



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

6
2019

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

Журнал переводится на английский язык, переиздается и распространяется во всем мире фирмой "Аллертон Пресс" (США)

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(499) 269-51-98

Адрес редакции:

**107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(495) 661-38-80.**

**E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru
www.mashin.ru**

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций

Учредитель: А.И. Савкин

Индекс: **27841** ("Пресса России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: www.aov.ru

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Албагачиев А.Ю., д-р техн. наук, **Алешин Н.П.**, д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.**, д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.**, д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.**, д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.**, д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.**, д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.**, д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **Кутин А.А.**, д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.**, д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Кузин В.В.**, д-р техн. наук, **Попов Д.Н.**, д-р техн. наук, **Попов А.В.**, д-р техн. наук, **Рыбин В.В.**, д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Трегубов Г.П.**, д-р техн. наук, **Сычев А.П.**, канд. физ.-мат. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

- Фомин М. В., Фомина И. М.** — Повышение эффективности работы молекулярных ступеней со спиральными каналами гибридного турбомолекулярного вакуумного насоса 3
- Ларин С. Н., Платонов В. И.** — Оценка изменения предельных геометрических характеристик заготовки в процессе пневмоформовки прямоугольных каналов в многослойных конструкциях 7
- Юшин Е. С.** — Комплексная методика оценки текущего технического состояния нефтегазопромыслового оборудования по развитию трещиноподобных дефектов при циклическом деформировании в агрессивных средах 11
- Утенков В. М., Досько С. И., Молчанов А. А., Бренгауз А. Р.** — Модальная диагностика конструкций токарных станков со станинами из композитных материалов 17
- Гордеев Б. А., Любимов А. К., Охулков С. Н., Титов Д. Ю., Ермолаев А. И.** — Влияние входного виброускорения широкополосной случайной вибрации на амплитудно-частотные характеристики гидроопор 22
- Хабрат Н. И., Умеров Э. Д.** — Разработка конструкции, теории и расчета основных параметров полиспаста с дифференциальным блоком 28
- Савинкин В. В., Кузнецова В. Н., Ратушная Т. Ю., Киселев Л. А.** — Исследование усталостных напряжений в фазовой структуре материала пера лопатки и оценка ресурса турбины 34
- Козлов П. Н.** — Критерий эквивалентности сложного напряженного состояния простому растяжению для конструкционных материалов 41

- Fomin M. V., Fomina I. M.** — Improving the effectiveness of molecular steps with spiral channels of a hybrid turbomolecular vacuum pump 3
- Larin S. N., Platonov V. I.** — Assessment of changes in the limiting geometric characteristic of the workpiece in the process of pneumatic molding of rectangular channels in multilayer structures 7
- Yushin E. S.** — Comprehensive method of assessment of the current technical state of oil and gas equipment with respect to the development of crack-like defects at cyclic deformation in aggressive environments 11
- Utenkov V. M., Dos'ko S. I., Molchanov A. A., Bregauz A. R.** — Modal diagnostics of lathe machines structures with beds made of composite materials 17
- Gordeev B. A., Lyubimov A. K., Okhulkov S. N., Titov D. Yu., Ermolaev A. I.** — Influence of input vibration acceleration of broadband random vibration on the amplitude-frequency characteristics of hydro-bearings 22
- Khabrat N. I., Umerov E. D.** — Development of the structure, theory and calculation of the general parameters of a polyspast with a differential unit 28
- Savinkin V. V., Kuznetsova V. N., Ratushnaya T. Yu., Kiselev L. A.** — Research of fatigue stresses in the phase structure of the blade feather material and turbine life evaluation 34
- Kozlov P. N.** — The criterion of equivalence of a complex stressed state to a simple tension for structural materials 41

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

- Рощин М. Н.** — Фрикционные свойства покрытий, наплавленных лазером 46
- Кисель А. Г., Рогачев Е. А., Евдокимова О. П., Сергеев В. А., Балова Д. Г.** — Влияние физико-химических свойств СОЖ на коэффициент трения при токарной обработке разных сплавов 49

- Roshchin M. N.** — Frictional properties of laser-deposited coatings 46
- Kisel' A. G., Rogachev E. A., Evdokimova O. P., Sergeev V. A., Balova D. G.** — Influence of the physical and chemical properties of the coolant on the average coefficient of friction at turning processing of different alloys 49

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

MANUFACTURING ENGINEERING

- Жарков В. А.** — Испытания материалов. Гибка втулок из композитов 51
- Воронцов А. Л.** — Получение пластической деформацией крупных дисков из цилиндрических заготовок. Часть 4. Исследование деформации выступа кольцевым пуансоном 57
- Винокуров Г. Г., Стручков Н. Ф., Большаков А. М.** — Формирование пористости в слоистой структуре износостойких модифицированных порошковых покрытий 60
- Гафаров А. М., Шарифов З. З., Гафаров В. А.** — Исследование микро-твердости поверхностей деталей, обработанных асимметрично-безотрывочной притиркой 65
- Кабалдин Ю. Г., Шатагин Д. А., Кузьмишина А. М.** — Использование цифровой модели режущего инструмента при его выборе 70
- Климов А. С., Анциборов А. Н., Климов В. С., Кудинов А. К.** — Управление током при контактной сварке 75

- Zharkov V. A.** — Tests of materials. Bending of composite bushings 51
- Vorontsov A. L.** — Production of large disks by plastic deformation from cylindrical blanks. Part 4. Research of the deformation of the protrusion by ring punch 57
- Vinukurov G. G., Struchkov N. F., Bol'shakov A. M.** — Formation of porosity in a layered structure of wear-resistant modified powder coatmgs 60
- Gafarov A. M., Sharifov Z. Z., Gafarov V. A.** — Research of the microhardness of surfaces of parts treated by asymmetrically-splinter-free lapping 65
- Kabaldin Yu. G., Shatagin D. A., Kuz'mishina A. M.** — Use of a digital model of the cutting tool at its selection 70
- Klimov A. S., Antsiborov A. N., Klimov V. S., Kudinov A. K.** — Current control at contact welding 75

Проблемы теории и практики резания материалов

Problems of theory and practice of materials cutting

- Сизов С. В., Табаков В. П.** — Моделирование воздействия импульсной лазерной обработки на композицию "твердосплавная основа — износостойкое покрытие" 80
- Ходжибергенов Д. Т., Ибрагимова З. А., Ходжибергенова У. Д., Абдукаримов А., Шеров К. Т., Есиркепов А.** — Некоторые аспекты программного обеспечения в проектировании и испытании режущих инструментов 85

- Sizov S. V., Tabakov V. P.** — Simulation of the action of pulsed laser processing on the "hard-alloy base — wear-resistant coating" composition 80
- Khodzibergenov D. T., Ibragimova Z. A., Khodzibergenova U. D., Abdugarimov A., Sherov K. T., Esirkepov A.** — Some aspects of software in cutting tools designing and testing 85

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Е. В. Комиссарова*

Сдано в набор 28.03.2019. Подписано в печать 18.05.2019.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

*Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.*

В. В. САВИНКИН, д-р техн. наук (Северо-Казахстанский ГУ им. М. Козыбаева, г. Петропавловск),
 В. Н. КУЗНЕЦОВА, д-р техн. наук (Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, г. Омск),
 Т. Ю. РАТУШНАЯ, магистр техники и технологии (Северо-Казахстанский ГУ им. М. Козыбаева), Л. А. КИСЕЛЕВ,
 заслуженный изобретатель Казахстана (ТОО "Ремплазма", г. Петропавловск), e-mail: cavinkin7@mail.ru

Исследование усталостных напряжений в фазовой структуре пера лопатки и оценка ресурса турбины

Рассматриваются пассивные методы оценки структурных составляющих материалов, основанные на магнитоупругом эффекте и энергии рассеяния магнитного потока в слабых магнитных полях. Полученные зависимости внутренних напряжений от предела текучести материала и коэрцитивной силы позволяют прогнозировать образование дефекта на стадии фазового изменения структурных параметров восстановленной лопатки.

Ключевые слова: рабочая лопатка, турбина, внутреннее напряжения, ресурс, плазменное напыление.

Passive methods for estimating the structural components of materials, based on the magnetoelastic effect and the energy of magnetic flux scattering in weak magnetic fields, are considered. The obtained dependences of the internal stresses on the yield strength of the material and the coercive force allow predicting the formation of a defect at the stage of phase change of the structural parameters of the restored blade.

Keywords: working blade, turbine, internal stresses, resource, plasma spraying.

В современной технической литературе методологии исследования остаточного ресурса лопаток турбин и критерии оценки их текущего состояния, критического анализа и экспертизы довольно утрированы и сводятся к определению коррозионных участков развития трещин на входных кромках лопаток в области припайки стеллитовых пластин. Актуальной задачей является обнаружение структурно-фазовых изменений на ранней стадии развития дефектов, а также определение истинных причин их зарождения и мест концентрации (основание металла, восстановленная поверхность, фазовая структура) [1].

Цель работы — разработка интегрированной методики точного прогнозирования дефекта в фазовой структуре лопатки в момент его зарождения. Для решения научной проблемы использовали теорию идентификации и интерпретации коэрцитивной силы и принципы распределения поля остаточной намагниченности материала.

Исследовав зависимости надежности $N_{\text{цикл}}$ и остаточного ресурса T_p рабочих лопаток от режимов работы и обосновав оптимальные условия их эксплуатации, авторы усовершенствовали мате-

матическую модель динамического процесса турбины ТЭЦ [1]. Предлагаемая модель содержит разработки и расчеты силовых, прочностных и ресурсных зависимостей динамического процесса эксплуатации: силы W сопротивления вращению ротора турбины; суммы проекций сил P сопротивления движению лопаток турбины в контактной среде; момента M_T сопротивления вращению ротора турбины; тепловой расчет двухрядной ступени $f(h_{0I}; p_{крI}; C_{кр}; \Delta h_{ТВ})$. Здесь h_{0I} — изоэнтропийный перепад энтальпий; $p_{крI}$ и $C_{кр}$ — давление и скорость пара в критическом сечении лопатки; $\Delta h_{ТВ}$ — потери энергии на трение и вентиляцию лопаток.

Процесс взаимодействия ротора турбины и ее лопаток с контактной средой $\sigma = (H - Z)\rho\xi$ характеризуется входом пара на лопатку $P = \iint_S \sigma dS \cos(\sigma, \hat{y})$,

где параметр σ — элементарное нормальное давление контактной среды на боковую поверхность ротора турбины; dS — элементарная площадка контакта среды с поверхностью ротора турбины; ρ — плотность контактной среды; ξ — коэффициент бокового давления; H — длина ротора турбины; Z — координата произвольной точки боковой поверхности ротора турбины.

Последующее движение лопатки сопровождается изменением угла атаки пара [1, 2]. Процесс перемещения пара по лопатке описывает равенство $P_{\text{сдв}} = m\omega^2 R \sin\varphi$ с последующим выходом с нее $P_{\text{вых}}$. При этом меняется и сила реакция лопатки.

Таким образом, обозначили две контактные зоны взаимодействия поверхности ротора турбины и лопаток с контактной средой, в которых действуют динамические циклически развивающиеся нагрузки — зона непосредственного контакта и зона выхода пара с лопатки. Данный подход согласуется с результатами исследований, приведенными в работах [2, 3]. Элементарные силы, действующие на поверхности ротора и лопаток, приведены на рис. 1. При движении лопатки в контактной среде возникает сила T сопротивления движению, включающая нормальную T^N и тангенциальную $T_{\text{тр}}$ составляющие. Нормальная составляющая T^N определяется по формуле

$$T^N = \frac{\rho b_0 \varphi_0 R^2 \omega \sin[2\varphi_1 + (n-1)\varphi_0] \sin(n\varphi_0)}{2 \sin\varphi_0}, \quad (1)$$

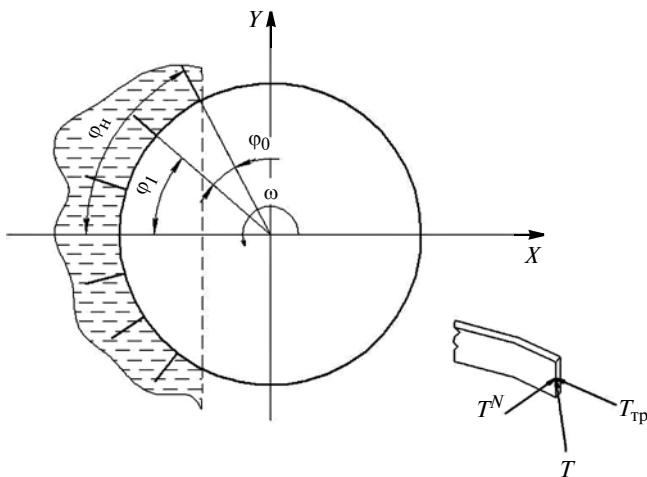


Рис. 1. Схема сил, действующих на лопатки (вид спереди)

где R — радиус установки лопатки на поверхности ротора; ω — угловая скорость ротора; p — давление контактной среды на лопатку; b_0 — ширина лопатки; n — число лопаток; φ_0 — шаг угла установки лопаток; φ_1 — угол захвата пара лопаткой.

Сила, необходимая для сдвига пара с поверхности лопатки, определяется по формуле

$$P_{\text{сдв}} = \left(\frac{\rho b_0 \varphi_0 R^2 \omega \sin[2\varphi_1 + (n-1)\varphi_0] \sin(n\varphi_0)}{2 \sin \varphi_0} + \frac{\rho b_0 R^2}{\omega} (1+f) \sin \varphi \right).$$

Приведенные конечные равенства математической модели, описывающие физический смысл формирования сил для движения пара, регламентируют технологические требования, предъявляемые к турбине, и процесс нагружения лопатки при взаимодействии с паром.

Степень воздействия потока пара на поверхность турбины и лопатки зависит от его давления и скорости при входе на лопатку и выходе с нее, формы поверхности лопатки, угла направления пара относительно этой поверхности и разности давлений пара перед лопаткой и за ней. Величина давления пара на поверхность лопатки зависит от радиуса ее сечения и вибраций, провоцирующих концентрацию напряжений. Принцип дифференциации позволил определить критическое сечение пера лопатки, в котором действуют максимальные динамические нагрузки.

По разработанной ранее математической модели динамических процессов турбины ТЭЦ установлено, что наименьший запас статической прочности имеет корневое сечение лопатки. Опыт проектирования показал, что в зависимости от типа и назначения турбомашин, наличия бандажных полок, типа и технологии изготовления лопаток и других факторов диапазон коэффициента запаса

прочности составил 1,8–2,3. Исследуя динамические процессы турбины, лопатку, воспринимающую динамическую нагрузку, разбиваем по длине шестью сечениями ($i = 0 \div 5$) на пять равных частей. Нулевое сечение совмещаем с корневым, а пятое — с периферийным сечением лопатки. Деление лопатки на части помогло исследовать динамические силы, действующие на элементы турбины на переходных режимах и режимах, обеспечивающих максимально эффективную мощность турбины.

Особого внимания заслуживают моменты инерции J_η и J_ξ , действующие на каждое сечение лопатки, центробежные силы P_{ji} , действующие в сечениях $i = 0$ и $i = 1$, и соответствующие им напряжения σ_{pi} растяжения, которые определяем по формулам:

$$P_{ji} = A(R_5^2 - R_i^2) \left(\frac{k+1}{2k} \right) F_i;$$

$$\sigma_{pi} = P_{ji}/F_i,$$

где $k = F_i/F_5$ — отношение площади F_i сечения на расчетном радиусе R_i к площади F_5 конечного сечения на его радиусе; A — постоянный множитель.

Наличие бандажа создает дополнительные напряжения в лопатке, определяемые по формуле

$$\Delta \sigma_6 = \frac{\rho_6 \omega^2 f_6 t_6 (r_k + R_6)}{F_0},$$

где $f_6 = 4,94 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ — площадь поперечного сечения бандажа; $t_6 = 2\pi R_6/z = 0,0168 \text{ м}$ — шаг лопаток по окружности бандажа; $r_k = 0,54 \text{ м}$ — радиус корневого сечения; $F_0 = 0,0002119 \text{ м}^2$ — площадь поперечного сечения лопатки; ρ_6 — плотность материала бандажа.

Значения радиуса пера лопатки, исследуемые при действии растягивающих напряжений, представлены в таблице.

Усовершенствованная математическая модель динамического процесса турбины ТЭЦ позволила определить опасные сечения рабочих лопаток турбины, на которые действуют максимальные динамические нагрузки. Модель позволяет эффективно прогнозировать вероятность возникновения дефекта в заданном интервале времени. Элементы прочностного и термодинамического расчетов турбины обосновывают причинно-следственную связь формирования усталостных дефектов в рабочих лопатках при разных режимах эксплуатации. При динамических нагрузках одним из последствий усталостного дефекта является обрыв бандажной ленты. Резкий разрыв бандажа при действии моментов сил вызывает изгиб лопатки, который концентрирует напряжения в структуре материала. Для исследования данного процесса формирования напряжений необходимо определить напряжения σ_{ii} изгиба, действующие на лопатку по всей длине. Рабочее тело (контактная среда) при действии на лопатку со-

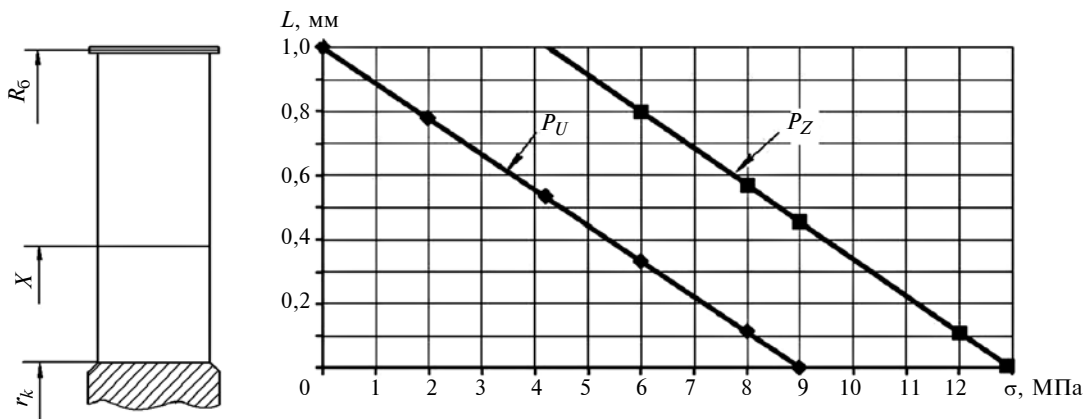


Рис. 2. Распределение растягивающих напряжений в перо лопатки:
 P_U и P_Z — окружная и осевая составляющие силы P

здает силу P , которую можно разложить на окружную P_U и осевую P_Z составляющие (рис. 2).

При свободной (незакрепленной) верхней части пера лопатки (см. рис. 2) напряжения $\sigma_{и}$ изгиба и сила P по длине лопатки действуют неравномерно. Основные напряжения формируются в средней (хордовой) и хвостовой частях лопатки, что объясняется увеличением плеча силы, приложенной к свободному концу, а значит, и момента изгиба. Неравномерное распределение окружной P_U и осевой P_Z составляющих силы P способствует дополнительному деформированию структуры и поверхности пера лопатки, что приводит к изменению ее проектной геометрии. Большие значения окружной P_U и осевой P_Z составляющих силы P приходится на хордовую (X) и хвостовую (r_k) части лопатки и формируют максимальные напряжения изгиба $\sigma_{и \max} = 9 \div 13$ МПа. Следовательно, критическим сечением лопатки, подвергаемым интенсивным динамическим нагрузкам и испытывающим высокие напряжения изгиба, является ее хордовая часть на длине $X = 0,2 \div 0,4$ м и хвостовая $r_k = 0,1 \div 0,2$ м.

Исследованные динамические процессы турбины ТЭЦ позволили скорректировать оценки ресурсных составляющих трещиностойкости и вибрационной надежности структуры восстановленных рабочих лопаток турбины. Эти составляющие яв-

ляются следствием прогрессирующих усталостных процессов. Наиболее активно усталостные напряжения формируются в ферромагнитных материалах (сплавах), магнитные свойства которых обусловлены доменным строением. Это области самопроизвольной намагниченности, возникающие даже при отсутствии внешнего магнитного поля, в которых магнитные моменты атомов ориентированы параллельно. Доменная структура генерирует напряжения не только в зонах локальных дефектов, но и в зонах деформационной, микро- и макрофазово-структурной и геометрической неоднородностей в металле аустенитного класса. В то же время распределение магнитодоменной текстуры и уровень напряженности напрямую не зависят от конкретного фазово-структурного и физического строений металла, а при формировании имеют случайный характер и не повторяются ввиду множества факторов влияния. При этом образуются структурные матрицы с разной неоднородностью зерна по составу, соответствующему номеру G(5)-14 по шкале ГОСТ 5639—82, и фазовому составу, по деформационной и геометрической нестабильности, по физической дефектности, отличающиеся даже в пределах одного и того же химического состава, исходного состояния и вида технологического передела.

Внимание при исследовании уделяли таким параметрам, как усталостные напряжения, трещи-

Параметры профиля	Значение параметра при радиусе R_i , м, сечения пера лопатки					
	0	1	2	3	4	5
R_i , м	0,595	0,634	0,674	0,713	0,753	0,792
$R_{25} - R_{2i}$, м ²	0,274	0,225	0,174	0,119	0,061	0,000
$F_i \cdot 10^4$, м ²	7,077	6,365	5,695	5,139	4,628	4,149
$k = F_i/F_5$	1,706	1,534	1,373	1,239	1,115	1,000
$\frac{k+1}{2k}$	0,793	0,826	0,864	0,904	0,948	1,000
$P_{ji} \cdot 10^{-3}$ Н	155,339	119,697	86,381	55,801	27,057	0,000
σ_{pi} МПа	219,489	188,068	151,686	108,584	58,465	0,000

нотой, скорости зарождения и роста трещин от допустимой глубины $h_{\text{доп}}$ до глубины h_{max} разрушения, скорости общей и точечной коррозии, изменение коэрцитивной силы H на чистом металле ($H_{\tau \text{ max}}$) и в дефектной зоне ($H'_{\tau \text{ max}}$). Новые (относительно измеренных) расчетные предельные характеристики лопаток и турбины в целом становятся итоговыми для прогноза их остаточного ресурса.

Разработанная строгая физическая модель и определенные границы применимости предлагаемого метода обеспечивают получение однозначных результатов. Границы применимости предложенного метода обусловлены:

условиями эксплуатации, при которых восстановленные лопатки испытывают циклически изменяющуюся динамическую нагрузку при температуре ≤ 555 °С и давлении (абсолютное) 120 МПа свежего пара. Напряжения изгиба, возникающие в лопатках под действием газового потока, составляют 50÷80 МПа, а в перспективных высокотемпературных мощных газотурбинных установках достигают 130 МПа;

материалами, для которых применим данный метод, являются высокохромистые стали мартенситного и ферритного классов, например X13, 20X, 38X, 40X, 20X13, 30XM, 34XMA, 35XM, 40XF, 40XH, 1X18N9T, 12X11MФ, 15X11MФ;

оборудованием ИКН-7М-16, у которого относительная погрешность измерения магнитного поля для каждого канала измерений составляет не более ± 5 %; относительная погрешность измерения длины составляет не более ± 5 %.

Остаточный ресурс лопаток устанавливается по совокупности имеющихся диагностических данных путем прогнозирования технического резерва определяющих параметров до достижения предельного состояния.

На основании результатов прогноза в качестве показателя остаточного ресурса рекомендуется масштабный коэффициент коэрцитивной силы — γ %-й ресурс, который задается наработкой T , выраженной процентом вероятности того, что в течение этой наработки предельное состояние не будет достигнуто. Результаты исследований показали, что остаточный ресурс лопаток турбин можно рассчитать по минимальной вероятной толщине, равной $t_p - t_0$, где t_p и t_0 — соответственно толщина после ремонта и исходная толщина.

В процессе ремонтно-восстановительных работ лопатки наиболее опасными зонами концентрации напряжений являются участки, которые подвергаются механической обработке и термическому влиянию. К зонам термического влияния относятся зона около шва и сам шов с валиками. Поэтому при расчете необходимо рассматривать именно зону ремонта, так как на фоне общей коррозии имеем

удаление гарантированной части материала ($t_{\text{уд}}$), которая определяется по формуле

$$t_{\text{уд}} = t_{\text{изм } \tau} - h_{\text{max}} - S_{\text{пд}},$$

где $t_{\text{изм } \tau}$ — толщина стенки в момент времени τ ; h_{max} — максимальная глубина трещины; $S_{\text{пд}}$ — пороговая чувствительность дефектоскопа.

При расчете остаточного ресурса лопаток по известным методикам с учетом минимальной вероятной толщины лопатки вкрадывается ошибка, связанная с тем, что не учитывается снижение вероятности прогнозирования при повышении коэрцитивной силы в зоне восстановления по сравнению с телом лопатки. Для лопаток ошибка, вызванная изменением структуры металла, может составлять десятки процентов в зависимости от времени τ эксплуатации. На зависимостях изменения возрастающей ошибки от числа N циклов нагружения (рис. 3) наблюдается область стабильных значений коэрцитивной силы $H = 3 \div 5$ А/м при $N = 170 \cdot 10^5$ (сплошная горизонтальная линия), которые являются предельно допустимыми значениями при эксплуатации лопаток и характеризуют большой ресурсный запас. При изменении режима нагружения от "легкого" до "тяжелого" наблюдается значительный рост коэрцитивной силы $H = 5 \div 13$ А/м и одновременное уменьшение числа циклов нагружения с $N = 170 \cdot 10^5$ до $N = 130 \cdot 10^4$ до полного отказа. Можно сказать, что значения $H = 3 \div 5$ при $N = 170 \cdot 10^5$ определяют область допустимых пределов эксплуатации лопаток, а $N = 130 \cdot 10^4$ — критическую область напряженного состояния лопатки, ресурс которой исчерпан [4].

Зависимость на рис. 4 позволяет определить не только число N циклов нагружения лопатки до момента ее разрушения, но и, зная коэрцитивную силу H и время τ эксплуатации, установить, при каких пластических деформациях $\varepsilon_{\text{пл}}$ эффективно работают лопатки турбины при максимальном нагружении. По корреляционной зависимости $H(\varepsilon_{\text{пл}})$ можно определить запас прочности при максимальном нагружении и заданной амплитуде. С учетом амплитуды нагружения из уравнения Менсона — Коффина внесли поправку в расчет оценки малоцикло-

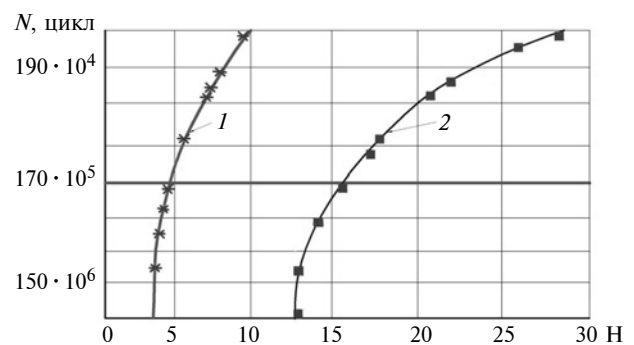


Рис. 3. Номограмма контроля лопаток при легком (линия 1) и тяжелом (линия 2) режимах циклического нагружения

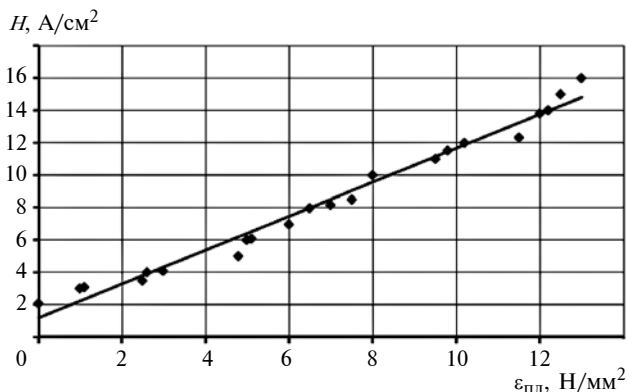


Рис. 4. Корреляционная зависимость коэрцитивной силы H от остаточной деформации $\epsilon_{пл}$

вой долговечности по критерию зарождения трещины с учетом коэрцитивной силы H . Для данного случая определено новое число циклов нагружения $N = 150 \cdot 10^5$ до наступления усталостных напряжений, предшествующих зарождению трещины.

Таким образом, предложенная методика позволяет определять лопатки, работающие на стадии предразрушения или зарождения микротрещин в структуре материала. Установлена прямая связь коэрцитивной силы H с остаточной пластической деформацией $\epsilon_{пл}$ (см. рис. 4) [4].

Усталостную прочность лопаток турбины, восстановленных плазменным напылением и работа-

ющих в условиях знакопеременных циклических нагрузок, оценивали коэффициентом концентрации напряжений $\alpha_\sigma = \sigma_{max}/\sigma_H$ (где σ_{max} и σ_H — соответственно максимальное напряжение в зоне концентрации напряжений и номинальное напряжение в той же исследуемой зоне, МН/мм²) и масштабным фактором распределения $\epsilon_\sigma = \sigma_{-1d}/\sigma_{-1}$ (где σ_{-1d} и σ_{-1} — пределы выносливости образцов соответственно произвольного диаметра и $\varnothing 7,5$ мм, МН/мм²).

Установлено, что зона зарождения и развития дефекта совпадает с плоскостью расчетного сечения. Наибольшее значение имеет конкретный диапазон критического сечения, ограниченный радиусом пера лопатки $R_i = 0,595 \div 0,674$. При этом возрастает концентрация внутренних растягивающих напряжений в точке опасного сечения $\sigma_{pi} = 151,686 \div 219,489$. При следующем нагружении лопатки концентрация внутренних напряжений в металле возрастает с увеличением радиуса скругления сечения, что сопровождается изменением структурной составляющей вследствие деградации зерен мартенситной фазы с последующим разрывом границ γ -матрицы. Концентрацию внутренних напряжений при изгибающем моменте фиксировали прибором ИКН-7М-16, результаты приведены на рис. 5.

Длину рабочей кромки лопатки контролировали в местах, наиболее подверженных механичес-

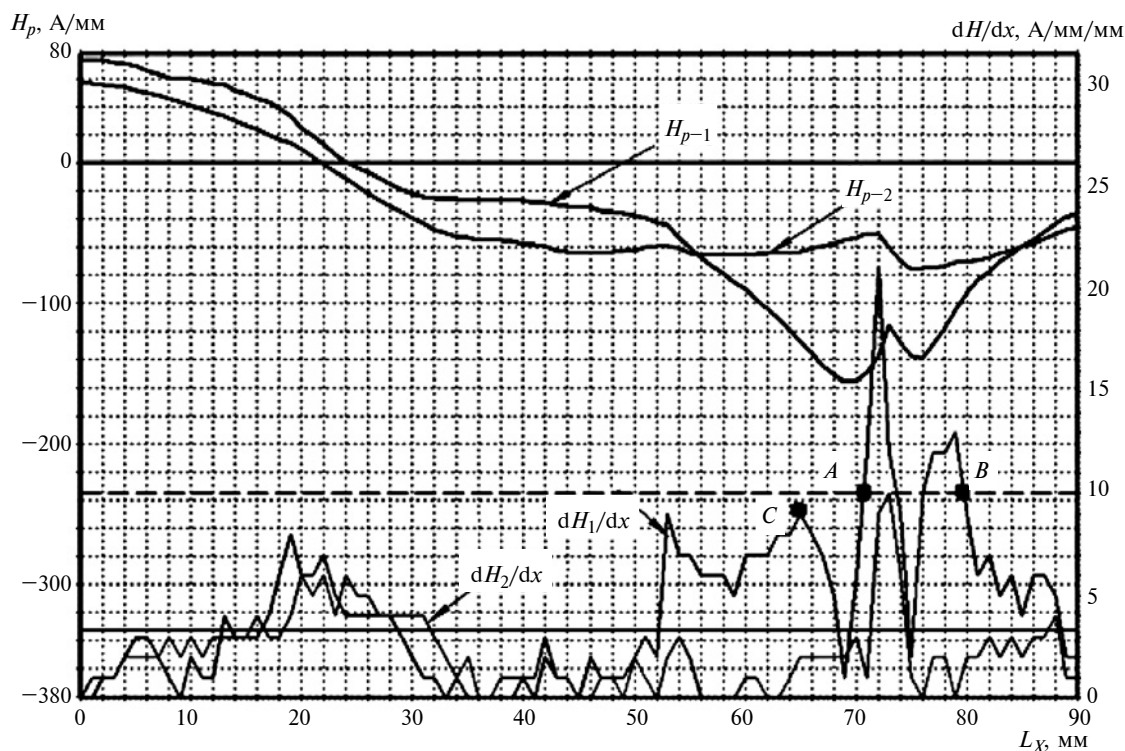


Рис. 5. Определение зон концентрации напряжений в лопатке:

H_{p1} и H_{p2} — напряженность магнитного поля, определяемая первым и вторым контактными датчиками; А/мм; dH_1/dx и dH_2/dx — отношение напряженности магнитного поля к длине участка при заданной градиенте; А—В — отрезок контрольной длины лопатки $L_x = 68 \div 81$ мм формирования зоны концентрации напряжений; С — критическая точка напряженности металла

кому и эрозионно-динамическому изнашиванию. Лопатки сканировали с помощью датчика прибора ИКН-7М-16 от коренного к периферийному сечению или наоборот [4].

По распределению поля остаточной намагниченности (H_p) вдоль поверхности лопатки одновременно определяли тон колебаний, т. е. вибрационную надежность лопатки, на основании известного эффекта поглощения энергии механических колебаний (демпфирование колебаний), вызывающих соответствующий рост остаточной намагниченности лопатки. Сплошная линия на рис. 5, соответствующая диапазону чувствительности напряженности материала $H_p = 59 \div 60$ А/мм, показывает изменение магнитного поля на миллиметр длины образца (А/мм), на котором нет четких всплесков концентрации напряжений. Штриховая линия, соответствующая коэффициенту $dH/dx = 10$, показывает допустимое напряжение для данного вида изделия. Сплошная линия (градиент) $dH/dx = 3$ показывает места "пика" концентрации напряжений на каждом миллиметре образца (А/мм). Изменение знака показывает направление изогнутости.

По результатам контроля определяли наиболее напряженные места лопаток. Такими являются места, в которых "пик" концентрации линий напряжений и деформации (линия H_p) расположены перпендикулярно градиенту и превышают коэффициент интенсивности напряжений $dH/dx = 10$. Коэффициент определяется автоматически с учетом материала лопатки и отображается на экране по запросу оператора.

Зона концентрации напряжений располагается в местах возникновения дефектов в образце на расстоянии $L_X = 68 \div 81$ мм по контрольной длине (А—В) и на расстоянии $6 \div 8$ мм от критической точки (С) $L_X = 64$ мм (см. рис. 5). Если в опасном сечении при выбранной схеме заземления изгибающий момент и действующие напряжения имеют наибольшие значения, то при других видах изгиба величины меньше на $\approx 20 \div 25$ %. Остаточные напряжения в зоне термического воздействия при плазменном восстановлении не превышали пороговые значения. Структура металла представляла сорбит твердостью $260 \div 280$ НВ, ориентированный на мартенсит [4, 7].

Лопатки выдержали нормативные испытания. Получили: амплитуда $0 \div 20$ мм; частота 50 мин^{-1} ; число симметричных циклов $3,1 \cdot 10^{-6}$ до появления трещин и $5,2 \cdot 10^{-6}$ до появления трещин в лопатках, прошедших комплексную обработку.

По данным сводных протоколов построили кривые повреждаемости и рассчитали корреляционные уравнения кривых выносливости. Проанализировали долговечности лопаток испытанных серий. Расчеты, полученные методом наименьших квадратов и сведенные в табличную форму, позволили значительно сократить время вычислений [7].

В дальнейшем можно оценить энергетическую прочность испытанных серий лопаток турбин и сопоставить их циклическую прочность с новыми (эталонными) лопатками гидроагрегата ТЭЦ.

Анализ кривых повреждаемости позволил сделать вывод, что лопатки, восстановленные по стандартной технологии ГОСТ 21448—79, склонны к значительным потерям энергетической прочности. Для получения уравнений кривых повреждаемости и оценки параметров провели регрессионный анализ опытных данных для каждой серии испытанных образцов с использованием методики и рекомендаций работы [7].

Для лопаток турбины каждой серии эмпирические уравнения линии регрессии имеют вид:
новой эталонной:

$$y = 6,058 - 0,0479x;$$

восстановленной вибродуговым способом по ГОСТ 21448—75:

$$y = 6,1089 - 0,0703x;$$

восстановленной плазменным способом по технологии СКГУ им. М. Козыбаева на ТОО "Ремплазма":

$$y = 6,179 - 0,0596x.$$

Все реальные дефекты лопаток каждой серии, которые наносятся на кривые испытаний в полулогарифмических координатах, группируются около этих линий с возможными наименьшими отклонениями.

Так, для эталонной серии два образца выдержали испытания в 10 тыс. мото-ч наработки или 10 млн. циклов. Ожидаемый предел выносливости для новых лопаток составил от 49,6 до 50,2 Н/м². Для серии лопаток, восстановленных по технологии ГОСТ 21448—75, все образцы имели усталостные напряжения менее 30 Н/м², в связи с чем предел выносливости ожидался ниже этого значения. Для серии лопаток, восстановленных на ТОО "Ремплазма" плазменным способом по технологии СКГУ им. М. Козыбаева, ожидаемый предел усталости составил 42,8 Н/м², что определялось наработкой 5,4÷7 тыс. мото-ч.

Полученные расчеты подтвердили, что расчетный предел выносливости новых лопаток турбины ТЭЦ составил $49,6 \div 50,2$ Н/м². Прочность испытанных лопаток оценивали по наработке в мото-часах с действующим напряжением 50,2 Н/м². Выбор рабочего напряжения основан на более высоком уровне нагружения при работе новых лопаток турбины на пределе выносливости. Экспериментальное определение прочности лопаток позволило не только установить критические значения предела выносливости, зависящего от фазовой структуры материала мартенситного класса, но и дополнить теорию эффективного восстановления структур-

ных дефектов лопаток турбин, описанную в работах [8—10]. Лопатки, восстановленные по технологии ГОСТ 21448—75, имели ресурс 4000 мото-ч; по способу СКГУ им. М. Козыбаева — 7000 мото-ч. Внутренние напряжения лопаток с использованием технологии ГОСТ 21448—75 снижаются на 25,3 %, а с использованием технологии СКГУ им. М. Козыбаева — на 40 %, т. е. долговечность последних выше на 28 %.

Лопатки, восстановленные в ТОО "Ремплазма" по технологии СКГУ им. М. Козыбаева ($y = 6,179 - 0,0596x$), выдержали вибрационные испытания в соответствии с нормативами. Получили: амплитуда 0÷20 мм; частота 50 мин⁻¹; число симметричных циклов $3,1 \cdot 10^{-6}$ до появления трещин и $5,2 \cdot 10^{-6}$ до появления трещин в лопатках, прошедших комплексную обработку.

Выводы

Обосновано применение интегрированной методики "пассивных" методов оценки структурных составляющих, использующих магнитоупругий эффект и энергию рассеяния магнитного потока (MFL) в слабых магнитных полях, для своевременного выявления зон концентрации напряжений в конструкциях.

Представленные результаты испытаний показали, что усталостная прочность лопаток турбины ТЭЦ, восстановленных плазменным напылением по технологии СКГУ, на 28 % выше усталостной прочности лопаток, восстановленных по ГОСТ 21448—75.

Полученные зависимости внутренних напряжений от предела текучести материала и величины формирования коэрцитивной силы позволяют прогнозировать образование дефекта на стадии фазового изменения структуры материала детали без снятия ее с агрегата. Предлагается сигналы дефектоскопов идентифицировать по усталостным напряжениям и коэффициенту повышения коэрцитивной силы в нагруженных деталях. Полученная информация интерпретируется не только количественными показателями напряженного состояния материала, но и структурно-фазовыми изменениями материала лопаток, предшествующими зарождению микротрещин и геометрическому изменению зерен структуры материала на границах разрыва межатомных связей.

Результаты исследований усталостных изменений микроструктуры восстановленных лопаток турбины подтвердили вариативность и возможность управления напряженностью H_p , А/м, путем формирования коэффициента термического расширения K_t (сжатие/растяжение). Эффективность предложенной технологии плазменного восстановления лопаток турбины доказана удовлетворительной фазовой металлотструктурой, представленной сред-

неигольчатый мартенситом и легированным ферритом, выделившимся по границам первичных аустенитных зерен в период кристаллизации. Твердость составляла 30÷40 HRC.

В работах [4, 7] показано, что комплексная обработка лопаток после их восстановления плазменной наплавкой повышает стойкость к холодным трещинам более чем в 1,5 раза. При этом структурных нарушений основы металла не наблюдается. Исследования причинно-следственных связей между динамической нагрузкой турбины и физико-механическими свойствами материала позволили расширить понимание формирования усталостных напряжений в структуре и их влияния на изменения фазовых составляющих восстановленных лопаток турбины ТЭЦ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Отчет** о научно-исследовательской работе "Разработка и внедрение энергоэффективной технологии восстановления лопаток сложной геометрии паровых и газовых турбин ТЭЦ высококонцентрированным источником плазменной энергии с адаптивной системой управления процессами". МРНТИ 44.31.31; 55.03.05; УДК 621.311.22; 621—192; 621.793. № госрегистрации 0115РК01226 / В. В. Савинкин, С. Н. Колисниченко, Д. А. Коптяев и др. Петропавловск: СКГУ им. М. Козыбаева, 2017. 150 с.
2. **Sophian A., Tian G., Fan M.** Erratum to: Pulsed Eddy Current Non-destructive Testing and Evaluation: A Review // Chinese Journal of Mechanical Engineering. 2017. V. 30. Iss. 6. P. 1473—1474.
3. **Roy A. A.** Take Stock of Turbine Blades Failure Phenomenon // Journal of The Institution of Engineers (India): Series C. 2018. V. 99. I. 1. P. 97—103.
4. **Савинкин В. В., Ратушная Т. Ю., Абильмажинова А. А.** Исследования концентрации внутренних напряжений в лопатках турбины ТЭЦ методом магнитной памяти мета // Метрология. 2017. № 1. С. 33—43.
5. **Diagnostic** and failure analysis in blades of a 300 MW steam turbine / J. A. Segura, L. Castro, I. Rosales, et. al. // Engineering Failure Analysis. 2017. V. 82. P. 631—641.
6. **Проблемы** при эксплуатации лопаток последних ступеней паровых турбин после восстановительного ремонта / А. М. Филиппов, Е. О. Голикова, А. Н. Сидоров, А. С. Азин // Актуальные проблемы в машиностроении. 2016. № 3. С. 17—22.
7. **Савинкин В. В., Ратушная Т. Ю., Кузнецова В. Н.** Исследование механических параметров лопаток турбин ТЭЦ, восстановленных плазменным источником энергии // Вестник КазНУ. 2018. № 6 (130). С. 337—345.
8. **Reduction** of turbine blade unsteady forces by shape modification of vanes for industrial gas turbines / X. Niu, L. Wang, D. Li, Q. Du // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT 2016 Seoul; South Korea. 2016. V. 3.
9. **Morhun S.** The influence of the blade feather constructional inhomogeneity on the turbine cooling blades stress-strain state // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. V. 2. I. 7—92. P. 11—17.
10. **Abhijit R. A.** Take Stock of Turbine Blades Failure Phenomenon // Journal of The Institution of Engineers (India): Series C. 2018. V. 99. Iss. 1. P. 97—103.