

УДК 539.3:669.295

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕЗЬБОВЫХ ВСТАВОК НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

В. С. Жернаков<sup>1</sup>, Т. Н. Мардимасова<sup>2</sup>, М. Р. Арсланов<sup>3</sup>, В. Р. Акбашев<sup>4</sup>

<sup>1</sup> zhvs@mail.rb.ru, <sup>2</sup> toma\_mard@mail.ru, <sup>3</sup> maratarslanow@yandex.ru, <sup>4</sup> vadj92@mail.ru

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 26.10.2017

**Аннотация.** Выполнен численный расчет технологических напряжений в резьбовом соединении с наличием резьбовой вставки из коррозионно-стойкой жаропрочной стали 08X18H10 в программном комплексе DEFORM-3D. Исследовано влияние изменения шага резьбы на характер распределения осевых, радиальных и тангенциальных напряжений. Аналитическим и численным методом рассчитано распределение нагрузки по виткам резьбы при одноосном растяжении в соединении «болт-гайка». Получено напряженно-деформированное состояние резьбового соединения с наличием резьбовой вставки при одноосном растяжении. Произведена оценка влияния установки резьбовой вставки в соединении.

**Ключевые слова:** резьбовое соединение; технологические напряжения; резьбовая вставка; сталь 08X18H10; одноосное растяжение; распределение нагрузки; шаг резьбы; метод конечных элементов; DEFORM-3D.

### ВВЕДЕНИЕ

Распределение нагрузки по виткам резьбы оказывает влияние на несущую способность резьбы при статических нагрузках и особенно существенно влияет на усталостную прочность соединений. На основании анализа многочисленных экспериментальных исследований установлено, что снижение нагрузки на первом витке приводит к повышению предела выносливости соединений. Конструктивно улучшить распределение нагрузки между витками можно путем увеличения податливости витков и уменьшения податливости тел болта и гайки соответственно при растяжении и сжатии. Последнее может быть достигнуто введением в соединение резьбовой спиральной вставки [1] (рис. 1).

Резьбовая спиральная вставка представляет собой по форме обычную пружину, изготовленную из проволоки ромбического сечения. Высокая твердость холоднотяну-

той или холоднокатаной проволоки гарантирует износостойкость резьбы при частом завинчивании или отвинчивании. Вставка, изготовленная из коррозионно-стойкой проволоки, предохраняет резьбу от коррозии.

Так как вставка в свободном состоянии имеет несколько больший диаметр и меньший шаг, ее монтируют с предварительным натягом, препятствующим вывинчиванию при знакопеременных нагрузках и повышенных температурах.

Резьбовую спиральную вставку применяют в различных конструктивных вариантах соединений, например, в антивибрационных контргайках, изготовленных из материалов с невысокими механическими характеристиками (дюралюминий, пластмассы и др.). Благодаря вставке упрощается соединение и уменьшаются его осевые размеры.

Упругие свойства резьбовых вставок позволяют равномерно распределить нагрузки и напряжения. Угловая и шаговая по-

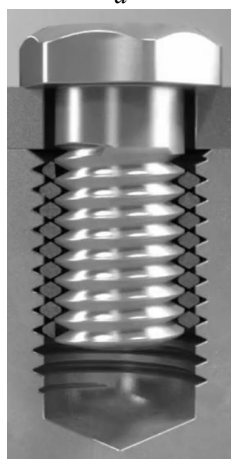
грешность компенсируются по всей длине резьбовой вставки, в результате чего достигаются идеальные условия для передачи усилия между болтом и приемной резьбой и, как следствие, – увеличение срока службы резьбового соединения при любых статических и динамических нагрузках.

#### МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ПОЛУЧЕНИИ СОЕДИНЕНИЯ С РЕЗЬБОВОЙ ВСТАВКОЙ

Технологический процесс изготовления соединения состоит в обеспечении необходимого натяга в месте посадки резьбовой вставки. При изготовлении деталей данным методом неизбежно формирование остаточных технологических напряжений. Таким образом, важно при расчетах учитывать технологическую наследственность. В данном примере технологическая наследственность, сформированная при получении проволоки, не учитывалась.



а



б

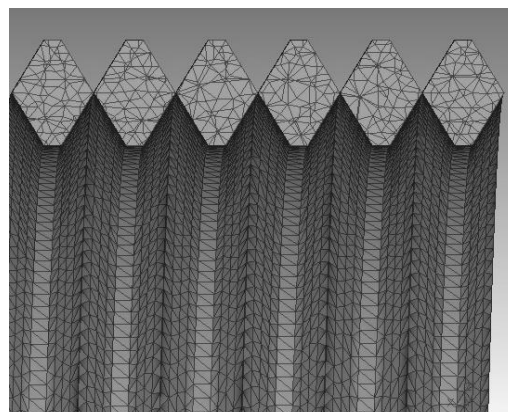
Рис. 1: а – резьбовая вставка;  
б – соединение с резьбовой вставкой

Технологическая операция сборки соединения состоит из двух этапов:

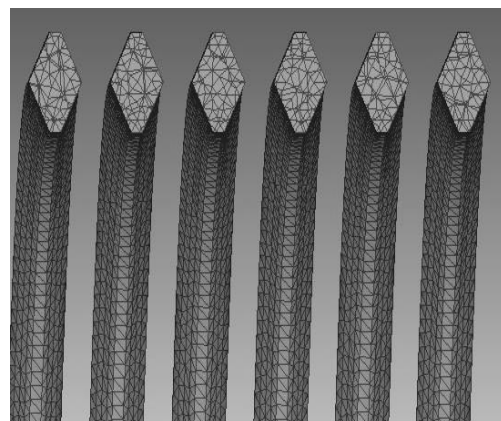
- 1) установка резьбовой вставки в отверстие пластины;
- 2) вкручивание винта в отверстие с установленной резьбовой вставкой.

Численное решение задачи моделирования процесса получения соединения выполнено с помощью метода конечных элементов, реализованного в трехмерной постановке с использованием программно-вычислительного комплекса DEFORM-3D ver.10.2 [2].

Исследованы резьбовые соединения М10 с шагом  $P = (1; 1,25; 1,5)$  мм и количеством витков резьбы  $n=6$ . Материалом гайки и болта являлся титановый сплав ВТ6 с пределом текучести  $\sigma_T = 830$  МПа, а резьбовой вставки – коррозионно-стойкая жаропрочная сталь 08Х18Н10 (аналог AISI 304) с пределом текучести  $\sigma_T = 850$  МПа. В исходном состоянии шаг резьбовой вставки составлял  $P_0 = 0,83$  мм.



а

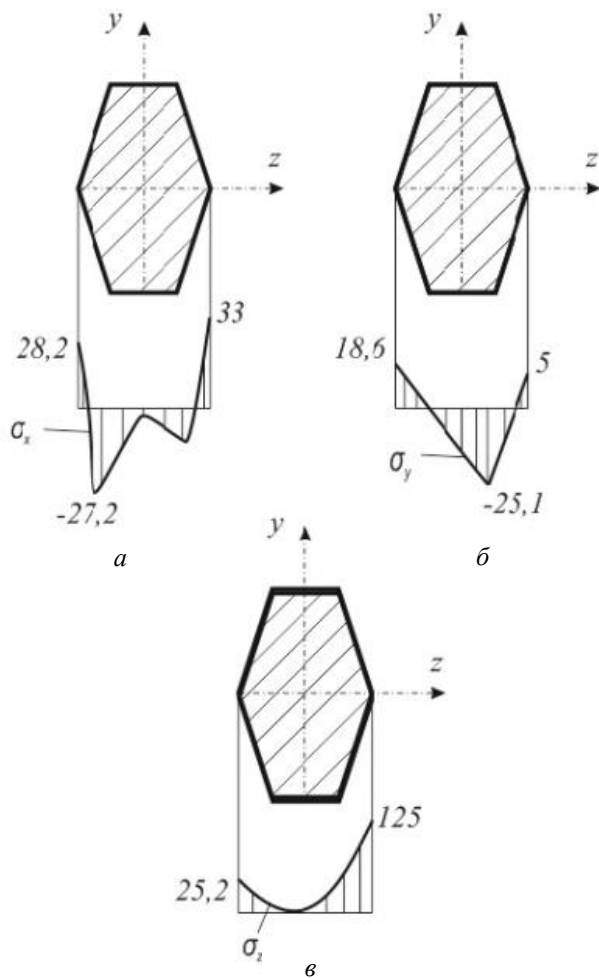


б

Рис. 2. Геометрическая модель резьбовой вставки в программном комплексе DEFORM-3D:  
а – шаг  $P=0,83$  мм; б – шаг  $P=1,25$  мм

В качестве примера на рис. 2 представлена модель резьбовой вставки в соединении в исходном состоянии (а) и в деформированном состоянии (б). Видно, что при получении соединения резьбовая вставка деформируется – уменьшается диаметр и увеличивается шаг, принимая значение величину шага резьбы пластины и болта.

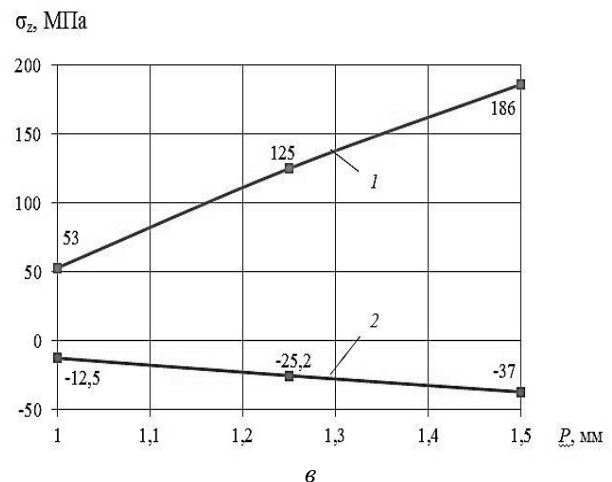
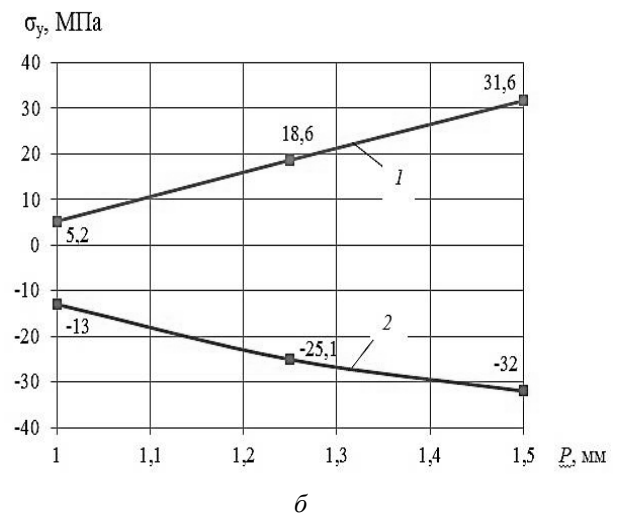
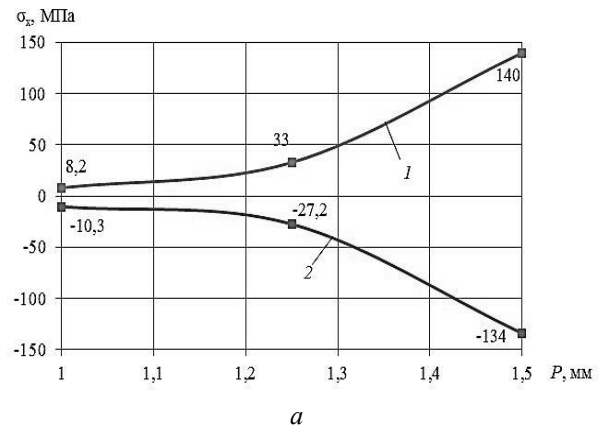
На рис. 3, а, б, в изображены эпюры осевых  $\sigma_x$ , радиальных  $\sigma_y$  и тангенциальных  $\sigma_z$  напряжений в поперечном сечении резьбовой вставки при установке ее в соединение, соответственно.



**Рис. 3.** Распределение полей напряжений в поперечном сечении резьбовой вставки после технологической операции ( $P=1,25$  мм): а – напряжения  $\sigma_x$ ; б – напряжения  $\sigma_y$ ; в – напряжения  $\sigma_z$

По рис. 3 видно, что распределение напряжений в поперечном сечении пружины неравномерно. В середине сечения напряжения практически равны 0, однако, максимальные сжимающие и растягиваю-

щие напряжения образуются на периферии сечения и достигают значений: осевые напряжения  $\sigma_{x\max}=33$  МПа,  $\sigma_{x\min}=-27,2$  МПа; радиальные напряжения  $\sigma_{y\max}=18,6$  МПа,  $\sigma_{y\min}=-25,1$  МПа; тангенциальные напряжения  $\sigma_{z\max}=125$  МПа,  $\sigma_{z\min}=-25,2$  МПа.



**Рис. 4.** Зависимость технологических напряжений в резьбовой вставке от изменения шага P: а – осевые напряжения  $\sigma_x$ ; б – радиальные напряжения  $\sigma_y$ ; в – тангенциальные напряжения  $\sigma_z$

При увеличении шага резьбы  $P$  соединения резьбовая вставка деформируется на большую величину, что ведет к увеличению напряжений в ней. В результате исследования установлено, что при изменении шага резьбы соединения, в которое установлена резьбовая вставка, характер распределения напряжений не меняется, но меняется их величина (рис. 4).

Отмечено, что с увеличением шага резьбы  $P$  с 1 до 1,5 мм осевые напряжения  $\sigma_x$  увеличиваются практически симметрично. Так сжимающие напряжения увеличиваются с  $-10,3$  до  $-140$  МПа, а растягивающие с  $8,2$  до  $140$  МПа (рис. 4, а). Таким образом, величина напряжений как сжимающих, так и растягивающих возрастает в 14 раз. Радиальные напряжения  $\sigma_y$  возрастают менее интенсивно, чем осевые – в 3 раза при увеличении шага  $P$  с 1 до 1,5 мм (рис. 4, б).

Максимальные значения растягивающих тангенциальных напряжений  $\sigma_z$  возрастают с 53 до 186 МПа (рис. 4, в). Сжимающие тангенциальные напряжения  $\sigma_z$  возрастают с  $-12,5$  до  $-37$  МПа при увеличении шага  $P$  с 1 до 1,5 мм.

#### ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ПРИ ОДНООСНОМ РАСТЯЖЕНИИ

Прочность и несущая способность резьбовых соединений зависят от ряда факторов: прочностных и деформационных характеристик материала деталей, характера нагружения, распределения нагрузки по виткам резьбы, геометрии профиля резьбы, конструктивных параметров соединения, технологии изготовления и др.

Одним из основных факторов, от которого зависит прочность резьбового соединения, является распределение нагрузки по виткам резьбы  $q(z)$ , которое можно определить по формуле [1]:

$$q(x) = \frac{m \cdot Q}{sh(mH)} \cdot ch(mx) \quad (1)$$

где  $m$  – коэффициент, зависящий от геометрических параметров резьбы, свойств материалов болта и гайки;  $H$  – высота гайки;  $Q$  – усилие затяжки;  $sh(mH)$  и  $ch(mx)$  представляют собой гиперболический синус и косинус;  $x$  – координата вдоль оси болта (рис. 5).

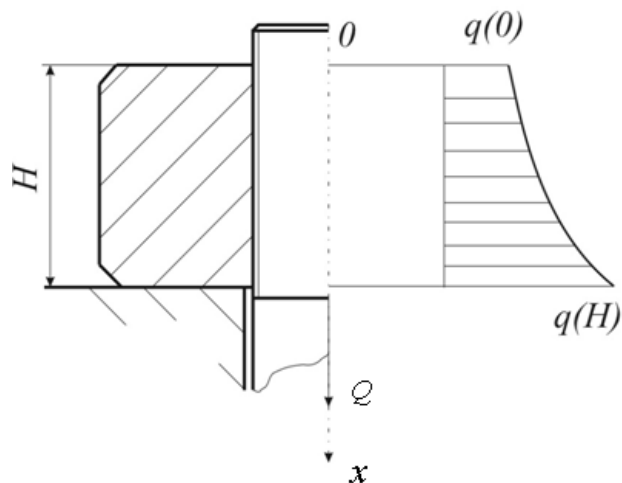


Рис. 5. Схема распределения нагрузки в соединении типа болт-гайка

Из анализа этой формулы следует, что нагрузка в резьбовом соединении типа болт-гайка возрастает к нижним виткам резьбы по закону гиперболического косинуса.

#### ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТ НДС РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ТИПА «БОЛТ-ГАЙКА»

В данном разделе рассмотрена задача численного моделирования одноосного растяжения резьбового соединения типа «болт-гайка», а также результаты исследования его напряженно-деформированного состояния.

Расчетная схема соответствовала схеме, представленной на рис. 5. Величина растягивающей нагрузки  $\sigma_0$  составляла 100 МПа.

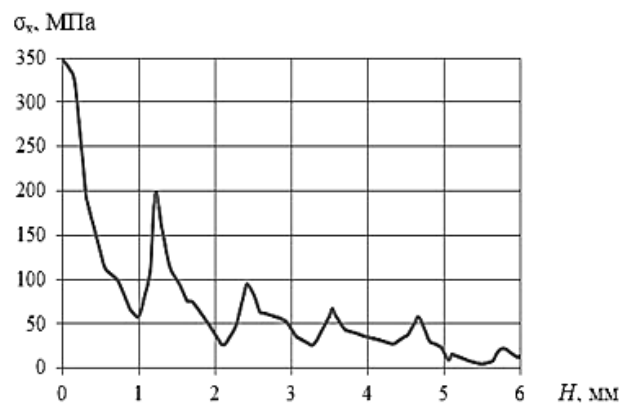


Рис. 6. График распределения осевых напряжений  $\sigma_x$  по виткам резьбы

На рис. 6 представлено распределение осевых напряжений  $\sigma_x$  в теле болта с шагом резьбы  $P=1,25$  мм, полученное методом конечных элементов.

Видно, что максимальное напряжение 350 МПа воспринимает первый виток (координата 0 мм). Далее наблюдается снижение уровня нагрузки. Проведен аналитический расчет распределения нагрузки по зависимости 1 для достоверности применения численного расчета.

На рис. 7 представлены значения максимальных осевых напряжений  $\sigma_x$  по длине болта. Видно, что погрешность решений достигает значения 7% на участке болта  $H=3$  мм, что позволяет сделать вывод, что данная методика позволяет выполнять расчет распределения нагрузки по виткам резьбы.

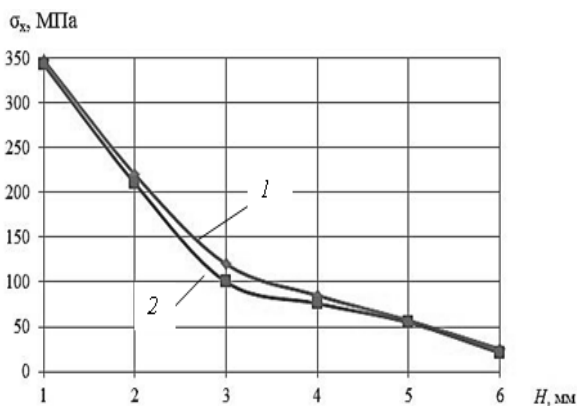


Рис. 7. Распределение нагрузки по виткам резьбы с шагом  $P=1,25$  мм: 1 – аналитическое решение; 2 – численный расчет

В результате исследования построены зависимости влияния шага резьбы  $P$  на распределение относительных осевых напряжений  $\sigma_x$  по виткам резьбы, где  $\sigma_{x\text{сумм}}$  – сумма осевых напряжений  $\sigma_x$  на каждом витке резьбы (рис. 8).

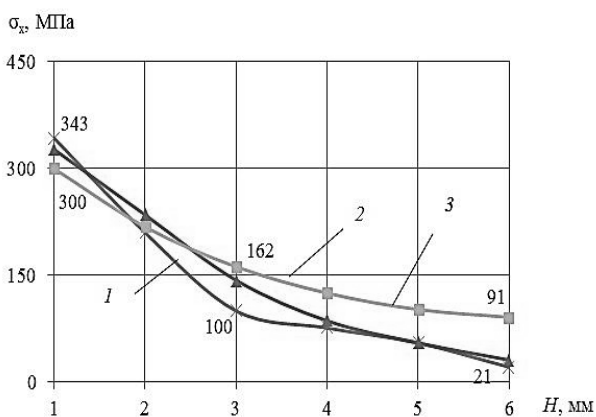


Рис. 8. График зависимости осевых напряжений  $\sigma_x$  по длине болта: 1 –  $P=1,5$  мм; 2 –  $P=1,25$  мм; 3 –  $P=1$  мм

На рис. 9 видно, что первый виток при шаге резьбы  $P=1$  мм воспринимает 35,2% нагрузки, а при шаге резьбы  $P=1,5$  мм на 11,3% больше. Также следует отметить, что нагрузка на последние витки также отличается – 4 и 1,9% соответственно.

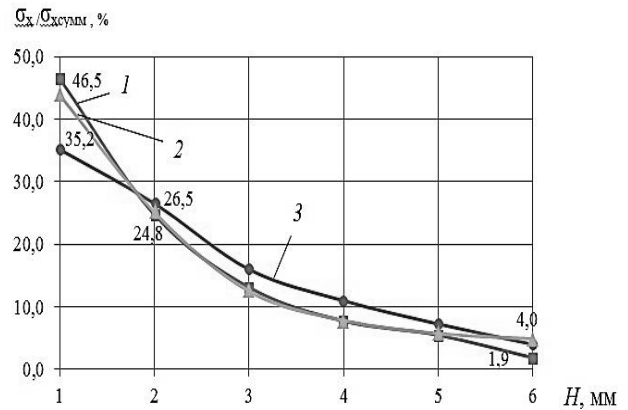


Рис. 9. Распределение нагрузки по виткам резьбы в %: 1 –  $P=1,5$  мм; 2 –  $P=1,25$  мм; 3 –  $P=1$  мм

#### ФОРМИРОВАНИЕ НДС СОЕДИНЕНИЯ С РЕЗЬБОВОЙ ВСТАВКОЙ ПРИ ОДНООСНОМ РАСТЯЖЕНИИ

Основная особенность резьбового соединения со спиральной вставкой – большая податливость резьбы, способствующая равномерному распределению нагрузки по виткам.

Распределенную нагрузку на соединение болт–гайка со вставкой можно вычислить по формуле [1]:

$$\theta_B = m_B \cdot P = \sqrt{\frac{1/(E_1 \cdot A_1) + 1/(E_2 \cdot A_2)}{\Delta_1/E_1 + \Delta_{2B}/E_2 + \Delta_B/E_B}} \cdot f, \quad (2)$$

$$\text{где } \Delta_{2B} = \Delta_2 \cdot d_2 / D_2,$$

$$\Delta_3 = \frac{k_e \cdot d_e \cdot d_2 \cdot H_1}{8 \cdot J_{ey}} \cdot (D_2 - d_2 - P \cdot \tan \frac{\alpha}{2}).$$

В двух последних формулах:  $d_2$  и  $D_2$  – средние диаметры резьбы гайки и болта;  $k_B = S_1/P$  – безразмерный коэффициент ( $S_1$  – малая диагональ ромба);  $d_B$  – средний диаметр вставки;  $J_{ey}$  – момент инерции сечения проволоки вставки относительно оси, проходящей через большую диагональ ромба [1].

### ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТ НДС РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ТИПА «БОЛТ-ГАЙКА» С РЕЗЬБОВОЙ ВСТАВКОЙ

В данном разделе приведены результаты исследования влияния технологической наследственности от установки резьбовой вставки на характер распределения НДС в резьбовом соединении при упругом одноосном нагружении. Расчетная схема соответствует схеме, представленной на рис. 5.

На рис. 10 представлено распределение нагрузки в теле болта с шагом резьбы  $P=1,25$  мм. Следует отметить, что в данном соединении максимальная величина осевых напряжений  $\sigma_x$  достигает 301 МПа, что на 14% ниже, чем в соединении без применения резьбовой вставки.

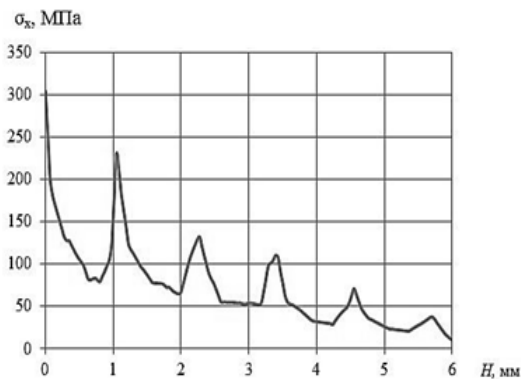


Рис. 10. График распределения осевых напряжений  $\sigma_x$  по виткам резьбы

На рис. 11 видно, что с увеличением значения шага резьбы нагрузка на первый виток возрастает. В ходе численных расчетов установлено, что с применением резьбовой вставки нагрузка в теле болта распределяется более равномерно.

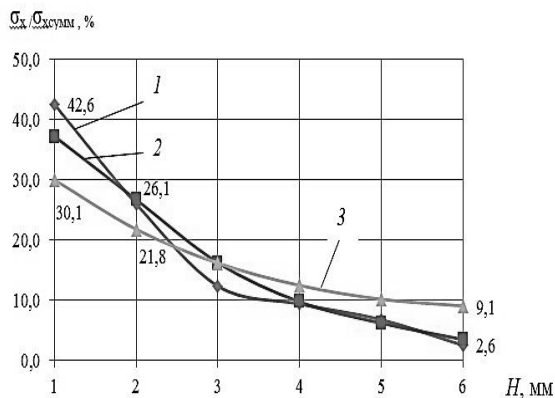


Рис. 11. Распределение нагрузки по виткам резьбы в %: 1 –  $P=1,5$  мм; 2 –  $P=1,25$  мм; 3 –  $P=1$  мм

В результате исследования установлено, что с применением резьбовой вставки нагрузка в теле болта распределяется более равномерно: нагрузка на первый виток ниже на 8,4% при шаге резьбы  $P=1,5$  мм и на 14,6% при шаге резьбы  $P=1$  мм.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- Разработана методика учета технологических напряжений в резьбовом соединении с наличием резьбовой вставки;

- Выявлено, что изменение шага резьбы  $P$  значительно влияет на величину технологических напряжений в резьбовой вставке – так осевые напряжения  $\sigma_x$  возрастают в 14 раз при увеличении шага резьбы  $P$  с 1 мм до 1,5 мм;

- В результате анализа одноосного растяжения установлено благоприятное влияние наличия резьбовых вставок в резьбовом соединении: нагрузка распределяется более равномерно в теле болта и наблюдается снижение нагрузки на первый виток на 8,4% при шаге резьбы  $P=1,5$  мм и на 14,6% при шаге резьбы  $P=1$  мм.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 368 с. [ I. A. Birger, G. B. Iosilevich, *Threaded and flanged connections* (in Russian). М.: Mashinostroenie, 1990. ]
2. Безухов Н. И. Теория упругости и пластичности. Л.: Союзполиграфпром, 1953. 420 с. [ N. I. Bezuhov, *The theory of elasticity and plasticity* (in Russian). L.: Soyuzpoligrafprom, 1953. ]
3. Жернаков В. С., Петров Е. Н., Якупов Р. Г. Ресурс и надежность резьбовых соединений. М.: Машиностроение, 2003. 292 с. [ V. S. Zhernakov, E. N. Petrov, R. G. Yakupov, *Resource and reliability of threaded connections* (in Russian). М.: Mashinostroenie, 2003. ]
4. Зайдес С. А. Технологическая механика осесимметричного деформирования. Иркутск, 2007. 432 с. [ S. A. Zaides, *Technological mechanics of axisymmetric deformation* (in Russian). Irkutsk, 2007. ]
5. Биргер И. А. Прочность и надежность машиностроительных конструкций: Избранные труды. Уфа, 1998. 350 с. [ I. A. Birger, *Durability and reliability of engineering structures: Selected Works*. (in Russian). Ufa, 1998. ]

## ОБ АВТОРАХ

**ЖЕРНАКОВ Владимир Сергеевич**, зав. каф. СМ, д-р техн. наук, проф., засл. деят. науки РФ. Член-корреспондент АН РБ. Автор 8 монографий, 2 учебников и 8 учебных пособий, более 250 статей, 90 авторских свидетельств и патентов, им подготовлено 12 кандидатов и 8 докторов технических наук. Обл. науч. интересов – решение фундаментальных и прикладных задач теории упругости, пластичности, ползучести и механики разрушения применительно к основным элементам авиационных конструкций.

**МАРДИМАСОВА Тамара Николаевна**, канд. техн. наук, доц. Автор 5 учебных пособий, свыше 100 публикаций, 4 авторских свидетельств и патентов. Обл. науч. интересов – решение задач механики процессов упруго-вязкого пластического деформирования конструкций.

**АРСЛАНОВ Марат Рашитович**, канд. техн. наук. Обл. научных интересов – решение задач усталостной долговечности конструкций.

**АКБАШЕВ Вадим Ринатович**, асп. каф. СМ, маг. техники и технологии (УГАТУ, 2015).

## METADATA

**Title:** Investigation of the influence of threaded inserts on the stressed-deformed state of the threaded connection

**Authors:** V. S. Zhernakov<sup>1</sup>, T. N. Mardimasova<sup>2</sup>, M. R. Arslanov<sup>3</sup>, V. R. Akbashev<sup>4</sup>

**Affiliation:**

Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

**Email:** <sup>1</sup> zhvs@mail.rb.ru, <sup>2</sup> toma\_mard@mail.ru, <sup>3</sup> maratarslanov@yandex.ru, <sup>4</sup> vадja92@mail.ru

**Language:** Russian.

**Source:** Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 21, no. 4 (78), pp. 18-24, 2017. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** The numerical calculation of technological stresses in a threaded connection with the presence of a threaded insert made of corrosion-resistant heat-resistant steel 08H18N10 in the ANSYS software complex is performed. The effect of changing the thread pitch on the distribution of axial, radial and tangential stresses is studied. Analytic and numerical method is used to calculate the distribution of the load along the threads during uniaxial tension in the bolt-nut connection. The stress-strain state of a threaded connection with the presence of a threaded insert under uniaxial tension is obtained. The effect of installing a threaded insert in the joint is evaluated.

**Key words:** threaded connection; technological stresses; threaded insert; steel 08H18N10; uniaxial tension; load distribution; thread pitch; finite element method; DEFORM-3D.

**About authors:**

**ZHERNAKOV, Vladimir Sergeyevich**, Head of the Department of Strength of Materials, Doctor of Technical Sciences, Professor, Honored Scientist of the Russian Federation. Corresponding Member of the Academy of Sciences of RB. Author of 8 monographs, 2 textbooks and teaching aids 8, more than 250 articles, 90 patents, they trained 12 candidates and 8 doctors of technical sciences. Research interests – the solution of fundamental and applied problems, the theory of elasticity, plasticity, creeping and fracture mechanics as applied to the basic elements of aircraft structures.

**MARDIMASOVA, Tamara Nikolaevna**, candidate of Technical Sciences., associate professor. Author of 5 textbooks and over 100 Publications, 4 patents. Research interests – the solution of problems of mechanics processes viscoelastic plastic deformation structures.

**ARSLANOV, Marat Rashitovich**, candidate of Technical Sciences. Research interests - solution of the problems of fatigue life of structures.

**AKBASHEV, Vadim Rinatovich**, graduate student Department of Strength of Materials USATY. Master of Engineering and Technology (USATU 2015).