

На правах рукописи



Письмаров Андрей Викторович

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ПРЕДЕЛА
ВЫНОСЛИВОСТИ УПРОЧНЁННЫХ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ**

1.1.8. Механика деформируемого твердого тела

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени

кандидата технических наук

Самара, 2023

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва»

Научный руководитель:

Кирпичёв Виктор Алексеевич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Космического машиностроения имени Генерального конструктора Д.И. Козлова» федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва», г. Самара.

Официальные оппоненты:

Рабинский Лев Наумович, доктор физико-математических наук, профессор, профессор кафедры 902 федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)», г. Москва.

Дубин Алексей Иванович, кандидат технических наук, доцент, начальник лаборатории прочности центральной заводской лаборатории ПАО «ОДК – Уфимское моторостроительное производственное объединение», г. Уфа

Ведущая организация:


Акционерное общество «Научно-производственное объединение «Центральный научно-исследовательский институт технологии машиностроения», г. Москва

Защита состоится «03» ноября 2023 г., в 13 ч. 30 мин. на заседании объединённого диссертационного совета 99.2.039.02 на базе ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет» и ФГАОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва», по адресу: 443100, г. Самара, Молодогвардейская, 244, главный корпус, аудитория 200. С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет»: <http://d99912202.samgtu.ru>

Отзывы на автореферат просим высылать в двух экземплярах, заверенных печатью, по адресу: Россия, 443100, г. Самара ул. Молодогвардейская, 244, ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет», главный корпус, ученому секретарю диссертационного совета 99.2.039.02.

Автореферат разослан « ____ » _____ 2023 г.

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



А.Р. Луц

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования

Эксплуатационные качества летательного аппарата и двигателя определяются, среди остальных причин, ресурсом и надежностью резьбовых соединений. Для улучшения весогабаритных и прочностных характеристик всё более широкое применение находят резьбовые детали из высокопрочных сталей и титановых сплавов. Но применение этих материалов не привело к значительному увеличению сопротивления усталости, так как существующая технология изготовления резьбовых деталей не обеспечивает стабильных характеристик качества поверхностного слоя и, прежде всего, остаточных напряжений.

Одним из способов снижения рисков разрушения от возникающих в процессе работы деталей усталостных трещин, повышения работоспособности наиболее ответственных узлов, элементов конструкций и отдельных деталей, продления их срока службы является упрочнение поверхности деталей методами поверхностного пластического деформирования, применение которых позволяет создать в поверхностном слое детали тонкий слой с сжимающими напряжениями. Суммируясь с рабочими напряжениями, они уменьшают последние, тем самым, повышая эксплуатационные характеристики деталей машин.

Проблеме прогнозирования предела выносливости и оценки влияния различных факторов на сопротивление усталости, а также вопросам развития усталостных трещин в упрочнённых деталях с концентраторами напряжений посвящены работы – И.А. Биргера, С.В. Серенсена, В.Т. Троценко, И.В. Кудрявцева., С.И. Иванова, В.Ф. Палова, В.А. Кирпичёва, В.П. Радченко, Вакулюка В.С., В.П. Сазанова, Е. Орована, Г. Ирвина, Ю. Мураками.

Резьбовые соединения являются одними из самых ответственных деталей, обеспечивающих безотказную работу узлов, агрегатов и элементов конструкций машин.

Для увеличения срока эксплуатации, то есть, повышения жизненного цикла в процессе эксплуатации резьбовых деталей на этапе их изготовления применяются методы поверхностного упрочнения. Максимальный эффект от их применения достигается в условиях концентрации напряжений. На этапе конструирования машин важно иметь достоверные инструменты оценки применяемых методов поверхностного пластического деформирования. Поэтому установление количественной связи между остаточными напряжениями и сопротивлением усталости резьбовых деталей является весьма **актуальной** задачей науки и инженерной практики.

На основании изложенного, **объектом исследования** в данной диссертации является многоцикловая усталость, а **предметом исследования** — резьбовые детали с остаточными напряжениями.

Как показал обзор литературы, существующие методы определения приращения предела выносливости, а, следовательно, и предела выносливости

упрочнённой методами поверхностного пластического деформирования (ППД) детали являются либо экспериментальными, либо экспериментально-расчетными. В первом случае приращение предела выносливости определяется как разность результатов проведения испытаний на усталость упрочнённых и неупрочнённых образцов и деталей. Во втором случае приращение предела выносливости определяется через исследование компьютерным моделированием напряженно-деформированного состояния детали с использованием эпюры остаточных напряжений, получаемой экспериментально.

Следует отметить, что оба указанных подхода не учитывают зарождение и развитие трещины в зоне концентратора напряжений, существенно влияющей на сопротивление многоциклового усталости.

Как было сказано выше, большая группа деталей в узлах и конструкциях имеет концентраторы напряжений в виде резьбы. Резьбовые соединения являются высоконагруженными элементами, от работы которых зависит прочность и надёжность конструкции в целом.

Прочность резьбовых деталей, работающих в условиях асимметричного цикла, средние напряжения которого обусловлены усилием затяжки, зависит, в основном, от растягивающих рабочих напряжений, а также от вида упрочняющей обработки. В этой связи представляет интерес разработка методики определения предела выносливости резьбовой детали по известным эпюрам остаточных напряжений, а также средним напряжениям цикла с использованием положений линейной механики разрушения.

Цель исследования заключается в разработке методики прогнозирования предела выносливости резьбовых деталей, учитывающей связь между коэффициентом интенсивности напряжений (КИН) и характеристиками многоциклового усталости.

Для достижения заявленной цели должны быть решены следующие **задачи**:

- провести исследование различных вариантов расчётной модели;
- исследовать влияние на предел выносливости остаточных напряжений, расположенных по контуру профиля резьбы;
- выявить закономерность изменения КИН от глубины трещины;
- разработать методику моделирования остаточных напряжений в резьбовых деталях с использованием метода конечных элементов, реализованного в программном комплексе ANSYS;
- разработать методику прогнозирования приращения предела выносливости резьбовых деталей, упрочнённых методами поверхностного деформирования, с учётом связи КИН с характеристиками многоциклового усталости.

Соответствие паспорту заявленной специальности

Диссертационная работа соответствует направлениям исследований, указанным в пунктах паспорта специальности 1.1.8. «Механика деформируемого твёрдого тела»: 10. Прочность при сложных режимах

нагружения. Теория накопления повреждений. Механика разрушения твердых тел; 11. Математическое моделирование поведения дискретных и континуальных деформируемых сред при механических, тепловых, электромагнитных, химических, гравитационных, радиационных и прочих воздействиях; 12. Вычислительная механика деформируемого твердого тела; 13. Экспериментальные методы исследования процессов деформирования, повреждения и разрушения материалов, в том числе объектов, испытывающих фазовые структурные превращения при внешних воздействиях.

Положения, выносимые на защиту:

1. Зависимость КИН от глубины трещины.
2. Зависимость КИН от максимального напряжения цикла на глубине нераспространяющейся трещины усталости.
3. Методика моделирования остаточных напряжений в резьбовых деталях.
4. Методика определения предела выносливости в резьбовых деталях, учитывающая влияние остаточных напряжений, и связь КИН на глубине нераспространяющейся трещины с характеристиками многоциклового усталости.
5. Зависимость приращения предельных амплитуд цикла резьбовых деталей с учётом остаточных напряжений и влияния КИН от максимального напряжения цикла на глубине нераспространяющейся трещины усталости при различных радиусах впадин.

Научная новизна

Научная новизна исследования заключается в установлении связи между КИН при максимальном напряжении цикла с характеристиками многоциклового усталости резьбовых деталей. Разработана методика прогнозирования приращения предельной амплитуды цикла резьбовых деталей, учитывающая распределение остаточных напряжений в наименьшем сечении детали, и учитывающая связь КИН с характеристиками многоциклового усталости.

Практическая значимость

Практическая значимость исследования заключается в том, что предложенная методика позволяет прогнозировать приращение предельной амплитуды цикла, и, следовательно, предел выносливости резьбовых деталей с учётом характеристик материала, усилий затяжки (положительных средних напряжений цикла), а также распределения остаточных напряжений в поверхностном слое резьбы, что даёт возможность на этапе проектирования оценивать влияние тех или иных методов упрочнения и конструктивных особенностей на надёжность и долговечность крепёжных соединений и, в результате, оптимизировать их исполнение по массе, стоимости производства и прочим характеристикам при обеспечении заданных требований надёжности.

Степень достоверности разработанной методики

Степень достоверности разработанной методики определения предельных напряжений цикла и приращения предела выносливости резьбовых деталей с остаточными напряжениями обеспечена корректным использованием методов моделирования остаточных напряжений и программных средств анализа.

Апробация результатов работы проводилась на следующих конференциях и семинарах:

- XIX Всероссийский семинар «Управление движением и навигация летательных аппаратов» (г. Самара, 2017 г.);
- XX Всероссийский семинар «Управление движением и навигация летательных аппаратов» (г. Самара, 2018 г.);
- XI Всероссийская научная конференция с международным участием «Математическое моделирование и краевые задачи» (г. Самара, 2019 г.);
- XXII Всероссийский семинар «Управление движением и навигация летательных аппаратов» (г. Самара, 2020 г.);
- XXII Научно-техническая конференция ученых и специалистов, посвященная 60-летию полета Ю.А. Гагарина, 75-летию ракетно-космической отрасли и основанию РКК «Энергия» (г. Королёв, 2021 г.).

Публикации: всего по теме исследования опубликовано 26 работ, в том числе 3 статьи в изданиях, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией при Министерстве образования и науки Российской Федерации и 1 переводная статья в индексируемой базе данных Scopus.

Объём и структура работы: диссертация состоит из введения, 4 разделов, заключения, списка литературы из 124 наименований и 2 приложений, содержит 172 страниц текста, 79 рисунков, 27 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы исследования, обозначены цель и задачи работы. Отмечены теоретическая значимость, достоверность исследования. Перечислены результаты, выносимые автором на защиту. Приведена информация об апробации результатов работы и количеству публикаций.

Раздел 1. Обзор литературы

В подразделе 1.1 проведён анализ основных причин разрушения болтовых соединений на основе работ В.Ю. Васильевой, В.Б. Григоренко, Р.Н. Потехина. Установлено, что в резьбовых деталях появляются усталостные микротрещины, потертости, которые в свою очередь приводят к разрушению деталей. Распространённой причиной разрушения резьбовых деталей это усталостное разрушение – как результат действия многоцикловых знакопеременных нагрузок.

В подразделе 1.2 рассмотрены методы определения остаточных напряжений в деталях с концентраторами напряжений. Проанализированы

соответствующие работы И.А. Биргера, В.С. Вакулюка, И.Г. Григоренко, С.А. Зайдеса, С.И. Иванова, В.Ф. Павлова, В.Ф. Лаврова, В.П. Радченко, О.Н. Михайлова, Ю.И. Няшина, А.Н. Овсеенко, М.П. Пескина, Р.Н. Потехина, А.И. Промптова, И.В. Семчинко, Г.З. Серебринникова, А.В. Подзена, А.А. Точилкина, Д.А. Храмовой, А.П. Черного, М.П. Шатунова, I. Yoshimoto. Чаще всего исследователи рассматривают макронапряжения, для определения которых применяют, как правило, механический метод, основанный на удалении слоев материала детали и измерении возникающих при этом перемещений или деформаций. В деталях сложной формы, где травление затруднено, вырезаются фрагменты. Этот вариант определения остаточных напряжений получил широкое распространение – это метод колец и полосок. При вырезании из детали фрагментов возникают дополнительные остаточные напряжения, которые необходимо учитывать для более точного определения эпюры остаточных напряжений.

В подразделе 1.3 рассмотрены методы моделирования остаточных напряжений в деталях с использованием расчётных программ и методика определения предельной амплитуды цикла с использованием критерия среднеинтегральных остаточных напряжений на основе работ А.А. Александрова, В.П. Багмутова, А.С. Злобина, С.И. Иванова, С.И. Каратушина, Плешановой, А.Е. Токарева, Д.А. Храмова. Анализ рассмотренных работы показал, что моделирование остаточных напряжений относится к гладким образцам. Существующая методика прогнозирования предела выносливости резьбовых деталей имеет ряд недостатков: необходимо проведение испытаний на усталость для определения приращения предельной амплитуды и вычисления величины. До настоящего времени не разработано достоверных методов, позволяющих минуя экспериментальное проведение испытаний на усталость, осуществлять оценку предельной амплитуды упрочнённых резьбовых деталей при наличии механических характеристик материала, распределения остаточных напряжений в поверхностном слое впадин резьбы и средних напряжений, вызванных усилием затяжки.

Усовершенствование методов расчета сопротивления усталости выдвигает на первый план необходимость создания методики оценки предела выносливости резьбовых деталей, которая позволит оценить предельное значение амплитуды упрочнённых резьбовых деталей, учитывающих механические свойства материала, распределения остаточных напряжений в поверхностном слое впадин резьбы, а также величину средних напряжений, возникающих при затягивании резьбовых деталей без проведения испытаний на усталость.

Раздел 2. Методика прогнозирования предела выносливости упрочнённых резьбовых деталей

Раздел посвящен разработке методики расчёта приращения предела выносливости упрочнённых резьбовых деталей на основе методов линейной механики разрушения. В качестве одной из составляющих данной методики в рамках диссертационной работы также разработана методика моделирования

остаточных напряжений в резьбовых деталях с использованием метода конечных элементов, реализованного в программном комплексе ANSYS.

Алгоритм расчёта предельной амплитуды цикла σ_{Ra} и приращения предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ упрочнённых резьбовых деталей включает следующую последовательность операций:

- назначение условий эксплуатации резьбовой детали;
- выбор эпюры остаточных напряжений в поверхностном слое детали;
- назначение механических свойств материала (E, μ);
- выбор начального размера трещины l_0 ;
- построение конечно-элементной модели;
- моделирование остаточных напряжений во впадине резьбы;
- моделирование растягивающих напряжений;
- моделирование трещины;
- определение критической глубины усталостной трещины $t_{кр}$ по зависимости КИН $K_I = f(l)$ от различной длины трещины;
- построение зависимости КИН от максимальных напряжений цикла $K_I = f(\sigma_{max})$ на глубине $t_{кр}$;
- определение предела выносливости резьбовой детали;
- определение приращения предельных амплитуд цикла.

При определении условий нагружения рассматривали только растягивающие усилия как наиболее характерные, расчёт выполняли в упругой постановке, цикл нагружения моделировали по дискретным шагам от минимального номинального растягивающего напряжения σ_{min} до максимального σ_{max} .

Начальный размер трещины усталости l_0 назначается исходя из минимального размера дефекта, фиксируемого методами неразрушающего контроля, зависящими от разрешающей способности регистрирующей аппаратуры.

Если трудно определить величину начального дефекта из-за отсутствия исходных данных, то её принимают в соответствии с руководящими документами, разрабатываемыми в каждой конкретной отрасли, регламентирующими наличие, количество и величины начальных дефектов.

В настоящем исследовании за начальный размер дефекта принимали трещину, длина которой равна $l_0 = 50$ мкм.

Конечно-элементная модель должна обеспечить возможность определения напряжённо-деформированного состояния исследуемой области резьбовой детали с учётом таких факторов, как

- растягивающее усилие, ответственное за нагружение резьбовой детали;
- наличие остаточных напряжений;
- наличие трещин изменяемой длины;

- берега трещины под действием остаточных напряжений могут смыкаться и действовать друг на друга;

- квазиупругий характер работы материала резьбовой детали.

Для исключения влияния граничных условий расчётная область детали представляла собой три витка резьбы.

Так как необходимо определить изменение предела выносливости резьбовой детали в условиях многоциклового усталости, в разработанной методике используются методы линейной механики разрушения в упругой формулировке. Для моделирования остаточных напряжений был выбран метод термоупругости, который основывается на решении задачи о первоначальных деформациях:

$$\Delta T = \frac{\mu - 1}{\alpha E} \sigma_z \quad (1)$$

где ΔT — эквивалентная температурная нагрузка (перепад температуры); α — коэффициент термического линейного расширения; E — модуль упругости материала; μ — коэффициент Пуассона.

Уравнение (1) показывает, какой температурный перепад ΔT нужно задать в поверхностном слое цилиндра, чтобы в нём возникли осевые остаточные напряжения σ_z .

Для прогнозирования предела выносливости упрочнённой резьбовой детали после упрочнения поверхностным пластическим деформированием необходимо определить, на какой глубине усталостной трещины l проводить исследования.

Для этого был проведён расчёт НДС и КИН K_I для различных значений длин трещины.

Расчёт выполняли следующим образом:

1) в геометрии создавали трещину равную величине начального размера l_0 (0,05 мм); до максимального l_{max} (от 0,05 до 0,2 мм соответственно);

2) к расчётной модели прикладывали граничные условия (запрет на осевое перемещение, распределение максимальных и минимальных растягивающих напряжений, контакт на берегах трещины и эквивалентную температурную нагрузку, равную остаточным напряжениям);

3) проводили расчёт, по результатам которого в модуле ANSYS Postprocessor определяли значения КИН K_{min} и K_{max} , соответствующие минимальным σ_{min} и максимальным номинальным растягивающим напряжениям σ_{max} соответственно;

4) затем перестраивали трещину путём геометрического перемещения узла вершины трещины в модуле SpaceClaim на величину 0,01 мм;

5) для следующего значения длины трещины l повторяли последовательность действий, начиная с п. 2; .

6) по полученным значениям КИН K_{min} и K_{max} для каждой глубины трещины l строили зависимость КИН K_I от длины трещины l .

Полученная в результате расчёта зависимость КИН K_I от глубины трещины l для болта М6 из сплава ВТ16 с остаточными напряжениями после накатывания резьбы представлена на рисунке 1.

Из графиков, представленных на рисунке 1 можно видеть, что при глубине трещины $l \leq 0,16$ мм величина размаха КИН ΔK находится ниже порога страгивания трещины K_{th} , соответственно рост усталостной трещины не происходит. Трещина становится нераспространяющейся.

Следует отметить, что остаточные напряжения в поверхностном слое, являющиеся сжимающими, в несколько раз превышают номинальные растягивающие напряжения. С постепенным увеличением трещины и удалением ее вершины от поверхностного слоя со сжимающими напряжениями, внешние растягивающие напряжения начинают играть главную роль, что приводит к росту КИН K_I и, следовательно, к росту размаха КИН ΔK .

В случае, если минимальные значения размаха КИН будут находиться ниже порогового значения K_{th} , то происходит остановка усталостной трещины, которая становится уже нераспространяющейся.

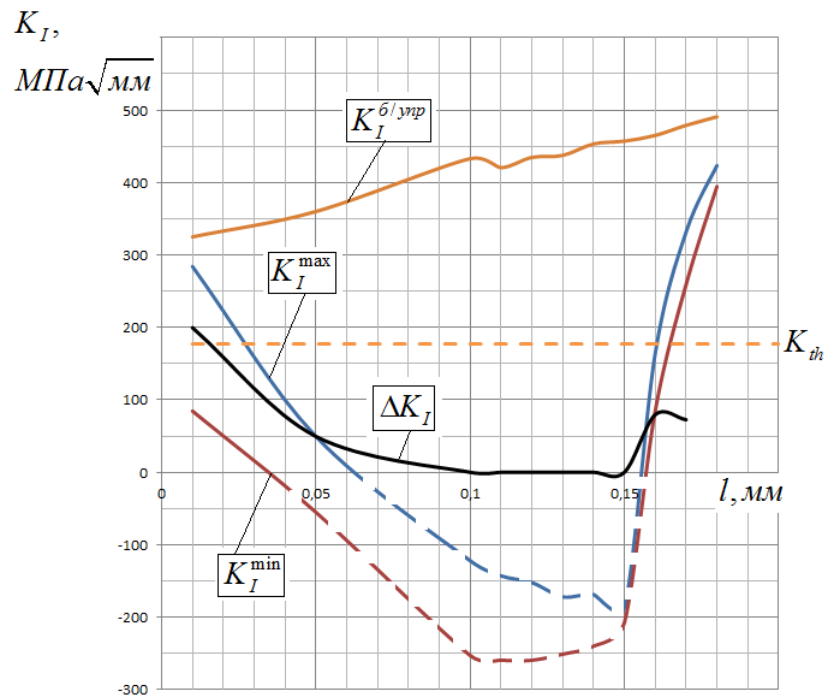


Рисунок 1 — Зависимость КИН от глубины трещины l для болта М6 из сплава ВТ16 с остаточными напряжениями после накатывания резьбы

Проведено исследование влияния сжимающих остаточных напряжений на характер раскрытия усталостной трещины выполнено по результатам расчётов зависимости КИН от максимального напряжения цикла $K_I = f(\sigma_{\max})$ при фиксированном значении глубины трещины, равной критической глубине трещины.

При прогнозировании предела выносливости научный и практический интерес представляет зависимость КИН $K_I = f(\sigma_{\max})$ от наибольшего напряжения цикла на критической глубине нераспространяющейся трещины усталости (рисунок 2).

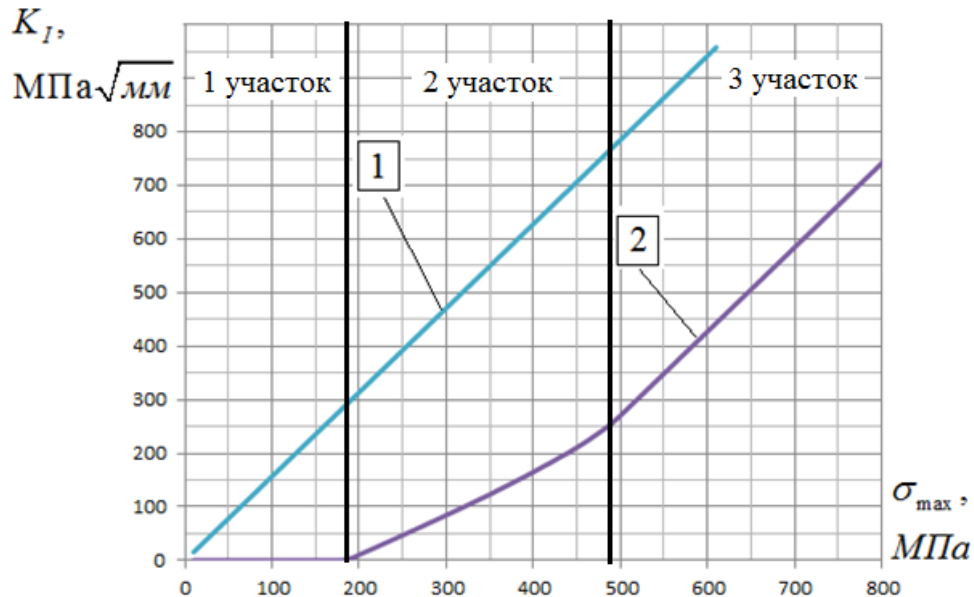


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента интенсивности напряжений от максимального напряжения для резбовых образцов М6 из сплава ВТ16 без упрочнения и после упрочнения

Характер зависимости $K_I = f(\sigma_{\max})$ упрочнённой резбовой детали (кривая 2) позволяет разделить на три участка. Первый участок характеризуется нулевым значением КИН K_I - это соответствует состоянию, когда берега трещины полностью прижаты друг к другу, под действие остаточных напряжений. Второй участок описывает состояние, когда трещина раскрывается изнутри, но при этом берега трещины остаются сомкнутыми, поскольку величина остаточных напряжений выше внешних нагрузок. На этом участке происходит накопление энергии для дальнейшего роста трещины. Третий участок представляет собой наклонную прямую, которая проходит параллельно наклонной прямой неупрочнённого образца и описывает поведение полностью раскрытой трещины. Переход от второго участка к третьему происходит в точке, которая характеризуется максимальным напряжением σ_{\max} .

Для прогнозирования предела выносливости при асимметричном цикле нагружения необходимо на графике $K_I = f(\sigma_{\max})$ (рисунок 3 кривая 2) нанести вертикальную прямую, соответствующую среднему напряжению цикла σ_m . Затем необходимо нанести вторую вертикальную прямую, соответствующую максимальному напряжению $\sigma_{\max}^{уп}$ в зоне окончательного раскрытия трещины. Расстояние между двумя вертикальными прямыми представляет собой

максимальную амплитуду σ_{Ra}^{yup} при соответствующем асимметричном цикле, зная которую, легко определить предел выносливости детали.

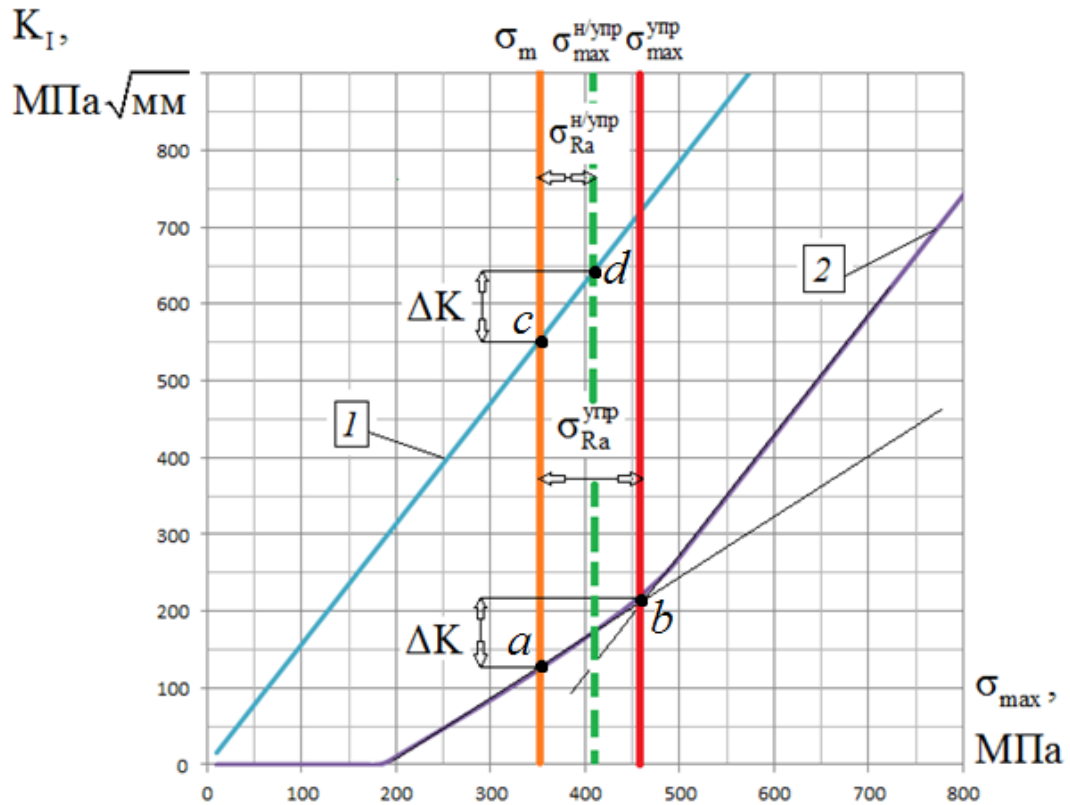


Рисунок 3 – Прогнозирование приращения предела выносливости болтов с резьбой М6 из сплава ВТ16: (1 – неупрочненный образец, 2 – упрочненный образец)

В таблице 1 представлены результаты экспериментальных и расчётных значений максимальных амплитуд σ_{Ra}^{yup} упрочнённого болта М6 из сплава ВТ16, вычисленных по разработанной методике, а также величина приращения предельных амплитуд цикла.

Таблица 1 – Результаты значений приращения предела выносливости болтов М6

Материал	Резьба	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа			$\sigma_{ост}$, МПа	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
			накатывание+отжиг	отжиг+накатывание			$\Delta\sigma_{Ra}^{on}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{pac}$, МПа	
				Эксперимент	Расчет				
ВТ16	М6	350	47	118	120	-1150	71	73	2,73

Из данных таблицы следует, что значение приращение предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ выносливости резьбовых деталей, рассчитанных с помощью разработанной методики достаточно точно совпадают с

результатами испытаний на многоцикловую усталость. Погрешность при этом составила менее 2,8%.

Возможен другой вариант определения приращения предела выносливости, основанный на использовании полученных значений КИН упрочнённого и неупрочнённого образца резьбовой детали.

Для прогнозирования приращения предела выносливости при асимметричном цикле нагружения для расчётного метода необходимо знать величину амплитуды неупрочнённой резьбовой детали. На основании данных рисунка 2 можно предложить, что для определения величины максимальных напряжений цикла неупрочнённой резьбовой детали $\sigma_{max}^{н/упр}$ необходимо знать величину приращения КИН ΔK упрочнённой детали. Величина приращения КИН ΔK определяется на графике как разница между точками a и b , которые являются точками пересечения кривой 2 со средними напряжениями цикла σ_m (точка a) и точкой, соответствующей максимальному напряжению цикла $\sigma_{max}^{упр}$ (точка b). Полученная величина приращения КИН ΔK переносится на кривую 1 в точку c , которая получается путем пересечения кривой 1 со средними напряжениями цикла σ_m . Величина максимальных напряжений цикла неупрочнённой резьбовой детали $\sigma_{max}^{н/упр}$ получается путем пересечения точки d с кривой 1.

В таблице 2 представлены результаты экспериментальных и расчётных значений предельных амплитуд цикла неупрочнённых болтов М6 из сплава ВТ16, вычисленных по расчётной методике.

Таблица 2 – Результаты значений амплитуд цикла неупрочнённых болтов М6

Материал	Резьба	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа		$\sigma_{ост}$, МПа	Погрешность, %
			накатывание+ отжиг (Эксперимент)	накатывание+ отжиг (Расчет)		
ВТ16	М6	350	47	52	-1150	10,64

Из данных таблицы 2 следует, что значение амплитуды неупрочнённой резьбовой детали $\sigma_{Ra}^{н/упр}$, рассчитанных с помощью разработанной методики достаточно точно совпадают с результатами испытаний. Погрешность при этом составила менее 11,0%.

Для вычисления приращения предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ по графику (рисунок 3) были определены все исходные данные для вычисления: максимальная амплитуда упрочнённой резьбовой детали $\sigma_{Ra}^{упр}$ согласно п. 2.10, а также максимальная амплитуда неупрочнённой резьбовой детали $\sigma_{Ra}^{н/упр}$ согласно п. 2.11 (таблица 3).

Таблица 3 – Результаты значений приращения предела выносливости болтов М6

Материал	Резьба	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа		$ \sigma_{ост} $, МПа	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
			накатывание+ отжиг	отжиг+ накатывание		$\Delta\sigma_{Ra}^{on}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{pac}$, МПа	
BT16	M6	350	52	120	-1150	71	68	4,41

Из данных таблицы 3 можно видеть, что значение приращения предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$, рассчитанной с помощью разработанной методики, достаточно точно совпадает с экспериментальным значением. Погрешность при этом составила не более 4,5%.

Таким образом, предложенный расчётный метод позволяет с приемлемой для многоциклового усталости точностью прогнозировать приращение предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ резьбовой детали.

Раздел 3. Результаты расчётов и испытаний резьбовых деталей

Для проверки и подтверждения эффективности методики использовались измерения остаточных напряжений в болтах диаметрами М6, М8, М10, М12 из металлических сплавов (титановый сплав BT16, стали 16XCH и 30XGCA) с накатанной резьбой, полученные ранее другими исследователями.

Полученная величина приращения предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ представлена в таблицах 4 – 7.

Таблица 4 – Приращение предельных амплитуд цикла для болтов М6

Материал	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа (Расчёт)		$ \sigma_{ост} $, МПа	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
		накатывание+ отжиг	отжиг+ накатывание		$\Delta\sigma_{Ra}^{on}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{pac}$, МПа	
BT16	350	52	120	-1150	71	68	4,41
16XCH		60	125	-890	52	65	20,0

Таблица 5 – Приращение предельных амплитуд цикла для болтов М8

Материал	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа (Расчёт)		$ \sigma_{ост} $, МПа	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
		накатывание+ отжиг	отжиг+ накатывание		$\Delta\sigma_{Ra}^{on}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{pac}$, МПа	
BT16	350	48	115	-1120	68	67	1,49

Таблица 6 – Приращение предельных амплитуд для цикла болтов М10

Материал	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа (Расчёт)		$ \sigma_{ост} $, МПа	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
		накатывание+ отжиг	отжиг+ накатывание		$\Delta\sigma_{Ra}^{on}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{pac}$, МПа	
BT16	350	40	113	-1070	60	73	17,8
16XCH	350	50	89	-820	42	39	7,69
30XГСА	430	55	98	-810	41	43	4,65

Таблица 7 – Приращение предельных амплитуд для цикла болтов М12

Материал	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа (Расчёт)		$ \sigma_{ост} $, МПа	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
		накатывание+ отжиг	отжиг+ накатывание		$\Delta\sigma_{Ra}^{on}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{pac}$, МПа	
BT16	350	45	93	-1030	58	48	20,8
30XГСА	430	50	91	-730	34	41	17,1

Из представленных в таблицах 4-7 результатов можно сделать вывод, что расчётный метод имеет значительное сходство с данными полученными их эксперимента. Величина максимальной погрешности приращения предельных амплитуд $\Delta\sigma_{Ra}$ составляет не более 21 % для титанового сплава BT16, 18 % для стали 30XГСА и 20% из стали 16XCH. Из этого следует, что предложенная расчётная методика позволяет с приемлемой для многоциклового усталости точностью прогнозировать приращение

предельных амплитуд цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ резьбовых деталей из различных конструкционных материалов.

Из расчетов было установлено, что критерием наиболее оптимального технологического режима изготовления резьбы с созданием при этом поля сжимающих остаточных напряжений является напряжение точки перехода второго участка в прямолинейный третий участок. Начиная с данной точки, происходит полное раскрытие усталостной трещины.

Раздел 4. Влияние конструктивных факторов на предел выносливости резьбовых деталей

В данной главе приведены результаты исследования влияния конструктивных факторов (радиус впадин) на величину предельной амплитуды цикла поверхностно упрочненных резьбовых деталей с позиций линейной механики разрушения по разработанной ранее методике, описанной в разделе 2.

Результаты расчётов максимальных амплитуд цикла упрочнённых $\sigma_{Ra}^{уп}$ и неупрочнённых $\sigma_{Ra}^{н/уп}$ резьбовых деталей, приращений предельных амплитуд цикла $\Delta\sigma_{Ra}^{расч}$ и их сравнение с результатами экспериментальных исследований по определению приращения предельных амплитуд цикла $\Delta\sigma_{Ra}^{он}$ после проведения испытаний на многоцикловую усталость представлены в таблице 8.

Таблица 8 – Значения приращения предельных амплитуд цикла для болтов М6

Материал	σ_m , МПа	ρ_0 , мм	σ_{Ra} , МПа (Расчёт)		Эксперимент $\Delta\sigma_{Ra}^{он}$, МПа	Расчет $\Delta\sigma_{Ra}^{расч}$, МПа	Погрешность, %
			накатывание +отжиг	отжиг+ накатывани е			
ВТ16	350	0,10	29	98	66	69	4,34
		0,15	42	101	63	59	6,77
		0,20	47	115	69	68	1,47
		0,25	52	103	57	51	11,7
		0,30	58	100	46	42	9,52
16ХСН	350	0,10	50	111	67	61	9,83
		0,20	72	135	55	63	12,7
		0,30	83	121	34	38	10,5

Из представленных в таблице 8 данных можно видеть, что значения приращения предельных амплитуд цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ при использовании расчётного метода имеют хорошее совпадение. Расхождение между ними не превышает 12 % для болтов из титанового сплава BT16 и 11% – для болтов из стали 16XCH.

Сопротивление усталости болтов, накатанных после отжига, значительно выше при всех указанных радиусах впадин. Оптимальным радиусом впадин накатанной резьбы болтов М6 из исследованных материалов является $\rho_0 = 0,2\text{мм}$.

Заключение

В результате проведённого исследования решена важная научно-техническая задача по разработке методики прогнозирования приращения предела выносливости резьбовых деталей с учётом остаточных напряжений в условиях многоциклового усталости.

Основные результаты и выводы выполненной работы заключаются в следующем:

1. Установлено, что для определения предела выносливости упрочненной резьбовой детали численными методами необходимо использовать половину конечно-элементной модели, поскольку четверть модели не позволяет задать корректные граничные условия, что оказывает существенное влияние на величину КИН.

2. Проведены исследования влияния остаточных напряжений на предел выносливости резьбовой детали при упрочнении только впадины резьбы, а также всего профиля резьбы, включающего впадину и боковую поверхность. Установлено, основное влияние на предел выносливости резьбовой детали оказывают остаточные напряжения в наименьшем сечении, то есть – во впадине резьбы. Упрочнение профиля резьбы не оказывает существенного влияния на предел выносливости. Доля влияния упрочнения профиля резьбы составляет не более 11%.

3. Изучено изменение КИН в зависимости от глубины трещины усталости. Доказана расчётным путем величина критической глубины нераспространяющейся трещины усталости, зависящая от размеров поперечного сечения. Величина КИН не превышает порога запираания трещины. Следовательно, роста трещины не происходит. Определенная экспериментально величина глубины нераспространяющейся усталостной трещины не превышает максимального расчетного значения.

4. Впервые установлено, что зависимость КИН от максимальных напряжений цикла упрочненной резьбовой детали представляет три характерных участка: первый (нулевой) участок соответствует состоянию, когда берега трещины полностью прижаты друг к другу, то есть, усталостная трещина не раскрывается, несмотря на наличие растягивающих напряжений цикла; второй участок соответствует состоянию, когда трещина раскрывается изнутри. При этом берега трещины остаются сомкнутыми. Третий участок

представляет прямую линию, проходящую параллельно аналогичной зависимости для неупрочнённой резьбовой детали и соответствует схеме, когда трещина полностью раскрывается. Точка начала третьего участка соответствует максимальному напряжению цикла.

5. На основе линейной механики разрушения разработана методика прогнозирования предела выносливости резьбовых деталей с остаточными напряжениями при многоциклового усталости, учитывающая определение критической глубины трещины, а также зависимость КИН от максимальных напряжений цикла на критической глубине усталостной трещины.

6. Определены предельные амплитуды цикла болтов М6, М8, М10, М12 из титанового сплава ВТ16, сталей 16ХСН и 30ХГСА. Определена зависимость предельной амплитуды цикла σ_{Ra} от радиуса впадин ρ_0 накатанных после отжига болтов. Показано, что оптимальным радиусом впадин накатанной резьбы болтов М6 является $\rho_0 = 0,2 \text{ мм}$.

Разработанная методика позволяет определить предельную амплитуду цикла σ_{Ra} резьбовой детали, а также определить приращение предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ упрочненной резьбовой детали при соответствующем асимметричном цикле.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ АВТОРОМ ПО ТЕМЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

*Публикации в изданиях, входящих в список ВАК и библиографические
базы данных Scopus и WebofScience*

1. **Письмаров, А.В.**, Кирпичёв, В.А., Сазанов, В.П., Л. Папич Методика прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочненных резьбовых деталей [Текст] / А.В. Письмаров, В.А. Кирпичёв, В.П. Сазанов // Проблемы машиностроения и автоматизации, №3, 2022. С. 147-155. (Переводная версия **Pis'marov, A.V.**, Kirpichev, V.A., Sazanov, V.P., Papich, L. Fatigue Limit Prediction for Surface-Hardened Threaded Pieces [Text] / A.V. Pis'marov, V.A. Kirpichev, V.P. Sazanov, L. Papich // Journal of Machinery Manufacture and Reliability, volume 51, 2022. Pp. 60-67).

2. **Письмаров, А.В.**, Кирпичёв, В.А., Сазанов, В.П. Прогнозирование сопротивления усталости резьбовых деталей [Текст] / А.В. Письмаров, В.А. Кирпичёв, В.П. Сазанов // Труды МАИ №124, 2022. DOI: [10.34759/trd-2022-124-09](https://doi.org/10.34759/trd-2022-124-09).

3. **Письмаров, А.В.** К вопросу прогнозирования предела выносливости резьбовых деталей с поверхностным упрочнением [Текст] / А.В. Письмаров // Труды МАИ №129, 2023. DOI: [10.34759/trd-2023-129-03](https://doi.org/10.34759/trd-2023-129-03).

Публикации в других изданиях

4. Сазанов, В.П., Шадрин, В.К., Письмаров, А.В., Лунин, В.В., Пилипив, О.М. О связи коэффициента интенсивности напряжений и сопротивления усталости упрочнённых деталей с концентраторами напряжений [Текст] / В.П. Сазанов, В.К. Шадрин, А.В. Письмаров, В.В. Лунин, О.М. Пилипив // Сборник трудов конференции «Инновационные направления интеграции науки, образования и производства» сборник материалов III международной научно-практической конференции. – 2022. – С. 94-99.

5. Сазанов, В.П., Письмаров, А.В., Шадрин, В.К., Пилипив, О.М., Скачкова, Е.Ю. Особенности раскрытия усталостной трещины в упрочнённой цилиндрической детали с концентратором напряжений [Текст] / В.П. Сазанов, А.В. Письмаров, В.К. Шадрин, О.М. Пилипив, Е.Ю. Скачкова // Сборник трудов XXIII Всероссийского семинара по управлению движением и навигацией летательных аппаратов. — 2021. — С. 191-196.

6. Сазанов, В.П., Вакулюк, В.С., Письмаров, А.В., Пилипив, О.М., Полетаев, И.С. О влиянии опережающего поверхностного пластического деформирования на сопротивление усталости деталей с резьбой [Текст] / В.П. Сазанов, В.С. Вакулюк, А.В. Письмаров, О.М. Пилипив, И.С. Полетаев // Сборник докладов Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». — 2021. — Т. 2. — С. 310-311.

7. Сазанов, В.П., Вакулюк, В.С., Пилипив, О.М., Письмаров, А.В., Курсова, И.Ю. Прогнозирование предела выносливости упрочнённых деталей с использованием конечно-элементного моделирования усталостной трещины [Текст] / В.П. Сазанов, В.С. Вакулюк, О.М. Пилипив, А.В. Письмаров, И.Ю. Курсова // Сборник трудов XXII Всероссийского семинара по управлению движением и навигацией летательных аппаратов. — 2020. — Ч. II. — С. 65-68.

8. Сазанов, В.П., Вакулюк, В.С., Письмаров, А.В., Пилипив, О.М. Влияние упрочнения на раскрытие трещины в цилиндрическом образце с концентратором напряжений [Текст] / В.П. Сазанов, В.С. Вакулюк, А.В. Письмаров, О.М. Пилипив // Тезисы докладов Пятой международной научно-технической конференции "Динамика и виброакустика машин (DVM-2020)". — 2020. — С. 158-159.

9. Сазанов, В.П., Вакулюк, В.С., Шадрин, В.К., Письмаров, А.В. О влиянии закономерностей изменения первоначальных деформаций на распределение остаточных напряжений упрочнённой цилиндрической детали [Текст] / В.П. Сазанов, В.С. Вакулюк, В.К. Шадрин, А.В. Письмаров // Сборник научных трудов Вестник Луганского национального университета имени Тараса Шевченко. Серия 3. Технические науки. Физико-математические науки. — 2019. — С. 93-100.

10. Сазанов, В.П., Шадрин, В.К., Письмаров, А.В., Пилипив, О.М., Калакова, Е.С. О методах прогнозирования предела выносливости упрочнённых деталей [Текст] / В.П. Сазанов, В.К. Шадрин, А.В. Письмаров,

О.М. Пилипив, Е.С. Калакова // Сборник трудов XXI Всероссийского семинара по управлению движением и навигацией летательных аппаратов. — 2019. – С. 124-127.

11. Сазанов, В.П., Сургутанов, Н.А., Письмаров, А.В., Пилипив, О.М., Чигищев, В.Д. Исследование влияния остаточных напряжений на коэффициент интенсивности напряжений и развитие трещины [Текст] / В.П. Сазанов, Н.А. Сургутанов, А.В. Письмаров, О.М. Пилипив, В.Д. Чигищев // Сборник трудов XXI Всероссийского семинара по управлению движением и навигацией летательных аппаратов. — 2019. – С. 120-123.

Научное издание

Письмаров Андрей Викторович

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук на тему:

Разработка методики прогнозирования предела выносливости

упрочнённых резьбовых деталей

Автореферат отпечатан с разрешения объединенного
диссертационного совета

99.2.039.02 на базе ФГБОУ ВО «Самарский государственный
технический университет» и ФГАОУ ВО «Самарский национальный
исследовательский университет имени С.П. Королева»

(протокол № 11 от «06» июля 2023 г.)

Формат 60×84 1/16. Набор компьютерный.

Усл. печ. л. 1,00. Тираж 100 экз. Заказ № ____ .

Отпечатано на ризографе.

ФГАОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева», Издательство Самарского университета 443086, г. Самара, ул. Московское шоссе, д. 34.