

Научная статья
УДК 621.787:4
DOI: [10.34759/trd-2023-131-07](https://doi.org/10.34759/trd-2023-131-07)

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ВО ВПАДИНАХ РЕЗЬБЫ ПОСЛЕ ОПЕРЕЖАЮЩЕГО ПОВЕРХНОСТНОГО ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

Вячеслав Петрович Сазанов¹, Виктор Алексеевич Кирпичёв²,
Андрей Викторович Письмаров³✉

^{1,2,3}Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва,
Самара, Россия

³andrei_pismarov@mail.ru✉

Аннотация. В работе представлены результаты расчётно-экспериментального исследования влияния опережающего поверхностного пластического деформирования на сопротивление усталости деталей с метрической резьбой М16х2, изготовленных из конструкционных сталей 30ХГСА и 40Х. Перед технологической операцией нарезания резьбы поверхность цилиндрических заготовок была упрочнена путём обкатки на роликовом приспособлении. Проведены расчёты распределений остаточных напряжений в наименьших сечениях впадин резьбы аналитическим методом и методом конечно-элементного моделирования. Установлено, что эти результаты дают достаточно высокую сходимость во впадинах резьбы, несколько удалённых от начала резьбовой части детали. Очевидно, данное

обстоятельство связано с тем, что аналитическое решение распределения остаточных напряжений выполнено на достаточно удалённом расстоянии от краевой зоны. Конечно-элементное моделирование и необходимый объём расчётов выполнены с использованием программного комплекса PATRAN/NASTRAN. Конечно-элементные модели гладких цилиндрических и резьбовых деталей разработаны в осесимметричной постановке, а моделирование остаточного напряжённо-деформированного состояния проводилось методом термоупругости с использованием первоначальных деформаций. Влияние сжимающих остаточных напряжений на сопротивление усталости определялось через приращение предела выносливости по критерию среднеинтегральных напряжений. Расчётные приращения пределов выносливости сравнены с их опытными значениями, полученными при испытании на усталость упрочнённых и неупрочнённых резьбовых деталей при изгибе с вращением в случае симметричного цикла (30ХГСА) и при растяжении в случае асимметричного цикла (40Х). Учитывая близкие значения приращений пределов выносливости при изгибе и предельной амплитуды цикла при растяжении, подтверждён важный вывод о замене растяжения на изгиб при проведении испытаний на усталость.

Ключевые слова: остаточное напряженное состояние, поверхностное пластическое деформирование, обкатка поверхности, предел выносливости, конечно-элементное моделирование, метод термоупругости, среднеинтегральные остаточные напряжения, испытания на усталость

Для цитирования: Сазанов В.П., Кирпичёв В.А., Письмаров А.В. Распределение остаточных напряжений во впадинах резьбы после опережающего поверхностного

Original article

DISTRIBUTION OF RESIDUAL STRESSES IN BOTTOM OF THREAD AFTER ADVANCE SURFACE PLASTIC DEFORMATION

Vyacheslav P. Sazanov¹, Viktor A. Kirpichev², Andrey V. Pismarov³✉

^{1,2,3}Samara National Research University named after Academician S.P. Korolev,
Samara, Russia

³andrei_pismarov@mail.ru✉

Abstract. The article presents the results of computing-and-experimental study of the advance surface plastic deforming impact on stress fatigue strength of the parts with M16×2 metric thread, produced from the 30HGSA and 40X structural steels. The surface of cylindrical workpieces was hardened by rolling on the roller work-tool prior to the thread cutting. Computations of the residual stresses distribution in the lest sections of the thread vees were performed by both analytical and finite element modeling methods. It was found that that these results demonstrate rather high convergence in the thread vees slightly removed from the start of the threaded portion of the part. Obviously this is associated with the fact that an analytical solution of the residual stresses distribution was performed at a quite long distance from the rim zone. Finite element modeling and necessary computational volume were performed employing the PARTRAN/NASTRAN

software complex. Finite element models of the smooth cylindrical and threaded pieces were developed in the axisymmetrical setting, and residual stress-strain state modeling was conducted by the thermoelasticity method using initial deformations. The squeezing residual stresses impact on the fatigue resistance was being determined through the endurance limit increment by the mean integral stresses criterion. Calculating increments of the endurance limits were compared with their experimental values obtained while fatigue tests of hardened and non-hardened threaded pieces at the rotational bending in the case of the symmetrical cycle (30HGSA) and stretching in the case of asymmetrical cycle (40X). Accounting for the close increments values of the endurance limits at bending and limiting amplitude of the cycle while bending the important inference on the stretching substitution by bending while fatigue test conducting is confirmed.

Keywords: Residual stresses, advanced surface plastic deformation, rolling rollers, endurance limit, finite element modeling, thermoelasticity method, mean integral residual stresses, fatigue tests

For citation: Sazanov V.P., Kirpichev V.A., Pismarov A.V. Distribution of residual stresses in bottom of thread after advance surface plastic deformation. *Trudy MAI*, 2023, no. 131. DOI: [10.34759/trd-2023-131-07](https://doi.org/10.34759/trd-2023-131-07)

Введение

Восстановление остаточного напряжённого деформированного состояния упрочнённой детали является важной научной задачей с точки зрения сопротивления усталости и выбора оптимальных технологических режимов упрочнения. Исходными данными при решении этого вопроса являются эпюры

распределений компонент остаточного напряженного состояния в тонком поверхностном слое, которые, как правило, определяются расчётно-экспериментальными методами. Сопротивление усталости резьбовых деталей существенно зависит от распределений остаточных напряжений в поверхностном слое впадин профиля. В осесимметричных деталях, к которым условно можно отнести и профиль резьбы, компонентами остаточного напряжённого состояния в цилиндрической системе координат являются: σ_z – осевые (меридиональные), σ_θ – окружные и σ_r – радиальные напряжения. Для определения эпюр остаточных напряжений применяются, как правило, механические методы [1, 2, 3], основанные на послойном удалении материала с поверхности детали и измерении возникающих при этом перемещений или деформаций. Физические методы измерений остаточных напряжений (рентгеновский, магнитный, ультразвуковой и другие) широкого распространения не получили, так как имеют значительно меньшую точность, сложны в осуществлении, не годятся для исследования по слоям, а также в местах с резкими концентраторами, каковыми являются впадины резьбы. Наибольший практический интерес представляют результаты измерения остаточных напряжений хорошо отработанными механическими методами, из которых наиболее известными являются: 1) метод колец и пластинок; 2) метод удаления части поверхности впадин резьбы [4-7]. Метод колец и полосок [4], нашёл широкое применение при определении остаточных напряжений в упрочнённом слое гладких цилиндрических деталей, а затем оказался пригоден и для их определения во впадинах резьбы с наружным диаметром 10 мм и выше. Большим преимуществом метода колец и пластинок в том, что он позволяет определить две компоненты остаточных напряжений: осевые σ_z и окружные σ_θ напряжения. Метод удаления части поверхности [5] также начинался с определения

остаточных напряжений в гладких цилиндрических деталях, а затем оказался удобен для их определения во впадинах резьбы малого диаметра (менее 10 мм) [6]. Его недостатком является тот факт, что при данном методе определяется только одна осевая компонента σ_z остаточных напряжений, но которая является определяющей по влиянию на сопротивление усталости. Преимущество метода удаления части поверхности заключается в его меньшей трудоёмкости по сравнению с методом колец и полосок. Как принятым считается допущение, что остаточные напряжения в резьбе осесимметричны и одинаковы во всех впадинах профиля. Так как все известные методы измерения позволяют определить остаточные напряжения в ограниченной области, то они вдоль меридиана принимаются однородными на основании выше изложенного, остаточные напряжения зависят только от расстояния до текущего слоя, измеренного от наружной поверхности впадины резьбы. Более сложным с точки зрения определения остаточных напряжений во впадинах резьбы является случай, когда при изготовлении резьбовых деталей большого диаметра применяется метод опережающего поверхностного деформирования (ОППД). При этом перед технологической операцией нарезания резьбы на цилиндрической заготовке предварительно создаётся слой со сжимающими остаточными напряжениями, например, методом обкатки на роликовом приспособлении. Определить остаточные напряжения во впадинах резьбы за счёт их перераспределения можно только расчётными методами [6].

Постановка задачи

Эпюры распределений остаточных напряжений во впадинах резьбы является главной исходной информацией при прогнозировании сопротивления усталости и выбора оптимальных технологических режимов изготовления деталей. В данном

исследовании рассматривается случай, когда после ОППД глубина срезаемого слоя превышает толщину упрочнения при обкатке роликами. Однако даже при этом на дне концентратора возникают сжимающие остаточные напряжения. Для определения остаточного напряжённого состояния в резьбе требуется выполнить решение задачи о перераспределении остаточных напряжений из упрочнённой цилиндрической заготовки в деталь после изготовления резьбы.

Для достижения целей исследования были поставлены следующие задачи:

- определить с использованием метода конечно-элементного моделирования распределение остаточных напряжений во впадинах после нарезания резьбы;
- выполнить аналитическое решение о перераспределении остаточных напряжений после изготовления резьбы;
- провести прогнозирование сопротивления усталости упрочнённой резьбовой детали по критерию среднеинтегральных напряжений;
- провести анализ и сравнение результатов расчётов и испытаний на усталость резьбовых деталей.

Методы решения

Решение задачи методом конечно-элементного моделирования проводилось в среде расчётной CAD - системы PATRAN/NASTRAN [8, 9]. Аналитическое решение о распределении остаточных напряжений во впадинах резьбы после удаления упрочнённого слоя из них при изготовлении профиля выполнено по методике авторов работы [7]. Влияние остаточных напряжений на повышение предела выносливости оценивалось по критерию среднеинтегральных напряжений по

методике, приведенной в [10]. Выполнено сравнение результатов расчёта и испытаний на усталость резьбовых деталей при симметричном и асимметричном циклах напряжений. В части сравнения расчётных и экспериментальных параметров выносливости использованы опытные материалы, которые были получены ранее при изучении влияния ОППД на сопротивление усталости деталей с метрической резьбой М16х2, выполненных из конструкционных сталей 30ХГСА и 40Х.

Результаты расчётно-экспериментальных исследований

Опережающее поверхностное пластическое деформирование (ОППД) при изготовлении деталей точением позволяет повысить стойкость инструмента и соответственно увеличить производительность труда. Возникающие за счёт перераспределения сжимающие остаточные напряжения в концентраторах значительно повышают сопротивление усталости. Для изучения влияния ОППД на характеристики усталости были изготовлены партии деталей с метрической резьбой М16х2 из сталей 30ХГСА и 40Х. Половина цилиндрических заготовок диаметром 16 мм была обкатана на трёхроликовом приспособлении со следующими параметрами: диаметр ролика 50 мм, радиус профиля ролика 13 мм. Режим обкатки: частота вращения на токарном станке 400 об/мин, продольная подача 0,43 мм/об, радиальное усилие 10, 75 кН. После изготовления упрочнённые и неупрочнённые образцы подвергались испытаниям на усталость при двух циклах напряжений. Образцы из сталей 30ХГСА испытывались без гайки при симметричном цикле в случае изгиба с вращением, а из стали 40Х с гайкой при отнулевом положительном цикле в случае растяжения со средним напряжением, равном нормативному усилию

затяжки. Принятая база испытаний равнялась 3×10^6 циклов (нормативная база при сравнительных испытаниях).

В расчётной части в качестве исходных данных при исследовании влияния ОПД на усталость использованы результаты определения остаточных напряжений в поверхностном слое гладких цилиндрических деталей с последующим аналитическим решением и конечно-элементным моделированием. Данные распределения определялись на гладких обкатанных роликами деталях методом колец и полосок [1, 4]. Согласно методике, упрочнённые цилиндрические заготовки диаметром 16 мм от партий из сталей 30ХГСА и 40Х перед измерением растачивались до толщины стенки 2 мм. При этом дополнительные остаточные напряжения определялись по методике работы [6] с помощью тензометров. Действующие в поверхностном слое сплошных деталей остаточные напряжения вычислялись как разность напряжений, вычисленных методом колец и полосок, и дополнительных остаточных напряжений за счёт расточки. Эпюры осевых остаточных напряжений σ_z для гладких деталей из сталей 30ХГСА и 40Х приведены на рисунке 1. При этом отсчёт оси y производится от поверхности в направлении оси цилиндра. Следует отметить, исходя из графиков рисунка 1, что при одном и том же усилии обкатки 10,75 кН, сжимающие остаточные напряжения в гладких цилиндрах из стали 30ХГСА выше, чем у аналогов из стали 40Х. Данное обстоятельство можно объяснить более высокими механическими характеристиками у стали 30ХГСА, чем у стали 40Х (таблица 1).

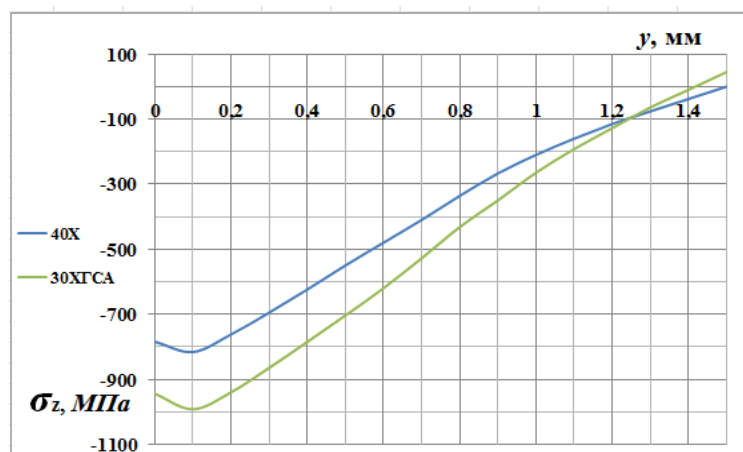


Рисунок 1 – Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя гладкой детали

Таблица 1 – Механические характеристики материалов образцов

Марка материала	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
30ХГСА	1040	940	11	46
40X	750	440	18	61

Для расчётов методом конечно-элементного моделирования использовалась CAD-система PATRAN/NASTRAN. Моделирование остаточного напряжённого состояния выполнено методом термоупругости [8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15], то есть в этом случае компоненты первоначальных деформаций, исходя из их взаимного соотношения, были заменены соответствующим температурным полем и теплофизическими характеристиками материала по соответствующим направлениям цилиндрической системы координат. Конечно-элементные модели гладкой детали и детали с резьбой представляют собой осесимметричную форму в виде четверти сечения с наложением соответствующих граничных условий. Осесимметрична

модель детали с резьбой, как допущение, принята из условия, что наклон витков весьма мал. Принятая длина модели выбиралась из условия, что не допускает влияния граничных условий на зону, где выполняется сравнение расчётных и экспериментальных эпюр остаточных напряжений при определении первоначальных деформаций. Первоначальные деформации определялись на конечно-элементных моделях гладких деталей методом последовательных приближений до получения экспериментальных эпюр осевых остаточных напряжений σ_z (рисунок 1). Данный этап расчётов был выполнен за четыре и пять итераций соответственно. Окончательные значения первоначальных деформаций в виде соответствующих им температурных полей были перенесены на модели деталей с резьбой. Результаты расчёта распределений осевых остаточных напряжений σ_z по глубине наименьшего впадины резьбы для пяти витков в виде эпюр приведены на рисунках 2, 3. При этом нумерация впадин витков выполняется в направлении от гладкой части в сторону резьбовой. Как видно из рисунков 2 и 3, наибольший уровень сжимающих осевых остаточных напряжений наводится во впадине первого витка резьбы, а начиная с впадины третьего витка их распределение практически стабилизируется.

Аналитическое решение задачи по определению осевых остаточных напряжений после ОППД в наименьшем сечении впадины резьбы выполнено по методике работы [7]. На рисунках 4, 5 для сравнения приведены распределения осевых остаточных напряжений σ_z по результатам конечно-элементного моделирования для наименьшего сечения первой и пятой впадины резьбы и по результатам аналитического решения.

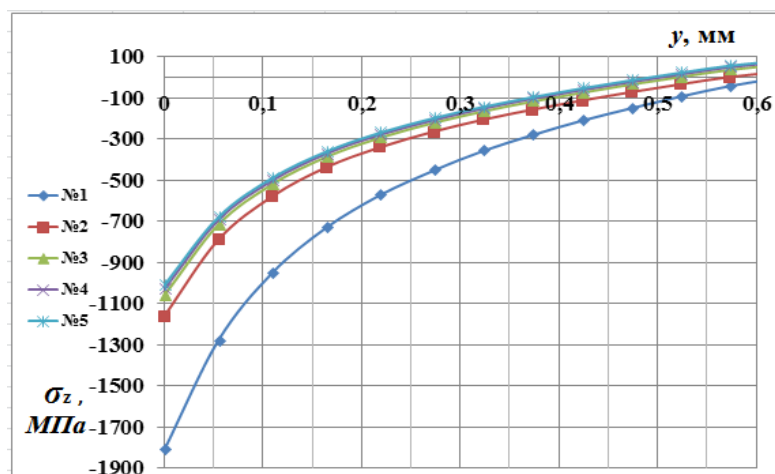


Рисунок 2 – Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по глубине наименьшего сечения впадины резьбы М16х2 из стали 30ХГСА

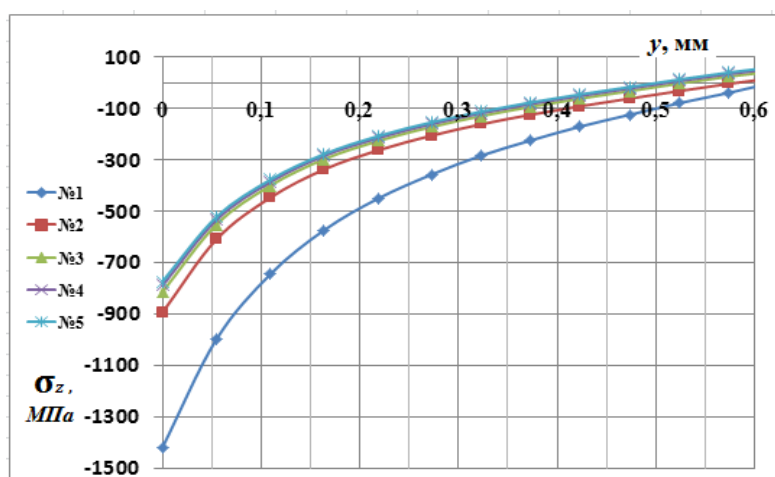


Рисунок 3 – Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по глубине наименьшего сечения впадины резьбы М16х2 из стали 40Х

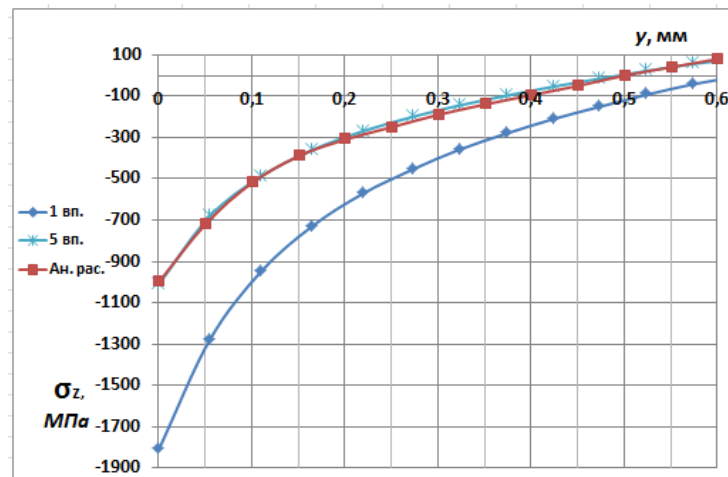


Рисунок 4 – Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по глубине наименьшего сечения впадин резьбы М16х2 из стали 30ХГСА по результатам аналитического и конечно-элементного расчётов

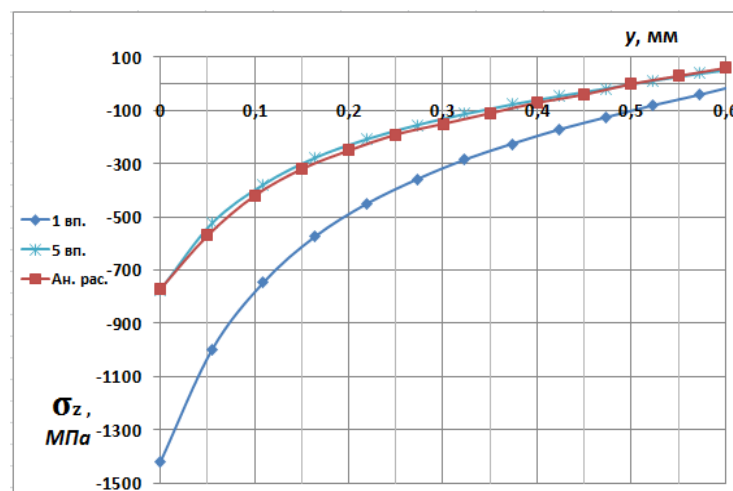


Рисунок 5 – Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по глубине наименьшего сечения впадин резьбы М16х2 из стали 40Х по результатам аналитического и конечно-элементного расчётов

Как было установлено, аналитическое решение задачи о распределении остаточных напряжений в наименьшем сечении резьбы практически полностью совпадает с конечно-элементным решением, начиная с четвёртого-пятого витка. Возможно, что это может быть связано с выбором граничных условий при аналитическом решении, сделанного авторами [7] с целью его упрощения. Тогда очевидно, что более высокий уровень сжимающих остаточных напряжений во впадинах первых по счёту витков предполагает и более высокий уровень сопротивления усталости по сравнению со следующими за ними. Это в свою очередь и подтверждается результатами на усталость, так как разрушения при испытаниях происходили во внутренних витках резьбы, несколько удалённых от гладкой цилиндрической части детали.

Влияние ОППД (обкатка роликом) на приращение предельной амплитуды цикла напряжений $\Delta\sigma_{Ra}$ оценивалось по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ocm}$ [16] по следующей формуле:

$$\Delta\sigma_{Ra} = \bar{\psi}_{\sigma} |\bar{\sigma}_{ocm}|, \quad (1)$$

где $\bar{\psi}_{\sigma}$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию $\bar{\sigma}_{ocm}$.

Значения критерия среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ocm}$ вычислялись по толщине слоя наименьшего (опасного) сечения впадины, равной критической глубине $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости [16, 17]. Критическая глубина $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости определялась по зависимости, экспериментально установленной и приведенной в работах [18,19]

$$t_{кр} = 0,0216 D_1, \quad (2)$$

где D_1 – диаметр опасного сечения детали с концентратором напряжений.

При определении критерия $\bar{\sigma}_{ост}$ использовались эпюры осевых σ_z остаточных напряжений в наименьших сечениях впадин резьбы, приведенные на рисунках 4, 5 и соответствующие месту излома (преимущественно на 4 и 5 витках).

Упрочнённые образцы, которые не разрушились до базы испытаний при напряжении, равном пределу выносливости, затем были доведены до разрушения при бóльших напряжениях. На изломах этих образцов были обнаружены нераспространяющиеся трещины усталости [20, 21]. Средняя глубина нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$ составила 0,30 мм, что незначительно отличается от полученного значения по зависимости (2) (расчетное значение $t_{кр} = 0,2932$ мм).

В таблице 2 представлены средние амплитуды циклов нагружения при испытаниях на усталость образцов σ_m , предельные амплитуды циклов σ_{Ra} , значения среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$, опытные и расчетные значения приращений $\Delta\sigma_{Ra}^{оп}$ и $\Delta\sigma_{Ra}^{рас}$.

Таблица 2. Результаты испытаний на усталость резьбовых образцов

Материал, резьба М16х2	Усилие обкатки, кН	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	$\bar{\psi}_\sigma$	$\Delta\sigma_{Ra}^{оп}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{рас}$, МПа
30ХГСА	0	0	284	0	0	0	0
	10,75	0	409	-362	0,36	125	130
40Х	0	93	93	0	0	0	0
	10,75	131	131	-341	0,11	38	37

При определении приращений предельной амплитуды цикла для деталей без гайки из стали 30ХГСА коэффициент влияния $\bar{\psi}_\sigma$ принимался равным 0,36, а для деталей с гайкой из стали 40Х равным 0,11 (наличие в сечении растягивающих средних напряжений σ_m). Приращение предела выносливости деталей из стали 30ХГСА составляет 44%. Предельная амплитуда цикла нагружения деталей из стали 40Х за счет упрочнения, предшествующего нарезанию резьбы, увеличилась на 41%. Таким образом, ОППД является эффективным способом повышения сопротивления усталости резьбовых деталей, причем во впадинах резьбы при таком упрочнении практически отсутствует наклеп. Следует отметить, что упрочнение без наклепа дна впадин резьбы имеет преимущество для деталей, работающих при повышенных температурах, так как наклеп в опасном сечении детали в этом случае снижает сопротивление усталости.

Заключение

1. По результатам выполненного исследования была установлена граница применимости аналитического решения для расчёта распределения осевых остаточных напряжений в наименьшем сечении впадин резьбы, нарезанной после ОППД. Также было установлено, что для прогнозирования предела выносливости резьбовых деталей с использованием для решения конечно-элементного моделирования следует брать результаты расчёта распределений осевых остаточных напряжений во впадинах, несколько удалённых от гладкой цилиндрической части (в данных расчетах – это 4-5 витки).

2. Поскольку расчетные значения приращений предельных амплитуд цикла достаточно близки к их опытным значениям, то это указывает на возможность расчета предела выносливости резьбовых деталей, изготовленных с опережающим пластическим деформированием, без проведения испытаний на усталость.
3. Достаточно близкие значения приращений предела выносливости и предельной амплитуды цикла напряжений подтверждают возможность замены растяжения на изгиб при проведении испытаний на усталость.

Список источников

1. Биргер И.А. Остаточные напряжения. - М.: Машгиз, 1963. – 232 с.
2. Доброславский А.В., Иванов С.Д. Экспериментальный метод температурной динамической интерферометрии для определения остаточных напряжений // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2014. № 1. С. 120-125.
3. Бабайцев А.В., Рабинский Л.Н., Ян Наинг Мин. Методика оценки остаточных напряжений в образцах из сплава AlSi10Mg, полученных по технологии SLM // Труды МАИ. 2021. № 119. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=159788>. DOI: [10.34759/trd-2021-119-10](https://doi.org/10.34759/trd-2021-119-10)
4. Иванов С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок. Остаточные напряжения. – Куйбышев: КуАИ, 1971. Вып. 53. С. 32-42.
5. 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.

6. Иванов С.И., Павлов В.Ф., Минин Б.В., Кирпичёв В.А., Кочеров Е.П., Головкин В.В. Остаточные напряжения и сопротивление усталости высокопрочных резьбовых деталей. - Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2015. – 170 с.
7. Иванов С.И., Филатов А.П. Остаточные напряжения и сопротивление усталости деталей с резьбой, нарезанной по предварительно упрочнённой поверхности // Вестник машиностроения. 1989. № 1. С. 23-24.
8. Сазанов В.П. Исследование распределения компонентов остаточного напряжённого состояния в области наименьшего сечения поверхностно упрочнённой детали с кольцевым надрезом методом конечно-элементного моделирования // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2012. № 3 (34). С. 158-161.
9. 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.
10. Barsoum Z., Barsoum I. Residual stress effects on fatigue life of welded structures using LEFM // Engineering Failure Analysis, 2008, no. 23 (2), pp. 449-467. DOI:[10.1154/1.2951862](https://doi.org/10.1154/1.2951862)
11. Melicher R., Meško J., Novák P., Žmindák M. Residual stress simulation of circumferential welded joints // Applied and Computational Mechanics, 2007, vol. 1, no. 2, pp. 541-548
12. Parks D.M. The virtual crack extension method for nonlinear material behavior //

Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1977, vol. 12, issue 3, pp. 353–364. DOI: [10.1016/0045-7825\(77\)90023-8](https://doi.org/10.1016/0045-7825(77)90023-8)

13. Radaj D. Welding residual stresses and distortion, Berlin, Springer Verlag, 2003.
14. Roger F., Traidia A. Modeling Residual Stresses in Arc Welding, Proceedings of the COMSOL, 2010, Boston (2015).
15. Иванов Д.А. Решение задач термоупругости для анизотропных тел вращения // Труды МАИ. 2019. № 106. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=105643>
16. 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.
17. Березин А.В., Жиркевич В.Ю., Кулемин А.В., Нестеренко Б.Г., Клемяшов А.Г. Обоснование безопасности эксплуатации конструкций фюзеляжей с многоочаговыми трещинами // Проблемы машиностроения и автоматизации, 2018. № 1. С. 69-86.
18. Павлов В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений // Известия вузов. Машиностроение. 1986. № 8. С. 29-32.
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. Завойчинская Э.Б. Развитие микро- и макротрещин в металлах и сплавах при пропорциональном циклическом нагружении // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2016. № 1. С. 98-108.
21. Кудрявцев П.И. Нераспространяющиеся усталостные трещины. - М.: Машиностроение, 1982. – 171 с.

References

1. Birger I.A. *Ostatochnye napryazheniya* (Residual stresses), Moscow, Mashgiz, 1963, 232 p.
2. Dobroslavskii A.V., Ivanov S.D. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii*, 2014, no. 1, pp. 120-125.
3. Babaitsev A.V., Rabinskii L.N., Yan Naing Min. *Trudy MAI*, 2021, no. 119. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=159788>. DOI: [10.34759/trd-2021-119-10](https://doi.org/10.34759/trd-2021-119-10)
4. Ivanov S.I. *K opredeleniyu ostatochnykh napryazhenii v tsilindre metodom kolets i polosok. Ostatochnye napryazheniya.* (To the determination of residual stresses in the cylinder by the method of rings and strips. Residual stresses.), Kuibyshev, KuAI, 1971, vol. 53, pp. 32-42.
5. Ivanov S.I., Grigor'eva I.V. *K opredeleniyu ostatochnykh napryazhenii v tsilindre metodom snyatiya chasti poverkhnosti. Voprosy prochnosti elementov aviatsionnykh konstruksii* (On determination of residual stresses in a cylinder by removing a part of surface. Problems of aircraft constructions elements strength), Kuibyshev, KuAI, 1971, vol. 48, pp. 179-183.

6. Ivanov S.I., Pavlov V.F., Minin B.V., Kirpichev V.A., Kocherov E.P., Golovkin V.V. *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.
7. Ivanov S.I., Filatov A.P. *Vestnik mashinostroeniya*, 1989, no. 1, pp. 23-24.
8. Sazanov V.P. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 2012, no. 3 (34), pp. 158-161.
9. 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.
10. Barsoum Z., Barsoum I. Residual stress effects on fatigue life of welded structures using LEFM, *Engineering Failure Analysis*, 2008, no. 23 (2), pp. 449-467. DOI: [10.1154/1.2951862](https://doi.org/10.1154/1.2951862)
11. Melicher R., Meško J., Novák P., Žmindák M. Residual stress simulation of circumferential welded joints, *Applied and Computational Mechanics*, 2007, vol. 1, no. 2, pp. 541-548
12. Parks D.M. The virtual crack extension method for nonlinear material behavior, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 1977, vol. 12, issue 3, pp. 353–364. DOI: [10.1016/0045-7825\(77\)90023-8](https://doi.org/10.1016/0045-7825(77)90023-8)
13. Radaj D. *Welding residual stresses and distortion*, Berlin, Springer Verlag, 2003.
14. Roger F., Traidia A. *Modeling Residual Stresses in Arc Welding, Proceedings of the COMSOL*, 2010, Boston (2015).

15. Ivanychev D.A. *Trudy MAI*, 2019, no. 106. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=105643>
16. Pavlov V.F., Kirpichev V.A., Vakulyuk V.S. *Prognozirovanie soprotivleniya ustalosti poverkhnostno uprochnennykh detalei po ostatochnym napryazheniyam* (The prediction of surface hardened parts fatigue resistance by residual stresses), Samara, Izd-vo SNTs RAN, 2012, 125 p.
17. Berezin A.V., Zhirkevich V.Yu., Kulemin A.V., Nesterenko B.G., Klemyashov A.G. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii*, 2018, no. 1, pp. 69-86.
18. Pavlov V.F. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*, 1986, no. 8, pp. 29-32.
19. Pavlov V.F. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*, 1988, no. 8, pp. 22-25.
20. Zavoichinskaya E.B. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii*, 2016, no. 1, pp. 98-108.
21. Kudryavtsev P.I. *Nerasprostranyayushchiesya ustalostnye treshchiny* (Nonpropagating fatigue cracks), Moscow, Mashinostroenie, 1982, 171 p.

Статья поступила в редакцию 21.06.2023

Одобрена после рецензирования 28.06.2023

Принята к публикации 28.08.2023

The article was submitted on 21.06.2023; approved after reviewing on 28.06.2023; accepted for publication on 28.08.2023