

ПРИМЕНЕНИЕ ЛИТЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОМ ОБОРУДОВАНИИ

Инженеры КОБЗАРЬ Ю. В., ВЫХОТА С. О., РУКАВИЧНИКОВ Г. А.,
канд. техн. наук КАЛИНИЧЕНКО А. С., докт. техн. наук КЕЗИК В. Я.,
канд. техн. наук ЖОРНИК В. И., инж. ВОРОНОВ Е. О.

*ОАО «Белэнергоремналадка»,
Белорусская государственная политехническая академия,
ИНДМАШ НАНБ*

Физический износ паротурбинного оборудования белорусской энергетики составляет 73...75 %, наработка многих турбин приближается или уже превысила расчетный ресурс в 250 тыс. часов. Кроме того, часть оборудования работает в режиме регулирования мощности энергосистемы с большим диапазоном разгрузки или даже остановов, что способствует нерасчетным тепловым и силовым деформациям корпусных узлов и деталей турбин, рассчитанных на базовый режим работы. В этих условиях появляется ряд критериев, ограничивающих диапазон нагрузок и режимов работы основного оборудования, определенных техническими условиями на его эксплуатацию. Необходимо также учитывать особенности сооружения тепловых электростанций в условиях плановой экономики Советского Союза в шестидесятые и семидесятые годы с сокращением затрат на строительную часть, в частности на сооружение фундаментов турбоагрегатов. По этой причине многие машины сегодня имеют по опорным конструкциям нерасчетные усадки и деформации, которые достигают несколько десятков миллиметров в вертикальном и горизонтальном направлениях.

Сочетание этих факторов на отдельных агрегатах приводит к вынужденному ограничению установленной электрической или тепловой мощности, достигающей 30 % и более от номинальной. К примеру, турбина К-300-240 (станционный № 3) Лукомльской ГРЭС имеет ограничение 280 МВт в процессе прогрева по допустимой температуре подшипников и их вибрации, турбины Т-250/300-240 (станционные № 4 и № 6) Минской ТЭЦ-4 могли работать только по одноступенчатой схеме подогрева сетевой воды при расчетной двухступенчатой и имели ограничения тепловой мощности до 80 Гкал/ч при расчетной 330 Гкал/ч из-за вибрации корпусов подшипников, оборотной составляющей и появления низкочастотной вибрации в 25 Гц и ниже при неизменном тепломеханическом состоянии агрегата. Это — первый признак наличия дефектов при тепловых расширениях турбоагрегатов.

Снижение мощности, естественно, приводит к перерасходу топлива на отпуск энергии. Так, по приближенной оценке, ущерб от ограничения отпуска теплоты с сетевой водой на блоке № 4 Минской ТЭЦ-4 составлял до 800 тыс. долларов США в год.

Второй признак ограничения тепловых расширений турбоагрегатов — увеличение продолжительности прогрева цилиндров при пусках, сопровождающееся периодическим ростом вибрации корпусов подшипников и относительных расширений роторов, достигающих предельных величин. В условиях эксплуатации единственная возможность стабилизации и уменьшения ограничивающих факторов — снижение темпа прогрева, а, следовательно, увеличение продолжительности пуска и затрат топлива

на пусковые операции. Вопрос актуален для всех турбин, но прежде всего для блочных электростанций. Например, для блоков 180 МВт Гомельской ТЭЦ-2 при требуемой продолжительности пуска и прогрева оборудования из холодного состояния 5...6 часов расход топлива на пуск составляет 28...30 т у. т.; из-за ограничений тепловых расширений цилиндров продолжительность пуска увеличивается до 12...16 часов с соответствующим ростом расхода топлива.

Следующий признак, проявляющийся как в сочетании с названными, так и независимо, — это недостаточное суммарное тепловое расширение турбины в прогретом состоянии и прогрессирующий недовозврат цилиндров в исходное состояние при полном остывании. Так, турбина Т-250/300-240 (станционный № 6) Минской ТЭЦ-4 в прогретом состоянии должна удлиняться на 50 мм, фактически удлинялась до 48 мм; недовозврат в холодное состояние за год наблюдений увеличился с 2 до 4 мм. Аналогичные процессы происходили и на турбине Т-250/300-240 (станционный № 4) той же ТЭЦ. Следствием их является накопление упругих и остаточных деформаций в недостаточно жестких узлах и цилиндрах. В условиях эксплуатации это проявлялось перегрузкой и вибрацией встроенных в ЦНД подшипников. При вскрытии цилиндров во время капитальных ремонтов на всех турбинах Т-250/300-240 Минской ТЭЦ-4 был выявлен полный износ сегментов уплотнений ЦСД-2, обрывы ребер жесткости сварных выхлопных патрубков цилиндров низкого давления, а на турбине № 4 потребовалось усиление средней (сварной) части ЦСД-2 дополнительными тягами-распорками. Недостаточное тепловое расширение турбины явилось причиной снижения как надежности узлов и агрегата в целом за счет их износа и повреждения, так и экономичности за счет увеличения протечек пара через концевые уплотнения цилиндров.

Это — видимые проблемы, полное или частичное решение которых закладывается в задачи капитальных ремонтов оборудования. В процессе подготовки и проведения ремонтов диагностическими и инструментальными методами определяются скрытые дефекты, от устранения которых зависит экономичность и надежность последующей эксплуатации энергетических турбин.

К скрытым дефектам паровых энергетических турбин следует отнести расцентровки: валопровода в корпусах подшипников по расточкам масляных уплотнений, по расточкам паровых уплотнений цилиндров, приточной части по радиусу по сопловым аппаратам. Данные дефекты не поддаются устранению без отступлений от требований нормативно-технической документации на ремонт оборудования. На практике такие отступления в силу причин экономического характера иногда имеют место, но в результате оборудование вводится в эксплуатацию с ограниченной ремонтпригодностью при регламентных работах, повышенной пожароопасностью из-за увеличенных протечек масла по масляным уплотнениям, сниженным КПД проточной части.

Следует обратить внимание на скрытые дефекты фундаментов и опорных конструкций корпусов подшипников турбоагрегатов, ревизия и восстановление которых вообще не предусмотрены требованиями НТД на типовые капитальные ремонты. К ним относятся: сложное остаточное опрокидывание фундаментных плит корпусов подшипников в поперечном и продольном направлениях, остаточное или динамичное кручение ригелей фундаментов и, как следствие, износ продольных шпо-

нок корпусов подшипников и поперечных шпонок лап цилиндров с прогрессирующим ростом зазоров в сопрягаемых узлах с 0,07 до 0,2 мм и более, что в свою очередь вызывает появление дополнительных, направленных по нормали усилий величиной в 100...120 т на контактную поверхность площадью 6000 мм², т. е. с удельной нагрузкой около 200 МПа. Они устранялись только ремонтом турбоагрегатов.

Для выяснения причин явных и определения скрытых дефектов специалистами ОАО «Белэнергоремналадка» разработана система диагностики турбин, позволяющая на стадии подготовки ремонтов с высокой степенью достоверности планировать объемы работ по восстановлению работоспособности оборудования штатными технологиями или его реконструкции.

Что касается штатных технологий, то они в свое время разрабатывались для турбин с небольшой наработкой по ресурсу и сводились к ревизии, очистке и замене смазки контактных поверхностей шпоночных узлов и опорных поверхностей узлов турбин. В качестве смазки применялся чешуйчатый графит или смесь дисульфида молибдена с огнестойким маслом. Опыт показал, что проблемы с расширениями турбин появлялись на третьем году эксплуатации при использовании дисульфида молибдена и на четвертом — чешуйчатого графита, что явно недостаточно и неприемлемо при переходе на систему ремонтов по наработанному ресурсу с 6–7-летним межремонтным периодом. Потребовались новые решения, касающиеся смазок и антифрикционных материалов.

Впервые в Беларуси проблема применения новых антифрикционных материалов встала в 1997–1998 гг. на турбинах Т-250/300-240 Минской ТЭЦ-4, одна из которых по указанным выше причинам была выведена в капитальный ремонт аварийно.

Рассмотрим предложения промышленности и науки, которыми располагала белорусская энергетика при решении вопросов улучшения скольжения трущихся поверхностей и устранения дефектов фундаментных плит энергетических турбин.

Первое, установка металлофторопластовой ленты (МФЛ) российского производства под всю опорную поверхность корпуса подшипника [1]. Материал рекомендован заводами-изготовителями (ЛМЗ и УТМЗ) и ведущими энергоремонтными предприятиями Российской Федерации. МФЛ имеет низкий коэффициент трения (не более 0,18), но она ограничена в применении для тяжелонагруженных узлов по удельным нагрузкам, имеет недостаточный ресурс (6–7 лет) и не может работать в среде с маслом и пылью. МФЛ может быть применена только на опорных поверхностях фундаментных плит новых или недеформированных фундаментов с компенсацией на них до 40 % усилий трения, но не в узлах продольных шпонок. Технология отработана и обратима, однако установка МФЛ не решает вопросов устранения деформаций фундаментов. При использовании МФЛ на турбинах Лукомльской ГРЭС и Гомельской ТЭЦ-2 проблемы тепловых расширений появились через 4–5 лет эксплуатации, т. е. в сроки, соизмеримые с применением графитовой смазки.

Второе, применение пар трения с агломерированной бронзой (АБ) фирмы АВВ. Материал имеет низкий, но не стабильный коэффициент трения; требует оптимизации и стабилизации режима работы по удельным нагрузкам, а, следовательно, ограничен при использовании на уз-

лах энергетических турбин. Технология внедрения отработана на оборудовании Украины, обратима. Применение АБ не решает вопросов тепловых и силовых деформаций фундаментов в переменных режимах, но компенсирует их неравномерные усадки. Материал имеет средние стоимостные показатели.

Третье, монтаж плиток Johnson под всей опорной поверхностью корпуса подшипника. По триботехническим показателям материал плиток аналогичен агломерированной бронзе. В республиках СНГ технология их монтажа не отработана и необратима. Для внедрения требуются большие и сложные работы по реконструкции узлов оборудования. Самый дорогой материал.

Четвертое, литые композиционные материалы с макронеоднородной структурой, разработанные учеными Белорусской государственной политехнической академии [2]. Материал по триботехническим характеристикам стабилен во всем диапазоне нагрузок энергетического оборудования. Технология внедрения отработана практически для всех типов турбин [3]. Работы по совершенствованию технологии и расширению диапазона применения материала продолжаются. Значительная часть исследований выполнена совместно учеными БГПА и ИНДМАШ НАНБ в рамках программы «Алмазы» под руководством академика НАНБ П. А. Витязя [4]. На нереконструируемых и недеформированных шпоночных узлах применена смазка на основе ультра-дисперсных алмазов, разработанная Институтом надежности машин НАН Беларуси [5]. Цена новых разработанных материалов выше цены МФЛ, но значительно ниже других.

В табл. 1 приведены некоторые сравнительные данные по основным материалам, используемым для нормализации теплового расширения турбоагрегатов.

Таблица 1

Свойства	Композиционные материалы	Агломерированные бронзы	Металлофторопласты
Прочность на сжатие, МПа	Свыше 1000	170...200	5
Предел пропорциональности при сжатии, МПа	300	—	—
Износостойкость, мкм/км	0,01	0,01...0,015	3
Коэффициент термического расширения	$1,1 \cdot 10^{-5}$	$1,2 \cdot 10^{-5}$	$(1,5...2,1) \cdot 10^{-5}$
Коэффициент трения—скольжения (сухое трение)	0,05...0,07	0,15...0,18	0,18
Работа в присутствии масла	Допустима	Не допустима	Не допустима
Работа в присутствии воды	Допустима	Не допустима	Не допустима
Работа в присутствии пыли	Допустима	Не допустима	Не допустима

Как видно из табл. 1, по всем параметрам и условиям работы энергетическую отрасль в большей степени удовлетворяют композиционные материалы на основе кремниевой бронзы с макронеоднородной структурой. Они и приняты для реконструкции узлов турбинного оборудования в Белорусской энергосистеме. Следует отметить, что в качестве аль-

тернативного варианта реконструкции турбин К-300-240 Лукомльской ГРЭС руководством станции и концерна «Белэнерго» принята установка МФЛ на блоке № 2. По оценке специалистов ГРЭС, затраты в сопоставимых ценах на установку МФЛ оказались выше аналогичных затрат на установку композиционных материалов.

За 1998–2000 часов творческим коллективом в составе сотрудников ОАО «Белэнергоремналадка», научных работников Белорусской государственной политехнической академии и Института надежности машин НАНБ разработаны конструктивные решения и технология внедрения композиционных материалов для турбинах Т-250/300-240, К-300-240, Т-100-130 [6]. Всего реконструировано шесть турбин. В настоящее время ведутся работы по внедрению материалов на турбинах Т-180/210-130 и ПТ-65-130, после чего будет охвачен весь спектр состава энергетического турбинного оборудования производства стран СНГ.

Результаты внедрения материалов. На турбинах типа Т-250/300-240 и К-300-240 сняты все ограничения по режимам эксплуатации, в том числе и конструктивные недостатки завода-изготовителя. По виброрейтингу, а это объективный результирующий показатель надежности турбоагрегата, после реконструкции турбины имеют самый высокий показатель. Такие же результаты по надежности получены и на турбине К-300-240 (станционный № 1) Лукомльской ГРЭС. На этой турбине, кроме того, за счет устранения дефектов фундамента и, как следствие, перцентровки ее проточной части по требованиям вновь монтируемой достигнут в результате ремонта максимальный прирост КПД, соответствующий новой машине.

На рис. 1 и 2 приведены фотографии пластин из композиционных материалов, устанавливаемых под поверхности скольжения корпусов опор подшипников турбины и проставки в узлах продольных шпонок.

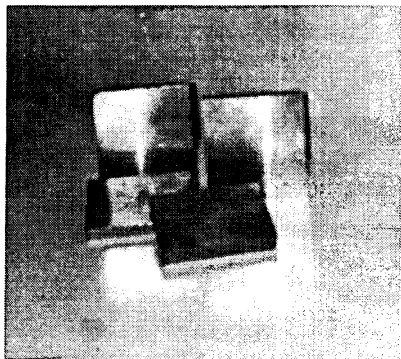


Рис. 1. Пластины из композиционного материала

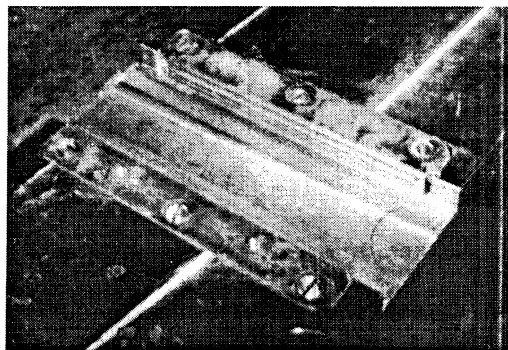


Рис. 2. Проставки в узле продольной шпонки

ЛИТЕРАТУРА

1. Совершенствование (восстановление) показателей температурных расширений цилиндров паровых турбин при пуско-остановочных режимах / Э. А. Дон, Г. Д. Авруцкий, А. Н. Михайлова и др. // Электрические станции. — 1999. — № 2. — С. 12–15.

2. Износостойкий композиционный материал для экстремальных условий эксплуатации / А. С. Калиниченко, В. Я. Кезик, К. Э. Барановский, Е. А. Воронин // Конкурентоспособные и прогрессивные технологии, машины и механизмы в условиях современного рынка: Тез. докл. — Могилев, 2000. — С. 129.

3. Р е к о м е н д а ц и и по ремонту и реконструкции тяжело нагруженных узлов скольжения с использованием композиционных материалов // В. И. Жорник, А. С. Калиниченко, В. Я. Кезик и др. — Мн.: ИТК НАНБ, 2000. — 87 с.

4. В л и я н и е материала фрикционной пары на триботехнические свойства смазки, модифицированной ультрадисперсными алмазами / П. А. Витязь, В. И. Жорник, В. А. Кукареко, А. С. Калиниченко // Трение и износ. — 2000. — Т. 21, № 5. — С. 525–533.

5. П р и м е н е н и е композиционных материалов и алмазосодержащих смазочных покрытий в тяжело нагруженных узлах скольжения / А. С. Калиниченко, В. И. Жорник, В. Я. Кезик, В. А. Кукареко // Теоретические и технологические основы управления и восстановления изделий машиностроения: Сб. науч. тр. / Под ред. С. А. Астапчика, П. А. Витязя. — Мн.: Технопринт, ПГУ, 2001. — С. 171–175.

6. У с т р а н е н и е ограничений теплового расширения паровых турбин / Ю. В. Кобзарь, С. О. Выхота, В. Я. Кезик, А. С. Калиниченко // Конкурентоспособные и прогрессивные технологии, машины и механизмы в условиях современного рынка: Матер. межд. НТК. — Могилев, ММИ, 2000. — С. 437.

Представлена кафедрой
промышленной теплоэнергетики
и теплотехники БГПА

Поступила 27.06.2001

УДК 621.311

О ПОКАЗАТЕЛЯХ СОВЕРШЕНСТВА ПРОЕКТИРУЕМЫХ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДЕЙСТВУЮЩИХ ПГУ-ТЭЦ

Засл. деят. науки и техн. РФ, докт. техн. наук, проф. АНДРЮЩЕНКО А. И.

Саратовский государственный технический университет

Современные парогазовые ТЭЦ представляют собой сложную систему, осуществляющую комбинированную и частично раздельную выработку электрической и тепловой энергии. Наиболее эффективной из них является комбинированная энергоустановка, состоящая из высокотемпературной ГТУ, котла-утилизатора (К-У) двух-трех давлений пара и паровой турбины с отборами пара и противодавлением. Дополнительно устанавливается камера дожигания для покрытия максимума нагрузки. Конденсационная выработка электроэнергии в паровой турбине как низкоэкономичная обычно отсутствует (рис. 1). Подобную установку часто называют бинарной, хотя она работает одновременно по нескольким рабочим циклам (рис. 2).

В отличие от простейших одноцелевых ТЭС, энергетическое совершенство которых и качество эксплуатации можно оценить с помощью общего электрического КПД $\eta_{э}^{кэс}$ или удельного расхода топлива $v_{э}$, осуществить оценку подобным образом ТЭЦ невозможно [1]. Об этом свидетельствуют неудачные попытки создать единый КПД ТЭЦ, применение частных КПД по выработке электроэнергии $\eta_{э}^{тэц}$ и теплоты $\eta_{тэ}^{тэц}$, а также частных удельных расходов топлива $v_{э}^{тэц}$ и $v_{тэ}^{тэц}$. Все эти частные показатели зависят главным образом от принятого метода раз-