

ления) самоустанавливающимися газовыми опорами. Результаты испытаний шпиндельного узла на точность обработки показали, что отклонение от круглости составляет не более 0,2 мкм (5, 6 качества точности), волнистость – до 0,1 мкм, шероховатость поверхности R_a не более 0,03 мкм. Установлено также, что разработанная конструкция ШУ при работе опоры с включенным электромагнитом позволяет снизить износ шлифовального круга на 10% по сравнению с работой ШУ в гибридном режиме с отключенным электромагнитом, и на 40% по сравнению с отраслевой конструкцией шпинделя мод. ВШГ 000.000РЭЭ на опорах качения. При этом за счет увеличенной быстроходности шпиндельного узла сокращено операционное время обработки на финишных операциях в 2,8 раза, и 1,7 раза на предварительных операциях [3]. Применение магнитной силы позволяет повысить несущую способность газостатического подшипника. Повышение несущей способности подшипника позволит уменьшить время производственной операции, а значит, и увеличить производительность металлообрабатывающего оборудования. Кроме этого это позволит расширить технологическую зону применения шпиндельных узлов на газостатических подшипниках.

Список литературы

1. Металлорежущие станки / В.Г. Беляев, А.А. Гаврюшин, А.А. Какойло и др.; под ред. В.Э. Пуш. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
2. Космынин А.В., Кабалдин Ю.Г., Виноградов В.С., Чернобай С.П. Эксплуатационные характеристики газовых опор высокоскоростных шпиндельных узлов. – М.: Академия естествознания, 2006. – 219 с.
3. Щетинин В.С. Основы проектирования высокоскоростных шпиндельных узлов на газоманнитных опорах / А.В. Космынин, В.С. Щетинин, А.С. Хвостиков. – Владивосток: Дальнаука, 2011. – 178 с.

ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА ОБОРУДОВАНИЯ ТЭЦ

Хвостиков А.С. Космынин А.В.,
Щетинин В.С. Рябых И.В.

*ФГБОУ ВПО «Комсомольский-на-Амуре
государственный технический университет»,
Комсомольск-на-Амуре, e-mail: AvKosm@knastu.ru*

Одна из основных проблем эксплуатации оборудования на ТЭЦ ДВФО – изношенное до критического состояния и выработавшее свой ресурс оборудование. Эксплуатация оборудования в текущем состоянии приводит к частым поломкам. При этом невозможность замены оборудования вследствие нехватки денег приводит к дополнительным затратам направленные на устранение аварий, возникших в результате эксплуатации критически изношенного оборудования. Выход из строя оборудования заставляет эксплуатировать параллельно работающее оборудование на пределе мощности. Эксплуатация оборудования на более высоких режимах увеличивает вероятность выхода его из строя.

Вследствие вышесказанного можно сделать вывод о значительном увеличении числа поломок и удорожании стоимости эксплуатации оборудования и как следствие повышение тарифов тепло- и электроснабжения. Значительно снизить затраты на ремонт оборудования может своевременный ремонт. Снижение сроков работы оборудования между ремонтами вносит дополнительные затраты не внося при этом видимого эффекта. При этом эксплуатация энергетического оборудования при повышенных уровнях вибрации ухудшает эксплуатационные и экономические показатели турбин.

Оптимальным выходом из сложившейся ситуации является диагностика работы оборудования по результатам вибродиагностики. В настоящее время разработано и принято большое количество стандартов регламентирующих и обязывающих проведение вибрационной диагностики оборудования ТЭЦ, например: ГОСТ Р 53564-2009 Контроль состояния и диагностика машин. Мониторинг состояния оборудования опасных производств. ИСО 5348, Вибрация и удар – Оценка состояния машин по результатам измерения вибрации вращающихся валов – Часть 2: Крупные стационарные паровые турбины и генераторы мощностью свыше 50 МВт номинальной скоростью 1500, 1800, 3000 об/мин. ИСО 10816-4 Вибрация – Оценка состояния машин по результатам измерения вибрации на вращающихся частях – Часть 4: Установки с приводом от газовых турбин за исключением авиационных ГОСТ 30576-98 Вибрация. Насосы центробежные питательные тепловых электростанций. Нормы вибрации и общие требования к проведению измерений и др. Вышеозначенные стандарты регулируют порядок проведения, допустимые нормы вибраций и другие действия, необходимые для проведения вибрационной диагностики. Однако при этом руководство ТЭЦ с неохотой идет на установку вибродиагностирующей аппаратуры.

Останавливающим фактором по внедрению вибродиагностики на ТЭЦ являются высокая стоимость, а также сложность монтажа и обслуживания оборудования для ТЭЦ средней мощности требуется более 1000 различных датчиков и большое количество измерительного, регистрирующего и анализирующего оборудования. Стандарты описывают предельный уровень вибрации по амплитуде, например виброскорости или виброускорения. Данный параметр говорит о наличии неисправности которая в дальнейшем может привести к серьезной поломке оборудования, при этом не указывая на причину и место возникновения этой неисправности. С помощью визуального контроля зачастую не удается также определить вид неисправности, и оборудование продолжает использоваться при повышенных уровнях вибрации, что приводит к серьезной его поломке и длительному выходу из строя.

Определение причины повышения уровня вибрации занимает более длительное время и требует большее количество знаний о вибрационной диагностике и более сложной и чувствительной аппаратуре. Наиболее просты в диагностике неисправности электродвигатели, роторы, насосы, турбины, компрессоры и другие механизмы с вращающимися частями. Основные неисправности таких машин – поломка опор или прогиб вала. Так вибрационный контроль позволяет выявить и месторасположение неисправной опоры, и вид дефекта (трещина сепаратора или дефект ролика или др.) С помощью вибрационной диагностики возможно определение степени накопления повреждений многоциклового усталости лопаток турбомашин, смещение лопаток микротурбин.

Наиболее сложна, но технически воспроизводима, диагностика поломок не вращающихся частей агрегатов, например котлов или парогенераторов. В данном случае зарождение трещин возникающих в результате неравномерного или излишнего перегрева возможно на основе виброакустического анализа (с более широким частотным диапазоном регистрируемых волн), позволяющего производить локацию (определение местоположения) и идентификацию (определение вида и размера трещин) различных конструкций.

Основным преимуществом вибрационной диагностики является возможность определения состояния оборудования без вывода его из строя. При этом основным сдерживающим фактором является отсутствие программного обеспечения для диагностики поломок оборудования. Программное обеспечение должно создаваться для каждого узла индивидуально исходя из особенностей его конструкции. Данная задача является сложной и наукоемкой, однако при этом дает неоспоримый экономический и социальный эффект.

Применение вибродиагностических систем позволяет определять неисправности паровых турбин, применяемых в системе электроснабжения, в начальной стадии их развития, осуществлять постоянный вибрационный контроль за развитием неисправностей, проводить профилактику неисправностей, определять оптимальные сроки проведения профилактических работ и устранять возможные аварийные ситуации на ТЭЦ.

БЕСКОНТАКТНЫЕ ГАЗОМАГНИТНЫЕ ОПОРЫ ДЛЯ ТУРБИН АЭС

Хвостиков А.С., Иванова Н.А. Близначев К.В.

*ФГБОУВПО «Комсомольский-на-Амуре
государственный технический университет»,
Комсомольск-на-Амуре, e-mail: AvKosm@knastu.ru*

Бесперебойная и экономичная эксплуатация оборудования АЭС является важнейшей технической задачей [1]. Турбины являются одним

из наиболее сложных элементов современной энергетической установки АЭС, что определяется высокой частотой вращения роторов, высокими параметрами пара, большими статическими и динамическими нагрузками, действующими на отдельные элементы турбины, и рядом других факторов. Как показала практика повреждаемость паровых турбин составляет 15...25% от повреждаемости всего оборудования АЭС [2]. Наибольшее число отказов в работе турбин обусловлено повреждениями или нарушениями в работе подшипников и насосах, а также в системах регулирования и парораспределения. К опорным подшипникам предъявляются высокие требования по прочности и долговечности, так как они воспринимают все радиальные усилия, возникающие в процессе работы, и несут значительные нагрузки (статические и динамические), создаваемые тяжелыми и быстровращающимися роторами.

Опорные подшипники должны надежно обеспечивать в процессе длительной эксплуатации большую точность в установке роторов относительно цилиндров турбины, а также малые потери на трение. Любые нарушения в совпадении осей роторов с осями цилиндров и другие неточности в установке, а также повышенные температуры, возникающие в результате неудовлетворительного отвода тепла, вызванного нагревом от близко расположенных горячих частей цилиндров, могут приводить не только к преждевременным остановкам турбины на ремонт, но и к самым тяжелым авариям.

В турбинах применяются в основном подшипники скольжения с жидкостным трением, в которых между вращающимися и неподвижными деталями при нормальной работе существует тонкий слой смазки. Следует учесть, что шейки валов крупных турбин вращаются с большими окружными скоростями, достигающими 70 м/с и более. Опорные подшипники имеют баббитовую заливку и довольно мощные вкладыши.

В корпус подшипника устанавливается вкладыш. К вкладышам подшипников турбины предъявляются жесткие требования по долговечности, прочности в работе, величине потерь на трение и максимально возможной точности их установки. Любое отклонение от этих жестко регламентируемых показателей, как правило, вызывает повышенную вибрацию турбины.

Повышенным требованиям к эксплуатации паровых турбин по точности наиболее полно удовлетворяют аэростатические опоры и активные магнитные подвесы. Однако такие опоры не нашли применения в виду того, аэростатические имеют недостаточную жесткость смазочного слоя, а активные магнитные подвесы – сложную систему управления.

Вал ротора турбины устанавливается в опорных подшипниках, которые воспринима-