСТ 1 00870-77 [6] при следующих условиях:

Количество испытываемых лопаток	16
База симметричных циклов нагружений	2×10^7
Рабочая температура, °С	20 ± 5
Количество лопаток для подтверждения предела конструктивной выносливости	6

Идентичность испытываемых лопаток подтверждается результатами контроля их первой собственной частоты. Работы на стенде проводятся на резонансной частоте колебаний лопатки при постоянной нагрузке (амплитуде колебаний) до достижения требуемой базы циклов нагружений или снижения частоты колебаний лопатки примерно на 1% (при возникновении усталостной трещины).

При испытаниях первой лопатки из комплекта (16 лопаток одной ступени осевого компрессора или газовой турбины) нагрузка выбирается заведомо большой, что гарантирует возникновение усталостной трещины в зоне максимальных расчетных напряжений. Трещина в лопатке выявляется посредством цветной дефектоскопии (рис. 10). Для второй лопатки из комплекта нагрузка уменьшается на 15–20%. Если снова возникает усталостная трещина, нагрузка для третьей лопатки снижается еще на 15–20%, и так до тех пор, пока очередная лопатка не выдержит полный цикл испытаний.

После этого применяют алгоритм половинного деления, т.е. очередную лопатку подвергают большей (на 7–10%) нагрузке, и испытания по-

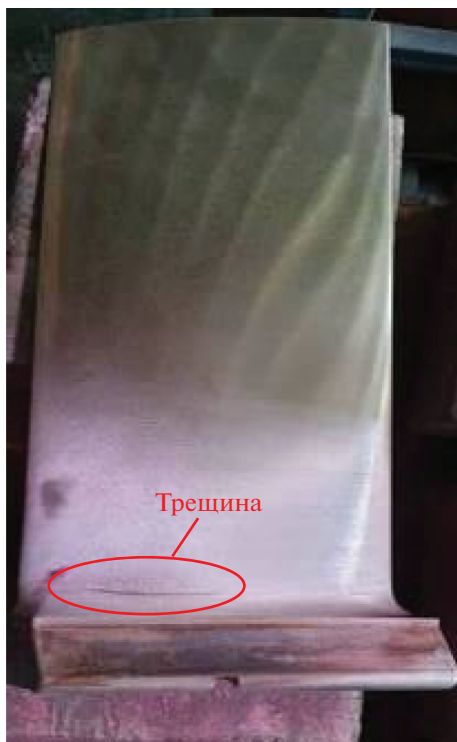


Рис. 10. Лопатка с усталостной трещиной

вторяют. По их результатам происходит очередная коррекция нагрузки для уточнения полученной оценки предела конструктивной выносливости. В ином случае эта оценка подтверждается еще на пяти лопатках и цикл усталостных испытаний завершается.

РЕЗУЛЬТАТЫ УСТАЛОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Всего при исследовании значения предела конструктивной выносливости рабочих лопаток осевого компрессора и газовой турбины ГТУ ГТЭ-170.1 и ГТЭ-170.2 было исследовано свыше 300 лопаток четырнадцати ступеней осевого компрессора и четырех ступеней газовой турбины. В том числе были проведены сравнительные испытания на конструктивную выносливость лопаток ступеней № 3, 4 осевого компрессора, изготовленных из различных марок стали: 20X13-Ш и 15X11МФ-Ш (рис. 11). Полученные данные свидетельствовали том, что замена марки стали с 20X13-Ш на 15X11МФ-Ш практически не повлияла на предел их конструктивной выносливости. Для лопаток ступени № 3 такое изменение составило 0.6%, для ступени № 4 — около 3%, что не превосходит значения неопределенности при измерении вибрационных напряжений в лопатках при проведении усталостных испытаний, которая рассчитана по нормативным докумен-

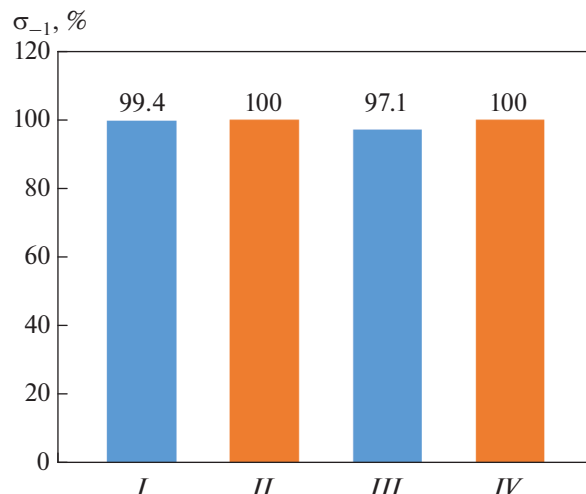


Рис. 11. Относительные пределы конструктивной выносливости σ_{-1} рабочих лопаток ступеней № 3 (I, II), 4 (III, IV) осевого компрессора ГТЭ-170.1 из стали марок 20X13-Ш (I, III) и 15X11МФ-Ш (II, IV)

там и составляет не более 6% [7]. Однако при этом удалось добиться соответствия результатов численных и экспериментальных исследований: усталостные трещины в лопатках из стали 15X11МФ-Ш начали возникать именно в местах максимальных расчетных напряжений.

В качестве другой иллюстрации результатов многочисленных испытаний на рис. 12 приведены данные исследований конструктивной выносливости рабочих лопаток осевых компрессоров ГТЭ-170.1 и модернизированного ГТЭ-170.2. Модернизация представляла собой перепрофилирование лопаток в целях повышения КПД осевого компрессора. Изменение предела конструктивной выносливости лопаток перепрофилированных ступеней № 1, 2, 3, 6 не превысило значения неопределенности измерений. При этом предел конструктивной выносливости ступени № 4 увеличился почти на 8%.

Усталостные испытания рабочих лопаток газовой турбины имели некоторые особенности. В частности, при проведении испытаний одной из ступеней, лопатки которой имели отличия по геометрическим параметрам пера, была выполнена индивидуальная пригонка магнитных наделок для каждой лопатки. При исследовании этой же ступени была выявлена необходимость провести дополнительную расчетно-экспериментальную оценку массогабаритных характеристик наделок для обеспечения совпадения мест возникновения усталостных трещин и максимальных расчетных напряжений в целях повышения точности получаемых данных. Кроме того, в некоторых случаях наиболее нагруженными являлись хвостовики лопаток, вследствие чего проводился пересчет

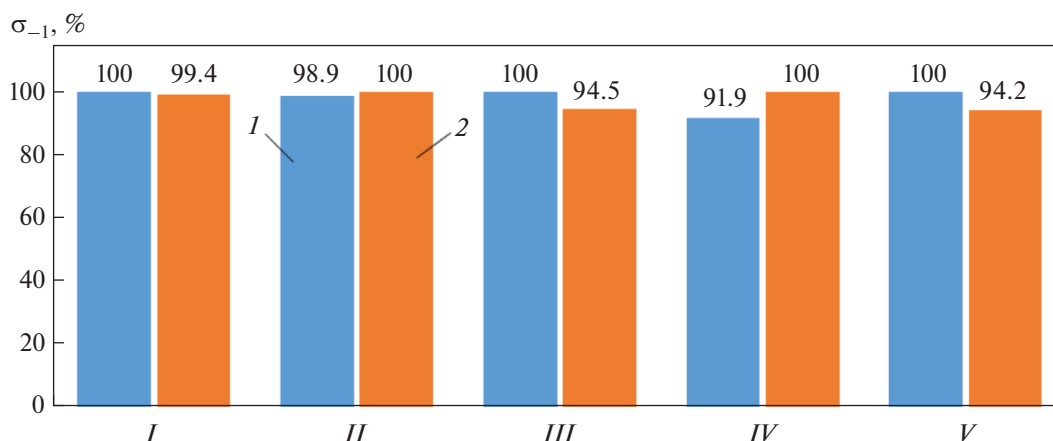


Рис. 12. Влияние перепрофилирования рабочих лопаток осевого компрессора ГТЭ-170.1 (1) и ГТЭ-170.2 (2) на предел их конструктивной выносливости.

Номер ступени: I – 1; II – 2; III – 3; IV – 4; V – 6

напряжений в характерные точки на пере лопатки с использованием расчетных данных.

В целом, полученные абсолютные значения пределов конструктивной выносливости рабочих лопаток газовой турбины ГТЭ-170.1, осевого компрессора ГТЭ-170.1 и модернизированного ГТЭ-170.2 полностью соответствуют справочным данным, приведенным в СТО ЦКТИ 068-2022 [5].

ВЫВОДЫ

1. Сравнительные испытания на конструктивную выносливость рабочих лопаток ступеней № 3, 4 осевого компрессора ГТЭ-170.1, выполненных из стали разных марок, показали, что исходный материал лопаток (сталь 20Х13-Ш) можно заменить на другой (сталь 15Х11МФ-Ш) с сохранением высокого уровня предела конструктивной выносливости.

2. Согласно результатам сравнительных испытаний на конструктивную выносливость, при перепрофилировании рабочих лопаток осевого компрессора ГТЭ-170.1, выполненном для повышения КПД проточной части, предел конструктивной выносливости рабочих лопаток модернизированных ступеней № 1–4, 6 компрессора ГТЭ-170.2 менялся в интервале от –5.8 до +8.2% относительно исходного варианта, при этом его абсолютные значения оставались высокими.

3. Сравнение полученных результатов о пределе конструктивной выносливости всех исследованных рабочих лопаток четырнадцати ступеней осевого компрессора и четырех ступеней газовой турбины ГТЭ-170 со справочными данными позволяет сделать вывод о высокой степени их вибрационной надежности.

4. Приведенные результаты подтверждают принципиальную необходимость проведения испытаний на конструктивную выносливость для разрабатываемых лопаток турбины и компрессора газотурбинных установок, а также при замене марки стали и перепрофилировании лопаток.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Левин А.В., Боришанский К.Н., Консон Е.Д. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981.
2. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин. М.: Изд-во МЭИ, 2022.
3. Сравнительные усталостные испытания рабочих лопаток осевого компрессора газотурбинной установки ГПА-32 “Ладога” / А.В. Бакаев, А.В. Горин, М.А. Еремеев, Н.Ю. Исаков, Д.К. Мещеряков, А.В. Сандовский, А.Н. Сергель, Д.С. Алевский, С.А. Иванов, А.А. Сорокин // Газотурбинные технологии. 2019. № 1 (160). С. 14–17.
4. Котельников А.Н., Габов И.Г. Оценка усталостной прочности рабочих лопаток компрессора при нерегулярном нагружении // Фундаментальные исследования. 2015. № 9 (часть 3). С. 470–475.
5. СТО ЦКТИ 068-2022. Методика определения предела конструктивной выносливости рабочих лопаток осевых турбомашин. СПб.: НПО ЦКТИ, 2022.
6. ОСТ 1 00870-77. Лопатки газотурбинных двигателей. Методы испытаний на усталость. М.: Стандартиформ, 1977.
7. ГОСТ Р 54500.3. 2011/Руководство ИСО/МЭК 98-3:2008. Неопределенность измерения. Часть 3: Руководство по выражению неопределенности измерения. М.: Стандартиформ, 2012. Введ. в действие с 01.12.2018.

Structural Endurance Stand Tests of the Gas Turbine and Axial Compressor Rotor Blades of Stationary Gas Turbine Units

S. N. Gavrilov^a, N. Yu. Isakov^{a,*}, A. V. Sandovskii^a, N. I. Fokin^b, N. O. Simin^b, and O. V. Romanova^b

^a Polzunov Research and Production Association for Investigating and Designing Power-Generating Equipment (NPO TsKTI), St. Petersburg, 191167 Russia

^b AO Power Machines, St. Petersburg, 195009 Russia

*e-mail: IsakovNI@ckti.ru

Abstract—Structural endurance testing of rotor blades is the most important stage of perfecting newly developed blade systems for gas turbine units (GTUs). Obtaining the values of a blade's structural endurance (fatigue) limit allows designers to evaluate the vibration reliability of a GTU's blade system. Experimental data also provide an opportunity to verify calculated models of blades. Specialists at the Power Machines company are now working on a line of new GTUs that includes the GTE-170 gas turbine unit. The rotor blades of the GTE-170 unit's axial compressor and gas turbine, manufactured according to original equipment design documents, are currently being studied for structural endurance on the TsKTI Research and Production Association (NPO) fatigue testing stand. Blade vibration is excited on the stand by applying a variable-frequency electromagnetic field to the area around the tip of a blade. The blade's limit of structural endurance is determined using experimental values of loads recorded using strain gauges glued in the zones of maximum vibration stresses. Fatigue tests of more than 300 blades used in 14 stages of axial compressors and four gas turbine stages have been run on the stand. The resulting data show that the rotor blades of the GTE-170 unit's axial compressor and gas turbine have high vibration reliability. Based on results from comparative fatigue tests, it has been determined how replacing the grade of steel and redesigning a blade's profile affect its vibrational strength. Stand test results have confirmed the need to perform experimental studies of the structural endurance of both newly developed and updated blades when changing their material and redesigning their profiles.

Keywords: gas turbine unit, gas turbine, axial compressor, rotor blade, structural endurance, fatigue tests, vibration reliability