

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.791.05:620.179

А.Н. Смирнов, Н.В. Быкова, Н.В. Абабков, Б.Р. Фенстер

АНАЛИЗ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ РОТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН (обзор)

В практике эксплуатации паровых турбин известны серьезные аварии в результате повреждения роторов. Большое внимание привлекли следующие случаи: авария на тепловой электростанции в США (штат Теннесси, 1974 г.); авария в России на Каширской ГРЭС-4 (октябрь 2002 г.); авария в Украине на одном из энергоблоков Приднепровской ТЭС (2007 г.); авария в России на ОАО «ЗСМК» (2010 г.).

Роторы представляют собой один из самых ответственных узлов паровой турбины. Они несут на себе рабочие лопатки, образующие вместе с направляющими лопатками, расположенными в корпусе цилиндра, проточную часть турбины, и передают на генератор крутящий момент, возникающий от окружного усилия, развиваемого потоком пара на лопатках [2–4, 10–16].

Ротор турбины включает в себя вал, облицованные диски, втулки концевых уплотнений, втулки масляных уплотнений подшипников и ряд других деталей. На валу выполнены опорные шейки под вкладыши подшипников и посадочные поверхности для насадки дисков, втулок уплотнений, полумуфт и других деталей.

Конструкции роторов и применяемые при их изготовлении материалы определяются особенностями и условиями их работы: высокой частотой вращения, значительными усилиями от центробежных сил, длительным воздействием высоких температур и быстрым их изменением, коррозионно-эрозионным разрушением металла.

Составные роторы являются одной из разновидностей роторов с насадными дисками. Главными отличительными особенностями составных роторов (рис. 1) являются: автофrettированные (предварительно напряженные) диски без ступиц 2; валы постоянного диаметра 4 (под посадку дисков); крепление дисков на валу в осевом направлении с помощью специальных колец 3; закрепление усиков концевых уплотнений в валу.

Для роторов и валов турбин используют высокопрочные углеродистые или легированные релаксационно-устойчивые жаропрочные стали [2, 7, 8, 10, 16]. Материалами дисков служат как простая углеродистая сталь, так и специальные стали (хромоникелевая, хромо-молибденовая и другие).

Для цельнокованых и комбинированных роторов ЦВД и ЦСД наиболее часто употребляются стали марок ЭЙ 415 (20Х3МВФ), Р2 (25Х1М1Ф), Р2МА (25Х1М1ФА), ЭЙ 572, обладающие высоким сопротивлением ползучести и термической усталости.

Для роторов НД применяются стали марок 34ХН3М, 34ХМ, обладающие высокой статической прочностью, вязкостью разрушения и высоким сопротивлением коррозионному разрушению. Валы роторов с насадными дисками, сами диски и другие насадные детали изготавливаются чаще всего из сталей марок 34Х3М, 35Х12Ф, 35ХМЮА; 34Х1МА; 34ХН3МА; 35ХН3МФАР.

Во время плановых остановов при проведении диагностики роторов обнаружаются дефекты,

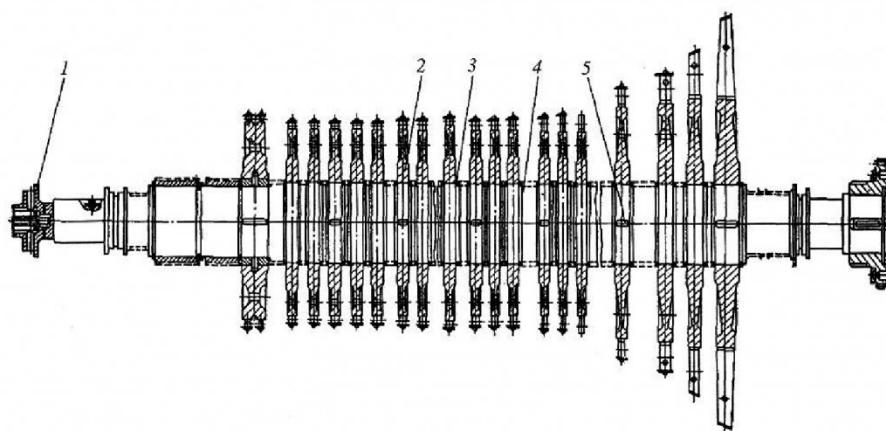


Рис. 1. Схема составного ротора: 1 – рабочее колесо главного масляного насоса; 2 – диск; 3 – кольцо; 4 – вал; 5 – осевая шпонка



Рис. 2. Виды повреждений роторов турбин: а – трещина в расточке; б – разрушение ротора из-за многоцикловой усталости



Рис. 3. Схема развития трещин в роторе среднего – низкого давления турбины 225 МВт на станции «Галлатин» (США)

требующие устраниния.

Наиболее часто встречаются следующие неисправности [1, 5, 6, 9, 17, 18].

- Увеличенный статический прогиб роторов;
- Абразивный, эрозионный износ, "коррозионное растрескивание под напряжением" и "коррозионное усталостное растрескивание" в разгрузочных отверстиях роторов и в ступицах дисков.
- Коррозионные повреждения роторов, включая все детали (стояночная коррозия), происходящие при длительных простоях оборудования без консервации.
- Повреждения шеек роторов, происходящие вследствие полного или частичного прекращения подачи масла в подшипники, а также использования грязного или обводненного турбинного масла.
- Исходные metallurgicalические дефекты заготовок роторов или отклонения по механическим характеристикам металла роторов паровых турбин.
- Трещины, в осевых каналах роторов высокого и среднего давления, работающих в зоне высоких температур, происходящие, как правило, из-за термической усталости или дефектов изготовления.

Исходя из вышеперечисленного, одной из глав-

ных причин аварий и катастрофических разрушений роторов турбин является накопление усталостной поврежденности вследствие крутильных колебаний ротора (рис. 2, б). Появление трещин на расточках, в ободьях дисков и придисковых галтелях высокотемпературных роторов возможно вследствие исчерпания длительной прочности материала (рис. 2, а). Появление трещин на поверхности цельнокованых роторов в зоне концевых и диафрагменных уплотнений и в придисковых галтелях происходит чаще всего вследствие термической усталости материала. Появление трещин вследствие коррозии под напряжением наблюдается на расточках насадных дисков, в ободьях, галтелях и разгрузочных отверстиях насадных дисков.

Наиболее ярким примером повреждения роторов из-за исходных metallurgicalических дефектов является авария турбины блока мощностью 225 МВт станции «Галлатин» (США), произошедшая 19 июня 1974 г. [19]. При пуске турбины из холодного состояния произошло разрушение ротора среднего – низкого давления при частоте вращения 3400 об/мин. Номинальная частота вращения роторов турбин данного типа составляет 3600 об/мин. Температура свежего пара на входе в турбину и пара после перегрева на входе в цилиндр среднего давления (ЦСД) равна 565 °C. До аварии блок отработал 106 тыс. ч и имел 183 пуска из горячего и 105 пусков из холодного состояния.

Ротор среднего – низкого давления был изготовлен из хромомо-либденованадиевой стали. При его изготовлении неразрушающий контроль роторов со стороны осевого канала не производился.

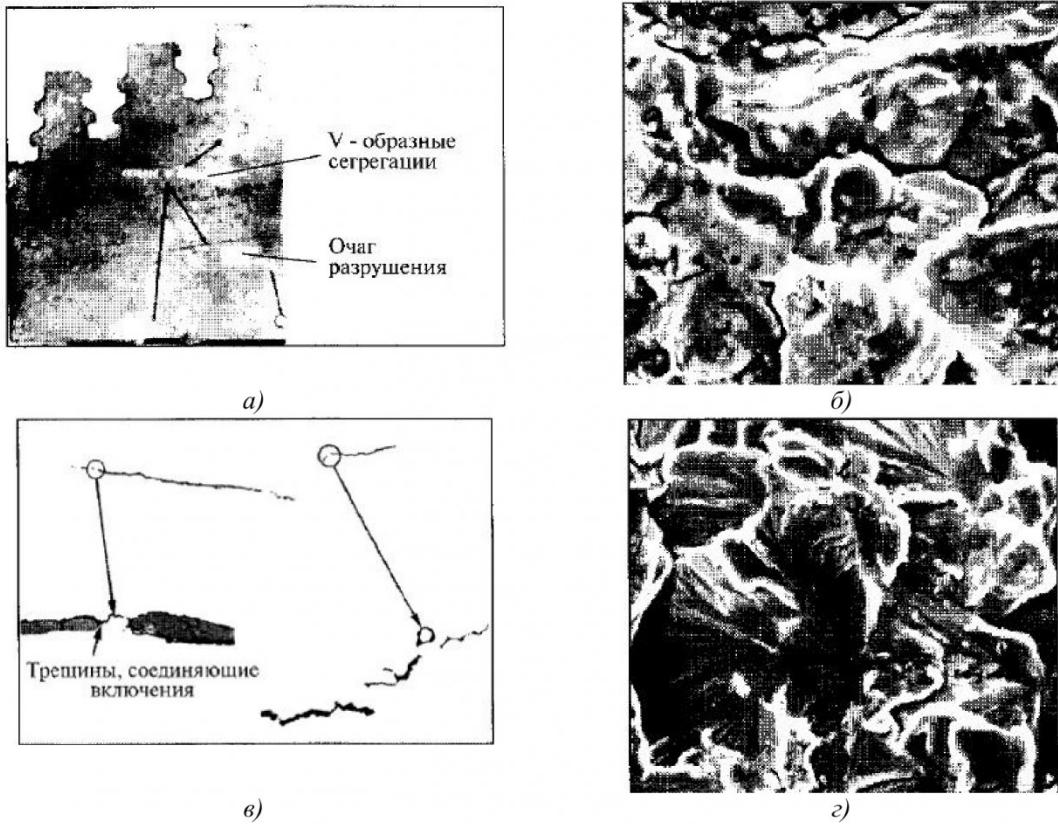


Рис. 4. Фрактограммы излома ротора ТЭС «Галатин»:
а – сегрегации неметаллических включений; б, г – фрактограммы излома в области соответственно металлургических дефектов и хрупкого разрушения (3000-кратное увеличение); в – распространение трещины по неметаллическим включениям (100- и 750-кратное увеличение)

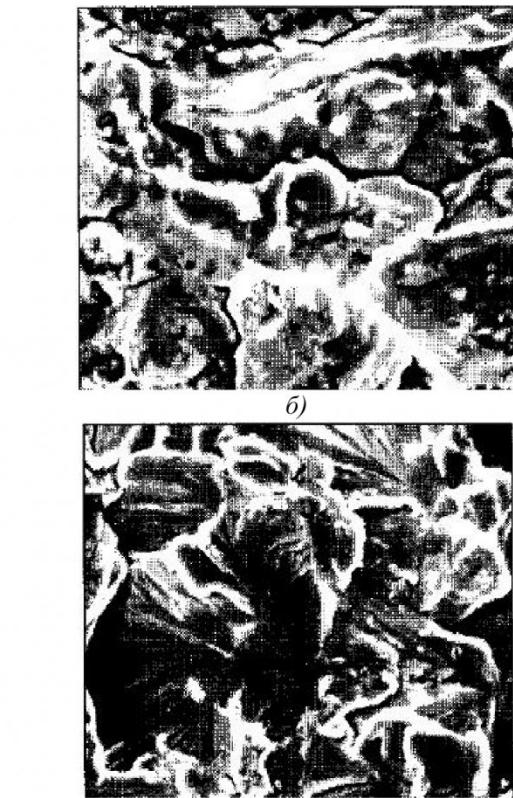
Слиток под заготовку ротора выплавлялся в трех отдельных электропечах, выложенных из основного огнеупорта, с использованием двухшлаковой технологии [20].

Ротор разрушился с образованием 30 крупных фрагментов (рис. 3). При фрактографическом анализе в очаге разрушения были обнаружены два одиничных дефекта литья, выходящие на поверхность осевого канала и имеющие форму полуэллипса под седьмой ступенью ротора СД, и значительно большие по размеру аксиально-радиальные докритические трещины, проходящие через все сечение данной части ротора.

Дефекты располагались в радиально-осевой плоскости на диаметрально противоположных сторонах окружности в зонах наиболее высокой плотности включений сульфида марганца, а также в зонах расслоения металла, возникших в процессе затвердевания слитка. Протяженность наибольшего дефекта в момент разрушения составила 350 мм. Характер распространения трещины в очаге – межзеренный, при лавинообразном распространении в здоровом металле внутризеренный скол с отчетливо наблюдаемыми фасетками скола

по кристаллографическим плоскостям металла (рис. 4).

Скопление включений типа сульфида марганца облегчило образование межзеренных трещин



по механизму ползучести. При пуске турбины в феврале 1974 г. произошло увеличение образовавшихся трещин до критического размера (на изломе ротора виден след ускоренного подрастания и остановки трещины). При следующем пуске турбины из холодного состояния в июне 1974 г. произошло разрушение ротора.

В 1994 г. на Сургутской ГРЭС-2 выявлено повреждение ротора высокого давления турбины К-800-240-5 ЛМЗ, связанное с образованием сквозной трещины в области второй ступени. Трещина зарождалась в задней галтели диафрагменного уплотнения второй ступени и развивалась перпендикулярно оси ротора до осевого канала (длиной 740 мм) сначала по механизму малоцикловой, а на завершающей стадии многоцикловой (вibrationной) усталости.

На рис. 5 приведено изображение раскрытым трещину. До повреждения ротор проработал 52 тыс. ч и имел 164 пуска. Комплексное исследование металла и детальные расчеты термонапряженного состояния ротора в зоне образования трещины при основных режимах работы турбины позволили установить, что наиболее вероятной при-

чиной возникновения и роста трещины являлось периодическое ускоренное расхолаживание турбины при ее остановках в сочетании с повышенными конструктивными напряжениями в данной галтели [20].

В 1998 г. было обнаружено повреждение ротора высокого давления турбины Т-110/120-130-5 Южно-Сахалинской ТЭЦ-1. При капитальном ремонте турбины во время проведения работ по виброобработке ротора произошел его разлом на две части. В образовавшемся изломе (рис. 6) отчетливо видны эксплуатационная и развивающаяся в момент виброобработки ротора трещины. Как и предыдущем случае, трещина зародилась от задней галтели диафрагменного уплотнения второй ступени [20].

В период расследования причин повреждения ротора на электростанции было установлено, что ротор был изготовлен с отклонениями от проекта. Радиус галтели, в которой зародилась трещина, по проекту должен был составлять 3 мм. Фактически

оборудование, выведено из строя около 300 единиц приборов и датчиков различного назначения, сгорело около 15 км контрольного и силового кабелей.

Разрушенный турбоагрегат состоял из паровой турбины К-300-240 производства ЛМЗ номинальной мощностью 300 МВт на начальные параметры 23,5 МПа/540 °C и генератора ТВМ-300. Паровая турбина включала цилиндр высокого давления (ЦВД) из 12 ступеней, цилиндр средне-низкого давления (ЦСНД), имеющий 13 (8 + 5) ступеней и цилиндр низкого давления (ЦНД) – по 5 ступеней в каждом из двух потоков. Для ротора генератора было предусмотрено охлаждение водой, для статора – трансформаторным маслом.

К моменту аварии паровая турбина имела наработку 228,5 тыс. ч при назначенному индивидуальному ресурсе 250 тыс. ч. Число накопленных пусков – 190. Генератор турбоагрегата был введен в эксплуатацию в 1968 г. и за этот период ремонтировался 14 раз. После 26 лет работы (в 1994 г.) ро-

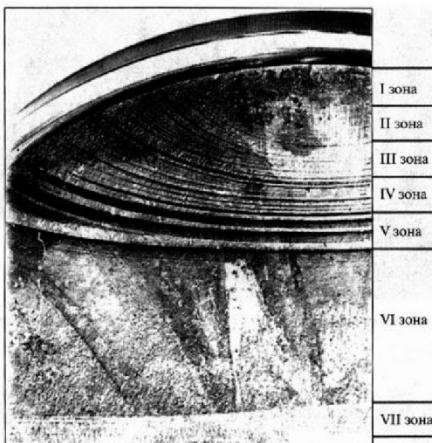


Рис. 5. Поверхность раскрытым трещинам в роторе высокого давления турбины K-800-240-5 ЛМЗ Сургутской ГРЭС-2

его значение не превышало 1 мм.

В отличие от трещины, выявленной в роторе ВД Сургутской ГРЭС-2, излом эксплуатационной трещины в роторе Южно-Сахалинской ГРЭС имеет вибрационный характер. Распространение трещины происходило по механизму многоцикловой усталости. Примечательно, что приборы, регистрирующие вибрационное состояние турбины, не зафиксировали сколько-нибудь значимое отклонение от нормы.

В октябре 2002 г. на турбоагрегате ст. № 3 Каширской ГРЭС произошла тяжелейшая авария [21]. Практически полностью были разрушены паровая турбина, генератор, конденсатор, повреждены фундамент турбоагрегата и несущие колонны стеновых ограждений со стороны генератора, возник пожар и обрушилась кровля машзала в четырех пролетах. Повреждено и не подлежит восстановлению многочисленное вспомогательное

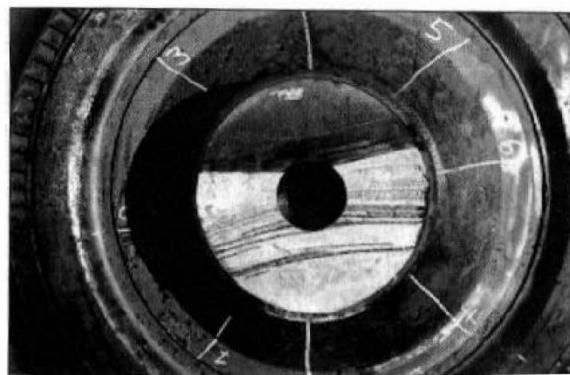


Рис. 6. Повреждение ротора ВД турбины Т-110/120-130-5 Южно-Сахалинской ТЭЦ-1

rotor генератора был заменен на новый с титановыми бандажными кольцами вместо колец из нержавеющей стали. В 1998 г. в одном из колец были обнаружены трещины, и его также заменили. Таким образом, к моменту аварии срок службы ротора генератора составил всего 8 лет, а число пусков – 72. В 2002 г. турбоагрегат прошел капитальный ремонт, в течение которого были проведены все регламентные работы по паровой турбине и генератору. Было выполнено обследование электрической части генератора. Сведения о каких-либо повреждениях механической части ротора генератора в протоколах обследования до и после ремонта отсутствуют.

На момент аварии турбоагрегат отработал 11 суток после капитального ремонта. Непосредственно перед аварией он функционировал нормально и нес нагрузку, равную 235 МВт. Параметры пара, вибрация и другие показатели, регла-

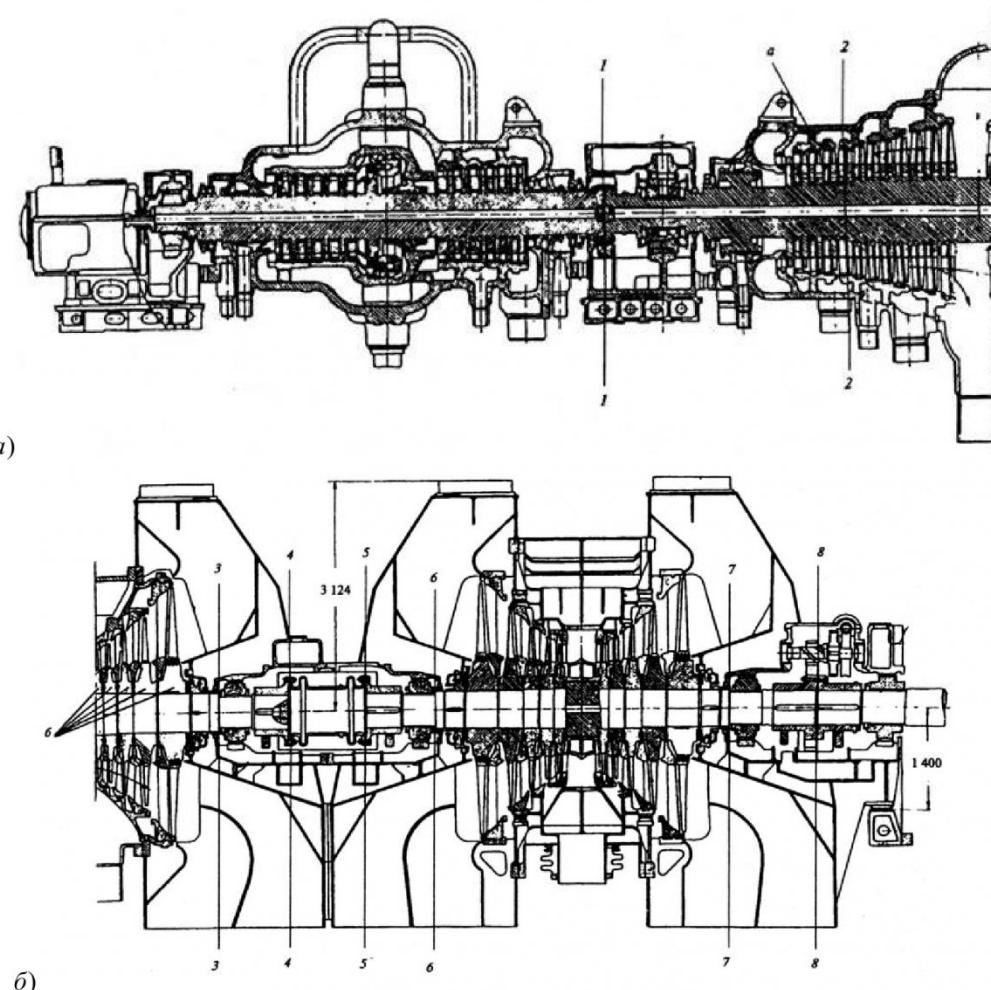


Рис. 7. Продольный разрез турбины К-300-240 ЦВД и сечения, по которым был разрушен валопровод

ментируемые ПТЭ, находились в пределах нормы.

Как уже отмечалось, в результате аварии произошло полное разрушение турбины и генератора. На рис. 7, а и б показана турбина и отмечены сечения, по которым произошло разделение валопровода.

К наиболее значимым следует отнести разрушения:

- болтовых соединений всех муфт (сечения 1, 4, 5 и 8).
- цельнокованой части ротора ЦСНД турбины в области 5-й ступени в месте перехода на увеличенный диаметр (сечение 2);
- валов по галтелиям шеек заднего опорного подшипника ЦСНД и обоих опорных подшипников ЦНД (сечения 3, 6 и 7).
- шпилек горизонтального фланцевого разъема передней части корпуса ЦСНД с забросом ее верхней части на 14 отметку в зону паропроводов БРОУ.
- Кроме того, были отмечены следующие события:
- освобождение от вала всех пяти дисков части низкого давления ЦСНД и их разлет по машинному залу и за его пределы;

• излом рабочих лопаток последних и предпоследних ступеней ЦСНД и ЦНД по корневым сечениям и закатка рабочих лопаток остальных ступеней этих цилиндров в направлении, противоположном вращению;

• полное разрушение диафрагм ЦСНД и ЦНД и значительное повреждение их обойм.

• Кроме разрушения заднего бандажного кольца генератора с образованием четырех фрагментов, разрушился вал ротора генератора по трем сечениям 1, 2 и 3 (рис. 8, а):

• по галтели посадочной поверхности втулки вентилятора, установленного у переднего подшипника ротора генератора; излом имеет две четко выраженные зоны: развития усталостной трещины с характерными притертостями и концентрическими линиями продвижения фронта трещины и долома грубого рельефа по механизму скручивания. Поверхностная усталостная трещина имела кольцевой характер и занимала примерно 30 % сечения (рис. 9);

• сечению в зоне радиальных отверстий подвода и отвода охлаждающей воды для ротора генератора (рис. 9, а). Поверхность излома имеет грубокристаллический характер и на

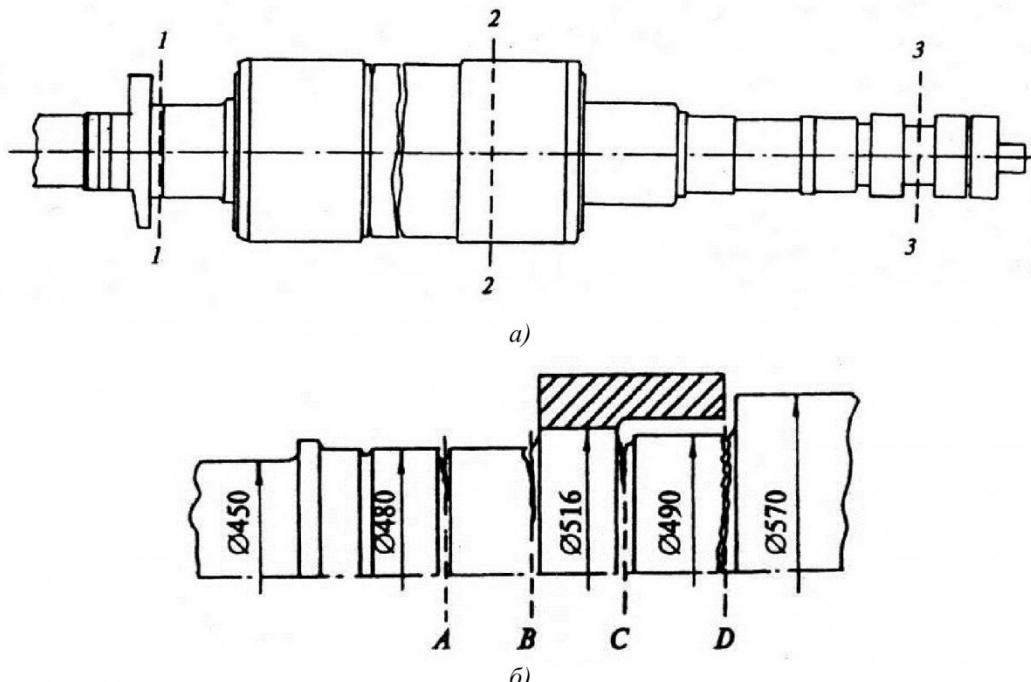


Рис. 8. Ротор генератора и сечения разрушения: а – общий вид ротора; б – зона переднего подшипника генератора (подшипник № 6) и насадной втулки; А, В, С – сечения с обнаруженными усталостными трещинами; Д – сечение разрушения вала генератора

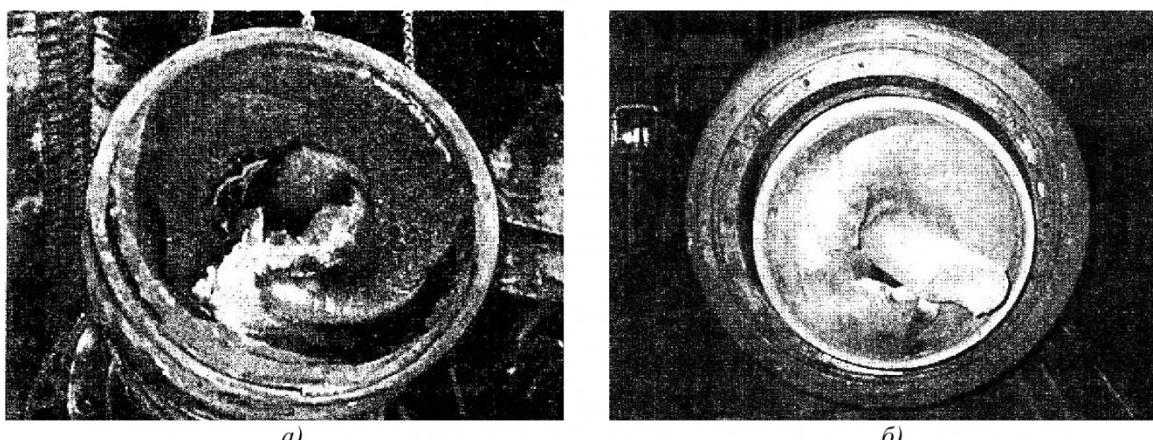


Рис. 9. Излом ротора генератора в сечении Д (рис. 8, б):
а – сторона регулятора; б – сторона возбудителя

ней обнаружены трещины коррозионно-усталостного происхождения (рис. 9, б);

- по сечению в зоне контактных колец генератора с хрупким характером разрушения без признаков усталости.

Кроме показанных на рис. 8, а изломов, между шейкой подшипника и торцевой поверхностью бочки ротора обнаружено еще три усталостных трещины в зонах концентрации, две из которых имели ширину раскрытия до 10 мм (сечения А, В и С на рис. 8, б).

Для выяснения причин разрушений валопровода турбоагрегата был выполнен анализ характера изломов, исследовано качество металла и проведено его сравнение с сертификатными данными, изучен характер разрушений деталей турбоагрега-

та. Все это позволило сделать следующие выводы:

- Все изломы валопровода турбины имеют силовой характер скручивания без или с долей изгибной составляющей. Никаких признаков наличия усталостных повреждений обнаружено не было. Это свидетельствует о существенном динамическом скручивании ротора, вызванным торможением его вращения с большим отрицательным ускорением. Изгибная составляющая изломов является, по-видимому, следствием прецессионного движения вала с большими прогибами [22].

• Разрушение валопровода турбины произошло без существенного повышения частоты вращения. Возможное ее повышение находилось в регламентированных пределах. Об этом



а)

б)

Рис. 10. Общий вид поверхностей излома ротора:
а – со стороны 16 ступени; б – со стороны 15 ступени



Рис. 11. Зона зарождения разрушения ротора в районе шпоночного паза

свидетельствуют нормальное срабатывание системы защиты с закрытием стопорных, регулирующих и обратных клапанов (на линиях регенеративных отборов), с закрытием главной паровой задвижки от сигнала короткого замыкания в генераторе, а также отсутствие отрыва рабочих лопаток последних ступеней вследствие повышения частоты вращения [23].

Механические испытания материала ротора генератора были выполнены на продольных образцах, изготовленных из передней концевой части ротора в зонах обнаруженных усталостных трещин. Их результаты показали, что металл поковки не имеет существенных отклонений от сертификатных значений. Вместе с тем поковка обладает существенным разбросом характеристик вдоль оси. В частности, для зоны бочки ротора у заднего бандажного кольца материал обладает повышенным пределом текучести, практически равным пределу прочности [24, 25].

Особое внимание было уделено получению механических характеристик разрушенного титанового бандажного кольца генератора и их анализу. Было установлено, что, хотя его характеристики удовлетворяют требованиям технических условий для титанового сплава ВТЗ-1, однако пределы текучести и прочности имеют практически равные значения, что создает повышенную склонность к хрупкому разрушению [26, 27].

После тщательного анализа изломов, изуче-



Рис. 12. Зона устойчивого роста трещины

ния информации о последовательности срабатывания защит и других устройств, а также свидетельств очевидцев аварии был сделан вывод о том, что непосредственным поводом к возникновению аварии явилось разрушение заднего бандажного кольца генератора.

Еще одним случаем разрушения ротора паровой турбины стала авария на ОАО «Западно-Сибирский Металлургический Комбинат». Визуальному осмотру были подвергнуты обе поверхности излома ротора (рис. 10).

На этих изломах можно различить поверхность непосредственного разрушения ротора за счет роста трещин, а также следы ударов выступающих частей поверхностей после окончательного разрушения сечения ротора и вращения одной из его образовавшихся частей относительно другой.

Вид поверхностей излома однозначно говорит об усталостном характере разрушения ротора, а именно, о многоцикловой усталости. На изломе отчетливо различаются зоны, соответствующие трем ее стадиям: зарождения разрушения, устойчивого (стабильного) роста усталостной трещины и нестабильного (ускоренного) распространения.

Основная часть процесса усталостного разрушения происходила в перпендикулярном относительно продольной оси ротора сечении, переходном от диаметра 295 мм (15 ступень) к

диаметру 280 мм (16 ступень), что говорит о том, что характер нагружения ротора соответствовал изгибу с вращением. Первоначальным источником усталостного разрушения, по-видимому, явился дефект (концентратор) в зоне шпоночного паза 15 ступени ротора (рис. 11).

Процесс зарождения усталостного разрушения от этого дефекта окончился формированием в поперечном сечении ротора очага полуэллиптической формы, размерами примерно 20×10 мм, с характерной блестящей, гладкой поверхностью (рис. 11).

Следующая стадия разрушения – стабильный рост усталостной трещины протекал, вероятно, в два этапа. Первый этап отличался медленным ростом трещины в течение длительного времени. Об этом говорит практически отсутствие на изломе различных невооруженным глазом



Рис. 13. Усталостная полоса перехода к следующей фазе разрушения

усталостных бороздок, а также характерный темный цвет поверхности излома вследствие ее окисления (рис. 12).

Окисленная часть поверхности разрушения занимает на менее трети всего сечения излома и имеет две зоны: со стороны очага разрушения и с противоположной стороны. Цвет этих зон изменяется от очень темного на периферии до светлого к центральной части сечения ротора, что связано, по-видимому, с разным временем окисления и подтверждает предположение о значительной длительности процесса. Оканчиваются эти зоны четко различимой ступенькой (рис. 13), после которой на поверхности излома не заметны следы окисления, что говорит об ускорении процесса дальнейшего разрушения.

Последняя фаза роста усталостной трещины протекала в центральной части сечения ротора у осевого отверстия и отличается поверхностью сложного рельефа, с участками вязкого разрушения и хрупкого отрыва между ними (рис. 14).

Окончательная быстрая стадия разрушения представляла собой долом оставшегося сечения

ротора вследствие хрупкого отрыва (рис. 14). При этом вероятно был реализован механизм нагружения оставшегося сечения кручением вследствие торможения частей ротора в процессе прогрессирующего разрушения. В результате трещина в процессе своего распространения вышла из поперечного сечения ротора и образовала видимую каверну.

ВЫВОДЫ

1. Выполнен обзор современной отечественной и зарубежной научной литературы в области повреждаемости роторов паровых турбин. Изучены принцип действия и условия эксплуатации паровых турбин, металлы, используемые для изготовления деталей турбин, а также причины разрушения роторов паровых турбин.

2. Проанализировав примеры разрушения ро-



Рис. 14. Зона последней фазы усталостного разрушения ротора

торов паровых турбин, выявлено, что наиболее часто имеют место следующие виды повреждений роторов паровых турбин: абразивный, эрозионный износ, «коррозионное растрескивание под напряжением» и «коррозионное усталостное растрескивание» в разгрузочных отверстиях роторов и в ступицах дисков, а разрушения чаще носят усталостный характер и реже хрупкий.

3. Установлено, что причиной разрушения ротора паровой турбины на ОАО «ЗСМК» стало усталостное разрушение, а именно многоцикловая усталость. На изломе отчетливо различаются зоны, соответствующие трем ее стадиям: зарождения разрушения, устойчивого (стабильного) роста усталостной трещины и нестабильного (ускоренного) распространения.

4. Для подтверждения выдвинутых гипотез относительно причин разрушения ротора паровой турбины необходимо исследовать металл из различных зон поверхности излома методами электронно-микроскопического и рентгеноструктурного анализа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Надежность теплоэнергетического оборудования ТЭС и АЭС / Под ред. А.И. Андрющенко. – М.: Высшая школа, 1991. – 303 с.

2. Трухний, А.Д. Стационарные паровые турбины. – М.: Энергоиздат, 1990. – 640 с.
3. Бененсон, Е.И. Теплофикационные паровые турбины / Е. И. Бененсон, Л. С. Иоффе. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 272 с.
4. Кирюхин, В. И. Паровые турбины малой мощности КТЗ / В. И. Кирюхин, Н. М. Тараненко, Е. П. Огурцова и др. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 216 с.
5. Инденбаум, В.С., Ревизия и ремонт паровых турбин коммунальных электростанций / В. С. Инденбаум, М. А. Случаев. – М.: М-во коммунал. хоз. РСФСР, 1954. – 211 с.
6. Сверчков, А.Н. Ремонт и наладка паровых турбин. – Л.: Госэнергоиздат, 1954. – 532 с.
7. Северов, Н. Н. Ремонт роторов паровых турбин. – Л.: Госэнергоиздат, 1959. – 295 с.
8. Молочек, В.А. Ремонт паровых турбин. – М.: Энергия, 1968. – 376 с.
9. Новиков, Б.Б. Ремонт корпусов паровых турбин / Б. Б. Новиков, Е. В. Леонтьев, В. И. Дроздов. – М.: Энергия, 1977. – 72 с.
10. Жирицкий, Г.С. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых турбин. – М.: Госэнергоиздат, 1960. – 311с.
11. Лосев, С.М. Паровые турбины и конденсационные устройства. Теория, конструкции и эксплуатация. – М.: Госэнергоиздат, 1954. – 368 с.
12. Трухний, А.Д. Атлас конструкций паровых турбин / А. Д. Трухний, Б. Н. Крупенников, С. В. Петрунин. – М.: МЭИ, 2000. – 148 с.
13. Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ / Под ред. Ю.Ф. Косяка. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 272 с.
14. Паровая турбина К-500-240 ХТГЗ / Под ред. В.Н. Саввина. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 264 с.
15. Паровые турбины сверхкритических параметров ЛМЗ / Под ред. А.П. Огурцова, В.К. Рыжкова. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 384 с.
16. Бауман, Н.Я., Технология производства паровых и газовых турбин / М. И. Яковлев, И. Н. Свечков. – М.: Машиностроение, 1973. – 464 с.
17. Бодашков, Н.К. Аварии паровых турбин и борьба с ними. – М.: Госэнергоиздат, 1948. – 160 с.
18. Швецов, П.Д. Предупреждение аварий паровых турбин. – М.: ГНТИ Машиностроительной литературы, 1953. – 237 с.
19. Kramer, L.D. Analysis of the Tennessee Valley Authority, Gallatin unit no 2. Turbine rotor burst / L.D. Kramer, D.D. Randolph, D.A. Weisz. // New York, 1976. December. – Р. 5–10.
20. Резинских, В.Ф. Увеличение ресурса длительно работающих паровых турбин / В.Ф. Резинских, В.И. Гладштейн, Г.Д. Авруцкий. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 296 с.
21. Загретдинов, И.Ш. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и вывод / И. Ш. Загретдинов, А. Г. Костюк, А. Д. Трухний и др. // Теплоэнергетика, 2004. – № 5. – С. 5–15.
22. Костюк, А.Г. Динамика и прочность турбомашин. – М.: Машиностроение, 1982. – 264 с.
23. Детинко, Ф.М. Прочность и колебания электрических машин / Ф. М. Детинко, Г. А. Загородная, В. М. Фастовский. – Л.: Энергия, 1969. – 440 с.
24. Лейзерович, А.Ш. Накопление усталостной поврежденности роторов паровых турбин из-за колебательных крутильных нагрузок, вызванных взаимодействием с энергосистемой // Энергохозяйство за рубежом. 1982. – №4. – С. 12–17.
25. Алексеев, Б.А. Зарубежные турбоагрегаты предельных мощностей // Энергохозяйство за рубежом. 1977. – № 5. – С. 1–6.
26. Костюк, А.Г. Пластичность и разрушение кристаллического материала при сложных нагружениях. – М.: Изд-во МЭИ, 2000. – 178 с.
27. Костюк, А.Г. Сборник задач по динамике и прочности турбомашин / А. Г. Костюк, А. Д. Трухний, А. И. Куменко. – М.: Машиностроение, 1990. – 336 с.

Авторы: статьи:

Смирнов
Александр Николаевич,
доктор техн.наук, профес-
сор каф. технологии ма-
шиностроения
КузГТУ, Email:
galvas.kem@gmail.com

Быкова
Наталья Владиславовна,
старший преподаватель
каф.технологии машино-
строения КузГТУ, Email:
natalie.vrb91@mail.ru

Абабков
Николай Викторович,
канд. техн. наук, началь-
ник отдела аспирантуры,
докторантury
КузГТУ, Email:
n.ababkov@rambler.ru

Фенстер
Борис Рувимович,
директор ООО «ПКП
«ЭНЕРГОПРОМ-М»,
г. Новокузнецк,
Email:
energoprom-m@mail.ru