

«Сейфуллин окулары-14: Жастар, ғылым, инновациялар: цифрландыру – жаңа даму кезеңі» атты Республикалық ғылыми-теориялық = **Материалы** Республиканской научно-теоретической конференции «Сейфуллинские чтения-14: Молодежь, наука, инновации: цифровизация – новый этап развития». - 2018. - Т.І, Ч.3 – С. 69-72

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ РОТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН ПУТЕМ СНИЖЕНИЯ ИХ ВИБРАЦИИ**

*А. Сапарғалиева, С. Коксеген,  
А. Мейрашов, Д.М. Койшенов*

Современное состояние энергетики в Казахстане требует исключительного внимания к обеспечению надежности энергетических турбоагрегатов тепловых электростанций, определяющихся в значительной степени их вибрационным состоянием.

Проблема надежности во все времена занимает значительное место в качественной работе и планировании нормального развития энергетических систем и электростанций. Некоторые даже серьезные повреждения некоторых деталей турбин не приводят к отказам турбин в целом. К таким деталям относятся корпуса цилиндров, стопорные и регулирующие клапана. У всех этих элементов конструкции турбины большая толщина стенок и сложный рельеф поверхности.

При нарушении норм технологии отливки и термообработки возникают трещины, поры раковины. Причинами появления трещин при эксплуатации могут быть и циклические нагрузки процессов вибрации и малоцикловой усталости.

Одним из немаловажных работоспособностей любых машин является надежность работы ее подвижных элементов. В паровых турбинах ТЭЦ их роторы работают под воздействием больших динамических нагрузок, что является причиной их разрушения.

Важную роль в надежности работы турбин ТЭЦ имеют повреждения лопаток. При этом главным фактором является качество изготовления. Чаще всего встречаются следующие неполадки и повреждения лопаток – это обрывы и эрозионный износ. Своевременной заменой и ремонтом лопаток с эрозионным износом можно исключить возможность их хрупкого разрушения.

Причинами поломок могут быть плохие частотные характеристики из-за неудовлетворительной настройки от аксиальных колебаний системы диск – лопатка, которые вызваны недостаточной настройкой лопаток от частоты возмущающей силы или наложением резонанса на различных частотах. Все это конструктивные недоработки, из-за которых наступают отказы. Поломка происходит по причинам усталости материала. Иногда обрывы могут происходить в связи с несоответствием фактического и проектного

профилей. Встречаются размерные отклонения сечений порядка 1-2 мм и более. Конечно же, это приводит к искажению прочностных и частотных характеристик, и соответственно может стать причиной отказа турбины.

Для рабочих лопаток последних ступеней низкого давления пагубным является повышенная влажность пара. Причинами повреждения могут быть также плохое качество изготовления: нет скругления кромки у корня лопатки, большая шероховатость поверхности обработки, низкое качество металла.

На диафрагмах турбины кроме повреждений лопаток могут возникать трещины и другие механические повреждения, а также в результате давления пара на диафрагму возникает прогиб. Остаточная деформация прогиба на чугунных диафрагмах достигает  $0,15 \div 0,2$  мм, на других –  $0,2 \div 0,3$  мм. Таким образом, основными причинами повреждения роторов являются недостатки изготовления и нарушения режимов эксплуатации, которые приводят к появлению остаточного прогиба, возникающего при пусках и остановах турбин.

Высокий уровень вибрационной надежности турбоагрегатов достигается за счет реализации широкого спектра комплексных мероприятий на всех этапах их эксплуатации. Основы вибрационной надежности закладываются еще на этапе проектирования турбомашин и обеспечиваются правильностью расчетов, в особенности вибрационных характеристик. Однако большинство видов турбоагрегатов требуют уточнения их характеристик в процессе дальнейшей эксплуатации и корректировки на основе этого инструкций по их эксплуатации.

На этапе эксплуатации одним из основных средств обеспечения и поддержания надежности на требуемом уровне является диагностика. Диагностика турбоагрегатов требует многофакторного анализа и повышение ее эффективности может быть обеспечено путем анализа механизмов их возникновения, обобщения опыта выявления дефектов и протекающих при этом явлений и процессов. Однако, в процессе эксплуатации кроме однозначной оценки технического состояния турбоагрегатов на основе анализа их вибрационных характеристик, главной задачей является и устранение возникающих дефектов при минимальных затратах. Это определяет необходимость разработки прогрессивных методов ремонта, в особенности при эксплуатации стареющего оборудования. В условиях длительной эксплуатации турбин возникают принципиально новые проблемы, связанные с возникновением серьезных повреждений. Одной из них является трещинообразование в низкотемпературных роторах теплофикационных турбин. При решении таких проблем возможности известных методов и средств вибрационной диагностики и мониторинга как правило, оказываются недостаточными, и возникает необходимость в разработке и внедрении принципиально новых методов исследований [1] и соответствующих измерительных средств.

Поставленные задачи являются актуальными и представляет большой интерес для работников ТЭЦ.

Имеют место существенные количественные расхождения между расчетными и фактическими значениями критических частот, зафиксированных на турбоагрегатах ТЭЦ. Наибольшие отклонения отмечаются для критических частот валопровода, соответствующих реализациям собственных форм высокотемпературных роторов в составе валопровода.

Расчетные значения критических частот высокотемпературных роторов могут быть значительно завышены при некорректном учете температур по длине роторов или использовании средних температур. Учет в расчетах температурного фактора, согласно обоснованному подходу, практически привел к соответствию расчетного и фактического значений критической частоты. Также важную роль играет механизм повышения собственных частот сборных роторов за счет повышения жесткости вала, вызванного влиянием краевых эффектов узких насадных дисков. Например, при малой ширине ступицы диска краевые эффекты занимают значительную часть участка, на котором посажен диск, и приводят к тому, что при изгибе ротора некоторая часть ступицы работает заодно с валом, т. е. увеличивает жесткость вал на участке посадки.

Отдельно рассматривается механизм появления дополнительных критических частот в зависимости от влияния параметров упруго-массовых опор на собственные частоты системы «ротор - подшипники - опоры»[2].

Опоры представлены как элементы с сосредоточенной массой и жесткостью. Эквивалентная жесткость таких опор  $K_{eq}$  определяется по известной формуле:

$$K_{eq} = K_b (K_s - \omega^2 M_s) / (K_b + K_s - \omega^2 M_s),$$

где  $K_b$  – жесткость масляного слоя;  $K_s, M_s$  – жесткость и масса опор.

При наличии резонанса опор (их собственных частот) в рабочем диапазоне скоростей вращения ротора эквивалентная жесткость определяется динамической жесткостью  $(K_s - \omega^2 M_s)$  и имеет следующий характер: в до резонансной зоне снижается и на резонансе достигает нулевого значения; в зарезонансной зоне принимает отрицательные значения, достигая  $-\infty$ , и при дальнейшем росте частоты вращения меняет знак  $+\infty$ ; далее снова резко снижается и стремится к жесткости масляного слоя в подшипниках.

На рис. 1[2] представлены зависимости собственных частот ротора от жесткости опор и кривые эквивалентной жесткости опор. Точки пересечения построенных кривых и являются критическими частотами ротора на рассматриваемых опорах.

Некоторые формы колебаний повторно реализуются. Для объяснения эффекта повторных реализаций изгибных форм ротора введено понятие «дубль – форм». Выявленный эффект «дубль – форм» объясняет механизм появления целого ряда критических частот, наблюдаемых при исследованиях турбоагрегатов на электростанциях и не указанных в документации заводоизготовителей. Эти критические частоты могут быть как ниже, так и выше

значений, полученных при расчетах без учета упруго-массовых свойств опор, а значит, могут оказаться и в непосредственной близости от рабочей частоты вращения.

Прогибы сборных роторов возникают при их сборке и в результате вылета рабочих лопаток в процессе эксплуатации. Существующие методы ремонта не позволяют эффективно устранить указанные прогибы в условиях электростанции.

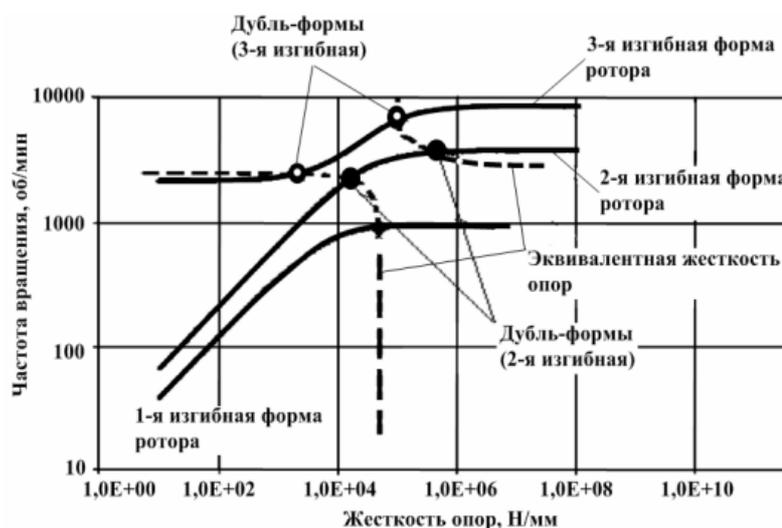


Рисунок 1. Зависимость критических частот ротора от эквивалентной жесткости опор

Явление «перекоса» полумуфт на валу при их посадке возникает не из-за нарушения технологии ремонта, а неизбежно вследствие данного технологического процесса и объясняется действием остаточных напряжений в прессовом соединении. В процессе эксплуатации под воздействием центробежных сил натяг частично ослабевает, а действующие на соединение «полумуфта – вал» вибрационные нагрузки приводят к его распрессовке. В результате это приводит к возникновению дефектов соединения роторов.

По результатам проведенного анализа можно сделать вывод:

1. Для исключения «термоупругого» искривления ротора при его сборке необходимо обеспечить равномерный процесс теплоотдачи от насаживаемого диска к валу. Этого можно достичь путем создания динамической подвижности диска относительно вертикально установленного ротора.

2. Для устранения «динамического» искривления ротора, возникающего при вылете рабочих лопаток, нужно достичь эффекта распрессовки соединения «вал – диск». Что позволяет проскальзывать валу и диску по посадочным поверхностям и уменьшить остаточные напряжения в соединении и выправлении вала. Распрессовку такого рода соединений можно достичь путем частичного снятия натяга нагревом насадной детали и вибрационного воздействия на вал.

3. На электростанциях РК большое количество остановов имеет место из-за вибрации роторов турбины, поэтому следует проверить данный метод для турбин Кзылординской ТЭЦ.

#### **Список литературы**

1. Разработка методов обеспечения вибрационной надежности турбоагрегатов на электростанциях и их реализация в Омской энергосистеме.

Автореферат на соискание ученой степени кандидата технических наук.

Екатеринбург – 2013г.

2. Биялт М. А. Роль гибких муфт в возникновении низкочастотной вибрации /М. А. Биялт, А. В. Кистойчев, Е. А. Зонов, Е. В. Урьев //Тяжелое машиностроение. 2012. № 2. С. 40–47.

**3. Retrospectives Do Productive Recessions Show the Recuperative Powers of Capitalism? Schumpeter's Analysis of the Cleansing Effect** Автор: Legrand, Muriel Dal Pont; Hagemann, Harald **JOURNAL OF ECONOMIC PERSPECTIVES** Том: 31 Выпуск: 1 Стр.:245-256