

На правах рукописи

ДУДНИК Татьяна Анатольевна

**МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ
НАПРЯЖЕННО - ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ
УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ТУРБОМАШИН
ДЛЯ ОЦЕНКИ ИХ ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ**

Специальность 05.04.12 – Турбомашинны и комбинированные
турбоустановки

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2012

Работа выполнена в ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский институт машиностроения (ЛМЗ-ВТУЗ)» на кафедре «Турбиностроение и средства автоматизации»

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
БОГОВ Игорь Александрович

Официальные оппоненты: КУМЕНКО Александр Иванович
доктор технических наук, Главный
научный сотрудник ОАО «Всероссийский
теплотехнический институт», г.Москва;

ПЕСТРИКОВ Виктор Михайлович
доктор технических наук, профессор
заведующий кафедрой информатики
«Санкт-Петербургский государственный
университет сервиса и экономики»

Ведущая организация: ОАО «Научно-производственное объединение
по исследованию и проектированию
энергетического оборудования
им. И.И. Ползунова» (ОАО «НПО ЦКТИ»)
г. Санкт-Петербург

Защита состоится «24» мая 2012 г. в 16⁰⁰ часов
на заседании диссертационного совета Д 212.229.06 при ФГБОУ ВПО
«Санкт - Петербургский государственный политехнический университет»
по адресу 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д.29, Гл.корп., ауд.225.

С диссертацией можно ознакомиться в Фундаментальной библиотеке ФГБОУ
ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Автореферат диссертации доступен на официальном сайте СПбГПУ
(<http://www.spbstu.ru/>).

Автореферат разослан « » апреля 2012 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
к.т.н., доцент

Талалов Виктор Алексеевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Строительство электростанций в густонаселенных районах страны, рост единичных мощностей, габаритов и интенсификация условий эксплуатации различных теплоэнергетических установок предъявляют повышенные требования к безопасности и надежности их работы.

Несмотря на постоянно совершенствующуюся технологию изготовления крупных ответственных деталей и узлов, невозможно обеспечить отсутствие начальных дефектов (включения, флокены, трещины, и т.п.). Кроме того, также существует опасность образования трещин в процессе эксплуатации, особенно в местах всевозможных концентраторов напряжений.

Особые опасения с точки зрения возможного разрушения вызывают детали, вращающиеся с большими частотами, и прежде всего, наиболее металлоемкие и высоконагруженные роторные валы различных турбоустановок. Их разрушение может приводить к тяжелым последствиям.

Существующие в настоящее время требования на допустимые размеры металлургических дефектов валов основаны, в основном, на возможностях металлургической промышленности, а не на каких-либо расчетно-экспериментальных исследованиях. В отдельных случаях это может приводить, как к заведомо низкой эксплуатационной надежности деталей, так и к забраковыванию дорогостоящих поковок из-за дефектов, размеры, количество и расположение которых либо не влияют на прочность деталей, либо влияют незначительно. Обосновать требования на допустимые размеры и взаимное расположение множественных дефектов в крупных валах турбоагрегатов можно на основании исследований напряженно-деформированного состояния (НДС) валов с дефектами при рабочих нагрузках.

Несмотря на успехи, достигнутые в прикладной механике разрушения, в настоящее время для высоконагруженных крепежных изделий энергетических установок у нас и за рубежом отсутствуют Нормы расчета на хрупкую прочность. Это обстоятельство диктует актуальность разработки предложений по нормированию расчетов резьбовых соединений на хрупкую прочность.

Сложность расчета НДС роторных валов и крупногабаритных резьбовых соединений турбомашин с трещинами обуславливает необходимость экспериментального исследования этих деталей и узлов с целью обоснования их прочности.

Цель работы. Разработка методик решения задач механики разрушения узлов и деталей турбомашин, применение которых повысит степень обоснованности технических решений, направленных на обеспечение эксплуатационной надежности создаваемых и модернизируемых турбоустановок.

Научная новизна работы состоит в следующем:

- разработана методика моделирования НДС конструкций и деталей сложной

формы, содержащих трещины, с учетом их конструктивных особенностей и условий нагружения;

- предложена методика фотоупругого определения коэффициентов интенсивности напряжений (КИН) трех типов K_I , K_{II} и K_{III} ;
- установлено влияние геометрических параметров резьбы на напряженно-деформированное состояние резьбовых соединений энергетического оборудования;
- экспериментально определены КИН резьбовых соединений, работающих по схемам «шпилька – гайка» и «корпус – шпилька»;
- впервые определен размер гипотетической трещины в поверочном расчете резьбовых соединений на хрупкую прочность;
- проведены экспериментальные исследования на фотоупругих моделях взаимодействия поверхностных, внутренних и поверхностно-внутренних коллинеарных дефектов в крупногабаритных деталях турбомашин;
- установлена возможность выделения из числа множественных дефектов одиночных, взаимодействующих и объединяемых. Предложена методика определения критериев этой классификации.
- рассмотрены вопросы прочности роторных валов при наличии в них внутренних и поверхностных дефектов. Предложено определять требования к допустимым дефектам дифференцировано по зонам. Разбивка на зоны осуществляется по напряженному состоянию вала и характеристикам трещиностойкости его материала;

Достоверность полученных в работе результатов обеспечивается выполненным значительным объёмом научно обоснованных экспериментальных исследований, корректностью методики обработки опытных данных, применением апробированных методов теории подобия и моделирования НДС деталей и узлов турбомашин.

Практическая ценность состоит в том, что:

- разработанная методика экспериментального исследования НДС деталей и узлов, содержащих трещины, может быть использована для решения прикладных задач механики разрушения не только применительно к деталям и узлам турбомашин и турбоустановок, но и любых конструкций с дефектами различного происхождения;
- установлено влияние геометрических параметров резьбы на НДС крупногабаритных резьбовых соединений турбомашин. Даны рекомендации по повышению сопротивляемости хрупким и малоцикловым усталостным разрушениям высокопрочных соединений турбомашин за счет оптимизации геометрических параметров резьбы;
- экспериментально определенные КИН резьбовых соединений, работающих по схеме «шпилька-гайка» и «корпус-шпилька» могут быть использованы при разработке Норм для расчета хрупкой прочности крепежных деталей энергетического оборудования. Сформулированы предложения для разработки таких Норм;
- на базе полученных в работе результатов исследования определены требования к допустимым размерам металлургических дефектов и расстояниям между ними в ротор-

ных валах турбомашин;

– разработанная методика оценки допустимых размеров дефектов может быть использована для количественной оценки эксплуатационной надежности деталей турбомашин и турбоустановок, имеющих отклонения от условий поставки по размерам металлургических дефектов;

– полученные экспериментальные данные значений КИН в условиях взаимодействия внутренних, поверхностных и поверхностно-внутренних трещиноподобных дефектов могут быть использованы для оценки прочности различных объектов, содержащих множественные трещиноподобные дефекты.

Реализация результатов работы.

Результаты работы внедрены в ЗАО «НПФ «Невинтермаш» для расчета эксплуатационной надежности резьбовых соединений и роторов при модернизации существующих центробежных компрессоров и нагнетателей.

Результаты работы могут быть внедрены в ОАО «Силовые машины» при выборе оптимального материала и геометрии резьбы по критериям линейной механики разрушения с целью повышения работоспособности резьбовых соединений, а также при оценке прочности крупных роторных валов.

Разработанная методика оценки допустимых размеров дефектов может быть реализована в ОАО «Ижорские заводы» для расчета эксплуатационной надежности крупных деталей, имеющих отклонения от условий поставки по размерам металлургических дефектов, а также при выполнении поверочных расчетов резьбовых соединений узла уплотнения главного разъема серийных реакторов на хрупкую прочность.

Апробация. Основные результаты работы были доложены и обсуждены:

– на региональной научно-практической конференции молодых ученых и студентов старших курсов высших учебных заведений Санкт-Петербурга, Волгограда, Новгорода и Пскова «Технология, оборудование и автоматизация машиностроительного производства» (СПб., 14-16 мая 2008 г.);

– на Международной научно-технической конференции «Актуальные задачи машиноведения, деталей машин и триботехники» (СПб., 27-28 апреля 2010 г.);

– на научном семинаре кафедры «Теория механизмов и детали машин» ПИМаш (СПб., 2008 г.);

– на научном семинаре кафедры «Турбиностроение и средства автоматизации» ПИМаш (СПб., 2012г).

– на научном семинаре кафедр «Турбинные установки и двигатели» и «Соппротивление материалов» СПбГПУ (СПб., 2012г).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 работ, из них 3 статьи в рецензируемых изданиях по списку ВАК и 1 монография.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов, списка литературы и приложения. Работа содержит 176 страниц текста, в том числе 65

рисунков и 9 таблиц. Список литературы включает 159 наименований.

На защиту выносятся следующие основные положения:

методика моделирования НДС конструкций и деталей, содержащих трещины, методом фотоупругости; фотоупругий метод определения КИН K_I , K_{II} и K_{III} ; результаты экспериментального исследования НДС крупногабаритных резьбовых соединений турбомашин; результаты экспериментального определения КИН резьбовых соединений турбомашин; предложения для нормирования поверочных расчетов резьбовых соединений на хрупкую прочность; результаты исследования взаимодействия поверхностных, внутренних и поверхностно-внутренних дефектов на объемных фотоупругих моделях; классификация дефектов на одиночные, взаимодействующие и объединяемые; методика и результаты оценки допустимых размеров дефектов и допустимых расстояний между ними в заготовках роторных валов турбомашин.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, дана ее общая характеристика, сформулирована цель, определен круг основных задач исследования, показана научная новизна и практическая ценность полученных результатов, приведены сведения об апробации и реализации ее положений.

В первой главе рассмотрены особенности работы резьбовых соединений энергетических установок.

Отмечено, что сопротивление высокопрочных резьбовых соединений, используемых в энергомашиностроении, циклическим усталостным и хрупким разрушениям в значительной мере определяется величиной упругого коэффициента концентрации напряжений (УККН).

Результаты анализа исследований, посвященных влиянию геометрии резьбы на значения УККН, показали необходимость дополнительных исследований по определению распределения напряжений по профилю зуба, уточнению характера распределения усилия в зоне контактирующих поверхностей резьбы в зависимости от типа соединения.

На основе анализа отечественных и зарубежных литературных источников установлены причины разрушения крупных валов турбомашин. Эти разрушения носили хрупкий характер и происходили в режимах пуска или при разгонных испытаниях. Выполнен анализ металлургических дефектов по зонам их расположения и ориентации в теле заготовок валов, по форме, размерам, качественному и количественному составу. Отмечено, что в заготовках валов наиболее часто встречаются скопления дефектов. Они, как правило, являются неметаллическими включениями размерами до 10 мм, и расположены в радиально-тангенциальных плоскостях в осевой зоне поковок валов с диаметром до одной трети максимального размера поковки. Форма дефектов может быть самой разнообразной, как объемной (шаровидная, эллипсоидная, в виде шнуров), так и плоской (круг, эллипс, строчка).

Рассмотрены требования на допустимые размеры дефектов (ДРД) заготовок валов различных силовых установок, а также работы по обоснованию этих требований. Отмечено, что действующие в настоящее время требования на ДРД установлены без учета напряженного состояния и изменения характеристик трещиностойкости по сечению валов. Они регламентируют размер одиночных дефектов в пределах от 3 до 8 мм. Также не отражено влияние на ДРД их места расположения и ориентации в теле вала. Не обосновано количественное ограничение дефектов. Отсутствуют технические условия на допустимые размеры множественных дефектов (при расстоянии между ними менее 30 мм).

Проведен обзор методов оценки прочности деталей и элементов конструкций, содержащих трещины. Установлено, что одним из самых распространенных подходов к оценке хрупкого и циклического разрушения является подход, основанный на учете коэффициентов интенсивности напряжений (КИН). От достоверности значений КИН во многом зависит точность прочностного расчета. Имеющиеся решения для вычисления КИН в рабочих витках крепежных деталей, а также в задачах о взаимодействии трещин, в том числе о взаимодействии трещин с границами тел, не учитывают геометрические особенности и условия нагружения резьбовых соединений и валов и нуждаются в уточнении. Расчет НДС деталей и конструкций сложной формы с трещинами связан со значительными математическими трудностями и поэтому необходимо использование экспериментальных методов и, в частности, метода фотоупругости.

Дан краткий анализ схем метода фотоупругости по исследованию линейных упругих задач статики. Рассмотрены фотоупругие методы определения КИН типа K_I и методы разделения K_I и K_{II} . Отмечено, что эти фотоупругие методы развиты только для плоских тел, находящихся в условиях линейного или двухосного напряженного состояния. Поэтому необходима разработка методики моделирования задач механики разрушения для пространственных деталей и конструкций сложной формы. Фотоупругие методы определения КИН K_I , K_{II} и K_{III} находятся в стадии разработки.

На основании выполненного в данной главе анализа литературы делается вывод о необходимости изучения НДС узлов и деталей турбомашин с трещинами и без них с целью оценки их прочности.

Для этого были сформулированы следующие **основные задачи исследования**:

- разработать методику моделирования конструкций и деталей турбомашин с трещинами поляризационно-оптическим методом и методику определения КИН K_I , K_{II} и K_{III} по данным фотоупругости;
- исследовать влияние геометрии резьбы и типа соединения на НДС витков резьбы и определить УККН в крупногабаритных резьбовых соединениях турбоустановок;
- определить КИН крупногабаритных резьбовых соединений;
- разработать предложения по нормированию поверочных расчетов резьбовых соединений на хрупкую прочность;

– провести анализ напряженного состояния валов при различных режимах эксплуатации. По результатам этого анализа, а также анализа металлургических дефектов в заготовках валов установить основные, с точки зрения их опасности, расчетные схемы, сопоставить их с имеющимися данными по разрушению валов и провести моделирование этих расчетных схем по конструктивным параметрам и условиям нагружения;

– на основании исследований методом фотоупругости установить коэффициенты интенсивности напряжений для наиболее опасных типов, как одиночных, так и множественных (взаимодействующих) дефектов;

– на основании полученных результатов исследований разработать методику расчета допустимых размеров металлургических дефектов валов турбомашин.

Во второй главе представлена методика моделирования задач механики разрушения и исследования НДС деталей и узлов турбомашин методом фотоупругости. На основе анализа известных схем метода фотоупругости и с учетом конструктивных особенностей рассматриваемых деталей принята методика «замораживания» деформаций, как наиболее эффективная для изучения трехмерного напряженного состояния деталей сложной формы с трещинами. Исследование НДС и определение УККН в резьбовом соединении, нагруженном по схеме «шпилька-гайка» проводилось на плоских моделях при комнатной температуре.

Определение разности главных напряжений и углов их наклона осуществлялось методом компенсации Сенармона на координатно- синхронном поляриметре КСП-7. Также проводилась круговая поляризация. Разделение напряжений проводилось методами, основанными на численном решении дифференциальных уравнений равновесия.

Проведено экспериментальное сравнение фотоупругих методов определения КИН K_I , а также K_I и K_{II} . Для расчета K_I использовалась бесконечная пластина с центральной сквозной трещиной (задача Гриффитса), а при разделении K_I и K_{II} изучалась бесконечная пластина с центральной сквозной трещиной, расположенной под углом к действию равномерно растягивающей нагрузки. С целью окончательного выбора метода определения КИН при исследовании НДС деталей и конструкций с трещинами, вершины которых находятся вблизи концентраторов напряжений или у свободных поверхностей, проводились опыты на бесконечной пластине с центральной несквозной трещиной, цилиндрическом образце с кольцевой трещиной и на образце с трещиной, нагруженной по схеме трехточечного изгиба (определяется K_I), а также на бесконечной плите с несквозной центральной наклонной трещиной (разделялись K_I и K_{II}). Проведенные опыты показали, что оценить влияние внешних и внутренних поверхностей, а также концентраторов напряжений на поле напряжений у вершины трещины, можно введя в асимптотическое выражение для напряжения σ_X – не сингулярный член – σ_{OX} .

Следует корректно отыскивать сингулярную область у вершины трещины, в которой справедливы асимптотические выражения для поля напряжений, для чего

необходимо графическое построение зависимости разности главных напряжений $\sigma_1 - \sigma_2$ или оптической разности хода δ от величины $(r^{-1/2})$ полярного радиуса с полюсом в вершине трещины. При этом в расчете КИН могут быть взяты только те данные, которые лежат на прямой линии.

Установлено, что при моделировании задач механики разрушения, необходимо тщательно подбирать величину внешней нагрузки, так как задавая высокую нагрузку при обязательном условии стабильности трещины в процессе опыта, можно получить, с одной стороны, уверенную регистрацию оптических эффектов, а с другой стороны, неупругие деформации, возникающие у вершины трещины, могут настолько сузить размеры сингулярной области, из которой выбираются фотоупругие данные для расчета, что получение достоверных значений КИН проблематично, а порой невозможно. Аналогичная ситуация складывается в случае моделирования неглубоких трещин надрезами, имеющими конечный радиус в вершине. Задавая низкий уровень внешней нагрузки, можно увеличить размеры сингулярной области, но возникают сложности, связанные с измерением оптических эффектов.

Для обеспечения достаточной точности вычисления КИН по данным фотоупругости проанализированы возможные источники погрешностей. С целью их снижения использовалась спецтехнология изготовления фотоупругих моделей с поверхностными трещинами заданных размеров, и точность измерения линейных размеров была повышена за счет усовершенствования координатного устройства КСП-7.

Установлено, что на точность расчета КИН влияет качество изготовления срезов и правильность установки их при просвечивании поляризованным светом. Предложено изготавливать срезы толщиной 1,5...2,5 мм строго перпендикулярно плоскости и фронту трещины. Эти срезы должны обладать повышенной прозрачностью. Была разработана технология изготовления таких срезов, исключая «размораживание» и искажения зафиксированных в срезах деформаций.

Также было спроектировано и изготовлено приспособление для закрепления срезов. Это приспособление фиксировалось на поляризационно-оптической установке КСП-7 и позволяло производить не только прямое, но и наклонное просвечивание срезов в нескольких плоскостях.

Отмечено, что для выбора метода расчета КИН необходимо по картине изохроматических полос сделать классификацию поля напряжений, чтобы знать, какими КИН это поле напряжений описывается. В случаях, когда картина изохроматических полос была симметрична относительно линии трещины, и поле напряжений описывалось КИН только типа K_I , использовался графический метод Пирсона и Руиза, позволяющий не только определять размеры сингулярной области, но и сразу же находить неизвестные, необходимые для расчета КИН по формуле:

$$K_I = f_I \sigma_y \sqrt{\pi l}, \quad (1)$$

где f_I – безразмерный коэффициент, зависящий от геометрии детали, формы трещины и типа нагрузки; l – глубина поверхностной или полудлина внутренней трещины.

Произведение $f_I \cdot \sigma_Y$ в формуле (1) определялось из зависимости разности главных напряжений $\sigma_1 - \sigma_2$ от величины $\sqrt{l/2r}$.

Также для определения f_I был использован метод Долгополова-Шилова. Согласно этого метода поправочный множитель КИН определяется экстраполяцией линейного участка зависимости $f_{Ii} = f(l/2r_i)^{0,5}$, в точку $r_i=0$, где f_{Ii} – мнимые значения поправочного множителя, определяемые для каждой изохроматической петли в вершине трещины по выражению

$$f_{Ii} = \frac{C \cdot n_i (2r_i/l)^{-0,5}}{t\sigma}, \quad (2)$$

где C – оптическая постоянная используемого материала; t – толщина среза; σ – номинальное напряжение; n_i – порядок изохроматической полосы; r_i – радиус i -ой полосы под углом 90° к плоскости трещины.

Для разделения КИН типа K_I и K_{II} , когда картина изохроматических полос несимметрична относительно линии трещины, использовался метод Грилицкого Д.В, Сорокатого Ю.И. и Думанского О.И. K_I и K_{II} находили по формуле:

$$\begin{aligned} & K_I^2 \sin^2 \theta + 2K_I K_{II} \sin 2\theta + K_{II}^2 (1 + 3 \cos^2 \theta) = \\ & = 2\pi r \left[\left(\frac{\delta}{Cd} \right)^2 - 2 \frac{\delta_s}{Cd} \sigma_{ox} \sin 2\beta_s + \sigma_{ox}^2 \right], \end{aligned} \quad (3)$$

где δ – оптическая разность хода; β – параметр изоклины, индекс «s» обозначает соответствующую величину в точке, симметричной относительно вершины трещины к рассматриваемой; σ_{ox} – постоянное однородное напряжение:

$$\sigma_{ox} = \frac{\delta^2 - \delta_s^2}{2Cd(\delta \sin 2\beta + \delta_s \sin 2\beta_s)} \quad (4)$$

Записав выражение (3) для двух и более измеряемых точек определяли K_I и K_{II} .

Также для разделения K_I и K_{II} использовался метод Ченга, по которому величины K_I и K_{II} рассчитывали по формуле:

$$\tau_{\max}^2 = \frac{1}{8\pi r} \left[\sin^2 \theta \cdot K_I^2 + K_{II}^2 (4 - 3 \sin^2 \theta) + 2K_I K_{II} \sin \theta \right], \quad (5)$$

где τ_{\max} – максимальное касательное напряжение.

В работе была разработана методика фотоупругого определения K_I , K_{II} и K_{III} . Подставляя в известную из теории упругости формулу

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad (6)$$

разность главных напряжений $\sigma_I - \sigma_2$ из закона Вертгейма и компоненты напряжений σ_X , σ_Y и τ_{XY} из асимптотических выражений для поля напряжений в окрестности трещины, получим:

$$\frac{\delta}{Cd} = \frac{1}{\sqrt{2\pi \cdot r}} \left[K_I^2 \sin^2 \theta + 2K_I K_{II} \sin 2\theta + K_{II}^2 (1 + 3 \cos^2 \theta) \right]^{1/2} \quad (7)$$

Формула (7) дает возможность рассчитать K_I и K_{II} при просвечивании срезов, изготовленных из «замороженных» моделей нормально плоскости и фронту трещины. K_{III} может быть найден, если проводить наклонное просвечивание нормального среза. Выражая компоненты напряжений относительно новых осей через старые и, подставляя их и $\sigma_I - \sigma_2$ из закона Вертгейма в формулу (6) получим при $\theta=90^\circ$:

$$\left. \frac{\delta}{Cd_1} \right|_{\theta=90^\circ} = \frac{1}{2\sqrt{\pi \cdot r}} \left\{ [K_I (0,5 \cdot c^2 + 2\mu \cdot s^2 - 1,5) + K_{II} (0,5 - 1,5 \cdot c^2 - 2\mu \cdot s^2) - K_{III} \cdot 2 \cdot s \cdot c]^2 + 4(0,5K_{II} \cdot c - 0,5K_I \cdot c - K_{III} \cdot s)^2 \right\}^{1/2} \quad (8)$$

где $d_1 = d / \cos \alpha$ – длина пути поляризованного луча в срезе модели при наклонном просвечивании: $c = \cos \alpha$, $s = \sin \alpha$, μ – коэффициент Пуассона.

Просвечивая тот же срез в другой плоскости и проводя измерения при $\theta=0^\circ$, K_{III} можно определить по формуле:

$$\left. \frac{\delta}{Cd_1} \right|_{\theta=0^\circ} = \frac{1}{\sqrt{2\pi \cdot r}} \left\{ [K_I \cdot s^2 (1 - 2\mu) + K_{III} \cdot 2 \cdot s \cdot c]^2 + 4K_{II}^2 \cdot c^2 \right\}^{1/2}. \quad (9)$$

Сопоставление экспериментальных данных с теоретическими при испытании на растяжение прямоугольного образца с боковой наклонной трещиной, подтвердило эффективность предлагаемой методики.

В третьей главе изложена технология изготовления моделей из оптически чувствительного материала с трещинами заданных размеров и их нагружение.

Для изготовления моделей использовали эпоксидную смолу ЭД-16 МТГФА.

Заготовки всех моделей получали отливкой в металлические формы.

Все детали моделей резьбового соединения в объемном и плоском исполнении изготавливались путем механической обработки. Заданная точность размеров и профиля резьбы были получены благодаря использованию резьбошлифовальных станков.

Трещины на фотоупругие модели крепежных деталей наносились способом, предложенным Титовым В.Б., использующим способность материала модели при температуре «замораживания» становиться резиноподобным. В этом состоянии на модель с помощью стального лезвия наносился разрез.

Наибольшую сложность представляло изготовление фотоупругих моделей с внутренними множественными трещинами. Были рассмотрены и частично апробированы известные существующие способы создания внутренних трещиноподобных дефектов. На моделях призматических образцов и бочки роторного

вала трещины получали методом Минченкова О.С., применяющего фторопластовые имитаторы, устанавливаемые на специальных нитях при заливке формы.

Объемные модели резьбовых соединений нагружали растягивающей нагрузкой по схемам «шпилька-гайка» и «шпилька-корпус».

Призматические образцы подвергали одноосному однородному растяжению с помощью рычажной системы и штифтовых захватов. Модели бочки роторного вала испытывали на центрифуге в поле центробежных сил.

Величину нагрузки на все модели выбирали на основании дополнительных опытов, которые позволили установить, что для материала ЭД-16 МТГФА величина нагрузки должна быть такой, чтобы уровень напряжений у вершины модельной трещины находился в пределах $0,1 \dots 0,15 \text{ Н/мм}^2$.

В четвертой главе на основе разработанной методики приведены результаты экспериментального исследования НДС крупногабаритных резьбовых соединений и роторных валов турбомашин.

Результаты исследования НДС резьбовых соединений показали, что при стандартном угле профиля $\alpha=60^\circ$ значение УККН наибольшее, при угле профиля 75° и 90° , величина УККН снижается на 3-5 и 12-15% соответственно. Эти данные несколько ниже, полученных ранее И.А. Биргером и Г.Б. Иосилевичем, но находятся в хорошем соответствии с данными Г.Нейбера. Для резьб с радиусом закругления впадины $\rho=0,5-1,2 \text{ мм}$ УККН, начиная с восьмого витка, практически не изменяются. Значения УККН для $\rho=0,25 \text{ мм}$ в 1,5-2,0 раза больше аналогичных значений в резьбах с $\rho=0,5-1,2 \text{ мм}$. С увеличением шага резьбы УККН увеличивается как в рабочей, так и в свободной частях резьбы шпильки. При увеличении шага от 6,0 до 6,4 мм увеличение УККН составило 12-15%. Сравнение экспериментальных данных в исследованных пределах показывает, что изменение шага резьбы влияет более значительно на величину УККН, чем изменение радиуса закругления впадины. Наиболее нагруженным является первый от опорной поверхности гайки виток резьбы шпильки.

В резьбовом соединении типа «корпус-шпилька» законы распределения УККН по виткам резьбы шпильки и корпуса в радиальном и тангенциальном сечении корпуса одинаковы, наблюдается лишь расхождение в максимальных значениях УККН, объясняемое различной жесткостью этих сечений.

Найдены КИН для резьбовых соединений турбомашин в зависимости от схемы нагружения. Для наклонной и нормальной трещины построены К-тарировки, т.е. зависимости КИН от глубины трещины.

Полученные данные показывают, что повышения хрупкой прочности можно достичь, уменьшая шаг и увеличивая угол профиля резьбы.

При исследовании различных сочетаний коллинеарных трещиноподобных дефектов роторных валов эффект взаимодействия f_I^B оценивали отношением значения

поправочной функции на внутренней вершине трещины f_I^{BH} к значению этой функции на наружной вершине трещины f_I^H ($f_I^B = f_I^{BH} / f_I^H$).

Для внутренних, поверхностных и поверхностно-внутренних дефектов построены зависимости f_I^B от относительных размеров дефектов $\lambda = 2l/d$, где l – радиус дефекта; d – расстояние между центрами дефектов.

Полученные результаты позволили уточнить имеющиеся рекомендации по критериальным оценкам множественных дефектов.

За критерии классификации приняты два характерных значения относительных размеров дефектов λ_1 и λ_2 . Такие, что при текущем значении размера λ меньше, чем λ_1 дефекты считаются одиночными, при $\lambda_1 \leq \lambda \leq \lambda_2$ – взаимодействующими и при $\lambda > \lambda_2$ – объединяемыми.

В пятой главе разработана методика расчета допустимых размеров металлургических дефектов в роторных валах турбомашин. Для дефектов радиальной и тангенциальной ориентации предлагается определять их допустимые размеры по следующей схеме:

Из формулы (1) определяем критический размер дефекта l_K , принимая $K_I = K_{IC}$; $\sigma = \sigma_m \cdot b$, где σ_m – максимальный уровень статических напряжений в зоне дефекта; b – коэффициент запаса по ним; f_I – экспериментально определенный безразмерный коэффициент для рассматриваемого сочетания дефектов.

Затем по формуле Вильсона

$$l_D = \left[(l_K)^{1-\frac{n}{2}} + \frac{C \cdot \Delta K_I^n}{(l_K)^{n/2}} \left(\frac{n}{2} - 1 \right) N \right]^{-\frac{2}{n-2}}, \quad (10)$$

где $\Delta K_I = \Delta \sigma \sqrt{\pi \cdot l_K} f_I$ определяется ДРД (l_D) с учетом роста дефекта за расчетное число циклов (N), при изменении напряжений за цикл – $\Delta \sigma$. C и n – коэффициенты, характеризующие скорость роста усталостной трещины в данном материале.

Допустимые расстояния между дефектами (ДРМД) радиальной и тангенциальной ориентации предложено определять в зависимости от критических и допустимых размеров дефектов, исходя из условий:

– для одиночных дефектов взаимодействие отсутствует в течение всей эксплуатации вала ($\lambda < \lambda_1$).

– для объединяемых дефектов разрушение перемычки ($\lambda > \lambda_2$) может произойти в любой момент эксплуатации, но дальнейший рост объединенного дефекта не приведет к разрушению вала. В этом случае необходимо рассматривать два варианта: разрушение перемычки в начале и в конце эксплуатации.

– для взаимодействующих дефектов условие $\lambda_1 \leq \lambda \leq \lambda_2$ может наступить в любой момент эксплуатации.

ДРД и ДРМД для дефектов поперечной ориентации в виду очень большого количества циклов осевых напряжений в валах ($N = 4-5 \cdot 10^{10}$) предложено определять из условия отсутствия роста дефектов, т.е. в уравнении (1) $K_I = K_{th}$; $\sigma = \sigma_{za} \cdot b'$, где σ_{za} – амплитуда осевых напряжений, b' – коэффициент запаса по ним. При этом относительные размеры дефектов неизменны, следовательно, применимы критерии классификации дефектов λ_1 и λ_2 , определенные для статического нагружения.

В качестве примера разработанной методики определения ДРД и ДРМД рассмотрен вал ротора турбоустановки 1200 МВт, изготовленный из стали 35ХНЗМФА. В расчетах использованы: для приповерхностной зоны вала $K_{IC} = 149 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ и $K_{th} = 6 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$; для осевой зоны $K_{IC} = 104 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ и $K_{th} = 8 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ (по работам Соснина А.В.), $C = 2,95 \cdot 10^{-11}$ и $n = 2,795$ – наиболее консервативные (при самом быстром росте дефектов) значения коэффициентов уравнения Вильсона (по работам Орестова А.М.).

При оценке напряженного состояния рассчитываемого вала определены совокупности нагрузок, действующих в режимах пуска, останова, номинальной работы, разгонных испытаний и короткого замыкания. Для каждого режима установлены суммарные значения центробежных, термомеханических, посадочных, остаточных напряжений, а также напряжений от изгибающего и крутящего моментов.

Коэффициенты запаса по ним $b=2$, что соответствует коэффициентам запаса по напряжениям при обычных расчетах валов на прочность, $b' = 3,75$ – получено с учетом концентрации напряжений в канавках Лафуна и увеличения осевых напряжений при резонансных частотах вращения вала.

Проведенные расчеты показали, что наличие дефектов в осевой зоне вала менее опасно, чем в приповерхностной. В среднем размер допустимых дефектов для этих зон отличается в пять раз. Причем, для осевой зоны наиболее неблагоприятны дефекты радиальной ориентации, а для приповерхностной – поперечные. По месту расположения вдоль оси вала наиболее опасны дефекты, расположенные в бочке вала. Их ДРД и ДРМД с учетом поправки на разрешающую способность дефектоскопического оборудования в сравнении с существующими требованиями ($l_d = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $d \geq 36 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ не зависимо от места расположения дефектов), являются более жесткими для приповерхностной зоны и менее жесткими для осевой зоны вала.

Для разработки предложений по нормированию поверочных расчетов резьбовых соединений на хрупкую прочность требуется оценка теоретических знаний КИН в их рабочих витках с учетом особенностей конструкции.

Экспериментальные данные, полученные в настоящей работе, показывают, что оценка сопротивления хрупкому разрушению шпилек должна выполняться с учетом K_I

в шпильке соединения «шпилька - гайка», где значение K_I выше, чем в соединении «шпилька-корпус», при этом в расчет должны быть взяты данные для трещины нормальной к действию осевой нагрузки.

Сравнение графиков зависимостей $K_I = f(l)$, полученных в работах Бюккнера, Харриса, Рихарда Ханса Альберта, Горынина В.И., Овчинникова А.В и Попова А.А с экспериментальными результатами свидетельствует о целесообразности использования для расчета КИН резьбовых соединений выражения (11), представленного в работах Овчинникова А.В. и Попова А.А., т.к. отличие рассчитанных по этой формуле значений K_I с данными экспериментальных исследований составляет не более 10% и идет в запас прочности.

$$K_I = \frac{4P}{\pi d_1^2} \sqrt{\pi l} \left[1,12 + 12 \left(\frac{l}{d_1} \right)^2 \right] \left[\left(\alpha_T - 1 \right) \frac{2}{\pi} \frac{\psi}{sh \psi} + 1 \right], \quad (11)$$

где $\alpha_T = 1 + 0,65 \sqrt{S/\rho}$; $\alpha_T = 1 + 1,57 \sqrt{S/\rho}$ – коэффициенты концентрации напряжений для не входящей в зацепление резьбы и для первого витка соответственно; ρ – радиус закругления в резьбовой впадине; S – шаг резьбы.

$$\psi = \ln \left(\xi + \sqrt{\xi^2 - 1} \right); \quad \xi = \frac{2,16 \alpha_T l}{\alpha_T - 1 \rho} \geq 1;$$

При поверочном расчете хрупкой прочности различных деталей и элементов конструкций необходимо располагать данными о размерах гипотетических трещин, допущение которых гарантирует безопасность и надежность их работы.

Сопrotивление хрупкому разрушению считается обеспеченным, если во всех расчетных ситуациях выполняется следующее условие:

$$K_I \leq \frac{K_{IC}}{n_K}, \quad (12)$$

где K_{IC} – вязкость разрушения (критический КИН), n_K – коэффициент запаса прочности по коэффициенту интенсивности напряжений.

Для принятия решения о назначении размера гипотетической трещины следует, используя выражение (11), построить К-тарировку.

Уровень напряжений в шпильках принимали согласно инструкции 1001001ИМ для крепежа фланцевых соединений турбин, предоставленной ОАО «Силловые машины» ЛМЗ, и он составлял от 300 МПа до 380 МПа.

Поскольку с увеличением действующих напряжений текущие значения КИН также пропорционально увеличиваются, К-тарировку строили при максимальном уровне напряжений (см. рисунок).

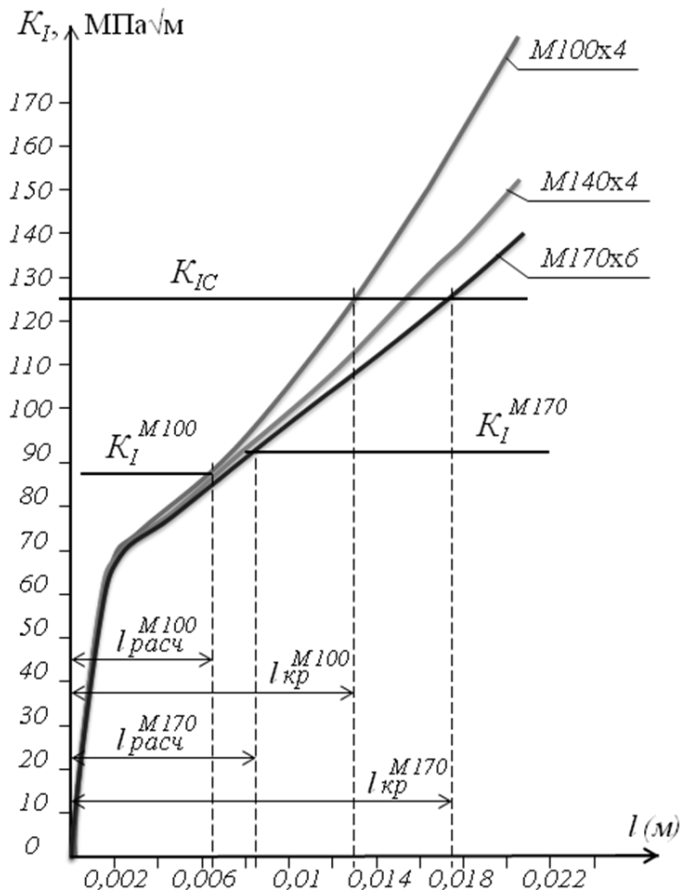


Рис. Зависимость коэффициентов интенсивности напряжений от глубины трещины в резьбе шпильки и схема определения размера гипотетической трещины

Далее определяли критический размер кольцевой трещины. Величину вязкости разрушения K_{IC} находили по справочнику для сталей при температуре 293⁰К, используемых при изготовлении крепежных деталей узлов уплотнений разъемов энергетических установок (12Х18Н10Т, 38ХНЗМФА, 20Х1М1Ф1ТР (ЭП182) и др.).

Расчетный размер трещины определяли, как показано на рисунке, выражая его через шаг резьбы.

Таким образом, при нормировании поверочных расчетов резьбовых соединений на хрупкую прочность рекомендуется КИН определять по выражению (11), а размер гипотетической трещины назначать равным одному шагу резьбы.

ВЫВОДЫ

1. Разработана методика моделирования НДС конструкций и деталей турбомашин с трещинами методом фотоупругости, основанная на графическом определении сингулярной области, из которой фотоупругие данные берутся для расчета коэффициентов интенсивности напряжений. Предложено использовать метод «замораживания» деформаций, а срезы выпиливать нормально плоскости и фронту пространственной трещины. Методика регламентирует классификацию поля напряжений по картине изохроматических полос, с целью установления метода расчета КИН.

2. Предложен и апробирован фотоупругий метод определения коэффициентов интенсивности напряжений K_I , K_{II} и K_{III} , заключающийся в том, что K_I и K_{II} находятся из нормального просвечивания среза, а K_{III} вычисляются при наклонном просвечивании

этого же среза. Измерение оптической разности хода производится вдоль полярных радиусов составляющих 0^0 и 90^0 к плоскости трещины.

3. Разработана технология изготовления моделей сложной формы из оптически чувствительного материала с трещинами заданных размеров. Сконструированы и изготовлены приспособления, позволяющие наносить трещины в труднодоступных местах моделей. Решен один из важных вопросов техники эксперимента применительно к задачам механики разрушения: выбраны нагрузки на модели, гарантирующие стабильность размеров трещин в процессе опытов и обеспечивающие уверенную регистрацию оптических эффектов.

4. Получены графики изменения УККН в зависимости от номера витка, угла профиля резьбы и схемы нагружения резьбового соединения. Изучено влияние геометрии резьбы на НДС узла уплотнения разъема турбомшины, позволившее определить место возможного возникновения трещины во впадине резьбы. Установлено, что при прочих равных условиях переход к закругленной впадине и меньшему шагу резьбы способствуют снижению УККН на первом, наиболее нагруженном витке и позволяет повысить сопротивляемость резьбовых соединений хрупким разрушениям.

5. Экспериментально определены КИН в резьбе узлов уплотнения разъема турбомашин, нагружаемой по схемам «шпилька-гайка» и «шпилька-корпус» в зависимости от глубины наклонной и нормальной трещины.

6. Разработаны предложения по нормированию поверочных расчетов резьбовых соединений на хрупкую прочность. Рекомендована формула для расчета КИН K_I в шпильках резьбовых соединений. Предложено глубину гипотетической кольцевой трещины назначать равной одному шагу резьбы.

7. Проведен анализ металлургических дефектов заготовок, разрушений, характеристик трещиностойкости материалов и напряженного состояния валов мощных турбомашин. На основании этого анализа установлены основные расчетные схемы при оценке допустимых размеров металлургических дефектов: нормальный разрыв радиальных дефектов, расположенных в зоне осевого отверстия, и поперечных дефектов, расположенных в зонах концентраторов напряжений в приповерхностной зоне валов. Определены напряжения, необходимые для оценки критических и допустимых размеров металлургических дефектов.

8. Для различных сочетаний множественных дефектов, расположенных в объемных образцах и моделях экспериментально определены значения КИН. Получены зависимости КИН от соотношений размеров дефектов к расстояниям между ними. На основании результатов исследований разработана классификация множественных дефектов на одиночные, взаимодействующие и объединяемые. Предложена методика определения критериев этой классификации.

9. Определены допустимые размеры металлургических дефектов и расстояния между ними в заготовке вала одной из самых мощных и высоконагруженных машин, турбоустановки 1200 МВт.

10. Результаты работы могут быть использованы: при выборе оптимального варианта материала и геометрии резьбы по критериям ЛМР с целью повышения работоспособности резьбовых соединений; при корректировке Норм на размеры металлургических дефектов и расстояний между ними; при разработке норм расчета резьбовых соединений энергетических установок на хрупкую прочность.

**Основные положения исследования отражены в следующих публикациях:
в рецензируемых журналах, входящих в реестр ВАК РФ:**

1. Титов В.Б., Дудник Т.А. Определение коэффициентов интенсивности напряжений трех типов//Научно-технические ведомости СПбГПУ.– 2011. – №1. – С.132-134;

2. Дудник Т.А., Богов И.А. О нормировании расчетов резьбовых соединений на хрупкую прочность // Научно-технические ведомости СПбГПУ.–2012.–№1.– С.128-132;

3. Дудник Т.А., Богов И.А., Ласкин А.С. Определение допустимых размеров дефектов в заготовках крупных роторных валов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2012. – № 1. – С.137-143;

в других изданиях:

4. Дудник Т.А. Исследование напряженно-деформированного состояния резьбовых соединений // Инструмент и технологии. – 2008. – №28-29. – С.48-56;

5. Моделирование и решение некоторых прикладных задач механики разрушения с использованием метода фотоупругости / Ю.М Зубарев [и др.]. СПб.: Изд-во Политехн.ун-та, 2009.- 288с.;

6. Титов В.Б., Дудник Т.А. К вопросу определения коэффициентов интенсивности напряжений резьбовых соединений// Актуальные задачи машиноведения, деталей машин и триботехники: Труды Международной науч.-техн. конф., 27-28 апреля 2010г./ Балт.гос.техн.ун-т. - СП-б., 2010. - С.122-126;

7. Дудник Т.А., Богов И.А., Титов В.Б. Определение коэффициентов интенсивности напряжений при чистом изгибе цилиндра, содержащего внутренние трещины.// Инструмент и технологии: электрон. период. издан. С-Пб.: ПИМаш, 2011, №3(33)– С.1-8. № гос. регистрации Эл. № ФС77-36528. URL: <http://инструм.пф/> /index.php?book=33&art=1&html=1;

8. Дудник Т.А., Богов И.А., Титов В.Б., Технология изготовления фотоупругих моделей с поверхностными и внутренними трещинами.// Инструмент и технологии: электрон. период. издан. С-Пб.: ПИМаш, 2011, №3(33) – С.9-14. № гос. регистрации Эл № ФС77-36528. URL: <http://инструм.пф/index.php?book=33&art=2&html=1>.