

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ С МАКРОГЕТЕРОГЕННОЙ СТРУКТУРОЙ ДЛЯ НОРМАЛИЗАЦИИ ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Инж. КОБЗАРЬ Ю. В., докт. техн. наук, проф. КАЛИНИЧЕНКО А. С.¹⁾,
инж. ВОРОНОВ Е.О.²⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет,

²⁾РУП «МИНСКЭНЕРГО»

При эксплуатации многоцилиндровых паровых турбин возникает ряд проблем, связанных с тепловыми перемещениями узлов турбоагрегатов, поэтому устранение этих проблем является важной задачей для теплоэнергетики. Следует отметить, что нормализация тепловых перемещений паровых энергетических турбин – задача многоцелевая и в каждом конкретном случае должна носить индивидуальный характер. При этом всегда должны решаться задачи по снижению сил трения поверхностей скольжения корпусов подшипников и шпоночных узлов цилиндров, а также устраняться дефекты, возникающие в процессе эксплуатации паровых турбин при оптимальных затратах.

В процессе эксплуатации многоцилиндровых турбин возникают проблемы, ограничивающие электрическую и тепловую мощность турбины и влияющие на надежность оборудования, в частности:

- неполное тепловое расширение турбины при прогреве и пуске;
- недовозврат корпусов подшипников в исходное положение после остывания цилиндров и фундамента турбины;
- непрогнозируемое изменение вибросостояния валопровода турбины при переменных режимах;
- повышение температуры баббита упорных подшипников (иногда с разрушением);
- протечки масла через масляные уплотнения корпусов цилиндров;
- парения через концевые уплотнения цилиндров;
- задевания роторов за детали статора.

Все эти дефекты прямо или косвенно связаны с нерасчетным перемещением корпусов подшипников по фундаментным рамам, а также опорных лап по шпоночным узлам.

Существует ряд причин, приводящих к появлению вышеупомянутых дефектов. Прежде всего, наблюдается неравномерность прогрева фланцев цилиндров слева и справа. Известно, что горизонтальные фланцы слева и справа имеют разные геометрические размеры по технологическим причинам изготовления цилиндров. Вследствие этого допустимая разница средней температуры фланцев в 10 °С может привести к изменению геометрических размеров цилиндра, так как сторона с меньшими геометрическими размерами быстрее прогревается и, следовательно, быстрее расширяется. Эта неравномерность прогрева приводит к «развороту» корпусов подшипников в горизонтальной плоскости (деформация за счет разных усилий от лап цилиндров на корпуса подшипников), заклиниванию продольных шпонок дополнительным, нормально направленным в горизонтальной плоско-

сти усилием, препятствующим перемещению корпусов подшипников, и, как следствие, к расцентровке валопровода. Существующие системы обогрева фланцев довольно часто не настроены (или не могут быть настроены на все режимы прогрева) и не обеспечивают равномерность температур по фланцам. Вдобавок к этому, имеет место неравномерный прогрев цилиндров вследствие парциального подвода пара, т. е. в зависимости от того, какие регулирующие клапаны открыты, цилиндр прогревается неравномерно не только в поперечном сечении (верх–низ, лево–право), но и по длине.

Факт «разворота» корпусов подшипников подтверждается как результатами тепломеханических испытаний, так и непосредственным осмотром и замерами зазоров продольных шпонок. После демонтажа корпусов подшипников были видны следы неравномерного износа продольных шпонок, который проявлялся в том, что передняя шпонка изнашивалась с правой стороны, а задняя – с левой, или наоборот. Неравномерное расширение заложено в конструкцию турбины и может сглаживаться применением антифрикционных материалов в узлах трения.

Вторая причина нерасчетного расширения корпусов подшипников – влияние присоединенных к цилиндрам трубопроводов. Довольно часто опорно-подвесная система внутритурбинных трубопроводов находится в неудовлетворительном состоянии: монтажная трассировка трубопроводов имеет отличия от проектных чертежей, не выполняются периодический осмотр опор и подвесок и своевременное устранение обнаруженных дефектов. Кроме того, на некоторых турбинах трубопроводы спроектированы так, что усилия от трубопроводов имеют направление, противоположное расширению турбины, препятствующее нормальному перемещению корпусов подшипников как в режиме прогрева, так и остывания оборудования. Этот дефект может быть устранен перерасчетом внутритурбинных трубопроводов с последующей наладкой их опорно-подвесной системы независимо от применяемого антифрикционного материала.

Необходимо принимать во внимание также дефекты и особенности фундаментов и опорных конструкций корпусов подшипников. На некоторых турбинах имеет место неравномерная осадка фундаментов. Вследствие этого корпуса подшипников не только оседают на разную величину, но и отклоняются от вертикали по одной или двум плоскостям. Иногда в эксплуатации из-за недостаточной тепловой изоляции трубопроводов и цилиндров турбины и больших, направленных на фундамент, протечек из изношенных концевых уплотнений происходят кручение и деформация ригелей и фундаментов и, как следствие, излом осей по продольным шпонкам корпусов подшипников и поперечных шпонок лап цилиндров. Явление сопровождается большими нормально направленными усилиями на продольные и вертикальные шпонки, вызывающие появление на них натиров и задиоров металла. Такие дефекты конструкции турбоустановки в целом не всегда устраняются ремонтными технологиями, но эффект снижения сил трения на поверхностях скольжения всегда имеет место при применении в последних необходимых антифрикционных материалов.

Перечисленные дефекты проявляются в различных переменных режимах эксплуатации паровых турбин. Наиболее неблагоприятный режим,

с точки зрения проявления дефектов тепловых расширений, – естественное остывание из горячего состояния. В этом режиме может быть определена величина теплового невозврата расширения турбины по корпусам подшипников до холодного состояния.

Специалистами-энергетиками и учеными был произведен поиск и анализ триботехнических материалов, которые могли бы использоваться для устранения дефектов тепловых расширений паровых турбин. При этом рассматривались серийные или опытные предложения промышленности по триботехническим материалам. Была разработана конструкторская и технологическая документация по установке деталей из выбранных материалов под конкретные узлы трения. Наиболее удовлетворяющими по стабильности и допустимым величинам триботехнических характеристик для всех узлов паровых турбин являются композиционные материалы с макронеоднородной структурой, получаемые твердофазным синтезом [1].

Структура литых композиционных материалов представляет собой на макроуровне упрочняющие элементы из железоуглеродистых гранул диаметром 0,8–1,6 мм равномерно распределенные в матрице. Поскольку описываемые композиционные материалы предназначены для применения в тяжело нагруженных узлах с температурой эксплуатации до 300 °С, то в качестве матричных сплавов используются кремнистые бронзы, которые отличаются высокими механическими и антифрикционными свойствами, хорошей коррозионной стойкостью. Композиционные материалы получены с использованием литейной технологии, что обеспечивает низкую стоимость по сравнению с композитами, полученными методами порошковой металлургии, и позволяет изготавливать достаточно крупные детали любой формы. В качестве материала ответной пары узла трения для работы с литыми композиционными материалами применяются различные стали

с твердостью HRC 40-52.

Впервые литые композиционные материалы были применены на турбине Т-250-240 (ст. № 6 Минской ТЭЦ-4) в 1998 г. Несмотря на то что турбина относительно новая (смонтирована в 1992 г.), при ее испытаниях были отмечены следующие проблемы:

- невозврат корпусов подшипников № 3, 2, 1 при остывании соответственно на 9,0; 8,5 и 5,0 мм;
- несинхронное и неравномерное слева и справа продольное перемещение всех корпусов подшипников; наблюдалось поперечное смещение второго корпуса подшипника со стороны генератора от оси продольной шпонки;
- недопустимые разности поперечных перемещений (более 0,5 мм) слева и справа по средним и задним лапам ЦСД-2; несинхронность продольных перемещений ЦСД-2 по средним лапам слева и справа. Накапливалось смещение средних лап ЦСД-2 на генератор в холодном состоянии, т. е. имел место ложный фиксункт в районе 3-го корпуса подшипника;
- относительное смещение при пуске переднего камина ЦСД-2 в сторону блока регулирования и заднего камина ЦСД-2 в сторону генератора;

- имело место полное истирание усов сегментов концевых уплотнений; относительное удлинение РСД-2 имело недопустимое значение;
- сработаны частично или полностью надбандажные уплотнения ЦСД-1;
- было зафиксировано смещение опорной рамы ЦСД-2-ЦНД в сторону генератора с осевой деформацией рамы.

Эти дефекты ограничивали возможность работы турбоагрегата по двухступенчатой схеме подогрева сетевой воды.

После капитального ремонта 1997 г. все вышеперечисленные проблемы сохранились, т. е. стандартными ремонтными операциями (типовой капитальный ремонт) устранить выявленные дефекты не удалось. Кроме того, практически сразу после капитального ремонта было два аварийных останова турбины. При этом было выявлено, что при каждом последующем останове величина невозврата корпусов подшипников увеличивалась, а величина теплового расширения турбины превышала нормативные значения на 4–5 мм, т. е. имело место накопление остаточной деформации в корпусных деталях турбины.

Во время аварийного капитального ремонта в 1998 г. было принято решение о применении композиционных материалов с макроструктурой для устранения вышеописанных дефектов. Для увеличения подвижности корпусов подшипников пластины из композиционных материалов установили в плоскости скольжения фундаментной рамы (рис. 1) и подошвы корпуса подшипника, а для снижения вероятности заклинивания продольных шпонок были установлены композитные проставки в продольные шпоночные пазы всех корпусов подшипников (рис. 2).



Рис. 1. Фундаментная рама с установленными плитками из композиционных материалов с макроструктурой и плитки перед установкой (верхний левый угол)

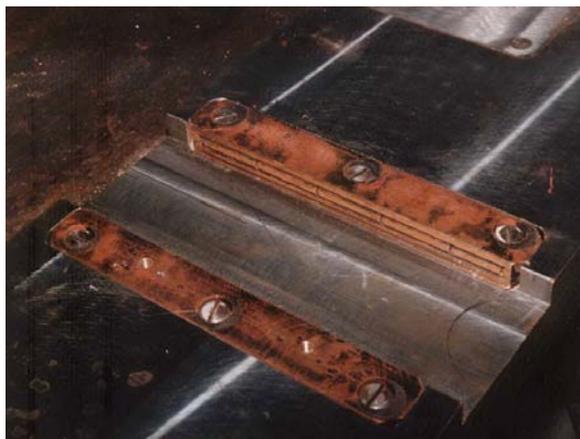


Рис. 2. Композиционные проставки в шпоночном пазу

После выполнения всех этих мероприятий были проведены тепломеханические испытания турбины, которые подтвердили правильность принятого решения и показали положительный эффект применения литых композиционных материалов:

- все корпуса подшипников перемещаются в продольном направлении равномерно и плавно без недопустимых «скачков»;
- имевшее место до ремонта запаздывание расширения 3-го корпуса подшипника исчезло, явление ложного «фиксункта» не наблюдалось;
- средние опоры ЦСД-2 перемещаются синхронно и симметрично, обратного (в сторону генератора) перемещения ЦСД-2 не наблюдалось;
- осевая деформация опорной рамы ЦСД-2-ЦНД не наблюдалась, перемещение происходит на блок регулирования, характер перемещения симметричный;
- малые (в пределах зазора в продольных шпонках) величины поперечных смещений ступеней свидетельствуют о нормальной работе продольных шпонок, подрыва ступеней не наблюдалось;
- изменение осевых зазоров в переднем и заднем каминных уплотнениях ЦСД-2 происходило симметрично;
- в целом состояние турбины соответствует вновь смонтированной.

Такое состояние турбины сохранялось на протяжении всего периода эксплуатации до следующего капитального ремонта 2003 г. Во время капитального ремонта в 2003 г. были обследованы корпуса подшипников, композиционные вставки и продольные шпонки. Инструментальные измерения показали, что состояние всех этих элементов хорошее, следов износа композитных материалов нет, на продольных шпонках нет натиров или задиров. В настоящее время турбина эксплуатируется, и ее состояние также остается хорошим.

В период с 1998 по 2009 г. в Белорусской энергосистеме мероприятия по нормализации тепловых перемещений турбин с применением только разработанных композиционных материалов или в сочетании с другими антифрикционными материалами выполнены на пятнадцати следующих турбинах:

- 1) К-300-240 ст. № 8 Лукомльской ГРЭС (1998 г.) – корпус подшипника №1;
- 2) Т-250-240 ст. № 6 МТЭЦ-4 (1998 г.) – корпуса подшипников № 1, 2, 3; продольные шпонки; опоры под лапы ЦСД-2 (2003 г.);
- 3) Т-250-240 ст. № 4 МТЭЦ-4 (1999 г.) – корпуса подшипников № 1, 2, 3; продольные шпонки;
- 4) К-300-240 ст. № 1 Лукомльской ГРЭС (1999 г.) – корпуса подшипников № 1, 2; продольные шпонки;
- 5) Т-250-240 ст. № 5 МТЭЦ-4 (2000 г.) – корпуса подшипников № 1, 2, 3; продольные шпонки; опоры под лапы ЦСД-2;
- 6) Т-100-130 ст. № 7 МТЭЦ-3 (2000 г.) – корпуса подшипников № 1, 2; продольные шпонки;
- 7) Т-180/210-130 ст. № 2 Гомельской ТЭЦ-2 (2001 г.) – корпуса подшипников № 1, 2; продольные шпонки;
- 8) ПТ-60-130/13 ст. № 6 МТЭЦ-3 (2001 г.) – все поперечные шпонки;
- 9) К-300-240 ст. № 4 Лукомльской ГРЭС (2002 г.) – корпуса подшипников № 1, 2; продольные шпонки;
- 10) К-300-240 ст. № 3 Лукомльской ГРЭС (2002 г.) – корпуса подшипников № 1, 2; продольные шпонки;
- 11) К-300-240 ст. № 6 Лукомльской ГРЭС (2003 г.) – корпуса подшипников № 1, 2; продольные шпонки;
- 12) ПТ-65-130/13 ст. № 2 Новополоцкой ТЭЦ (2003 г.) – корпус подшипника № 2 и его продольные шпонки;
- 13) ТК-330-240 ст. № 1 МТЭЦ-5 (2005 г.) – продольные шпонки корпусов подшипников № 1, 2;
- 14) ПТ-50-130/13 ст. № 6 Новополоцкой ТЭЦ (2005 г.) – продольные шпонки и плоскость скольжения корпуса подшипника № 1;
- 15) ПТ-135/165-130 ст. № 8 Новополоцкой ТЭЦ (2008–2009 гг.) – продольные шпонки и плоскость скольжения корпусов подшипников № 1, 2.

Как показывает опыт эксплуатации этих турбин, разработанная технология нормализации тепловых перемещений турбин с использованием деталей из композиционных материалов с макрогетерогенной структурой позволяет практически полностью решить проблемы, обусловленные осадкой фундаментов, тепловых перемещений многоцилиндровых турбин. Решены задачи по улучшению вибросостояния, устранению роста температуры колодок упорного подшипника, протечек масла через масляные уплотнения и пропусков пара через концевые уплотнения. В целом это позволило снять ограничения по режимам эксплуатации турбоагрегата. Накопленного опыта достаточно для применения данной технологии на турбине любого типа при наличии проблем тепловых расширений.

Экономический эффект от применения разработанной технологии ремонта с применением композиционных материалов с макрогетерогенной структурой сложно оценить из-за необходимости учета большого количества факторов.

Его можно оценить для частного случая, для чего рассмотрим эффект от мероприятий по нормализации тепловых перемещений турбины Т-250-240 УТМЗ с применением литых композиционных материалов при

снятии ограничений по двухступенчатой схеме подогрева сетевой воды при определенном режиме работы.

Предполагаемый экономический эффект определяли сравнением необходимого количества удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии по одно- и двухступенчатой схеме подогрева сетевой воды при равных электрической и тепловой нагрузках. Для этого использовали нормативные энергетические характеристики турбины Т-250-240 Минской ТЭЦ-4. До проведения работ по нормализации тепломеханического состояния турбина работала в одноступенчатом режиме.

При мощности блока $N = 200$ МВт (средняя мощность блока за год) и тепловой нагрузке $Q_T = 180$ Гкал/ч удельное количество теплоты по одноступенчатой схеме $q^1 = 1370$ ккал/кВт, удельное количество теплоты по двухступенчатой схеме $q^2 = 1350$ ккал/кВт.

При средней годовой выработке электроэнергии одним блоком $\mathcal{E} = 1200000$ кВт·ч получим годовую экономию количества теплоты

$$\Delta Q_{\text{год}} = \mathcal{E}(q^1 - q^2) = 1200000 \cdot (1370 - 1350) = 24 \cdot 10^6 \text{ Гкал},$$

или

$$\Delta B_{\text{усл}} = \frac{\Delta Q_{\text{год}}}{7000 \eta_{\text{ка}} \eta_{\text{тп}}} = \frac{24 \cdot 10^6 \text{ Гкал}}{7000 \cdot 0,94 \cdot 0,98} = 3721 \text{ т у. т.},$$

или в пересчете на натуральное топливо (мазут М-100)

$$\Delta B_{\text{мазут}} = \frac{\Delta B_{\text{усл}}}{\frac{Q_{\text{м}}}{Q_{\text{ут}}}} = \frac{3721}{\frac{9650}{7000}} = 2700 \text{ т},$$

где $Q_{\text{ут}} = 7000$ ккал/кг – теплота сгорания условного топлива; $Q_{\text{м}} = 9650$ ккал/кг – теплота сгорания сернистого мазута М-100; $\eta_{\text{ка}}$, $\eta_{\text{тп}}$ – КПД котлоагрегата и КПД теплового потока, соответственно равные 0,94 и 0,98.

Таким образом, при нормализации тепловых перемещений турбины Т-250-240 с использованием деталей из разработанных композиционных материалов только за счет снятия ограничений по двухступенчатой схеме подогрева сетевой воды по приблизительной оценке в год сэкономлено 3721 т у. т., или 2700 т мазута М-100.

Для определения фактического экономического эффекта от мероприятий по нормализации тепловых перемещений турбины необходимо учитывать результаты реконструкции в комплексе – повышение надежности, снижение продолжительности пуска турбины, а также условия работы оборудования (режимные факторы), которые для каждой конкретной турбины и станции индивидуальны.

ВЫВОДЫ

Разработанные технология ремонта и композиционные материалы с макрогетерогенной структурой позволили после реконструкции паровых турбин обеспечить их тепломеханическое состояние на уровне вновь смон-

тированных. Работы по нормализации тепломеханического состояния турбоагрегатов охватывают практически все типы применяемых в Республике Беларусь турбин. Имеющийся опыт позволяет использовать разработанную технологию для реконструкции любых паровых турбин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Применение литых композиционных материалов в теплоэнергетическом оборудовании / Ю. В. Кобзарь [и др.] // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2001. – № 4. – С. 73–78.

Представлена кафедрой

промтеплоэнергетики и теплотехники Поступила 05.03.2013