

Научная статья  
УДК 621.787:539.319  
DOI: [10.34759/trd-2022-124-09](https://doi.org/10.34759/trd-2022-124-09)

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

Андрей Викторович Письмаров<sup>1</sup>✉, Виктор Алексеевич Кирпичёв<sup>2</sup>,

Вячеслав Петрович Сазанов<sup>3</sup>

<sup>1,2,3</sup>Самарский национальный исследовательский университет имени академика

С.П. Королева, Самара, Россия

<sup>1</sup>[andrei\\_pismarov@mail.ru](mailto:andrei_pismarov@mail.ru)✉

**Аннотация.** Разработана расчётно-экспериментальная методика прогнозирования предела выносливости упрочнённых резьбовых деталей с применением положений линейной механики разрушения. В исследовании использованы результаты изучения влияния сжимающих остаточных напряжений на сопротивление усталости болтов из титанового ВТ16 и стального 30ХГСА сплавов с метрическими резьбами М6, М8, М10, М12. В расчётной части исследования использован метод конечно-элементного моделирования с применением комплекса ANSYS. Моделирование остаточного напряжённого состояния выполнено методом термоупругости путём замены первоначальных деформаций эквивалентным температурным полем. На основании проведённых расчётов установлена связь между параметрами нераспространяющейся трещины усталости на критической глубине в упрочнённой

резьбовой детали и результатами испытаний на многоцикловую усталость при асимметричном цикле нагружения. Предложена методика прогнозирования предела выносливости упрочнённых резьбовых деталей. Полученные результаты исследования позволяют также выбирать наиболее оптимальные технологические режимы изготовления и обработки резьбы.

**Ключевые слова:** остаточные напряжения, резьбовые детали, компьютерное моделирование, коэффициент интенсивности напряжений, нераспространяющаяся трещина усталости предел выносливости

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

## **PREDICTION OF THE RESISTANCE OF TIRED THREADED PARTS**

**Andrey V. Pismarov<sup>1✉</sup>, Viktor A. Kirpichev<sup>2</sup>, Vyacheslav P Sazanov<sup>3</sup>**

<sup>1,2,3</sup>Samara National Research University named after Academician S.P. Korolev,  
Samara, Russia

<sup>1</sup>[andrei\\_pismarov@mail.ru](mailto:andrei_pismarov@mail.ru)✉

**Abstract.** A method for threaded parts surface hardening is being widely employed to the fatigue strength increase. Maximal result of its application is being achieved under conditions stresses concentration with regard for the fact that destruction occurs as a rule in the places of prismatic shape violation. Thus, establishing a qualitative and quantitative

relationship between static stresses and fatigue resistance of threaded parts is highly up-to-date task.

A large group of parts in assemblies and structures has stress concentrators in the form of threads. Threaded joints are highly loaded elements, which operation defines the strength and reliability of the structure as a whole. The strength of threaded parts operating under conditions of an asymmetric cycle, which average stresses are stipulated by the tightening force, depends mainly on the tensile working stresses, as well as on the strengthening treatment. In this regard, development of the technique for determining the endurance limit of the threaded part by the known residual stress diagrams as well as average stresses of the cycle using the linear elastic fracture mechanics provisions presents interest.

Based on the foregoing, the object of the study in this work is high-cycle fatigue, and the subject of study is threaded parts with residual stresses.

The purpose of the study consists in developing a technique for predicting the fatigue resistance of the threaded parts by developing a technique for assessing the relationship between the stress intensity factor (SIF) and high-cycle fatigue characteristics.

Using the graphs of the distribution of residual stresses in the cavities of threaded parts as the initial data, the nature of the SIF dependence on maximum stresses of the cycle of a hardened threaded part was determined in the work. The graph can be presented in the form of the three sections. The first section corresponds to the state when the crack edges are completely pressed against each other, that is, the fatigue crack does not open, despite the presence of cycle tensile stresses. The second section corresponds to the state when the crack opens from the inside, while the sides of the crack remain closed. The third section represents a straight line running parallel to the similar dependence of the non-hardened

thread and corresponds to the scheme when the crack is fully opened. The starting point of the third section of the graph corresponds to the maximum stress.

It was found from the calculations that the criterion for the most optimal technological mode of thread manufacturing with creation herewith of a compressive residual stresses field is the stress of the transition point of the second section into the straight third section. Starting from this point, the fatigue crack opens completely.

The proposed technique for predicting the fatigue resistance of threaded parts from the standpoint of linear fracture mechanics allows predicting maximum amplitude of the cycle.

**Keywords:** residual stresses, threaded parts, computer simulation, stress intensity factor, non-spreading fatigue crack, stress limit

**For citation:** Pismarov A.V., Kirpichev V.A., Sazanov V.P. Prediction of the resistance of tired threaded parts. *Trudy MAI*, 2022, no. 124. DOI: [10.34759/trd-2022-124-09](https://doi.org/10.34759/trd-2022-124-09)

## Введение

Совершенствование расчетных методов определения прочностных характеристик деталей выдвигает на первый план насущную необходимость разработки методики оценки прогнозирования предела выносливости резьбовых деталей, позволяющих минуя экспериментальное проведение испытаний на усталость, осуществлять оценку предельной амплитуды упрочненных резьбовых деталей при наличии механических характеристик материала, распределения остаточных напряжений в поверхностном слое впадин резьбы и средних напряжений, вызванных усилием затяжки.

При проведении расчетов деталей машин на прочность необходимо знать предел выносливости, который является мерой работоспособности деталей при знакопеременных нагрузках. На величину предела выносливости определяющее влияние оказывают два фактора – концентрация напряжений и сжимающие остаточные напряжения, образующиеся в результате поверхностного пластического деформирования поверхности [1].

Установление связи между остаточными напряжениями и сопротивлением деталей усталости является одним из важных вопросов механики остаточных напряжений [2].

Предельная амплитуда цикла для детали с остаточными напряжениями по критерию среднеинтегральных напряжений  $\bar{\sigma}_{ocm}$  определяется по формуле:

$$\sigma_{Ra} = \sigma_{Ra}^0 - \bar{\Psi}_{\sigma}^{(m)} \bar{\sigma}_{ocm}, \quad (1)$$

где  $\sigma_{Ra}$  — предельная амплитуда цикла для детали с остаточными напряжениями;

$\sigma_{Ra}^0$  — предельная амплитуда цикла для детали без остаточных напряжений;

$\bar{\Psi}_{\sigma}^{(m)}$  — коэффициент влияния остаточных напряжений на предельную амплитуду цикла при среднем напряжении  $\sigma_m$ .

Из (1) следует выражение для определения приращения предельной амплитуды цикла:

$$\Delta\sigma_{Ra} = \bar{\Psi}_{\sigma}^{(m)} \bar{\sigma}_{ocm}. \quad (2)$$

В свою очередь критерий  $\bar{\sigma}_{ocm}$  определяется по формуле (3):

$$\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi, \quad (3)$$

где  $\sigma_z(\xi)$  — осевые остаточные напряжения в наименьшем сечении детали с концентратором;

$\xi = \frac{y}{t_{кр}}$  — расстояние от дна надреза до текущего слоя, выраженное в долях  $t_{кр}$ ;

$t_{кр}$  — критическая глубина нераспространяющейся усталостной трещины, возникающей при работе деталей на пределе выносливости.

Использование зависимостей (1) и (3) для определения предела выносливости деталей с остаточными напряжениями показало хорошее совпадение с экспериментальными данными [2**Ошибка! Источник ссылки не найден.**].

В работе [3] показано, что для вычисления величины  $\bar{\psi}_\sigma$  можно использовать следующие зависимости:

$$\begin{aligned} \bar{\psi}_\sigma &= 0,612 - 0,081\alpha_\sigma; \\ \bar{\psi}_\sigma &= 0,514 - 0,065K_\sigma. \end{aligned} \quad (4)$$

На сегодняшний день наиболее удобным и универсальным инструментом моделирования условий нагружения и вычисления напряжённо-деформированного состояния деталей, особенно сложной формы, является метод конечных элементов.

В данной работе приведены результаты исследования по установлению связи между остаточными напряжениями и пределом выносливости упрочнённой резьбовой детали с позиций линейной механики разрушения.

В общем случае на резьбовые соединения действуют растягивающие, срезающие, а также дополнительные (изгибающие, крутящие и т. д.) нагрузки.

Растягивающие усилия являются основным, наиболее часто встречающимся видом нагружения резьбовых деталей и бывают вызваны, как правило, двумя составляющими: предварительной затяжкой соединения и нагрузкой, возникающей на фланцах при работе сопрягаемых деталей [4]. В силу того, что растягивающие усилия являются наиболее характерным и существенным видом нагружения резьбовых соединений, в данной работе рассматривали только данный вид нагрузки.

Проведенные исследования показали, что влияние технологии изготовления на сопротивление усталости резьбовых деталей в значительной мере проявляется через остаточные напряжения во впадинах резьбы. Для определения остаточных напряжений применяются, как правило, механические методы, основанные на удалении слоев материала детали и измерении возникающих при этом перемещений или деформаций. Физические методы измерения остаточных напряжений – рентгеновский, магнитный, ультразвуковой и др. – широкого распространения не получили, т.к. имеют значительно меньшую точность, сложны в осуществлении, неприемлемы для исследования распределения напряжений по слоям, а также в резких концентраторах, каковыми являются впадины резьбы.

Для определения остаточных напряжений в резьбовых деталях подходят два метода:

1) метод колец и полосок; 2) метод удаления части поверхности впадин резьбы.

Метод колец и полосок [5], нашедший широкое применение при исследовании остаточных напряжений в гладких цилиндрических деталях можно использовать для деталей с резьбой М10 и выше. Преимущество этого метода заключается в возможности определения двух компонент остаточного напряжённого состояния. Метод удаления части

поверхности [5,6], также широко используемый для определения остаточных напряжений гладких деталей, наиболее удобен для измерения остаточных напряжений во впадинах резьбы малого диаметра. Он позволяет определить лишь один наиболее важный компонент напряжённого состояния. Следует заметить, что этот метод является менее трудоёмким, чем метод колец и полосок.

## Результаты

Моделирование остаточных напряжений после упрочнения выполняли в зависимости от способа пластического деформирования в поверхностном слое впадины резьбы. Оно может быть, как изотропным (ХТО, пневмо- и гидродробеструйная обработка, обработка микрошариками ит. д.), так и анизотропным (обкатка роликом, алмазное выглаживание и др.) [7, 8, 9, 10, 11].

Для исследования использовались результаты измерения остаточных напряжений в болтах М6, М8, М10 и М12 из титанового сплава ВТ16 и болтов М10 и М12 из стали 30ХГСА с накатанной резьбой [2], полученные методом частичного удаления поверхности. Эпюры остаточных напряжений во впадинах резьбы приведены на рисунках 1 и 2 соответственно.

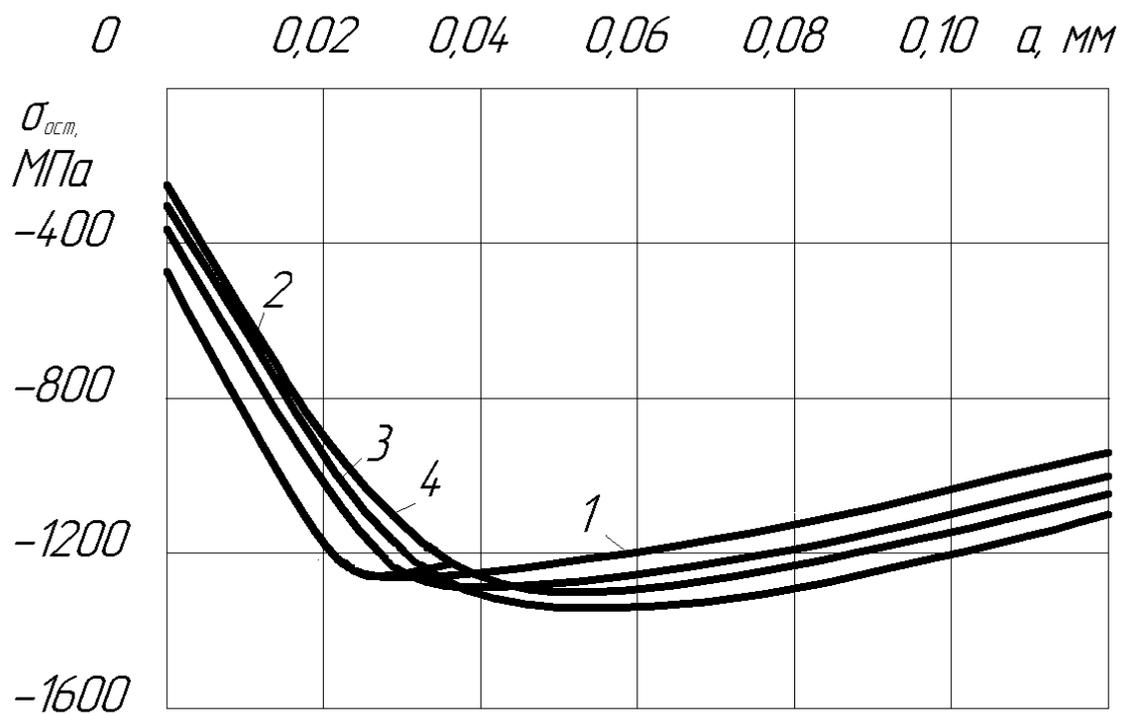


Рисунок 1. Остаточные напряжения во впадинах накатанной резьбы болтов из сплава ВТ16

1- M6; 2- M8; 3-M10; 4-M12

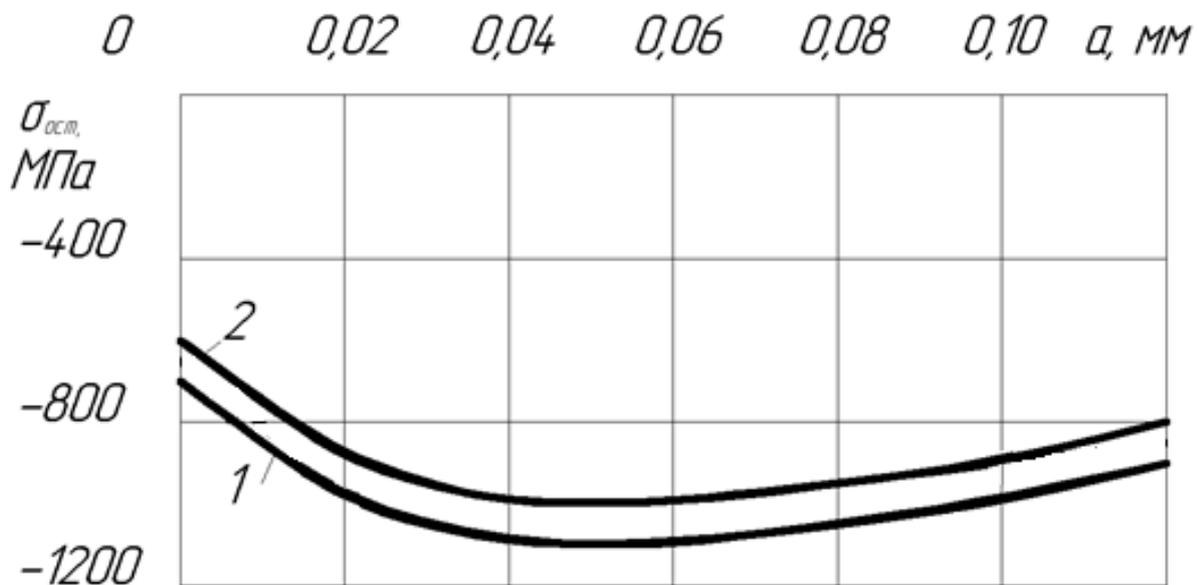


Рисунок 2. Остаточные напряжения во впадинах накатанной резьбы болтов из стали

30ХГСА: 1– M10; 2 – M12

Определение напряжённо-деформированного состояния и коэффициента

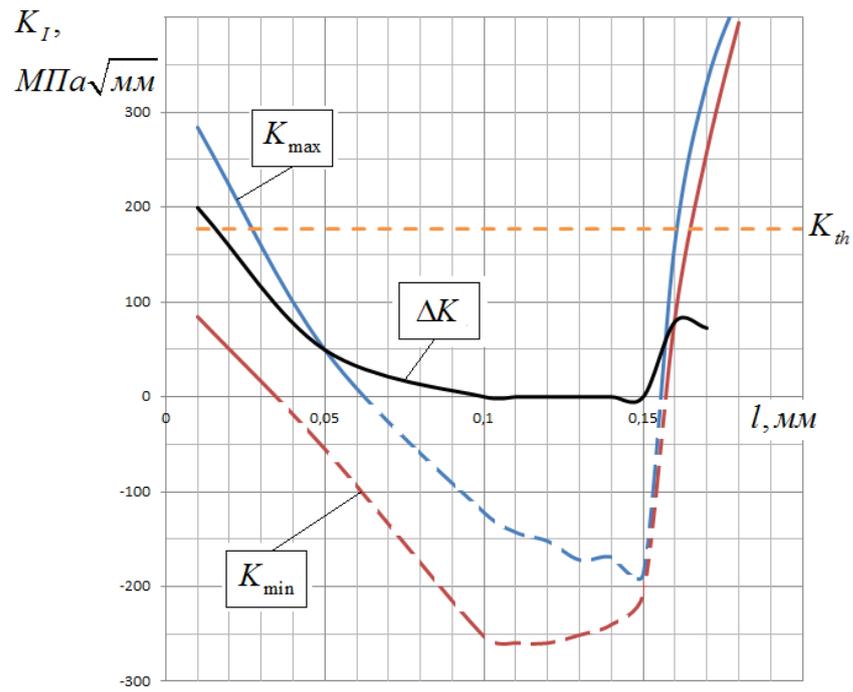
интенсивности напряжений в вершине трещины и последующее вычисление приращения предела выносливости резьбовой детали реализовано методом конечно-элементного моделирования.

Расчёты в исследовании выполнены в среде расчётного комплекса ANSYS. Для моделирования резьбы с кольцевой трещиной во впадине применяли гармонический осесимметричный конечный элемент типа PLANE 83 объёмного напряжённо-деформированного состояния с восемью узлами, который позволяет на модели выполнять различные виды нагружения. Моделирование контакта берегов трещины выполняли с использованием конечного элемента нелинейной связи типа CONTA172, TARGE16. Остаточное напряжённо-деформированное состояние в виде первоначальных деформаций вводили методом термоупругости [8, 12-15] в виде соответствующему ему переменного температурного поля по толщине упрочнённого слоя впадины, основанного на решении задачи о первоначальных деформациях [16].

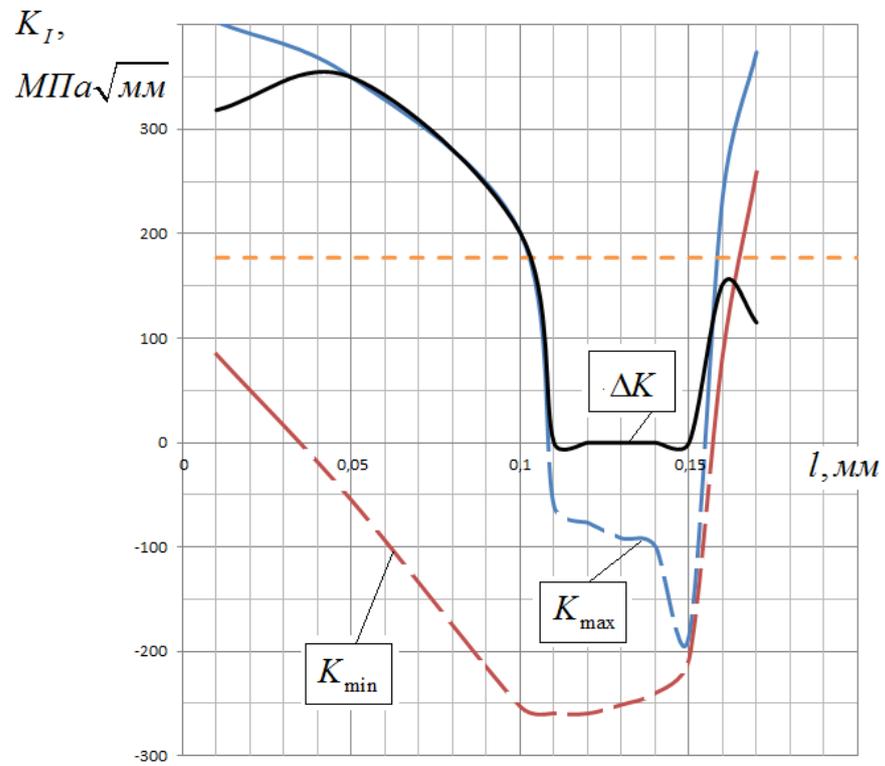
Соотношения между первоначальными деформациями по направлениям осей системы координат зависят от вида поверхностного упрочнения. При моделировании они заменяются соответствующим температурным полем с коэффициентами линейного температурного расширения, полученных, например, из условия анизотропии упрочнения – неизменности начального объема и других [17].

Коэффициент интенсивности напряжений (КИН) был определён для глубины кольцевой трещины в интервале от 0,01 мм до 0,20 мм, расположенной в наименьшем сечении впадины. Осевая растягивающая сила соответствовала пределу выносливости болта. На рисунках 3 и 4 приведены графики зависимости коэффициента интенсивности напряжений от глубины трещины  $K_I = f(l)$  болтов из

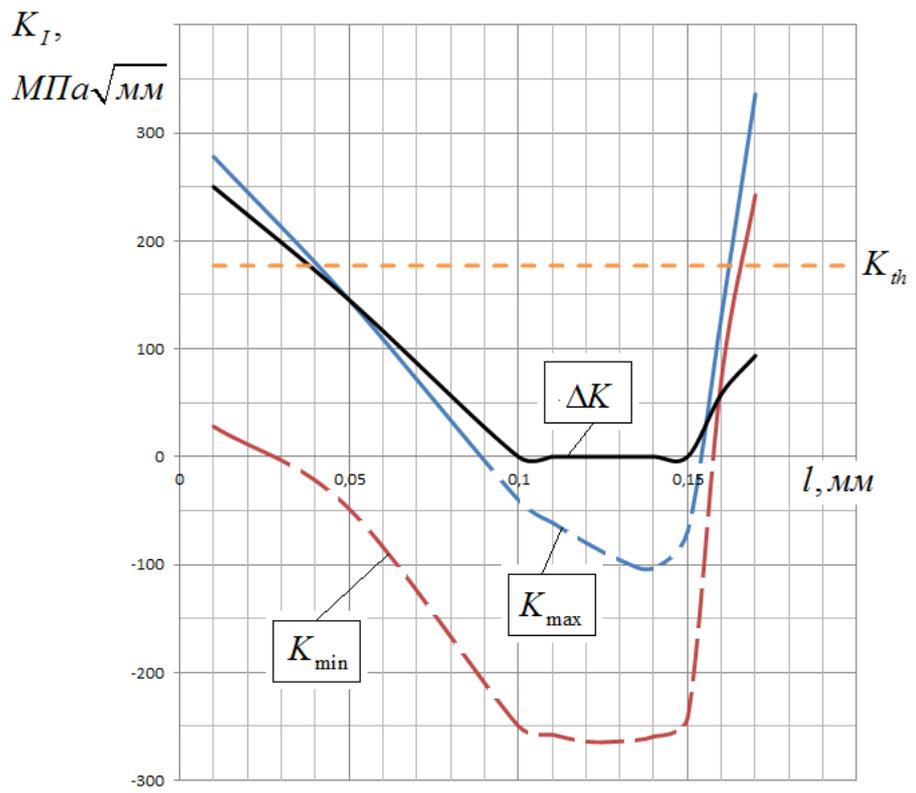
титанового сплава ВТ16 и болтов из стали 30ХГСА с накатанной резьбой  
соответственно.



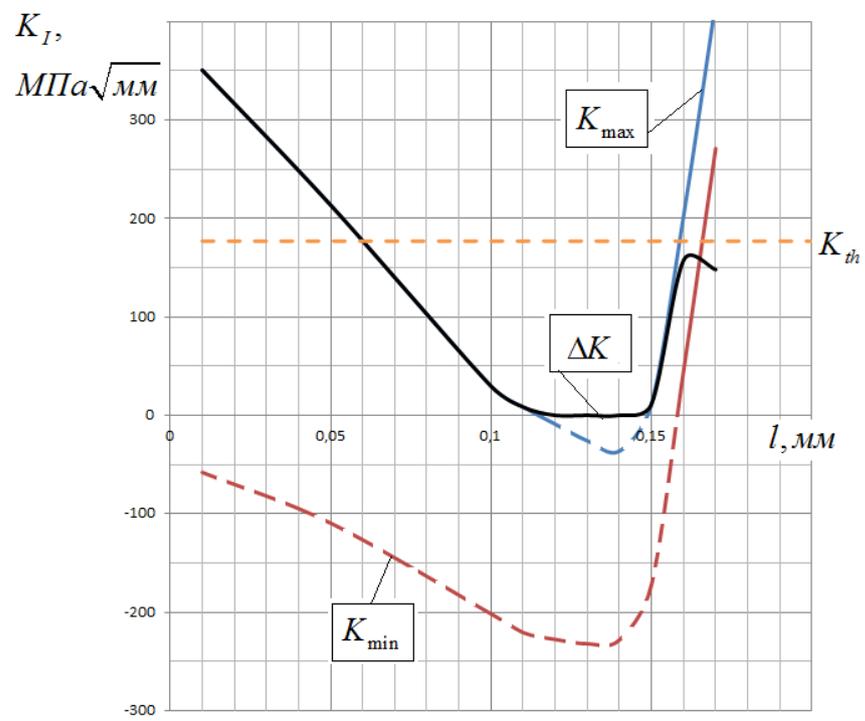
а)



б)

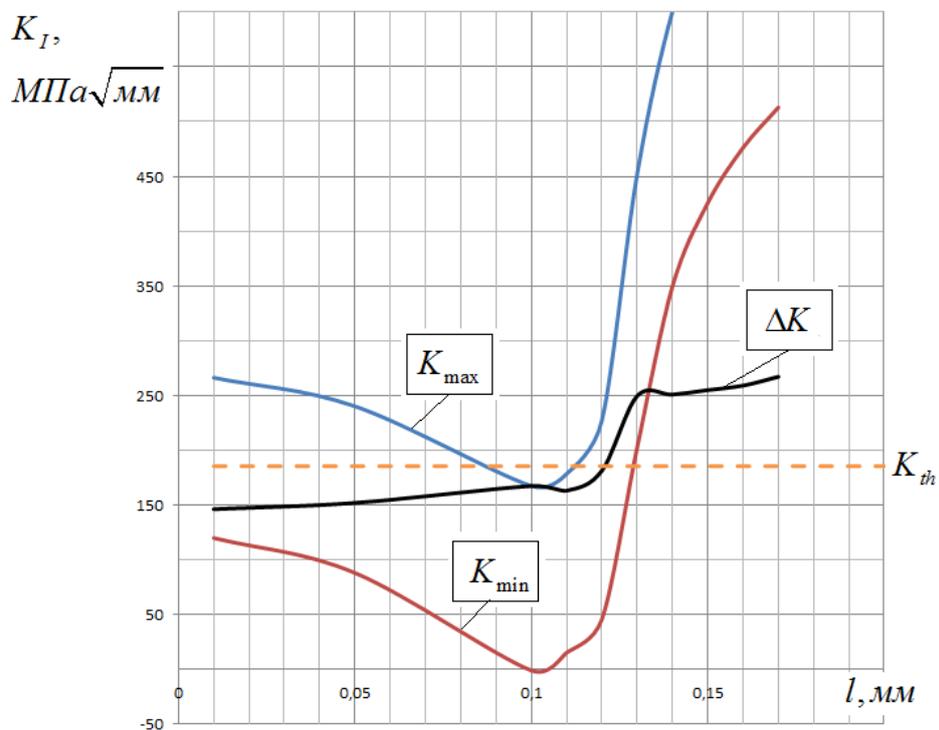


В)

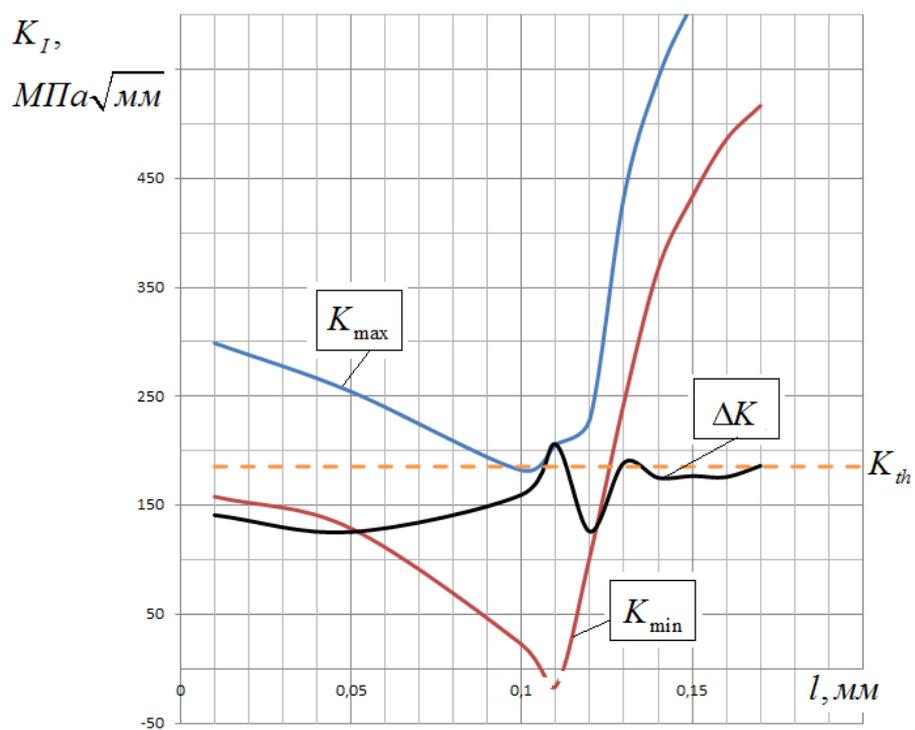


Г)

Рисунок 3. Зависимость КИН от глубины трещины  $l$  для болтов из сплава ВТ16 с остаточными напряжениями после накатывания резьбы (а – М6, б – М8, в – М10, г – М12)



a)



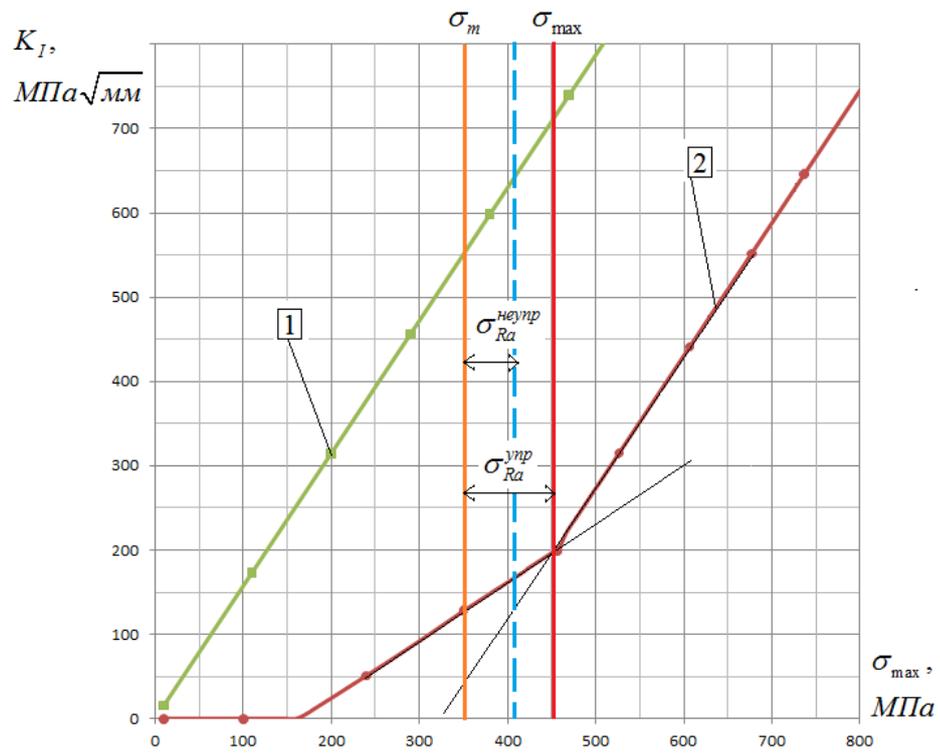
б)

Рисунок 4. Зависимость КИН от глубины трещины  $l$  для болтов из стали 30ХГСА с остаточными напряжениями после накатывания резьбы (а – М10, б – М12)

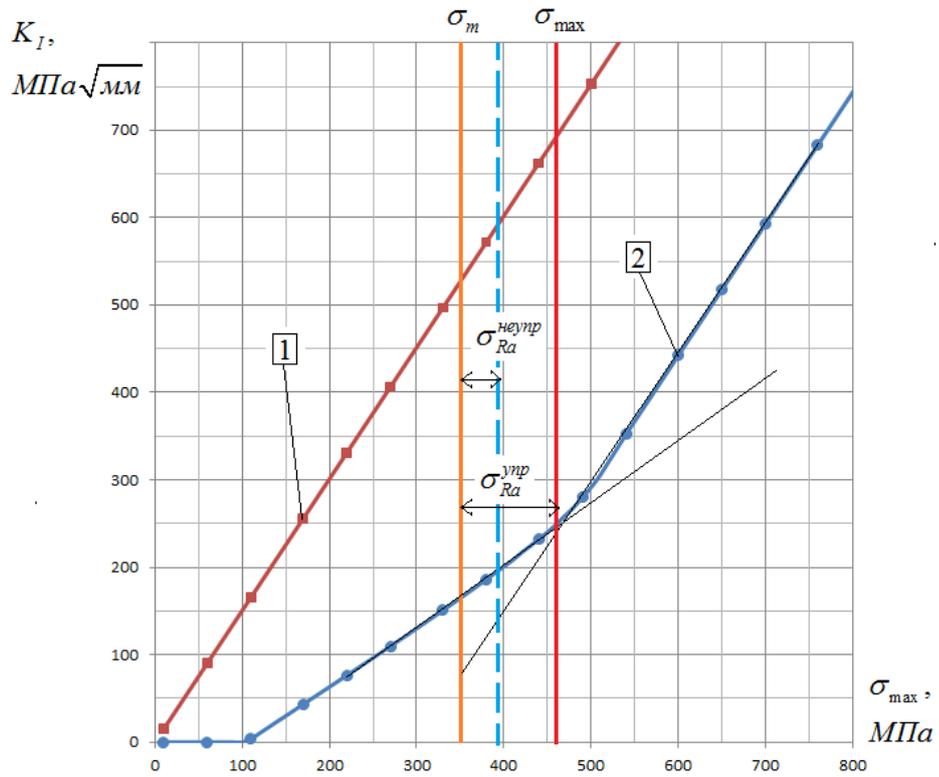
Из графиков на рисунках 3 и 4 можно видеть, что зависимость  $K_I = f(l)$  имеет минимум и если КИН оказывается ниже порогового значения  $K_{th}$ , то трещина остановится в своём развитии. Эта особенность, очевидно, и объясняет появление нераспространяющихся трещин усталости в упрочнённых деталях с концентраторами напряжений [2, 18-22].

На рисунке 3 и 4 отрицательная часть КИН показана пунктиром, так как в этом случае теряется его физический смысл (трещина закрыта).

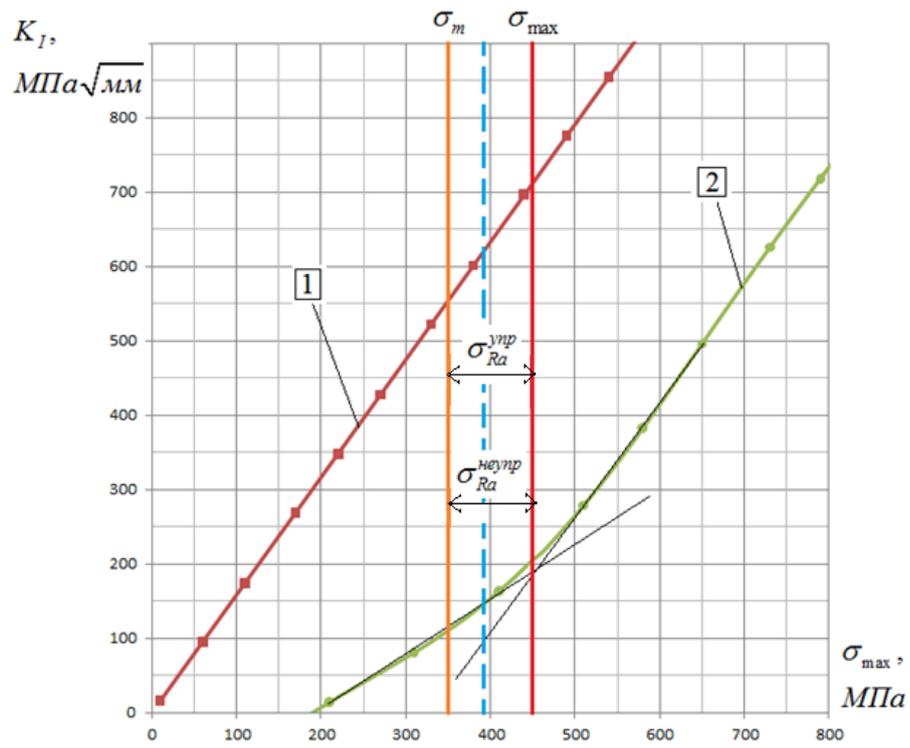
Вторая часть исследований проведена по результатам расчётов зависимости КИН от максимального напряжения цикла при фиксированном значении глубины трещины для неупрочнённой и упрочнённой резьбы. Наибольший интерес представляет зависимость  $K_I = f(\sigma_{max})$  для трещины глубиной, равной критической глубине  $t_{кр}$  нераспространяющейся трещины усталости, которая для сплошных цилиндрических деталей с концентраторами напряжений определяется по формуле  $t_{кр} = 0,0216D_1$ , полученной на основании многочисленных экспериментов, где  $D_1$  – диаметр наименьшего опасного сечения [2]. Для резьбы М6 размер критической глубины нераспространяющейся трещины усталости  $t_{кр}$  равен 0,103 мм, для резьбы М8 –  $t_{кр} = 0,140$  мм, для резьбы М10 –  $t_{кр} = 0,176$  мм, а для резьбы М12 –  $t_{кр} = 0,219$  мм. Результаты расчёта для  $l = t_{кр}$  приведены на рисунках 5 и 6.



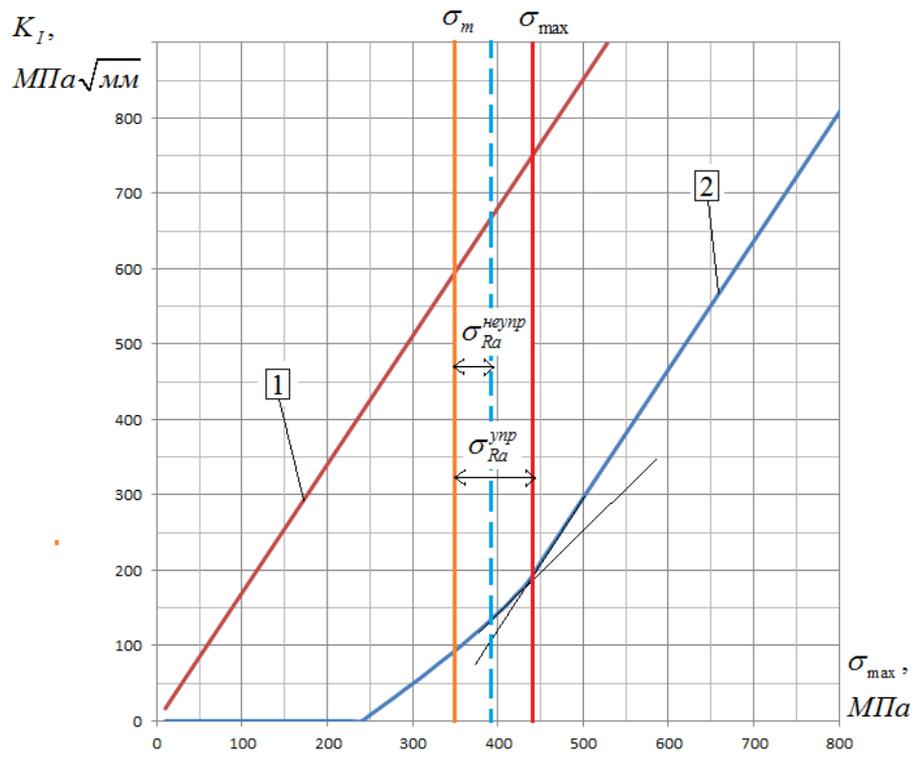
a)



б)

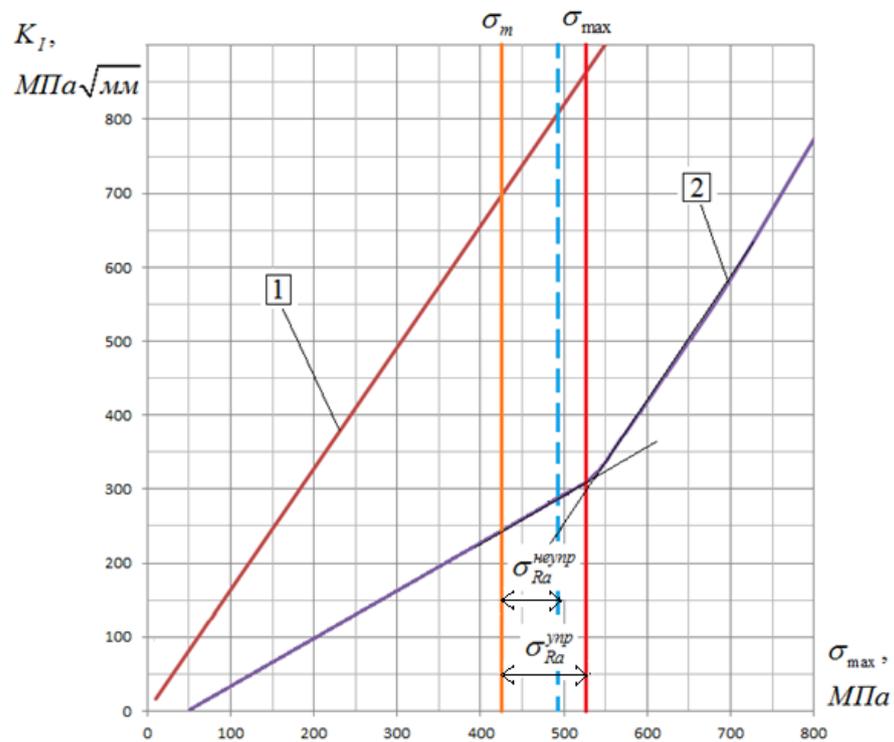


В)

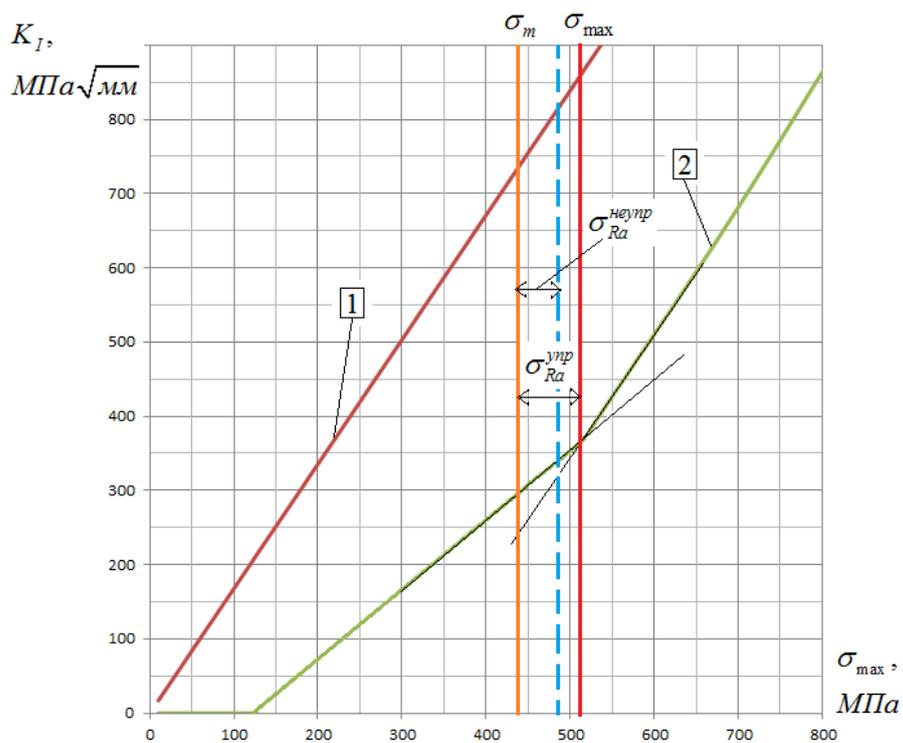


Г)

Рисунок 5. Зависимость коэффициента интенсивности напряжений от максимального напряжения для резьб из сплава ВТ16 без упрочнения и с упрочнением (а – М6, б – М8, в – М10, г – М12)



а)



б)

Рисунок 6. Зависимость коэффициента интенсивности напряжений от максимального напряжения для резьб из сплава 30ХГСА без упрочнения и с упрочнением резьбы (а – М10, б – М12)

Как следует из графиков рисунков 5 и 6 график  $K_I = f(\sigma_{max})$  для неупрочнённой резьбы представляет собой линейную зависимость. Для упрочнённых деталей данная функция является ломаной линией, состоящей из трёх участков.

Характер зависимости  $K_I = f(\sigma_{max})$  упрочненной резьбовой детали (кривая 2) позволяет сделать следующие выводы. 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 неупрочнённой резьбы и соответствует схеме, когда трещина полностью раскрывается. Точка начала третьего участка графика соответствует максимальному напряжению  $\sigma_{max}$  [23].

Определение предела выносливости болта с упрочнённой резьбой при асимметричном цикле нагружения с использованием положений линейной механики разрушения. С этой целью на графике зависимости  $K_I = f(\sigma_{max})$  проводим вертикальные линии, соответствующие среднему  $\sigma_m$  и максимальному  $\sigma_{max}$  напряжениям цикла. Как оказалось, предел выносливости по расчёту с помощью

критерия среднеинтегральных напряжений  $\bar{\sigma}_{осм}$  и полученный по результатам испытаний находится вблизи точки перегиба, соответствующей максимальному напряжению цикла, при котором полностью раскрываются берега трещины.

При достижении средних напряжений  $\sigma_m$  до уровня максимальных напряжений  $\sigma_{max}$  и выше, амплитуда цикла  $\sigma_{Ra}$  будет величиной постоянной и равной величине точке перегиба второго участка в третий [24].

Таким образом, результаты, приведённые в данной работе, позволяют сделать вывод, что прогнозирование предела выносливости при асимметричном цикле нагружения болтов можно выполнять методом конечно-элементного моделирования резьбы с трещиной, длина которой равна критической глубине нераспространяющейся трещины усталости  $t_{кр}$  [25].

Результаты значений параметров по результатам испытаний на усталость и их расчётные значения, полученные при исследовании, приведены в таблице 1 и 2.

Таблица 1 – Результаты экспериментальных и расчётных значений на усталость болтов из титанового сплава ВТ16

Диаметр болта	$\sigma_m$ , МПа	$\sigma_{Ra}$ , Мпа			$ \sigma_{осм} $ , МПа	Экспери	Расчет	Погрешность, %
		накатывание+	отжиг+			$\Delta\sigma_{Ra}^{on}$ , Мпа	$\Delta\sigma_{Ra}^{рас}$ , Мпа	
			отжиг	накатывание				
			имент					
М6	350	47	118	120	-1150	71	73	2,73

M8	350	43	111	115	-1120	68	72	5,56
M10	350	42	102	113	-1070	60	71	15,5
M12	350	40	98	93	-1030	58	51	5,37

Таблица 2 – Результаты экспериментальных и расчётных значений на усталость болтов из стального сплава 30ХГСА

Диаметр болта	$\sigma_m$ , МПа	$\sigma_{Ra}$ , МПа			$\sigma_{ост}$ , МПа	Экспери	Расчет	Погрешность, %
		накатывание+	отжиг+			$\Delta\sigma_{Ra}^{on}$ , МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{pac}$ , МПа	
			отжиг	Экспер				
			имент					
M10	430	62	103	98	-810	41	36	13,8
M12	430	54	88	91	-730	34	41	3,41

### Заключение

Из представленных в таблицах 1 – 2 данных можно видеть, что упрочнение поверхности (накатывание резьбы после отжига заготовки) во всех исследованных случаях повышает предел выносливости детали. Причем расчетные и экспериментальные значения приращения предела выносливости имеют хорошее совпадение. Расхождение между ними не превышает 16 % для титанового сплава BT16, 14 % для стали 30ХГСА и 12% из стали 16ХСН. Следовательно, используя графики распределения остаточных напряжений во впадинах резьбовых деталей, можно с приемлемой для многоциклового усталости точностью прогнозировать

приращения предела выносливости резьбовых деталей из различных конструкционных материалов.

Используя в качестве исходных данных графики распределения остаточных напряжений во впадинах резьбовых деталей, можно построить зависимость КИНа от напряжений цикла. Это позволяет с приемлемой для многоциклового усталости точностью прогнозировать предел выносливости резьбовых деталей.

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.

В заключение стоит отметить, что предложенная методика прогнозирования предела выносливости резьбовых деталей с позиции линейной механики разрушения позволяет спрогнозировать максимальную амплитуду цикла.

Практическая ценность результатов исследования заключается в том, что предложенная методика расчёта многоциклового усталости резьбовых деталей с учётом остаточных напряжений позволяет для деталей данного типа определять предельную амплитуду цикла, а также, для обеспечения максимального ресурса, подбирать оптимальное конструктивное исполнение резьбы, режимы её упрочения, механической, термической и других видов обработок.

**Список источников**

1. Завойчинская Э.Б. Развитие микро- и макротрещин в металлах и сплавах при пропорциональном циклическом нагружении // Проблемы машиностроения и автоматизации, 2016. №1. С. 98-108.
2. Павлов В.Ф., Кирпичёв В.А., Вакулюк В.С. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям. Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2012. – 125 с.
3. Кирпичёв В.А., Букатый А.С., Филатов А.П. и др. Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей при различной степени концентрации напряжений // Вестник Уфимского государственного авиационно-технического университета. 2011. Т. 15. № 4 (44). С. 81-85.
4. Полоник Е.Н., Суренский Е.А., Федотов А.А. Автоматизация расчетов усталостной долговечности механических соединений элементов авиаконструкций // Труды МАИ. 2017. № 92. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=76755>
5. Иванов С.И., Павлов В.Ф., Минин Б.В. и др. Остаточные напряжения и сопротивление усталости высокопрочных резьбовых деталей. - Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2015. – 170 с.
6. Иванов С.И., Григорьева И.В. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом снятия части поверхности. Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. – Куйбышев: КуАИ, 1971. Вып. 48. С. 179-183.
7. Сазанов В.П., Кирпичёв В.А., Вакулюк В.С., Павлов В.Ф. Определение первоначальных деформаций в упрочнённом слое цилиндрической детали методом конечно-элементного моделирования с использованием расчётного комплекса

PATRAN/NASTRAN // Вестник Уфимского государственного авиационно-технического университета. 2015. Т. 19. № 2 (68). С. 35-40.

8. Доброславский, А.В., Иванов С.Д. Экспериментальный метод температурной динамической интерферометрии для определения остаточных напряжений // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2014. № 1. С. 120-125.

9. Кондатенко Л.А., Миронова Л.И. Остаточные напряжения при радиальной деформации стальных труб // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2022. № 1. С. 70-76. DOI: [10.52261/02346206\\_2022\\_1\\_70](https://doi.org/10.52261/02346206_2022_1_70)

10. Сахвадзе Г.Ж., Сахвадзе Г.Г. Особенности применения технологии криогенной лазерно-ударно-волновой обработки с целью упрочнения алюминиевых сплавов Д16 // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2021. № 3. С. 56-65. DOI: [10.52261/02346206\\_2021\\_3\\_56](https://doi.org/10.52261/02346206_2021_3_56)

11. Бирюков В.П. Исаков В.В., Федотов А.Ю., Баулин Д.А. Оценка влияния лазерной обработки на параметры зон закалки сталей и их износостойкость // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2020. №1. С. 28-35.

12. Саушкин М.Н., Куров А.Ю. Конечно-элементное моделирование распределения остаточных напряжений в сплошных упрочнённых цилиндрических образцах с полукруглым надрезом // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки. 2011. № 3 (24). С. 72-78.

13. Сазанов В.П., Вакулюк В.С., Михалкина С.А. Исследование влияния первоначальных радиальных деформаций на распределение остаточных напряжений в поверхностно упрочненном цилиндре // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2014. Т. 16. № 4. С. 163-167.

14. Саушкин М.Н. Радченко В.П., Павлов В.Ф. Метод расчёта полей остаточных напряжений и пластических деформаций в цилиндрических образцах с учётом анизотропии процесса поверхностного упрочнения // Прикладная механика и техническая физика. 2011. Т. 52. № 2. С. 173-182.
15. Иванычев Д.А. Решение задач термоупругости для анизотропных тел вращения // Труды МАИ. 2019. № 106. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=105643>
16. Биргер И.А. Остаточные напряжения. – М.: Машгиз, 1963. – 232 с.
17. Радченко В.П., Афанасьева О.С. Методика расчёта предела выносливости упрочнённых цилиндрических образцов с концентраторами напряжений при температурных выдержках в условиях ползучести // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: физико-математические науки. 2009. № 2 (19). С. 264-268.
18. Кудрявцев П.И. Нераспространяющиеся усталостные трещины. - М.: Машиностроение, 1982. – 171 с.
19. Павлов В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение I. Сплошные детали // Известия вузов. Машиностроение. 1988. № 8. С. 22-25.
20. Павлов В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение II. Полые детали // Известия вузов. Машиностроение. 1988. № 12. С. 37-40.
21. Кудрявцев П.И., Морозова Т.И. Развитие усталостных трещин в сталях в связи с поверхностным наклёпом. - М.: Машиностроение, 1972. – С. 194-200.

22. Трощенко В.Т., Покровский В.В., Прокопенко А.В. Трещиностойкость металлов при циклическом нагружении. - Киев: Наукова Думка, 1987. – 256 с.
23. Сазанов В.П., Письмаров В.К., Шадрин О.М., Пилипив Е.Ю., Скачкова А.В. Особенности раскрытия усталостной трещины в упрочненной цилиндрической детали с концентратором напряжений // XXIII Всероссийский семинар по управлению движением и навигации летательных аппаратов: сборник трудов. – Самара: СамНЦ РАН, 2021. С. 191-196.
24. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. - М.: Машиностроение, 1990. - 368 с.
25. Шляпников П.А. Определение предельной амплитуды цикла упрочненных деталей с концентраторами напряжений с сжимающими средними напряжениями // Труды МАИ. 2020. № 114. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=118911>. DOI: [10.34759/trd-2020-114-08](https://doi.org/10.34759/trd-2020-114-08)

## References

1. Zavoichinskaya E.B. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii*, 2016, no. 1, pp. 98-108.
2. Pavlov V.F., Kirpichev V.A., Vakulyuk V.S. *Prognozirovanie soprotivleniya ustalosti poverkhnostno uprochnennykh detalei po ostatochnym napryazheniyam* (Prediction of fatigue resistance of surface-hardened parts from residual stresses), Samara, Izd-vo SNTs RAN, 2012, 125 p.
3. Kirpichev V.A., Bukatyi A.S., Filatov A.P. et. al. *Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviatsionno-tekhnicheskogo universiteta*, 2011, vol. 15, no. 4 (44), pp. 81-85.

4. Polonik E.N., Surenskii E.A., Fedotov A.A. *Trudy MAI*, 2017, no. 92. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=76755>
5. Ivanov S.I., Pavlov V.F., Minin B.V. et al. *Ostatochnye napryazheniya i soprotivlenie ustalosti vysokoprochnykh rez'bovykh detalei* (Residual stresses and fatigue resistance of high-strength threaded parts), Samara, Izd-vo SNTs RAN, 2015, 170 p.
6. Ivanov S.I., Grigor'eva I.V. *K opredeleniyu ostatochnykh napryazhenii v tsilindre metodom snyatiya chasti poverkhnosti. Voprosy prochnosti elementov aviatsionnykh konstruksii* (To the determination of residual stresses in the cylinder by removing part of the surface. Issues of strength of elements of aircraft structures), Kuibyshev, KuAI, 1971, no. 48, pp. 179-183.
7. Sazanov V.P., Kirpichev V.A., Vakulyuk V.S., Pavlov V.F. *Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviatsionno-tekhnicheskogo universiteta*, 2015, vol. 19, no. 2 (68), pp. 35-40.
8. Dobroslavskii, A.V., Ivanov S.D. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii*, 2014, no. 1, pp. 120-125.
9. Kondatenko L.A., Mironova L.I. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii*, 2022, no. 1, pp. 70-76. DOI: [10.52261/02346206\\_2022\\_1\\_70](https://doi.org/10.52261/02346206_2022_1_70)
10. Sakhvadze G.Zh., Sakhvadze G.G. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii*, 2021, no. 3, pp. 56-65. DOI: [10.52261/02346206\\_2021\\_3\\_56](https://doi.org/10.52261/02346206_2021_3_56)
11. Biryukov V.P. Isakov V.V., Fedotov A.Yu., Baulin D.A. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii*, 2020, no. 1, pp. 28-35.
12. Saushkin M.N., Kurov A.Yu. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Fiziko-matematicheskie nauki*, 2011, no. 3 (24), pp. 72-78.

13. Sazanov V.P., Vakulyuk V.S., Mikhalkina S.A. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk*, 2014, vol. 16, no. 4, pp. 163-167.
14. Saushkin M.N. Radchenko V.P., Pavlov V.F. *Prikladnaya mekhanika i tekhnicheskaya fizika*, 2011, vol. 52, no. 2, pp. 173-182.
15. Ivanychev D.A. *Trudy MAI*, 2019, no. 106. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=105643>
16. Birger I.A. *Ostatochnye napryazheniya* (Residual stresses), Moscow, Mashgiz, 1963, 232 p.
17. Radchenko V.P., Afanas'eva O.S. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: fiziko-matematicheskie nauki*, 2009, no. 2 (19), pp. 264-268.
18. Kudryavtsev P.I. *Nerasprostranyayushchiesya ustalostnye treshchiny* (Non-spreading fatigue cracks), Moscow, Mashinostroenie, 1982, 171 p.
19. Pavlov V.F. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*, 1988, no. 8, pp. 22-25.
20. Pavlov V.F. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*, 1988, no. 12, pp. 37-40.
21. Kudryavtsev P.I., Morozova T.I. *Razvitie ustalostnykh treshchin v stalyakh v svyazi s poverkhnostnym naklepom* (Development of fatigue cracks in steels due to surface hardening), Moscow, Mashinostroenie, 1972, pp. 194-200.
22. Troshchenko V.T., Pokrovskii V.V., Prokopenko A.V. *Treshchinostoikost' metallov pri tsiklicheskom nagruzhenii* (Crack resistance of metals under cyclic loading), Kiev, Naukova Dumka, 1987, 256 p.

23. Sazanov V.P., Pis'marov V.K., Shadrin O.M., Pilipiv E.Yu., Skachkova A.V. *XXIII Vserossiiskii seminar po upravleniyu dvizheniem i navigatsii letatel'nykh apparatov: sbornik trudov*. Samara, SamNTs RAN, 2021, pp. 191-196.
24. Birger I.A., Iosilevich G.B. *Rez'bovye i flantsevye soedineniya* (Threaded and flange connections), Moscow, Mashinostroenie, 1990, 368 p.
25. Shlyapnikov P.A. *Trudy MAI*, 2020, no. 114. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=118911>. DOI: [10.34759/trd-2020-114-08](https://doi.org/10.34759/trd-2020-114-08)

Статья поступила в редакцию 17.05.2022

Статья после доработки 18.05.2022

Одобрена после рецензирования 26.05.2022

Принята к публикации 21.06.2022

The article was submitted on 17.05.2022; approved after reviewing on 26.05.2022; accepted for publication on 21.06.2022.