

Крюков А.А., Вильдеман В.Э. Влияние параметров деформирования цилиндрических тел совместным растяжением и кручением на распределение остаточных напряжений // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. – 2019. – Т. 21, № 3. – С. 51–59. DOI: 10.15593/2224-9877/2019.3.06

Kryukov A.A., Wildemann V.E. Influence of deformation parameters of cylindrical bodies by joint tension and torsion on the distribution of residual stresses. *Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science*, 2019, vol. 21, no. 3, pp. 51–59. DOI: 10.15593/2224-9877/2019.3.06

---

**ВЕСТНИК ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение**  
**Т. 21, № 3, 2019**  
**Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science**  
<http://vestnik.pstu.ru/mm/about/inf/>

---

DOI: 10.15593/2224-9877/2019.3.06

УДК 539.3 + 620.17

**А.А. Крюков, В.Э. Вильдеман**

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

**ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДЕФОРМИРОВАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ТЕЛ СОВМЕСТНЫМ  
РАСТЯЖЕНИЕМ И КРУЧЕНИЕМ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ**

Рассматривается один из методов повышения усталостной долговечности стальных цилиндрических изделий. Он заключается в создании в приповерхностной области изделия благоприятных осевых сжимающих остаточных напряжений за счет предварительного упругопластического деформирования сначала растяжением, а затем, при фиксации полученной при растяжении продольной деформации, кручением. В настоящее время данная упрочняющая технология используется для восстановления работоспособности бывших в эксплуатации, но еще не исчерпавших свой ресурс насосных штанг, также она может быть применена для упрочнения новых насосных штанг и подобных им длинномерных цилиндрических изделий. Авторами проведены исследования, в результате которых технология упрочнения цилиндрических изделий совместным растяжением и кручением была модернизирована. Взамен существующей методики деформирования, включающей однократное кручение изделия, находящегося в состоянии растяжения, рассмотрена новая методика, заключающаяся в реверсивном (знакопеременном) кручении цилиндрического тела, находящегося в состоянии растяжения. Рассмотрены критерии наиболее благоприятного (с позиции дальнейшего повышения усталостной долговечности) распределения по сечению тела остаточных напряжений, созданных в результате предварительного упругопластического деформирования. На основе данных критериев и построенной ранее математической модели упругопластического деформирования определены рациональные режимы упрочнения однородных цилиндрических тел из стали 15Х2ГМФ. Рациональные режимы упрочнения определены для каждой из исследуемых методик деформирования: совместным растяжением и односторонним кручением, совместным растяжением и реверсивным кручением. Путем сравнения расчетных графиков распределения остаточных напряжений по сечению тела показаны преимущества новой разрабатываемой упрочняющей методики. Деформирование совместным растяжением и реверсивным кручением позволяет обеспечить более благоприятное распределение остаточных осевых напряжений по поперечному сечению тела при минимальных значениях остаточных касательных напряжений.

**Ключевые слова:** совместное растяжение и кручение, реверсивное кручение, двухосное деформирование, пластичность, остаточные напряжения, упругопластическое деформирование, сложное нагружение, упрочнение, усталостная долговечность, прочность цилиндрических тел, насосные штанги.

**A.A. Kryukov, V.E. Wildemann**

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

**INFLUENCE OF DEFORMATION PARAMETERS OF CYLINDRICAL BODIES BY JOINT TENSION  
AND TORSION ON THE DISTRIBUTION OF RESIDUAL STRESSES**

The paper discusses one of the methods for increasing the fatigue life of steel cylindrical products. It consists in creating in the near-surface area of the product favorable axial compressive residual stresses due to preliminary elastoplastic deformation, first by tension, and then, while fixing the longitudinal deformation obtained by tension, by torsion. Currently, this technology is used to restore the efficiency of used, but not yet exhausted, pump rods, it can also be used to strengthening new sucker rods and similar long cylindrical products. The authors carried out research, as a result of which the technology of strengthening cylindrical products by joint tension and torsion was modernized. Instead of the existing method of deformation, which includes a single torsion of a product in a state of tension, a new technique is considered, consisting in reversing (alternating) torsion of a cylindrical body in a state of tension. The paper discusses the criteria for the most favorable (from the standpoint of further increasing the fatigue life) distribution of residual stresses over section the body, created as a result of preliminary elastoplastic deformation. On the basis of these criteria and the previously constructed mathematical model of elastoplastic deformation, rational modes of hardening of homogeneous cylindrical bodies made of 15Cr2MnMoV steel were determined. Rational modes of hardening are defined for each of the studied methods of deformation: joint tension and one-sided torsion, joint tension and reversible torsion. By comparing the calculated graphs of the distribution of residual stresses over the cross section of the body, the advantages of the newly developed strengthening method are shown. The deformation by joint tension and reversible torsion allows for a more favorable distribution of residual axial stresses over the cross section of the body at minimum values of residual tangential stresses.

**Keywords:** joint tension and torsion, reverse torsion, biaxial deformation, plasticity, residual stresses, elastoplastic deformation, complex loading, hardening, fatigue life, strength of cylindrical bodies, pump rods.

На промыслах нашей страны и за рубежом круглосуточно работают тысячи нефтяных скважин, большинство из которых оборудованы штанговыми нефтенасосными установками. Одним из основных элементов таких установок является колонна насосных штанг<sup>1</sup> [1]. Насосные штанги работают в условиях циклического нагружения в коррозионной среде, которая порой является достаточно агрессивной. Ввиду этого для таких изделий, как штанги, крайне важными являются характеристики коррозионно-усталостной прочности [2, 3]. Для повышения коррозионно-усталостной прочности применяют разнообразные методы упрочнения.

Усталостное разрушение обычно начинается с поверхности, поэтому для повышения несущей способности штанги в первую очередь необходимо повысить сопротивление усталости приповерхностной области. Одним из наиболее эффективных механизмов упрочнения приповерхностной области является создание в ней осевых сжимающих остаточных напряжений [4–12]. К широко известным методам упрочнения относятся методы поверхностного пластического деформирования (дробеструйный наклеп, обкатка шариками или роликами и др.), а также поверхностная закалка токами высокой частоты (ТВЧ). Данные методы позволяют создавать достаточно большие по абсолютному значению остаточные сжимающие напряжения в приповерхностном слое изделия. Применительно к насосным штангам наиболее широкое распространение получили дробеструйный наклеп и поверхностная закалка ТВЧ. Но недостатком этих методов является локальный характер упрочнения как по длине изделия (достигается неравномерное распределение остаточных напряжений), так и по сечению (упрочняется только поверхностный слой малой глубины). При длительном времени работы изделия в агрессивной среде (в случае штанг – это несколько лет) происходит постепенное неизбежное разъедание поверхностного слоя от коррозии, и эффект упрочнения в итоге теряется.

Авторами исследуется отличающаяся от отмеченных выше способов методика, направленная на повышение усталостной долговечности длинномерных цилиндрических изделий [13–19]. Исследуемая методика заключается в создании в приповерхностной области изделия осевых сжимающих остаточных напряжений за счет предварительного упругопластического деформирования совместным растяжением и кручением. При этом сначала осуществляется стадия растяжения, а за-

тем стержень, находящийся в состоянии растяжения, подвергается кручению. После снятия внешнего растягивающего усилия и момента кручения происходит упругая разгрузка, по окончании которой в изделии (в случае неупругого деформирования на стадии нагружения) сохраняются остаточные деформации и остаточные напряжения. В отличие от методов поверхностного пластического деформирования данный вид упрочнения носит объемный характер, поэтому достигается более равномерное распределение остаточных напряжений по длине штанги (при условии равномерности начальных свойств), а на стадии растяжения происходит еще и правка, т.е. восстановление пространственной геометрии длинномерного изделия. При этом глубина упрочненного слоя может составлять 1/3 радиуса от поверхности изделия, что превышает глубину проникновения коррозионных язв и препятствует дальнейшему развитию зарождающихся на поверхности трещин, поэтому эффект упрочнения сохраняется в течение длительного времени работы изделия. В настоящее время данная упрочняющая технология используется для восстановления работоспособности бывших в эксплуатации, но еще не исчерпавших свой ресурс насосных штанг [20, 21].

При этом существующие режимы деформирования, которые включают однократное кручение (кручение в одну сторону) предварительно растянутого изделия с зафиксированной продольной деформацией и последующую полную разгрузку, нельзя назвать эффективными. Из-за неоднородности распределения начальных механических свойств по длине штанги появляется опасность образования шеек и даже разрушения по телу изделия в процессе упрочнения. Исходя из этого вводится ограничение на величину угла закручивания, что, в свою очередь, не позволяет создавать на поверхности достаточные значения остаточных осевых напряжений, способных существенно повысить усталостную долговечность изделия.

Авторами проведены исследования, в результате которых технология упрочнения цилиндрических изделий совместным растяжением и кручением была модернизирована [13–19]. Взамен существующей методики, заключающейся в однократном кручении стержня, находящегося в состоянии растяжения, разработана методика, заключающаяся в реверсивном (знакопеременном) кручении стержня, находящегося в состоянии растяжения.

На начальном этапе было проведено теоретическое и экспериментальное исследование поведения тонкостенных трубчатых образцов, у которых напряженное состояние в рабочей части можно считать однородным, в условиях совместного рас-

<sup>1</sup> ГОСТ 13877–96. Штанги насосные и муфты штанговые; ГОСТ Р 51161–2002. Штанги насосные, устьевые штоки и муфты к ним.

тяжения и кручения. Для этого построена математическая модель упругопластического деформирования совместным растяжением и кручением тонкостенного трубчатого тела [15]. По результатам испытаний трубчатых образцов на одноосное растяжение, чистый сдвиг, а также совместное растяжение и кручение [13, 14] определены материальные параметры модели и подтверждена ее адекватность. Испытания проводились на образцах из стали 15X2ГМФ, применяемой для изготовления насосных штанг. На основе модели деформирования тонкостенного трубчатого изделия построена модель деформирования цилиндрического тела круглого сечения совместным растяжением и кручением, позволяющая рассчитать распределение по сечению остаточных осевых ( $\sigma_{os}$ ) и остаточных касательных напряжений ( $\tau_{os}$ ), созданных в процессе упрочнения [16, 18]. Адекватность данной модели подтверждена по результатам испытаний цилиндрических образцов круглого сечения, при этом точность отражения действительности является вполне приемлемой для решения инженерных задач. Это позволяет работать с ней в дальнейшем, а именно определить с ее помощью область рациональных режимов деформирования. В свою очередь, рациональными являются такие режимы деформирования, после которых создается наиболее благоприятное (с позиции повышения усталостной прочности) распределение остаточных напряжений по сечению тела.

Среди критериев наиболее благоприятного распределения остаточных напряжений по поперечному сечению тела можно выделить следующие:

- в приповерхностной области создаются как можно большие по абсолютному значению остаточные осевые сжимающие напряжения, положительно влияющие на повышение характеристик усталостной и коррозионно-усталостной прочности;

- в сердцевине стержня создаются как можно меньшие остаточные осевые растягивающие напряжения, отрицательно сказывающиеся, когда на них накладываются рабочие напряжения в изделии (осевые растягивающие напряжения, возникающие в насосной штанге);

- сердцевина стержня остается упругой (имеет упругое ядро), в противном случае из-за неоднородности свойств изделия по длине это грозит началом шейкообразования в наиболее ослабленном участке (участке штанги с наименьшими характеристиками прочности), т.е. приводит к негодности изделия для дальнейшей работы;

- в приповерхностной области создаются как можно меньшие по абсолютному значению остаточные касательные напряжения, которые могут

отрицательно повлиять на характеристики усталостной прочности;

- возникает достаточно большая глубина проникновения от поверхности остаточных осевых сжимающих напряжений, которая превосходит глубину проникновения коррозионных язв при работе изделия в агрессивной среде и не позволяет развиваться зарождающимся в приповерхностной области коррозионным трещинам.

Исходя из данных критериев могут быть определены рациональные режимы предварительного деформирования цилиндрического тела. Режимы определялись непосредственно при работе с программой, реализующей модель деформирования, путем варьирования такими параметрами, как начальное напряжение растяжения ( $\sigma_n$ ) и величина относительной сдвиговой деформации наружного цилиндра на стадиях кручения ( $\gamma_{max}$ ). Под начальным напряжением растяжения ( $\sigma_n$ ) подразумевается напряжение, которое достигается в процессе деформирования на стадии растяжения и с которого начинаются последующие стадии кручения тела.

Величина  $\gamma_{max}$  определяется с учетом наилучшего распределения остаточных осевых напряжений по сечению: как можно большие по абсолютному значению сжимающие напряжения в приповерхностной области при как можно меньших растягивающих в сердцевине. При этом остаточные растягивающие напряжения должны удовлетворять условию статической прочности, т.е. в сумме с наибольшими рабочими напряжениями в наиболее нагруженных верхних штангах (до 98 МПа согласно ГОСТу<sup>2</sup>) быть меньше допустимого напряжения на растяжение ( $[\sigma] = 600$  МПа для исследуемой стали 15X2ГМФ). Величина  $[\sigma]$  определена как отношение наименьшего среди исследуемых образцов предела текучести материала ( $\sigma_{0,2} = 840...870$  МПа) к коэффициенту запаса прочности ( $n = 1,4$ ). С поправкой на то, что остаточные растягивающие напряжения могут повлиять на характеристики усталостной прочности, их допустимая величина уменьшена еще в 2 раза, т.е. до 250 МПа (а по возможности желательнее оставлять их еще меньшими).

При определении уровня начального напряжения растяжения выявилось, что уровень  $\sigma_n = \sigma_{0,2}$  не позволяет обеспечить в сердцевине стержня упругое ядро по той причине, что в момент начала кручения сердцевина уже находится в пластическом состоянии. К тому же хоть кручение с уровня  $\sigma_{0,2}$  и позволяет создавать на поверхности достаточно высокие по абсолютному значению остаточ-

<sup>2</sup> ГОСТ 13877–96. Штанги насосные и муфты штанговые.

ные сжимающие напряжения, но при этом в сердцевине неизбежно появляются неприемлемо высокие величины остаточных растягивающих напряжений. Близлежащие к  $\sigma_{0,2}$  уровни начальных напряжений растяжения являются неэффективными по тем же причинам. С другой стороны, ранее при описании результатов исследования тонкостенных трубчатых образцов [14] было отмечено, что уровни  $\sigma_n < 0,7\sigma_{0,2}$  являются также неэффективными, так как не позволяют при дальнейшем кручении накопить достаточно большую величину продольной пластической деформации, а следовательно, не позволяют создавать в итоге в приповерхностной области желаемые величины остаточных осевых сжимающих напряжений. Исходя из всего перечисленного получается, что приемлемый диапазон для  $\sigma_n$  находится в пределах  $0,7\sigma_{0,2} \leq \sigma_n \leq 0,8\sigma_{0,2}$ . В итоге после подробного рассмотрения различных уровней начального напряжения растяжения (в пределах  $0,5\sigma_{0,2} \leq \sigma_n \leq \sigma_{0,2}$ ) наиболее рациональным оказался уровень  $\sigma_n = 0,75\sigma_{0,2}$ .

На рис. 1 показано, как зависит величина остаточных осевых сжимающих напряжений на поверхности тела от амплитуды сдвиговой деформации ( $\gamma_a$ ) при знакопеременном и однократном кручении с уровня  $\sigma_n = 0,75\sigma_{0,2}$ .

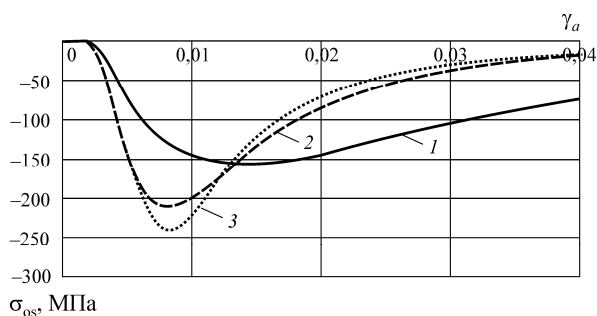


Рис. 1. Графики зависимостей остаточных осевых напряжений на поверхности изделия от амплитуды сдвиговой деформации при кручении предварительно растянутого образца из стали 15Х2ГМФ с фиксированной продольной деформацией  $\varepsilon$  с уровня  $\sigma = 0,75\sigma_{0,2}$ : 1 – одна стадия кручения до  $\gamma_{\max} = \gamma_a$ ; 2 – две стадии: кручение до  $\gamma_{\max} = \gamma_a$ , кручение в противоположную сторону до  $\gamma_{\max} = -\gamma_a$ ; 3 – три стадии: кручение до  $\gamma_{\max} = \gamma_a$ , кручение в противоположную сторону до  $\gamma_{\max} = -\gamma_a$ , кручение в первоначальном направлении до  $\gamma_{\max} = 0,67\gamma_a$

Экстремум величины  $\sigma_{os}$  (см. рис. 1) в случае знакопеременного кручения (и при двух, и при трех стадиях кручения) достигается при амплитуде  $\gamma_a = 0,008$ . В случае однократного кручения экстремум величины  $\sigma_{os}$  достигается при сдвиговой деформации  $\gamma_{\max} = 0,014$  ( $\sigma_{os} = -157$  МПа), при этом на рисунке видно, что зависимость 1 достаточно пологая: так, при  $\gamma_{\max} = 0,012$  значение

$\sigma_{os} = -153$  МПа. Различие между  $-157$  и  $-153$  МПа является несущественным, а разница в величине остаточных растягивающих напряжений в сердцевине стержня при  $\gamma_{\max} = 0,014$  и  $\gamma_{\max} = 0,012$  становится более значительной. При  $\gamma_{\max} = 0,014$  в сердцевине стержня уже практически исчезает упругое ядро. Ввиду этого при однократном кручении в качестве рационального параметра принята величина  $\gamma_{\max} = 0,012$ .

На рис. 2 представлены расчетные графики распределения остаточных напряжений по радиусу поперечного сечения ( $R$ ) образца из стали 15Х2ГМФ после его упрочнения по рациональному режиму совместного растяжения и однократного кручения. На рис. 3 представлены расчетные графики распределения остаточных напряжений после упрочнения образца по рациональному режиму совместного растяжения и знакопеременного кручения. В подрисуточных подписях  $\varphi$  – это угол закручивания образца, вычисляемый по формуле

$$\varphi = \frac{\gamma_{\max} l}{R_{\max}}, \quad (1)$$

где  $l$  – длина рабочей части образца без галтелей, а  $R_{\max}$  – наружный радиус образца.

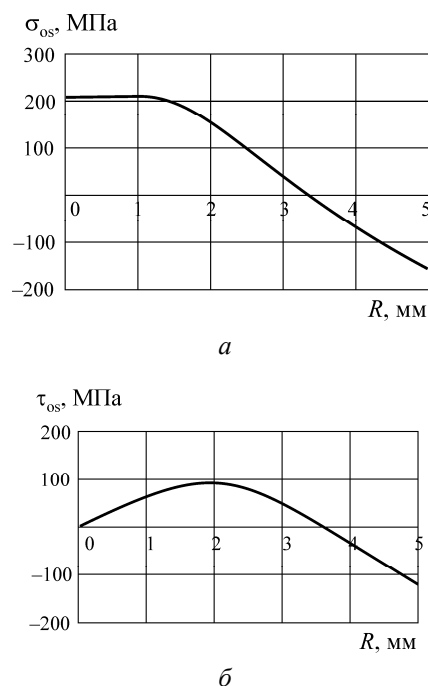


Рис. 2. Распределение остаточных осевых (а) и остаточных касательных (б) напряжений по радиусу поперечного сечения образца из стали 15Х2ГМФ после его упрочнения в последовательности: растяжение до  $\sigma_{0,2}$  ( $\sigma_{0,2} = 870$  МПа), разгрузка до  $\sigma = 0,75\sigma_{0,2}$ , фиксация достигнутой продольной деформации на постоянном уровне, кручение до  $\varphi = 0,096$  рад ( $\gamma_{\max} = 0,012$ )

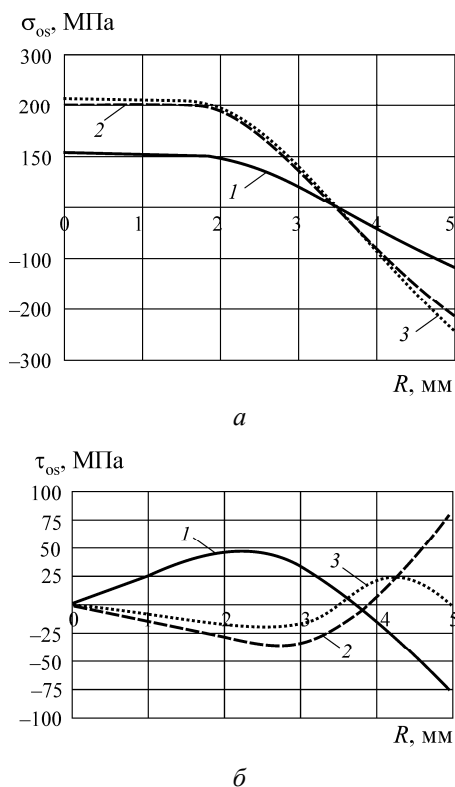


Рис. 3. Распределение остаточных осевых (а) и остаточных касательных (б) напряжений по радиусу поперечного сечения образца из стали 15Х2ГМФ в случае возможной разгрузки после: 1 – первой, 2 – второй и 3 – третьей стадий кручения при упрочнении в последовательности: растяжение до  $\sigma_{0,2}$  ( $\sigma_{0,2} = 870$  МПа), разгрузка до  $\sigma = 0,75\sigma_{0,2}$ , фиксация достигнутой продольной деформации на постоянном уровне, кручение до  $\varphi = \varphi_a$  ( $\varphi_a = 0,064$  рад,  $\gamma_{max} = 0,008$ ), кручение в противоположную сторону до  $\varphi = -\varphi_a$ , кручение в первоначальном направлении до  $\varphi = 0,043$  рад ( $\gamma_{max} = 0,0054$ )

На рис. 2 и 3 видно, что и в случае режимов упрочнения с однократным кручением, и в случае режимов со знакопеременным кручением достигается достаточно большая глубина проникновения остаточных осевых сжимающих напряжений (около 1/3 радиуса от поверхности). Однако, обеспечивая и в том, и в другом случае выполнение условия прочности в сердцевине (остаточные растягивающие напряжения составляют в обоих случаях 210 МПа), при упрочнении по методике совместного растяжения и знакопеременного кручения на поверхности удается создать большие по абсолютному значению остаточные сжимающие напряжения (–243 МПа против –153 МПа). Уменьшение величины достигаемой сдвиговой деформации на третьей стадии знакопеременного кручения по сравнению с амплитудным значением первой и второй стадий кручения применяется для минимизации итоговой величины остаточных касательных напряжений. На рис. 3, б можно видеть, что касательные

напряжения после третьей стадии кручения вдоль всего радиуса не превышают величины 25 МПа (по модулю), а это на один порядок меньше величины остаточных сжимающих напряжений, созданных в приповерхностной области. В случае же режимов упрочнения с однократным кручением в приповерхностной области создаются и остаточные осевые (–153 МПа), и остаточные касательные напряжения (–123 МПа) одного порядка, что видно на рис. 2.

Режимы упрочнения, графики распределения остаточных напряжений после которых представлены на рис. 2 и 3, можно считать рациональными для образца с размерами  $d = 10$  мм,  $l = 40$  мм. Для стандартной насосной штанги ( $d = 19$  мм,  $l = 8$  м) сдвиговая деформация по внешнему диаметру как у режима, соответствующего рис. 2 ( $\gamma_{max} = 0,012$ ), будет согласно формуле (1) равна углу закручивания одного конца штанги по отношению к другому на величину  $\varphi = 10,1$  рад, т.е. на  $579^\circ$ . Это достаточно большой угол закручивания. Получается, что у штанги, которая при реализуемой технологии упрочнения находится в состоянии растяжения, необходимо один конец закрутить по отношению к другому больше чем на 1,5 оборота. Сами насосные штанги отличаются неоднородностью свойств по длине, поэтому такое закручивание грозит началом образования шеек (местного утонения) в участках с наименьшими характеристиками прочности. Кроме того, закручивание одного конца штанги по отношению к другому на величину более одного оборота достаточно сложно осуществить технологически. Исходя из этого ограничим закручивание штанги величиной в один полный оборот ( $2\pi$ ). С практической точки зрения эта величина тоже достаточно большая, но с исследовательской точки зрения она является приемлемой, к тому же технологически осуществимой. Таким образом, сдвиговая деформация по наружному диаметру изделия должна удовлетворять условию

$$\gamma_{max} \leq [\gamma_{max}] = \frac{2\pi R_{max}}{l}, \quad (2)$$

где  $[\gamma_{max}]$  – допускаемое значение максимальной сдвиговой деформации. Для насосной штанги с размерами  $d = 19$  мм,  $l = 8$  м согласно формуле (2)  $\gamma_{max} \leq 0,0075$ . Для штанг других стандартных типовых размеров, у которых  $d > 19$  мм, при такой сдвиговой деформации величина угла закручивания также не будет превышать один оборот.

С учетом ограничения по деформации  $\gamma_{max}$  изменены рациональные режимы упрочнения. На рис. 4 представлены расчетные графики распределения остаточных напряжений по радиусу поперечного сечения образца после упрочнения по

рациональному режиму совместного растяжения и однократного кручения, а на рис. 5 – графики распределения остаточных напряжений после упрочнения по рациональному режиму совместного растяжения и знакопеременного кручения.

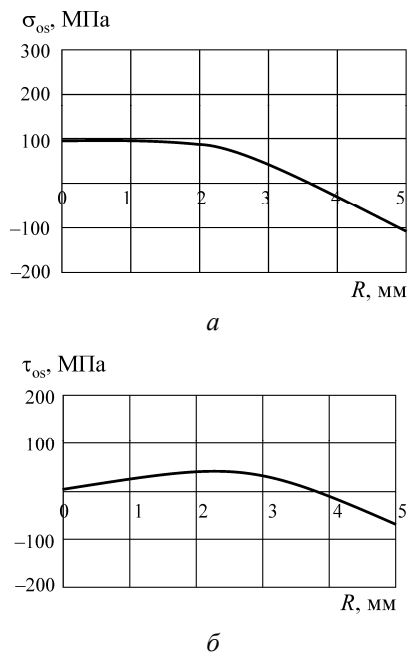


Рис. 4. Распределение остаточных осевых (а) и остаточных касательных (б) напряжений по радиусу поперечного сечения образца из стали 15Х2ГМФ после его упрочнения в последовательности: растяжение до  $\sigma_{0,2}$  ( $\sigma_{0,2} = 870$  МПа), разгрузка до  $\sigma = 0,75\sigma_{0,2}$ , фиксация достигнутой продольной деформации на постоянном уровне, кручение до  $\varphi = 0,06$  рад ( $\gamma_{\max} = 0,0075$ )

Анализ результатов, приведенных на рис. 4 и 5, показывает, что при ограничении величины  $\gamma_{\max}$  преимущества методики упрочнения совместным растяжением и знакопеременным кручением перед методикой совместного растяжения и однократного кручения становятся еще более ярко выраженными. При упрочнении по методике совместного растяжения и знакопеременного кручения на поверхности удается создать более чем в 2 раза превосходящие по абсолютному значению остаточные сжимающие напряжения (–234 МПа против –109 МПа). Итоговая величина остаточных касательных напряжений при знакопеременном кручении по сечению не превышает 17 МПа (по модулю), при однократном кручении в приповерхностной области они составляют –70 МПа. И в том, и в другом случае в сердцевине остается достаточных размеров упругое ядро, и хотя при однократном кручении в ней создаются меньшие остаточные растягивающие напряжения (91 МПа), но и при знакопеременном кручении их значения (186 МПа) также не превышают допустимой величины.

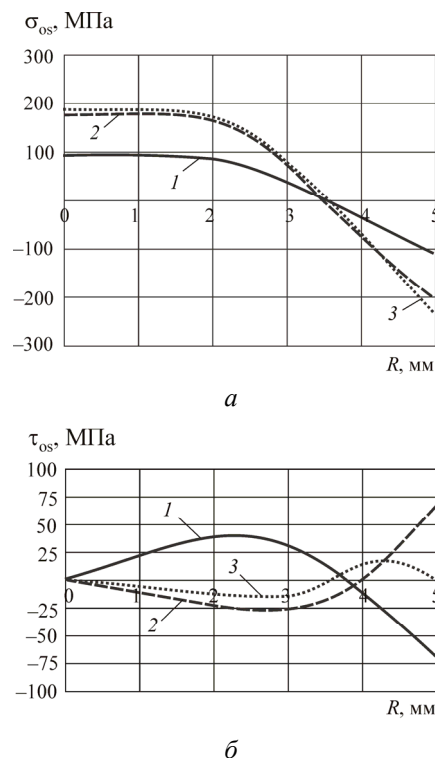


Рис. 5. Распределение остаточных осевых (а) и остаточных касательных (б) напряжений по радиусу поперечного сечения образца из стали 15Х2ГМФ в случае возможной разгрузки после: 1 – первой, 2 – второй и 3 – третьей стадий кручения при упрочнении в последовательности: растяжение до  $\sigma_{0,2}$  ( $\sigma_{0,2} = 870$  МПа), разгрузка до  $\sigma = 0,75\sigma_{0,2}$ , фиксация достигнутой продольной деформации на постоянном уровне, кручение до  $\varphi = \varphi_a$  ( $\varphi_a = 0,06$  рад,  $\gamma_{\max} = 0,0075$ ), кручение в противоположную сторону до  $\varphi = -\varphi_a$ , кручение в первоначальном направлении до  $\varphi = 0,043$  рад ( $\gamma_{\max} = 0,0054$ )

На рис. 6 для примера показаны расчетные графики распределения остаточных напряжений по радиусу поперечного сечения штанги ( $d = 19$  мм,  $l = 8$  м) из стали 15Х2ГМФ. Причем графики на рис. 4 и 6 соответствуют одному и тому же режиму упрочнения, но для цилиндрических тел разного диаметра.

На рис. 6 видно, что для изделия (штанги) диаметром 19 мм глубина проникновения от внешней поверхности остаточных осевых сжимающих напряжений составляет около 3 мм. При упрочнении штанги диаметром 19 мм по методике совместного растяжения и знакопеременного кручения также получается глубина проникновения около 3 мм, а для штанги диаметром 25 мм глубина проникновения остаточных сжимающих напряжений составляет около 4 мм.

Таким образом, упрочнение прямолинейного стержня круглого сечения совместным растяжением и кручением позволяет создать благоприятное с позиции повышения усталостной долговечности

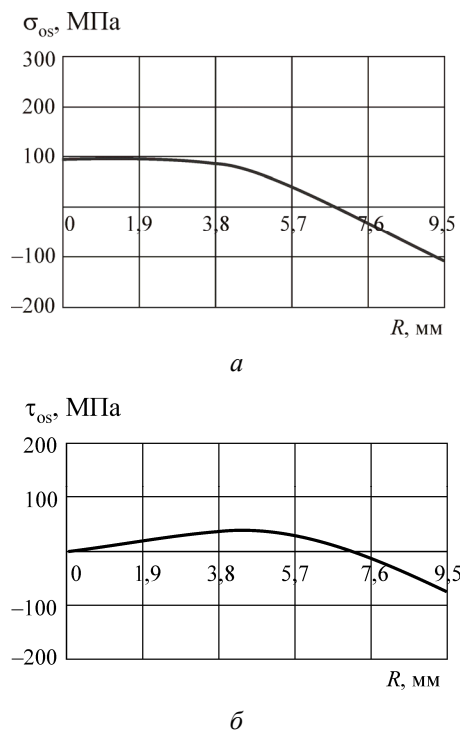


Рис. 6. Распределение остаточных осевых (а) и остаточных касательных (б) напряжений по радиусу поперечного сечения штанги из стали 15X2ГМФ после ее упрочнения в последовательности: растяжение до  $\sigma_{0,2}$  ( $\sigma_{0,2} = 870$  МПа), разгрузка до  $\sigma = 0,75\sigma_{0,2}$ , фиксация достигнутой продольной деформации на постоянном уровне, кручение до  $\varphi = 6,28$  рад ( $\gamma_{\max} = 0,0075$ ).

распределение остаточных напряжений по поперечному сечению. Упрочнение по разработанной новой методике (совместным растяжением и знакопеременным кручением) является значительно эффективнее, чем существующей методикой – совместным растяжением и однократным кручением.

#### Список литературы

1. Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами. – М.: Недра, 1979. – 213 с.
2. Почему рвутся штанговые колонны? / В.Н. Ивановский [и др.] // Территория Нефтегаз. – 2007. – № 3. – С. 34–37.
3. Гутман Э.М., Абдулин И.Г. Механизм коррозионной усталости глубинно-насосных штанг // Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности. – 1978. – № 4. – С. 9–11.
4. Павлов В.Ф., Кирпичёв В.А., Вакулюк В.С. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочненных деталей по остаточным напряжениям. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2012. – 125 с.
5. Оценка влияния гидродробеструйной обработки на многоцикловую усталость цилиндрических деталей из сплава Д16Т по первоначальным деформациям образца-свидетеля / В.С. Вакулюк, В.П. Сазанов, В.Ф. Павлов, В.К. Шадрин // Вестник Самар. гос. техн. ун-та. Технические науки. – 2014. – № 2 (42). – С. 87–93.

6. Иванов С.И., Павлов В.Ф. Влияние остаточных напряжений и наклепа на усталостную прочность // Проблемы прочности. – 1976. – № 5. – С. 25–27.

7. Радченко В.П., Кирпичев В.А., Лунин В.В. Оценка влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости деталей различного диаметра в условиях концентрации напряжений // Вестник Самар. гос. техн. ун-та. Технические науки. – 2015. – № 1 (45). – С. 168–177.

8. Радченко В.П., Куров А.Ю. Влияние анизотропии поверхностного пластического упрочнения на формирование остаточных напряжений в цилиндрических деталях с надрезами полукруглого профиля // Вестник Самар. гос. техн. ун-та. Физ.-мат. науки. – 2016. – Т. 20, № 4. – С. 675–690. DOI: <https://doi.org/10.14498/vsgtu1513>

9. Круцило В.Г. Исследование влияния остаточных напряжений и деформационного упрочнения в поверхностном слое деталей на усталостную прочность // Вестник Самар. гос. техн. ун-та. Технические науки. – 2006. – № 41. – С. 127–130.

10. Смелянский В.М. Механика упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием. – М.: Машиностроение, 2002. – 299 с.

11. Поляк М.С. Технология упрочнения. Технологические методы упрочнения: в 2 т. – М.: Машиностроение, 1995. – Т. 2. – 688 с.

12. Dai K., Shaw L. Analysis of fatigue resistance improvements via surface severe plastic deformation // Int. J. of Fatigue. – 2008. – Vol. 30, no. 8. – P. 1398–1408. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2007.10.010

13. Исследование закономерностей упругопластического деформирования стали 15X2ГМФ при сложном напряженном состоянии / Н.Н. Вассерман, В.Э. Вильдеман, А.А. Крюков, М.П. Третьяков // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. – 2010. – № 2. – С. 34–47.

14. Исследование поведения конструкционной стали при простых видах нагружения / Н.Н. Вассерман, В.Е. Калугин, А.А. Крюков, М.П. Третьяков // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение и материаловедение. – 2012. – Т. 14, № 1. – С. 41–50.

15. Крюков А.А., Калугин В.Е., Вассерман Н.Н. Моделирование упругопластического деформирования конструкционной стали при сложном напряженном состоянии // Вестник Самар. гос. техн. ун-та. Технические науки. – 2011. – № 3 (31). – С. 122–128.

16. Крюков А.А. Моделирование и экспериментальное исследование упрочнения цилиндрических изделий методом совместного упругопластического деформирования растяжением и кручением // Известия Самарского научного центра РАН. – 2011. – Т. 13, № 4 (4). – С. 970–974.

17. Крюков А.А., Калугин В.Е. Повышение коррозионно-усталостной прочности длинномерных цилиндрических изделий в результате упрочнения совместным растяжением и кручением // Известия Самарского научного центра РАН. – 2012. – Т. 14, № 4 (5). – С. 1257–1262.

18. Крюков А.А. Исследование процесса упрочнения длинномерных цилиндрических изделий совмест-

ным растяжением и кручением: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Пермь, 2013. – 19 с.

19. Крюков А.А. Технология упрочнения длинномерных цилиндрических изделий совместным растяжением и реверсивным кручением // *Металлообработка*. – 2015. – № 3(87). – С. 11–17.

20. Технология восстановления прямолинейности и упрочнения насосных штанг / Н.Н. Вассерман, В.В. Семенов, В.Е. Калугин, Н.П. Надымов // *Наука производству*. – 2000. – № 5. – С. 49–50.

21. Надымов А.Н., Столбов В.Ю., Трусов П.В. Математическое моделирование процесса восстановления насосных штанг // *Сиб. журн. индустр. матем.* – 2002. – Т. 5, № 1 (9). – С. 120–126.

### References

1. Adonin A.N. *Dobycha nefi shtangovymi nasosami* [Oil production by sucker-rod pumps]. Moscow, Nedra, 1979, 213 p.

2. Ivanovskii V.N. et al. *Pochemu rvutsia shtangovye kolonny?* [Why torn rod strings?]. *Territorija Neftegaz = Oil and Gas Territory*, 2007, no. 3, pp. 34–37.

3. Gutman E.M., Abdulin I.G. *Mekhanizm korrozionnoi ustalosti glubinnonasosnykh shtang* [The mechanism of corrosion fatigue deep-well rods]. *Korroziia i zashchita v neftegazovoi promyshlennosti*, 1978, no. 4, pp. 9–11.

4. Pavlov V.F., Kirpichev V.A., Vakuliuk V.S. *Prognozirovanie soprotivleniia ustalosti poverkhnostno uprochnennykh detalei po ostatochnym napriazheniiam* [Predicting the Fatigue Resistance of Surface-Hardened Parts From Residual Stresses]. *Samarskii nauchnyi tsentr RAN*, 2012, 125 p.

5. Vakuliuk V.S., Sazanov V.P., Pavlov V.F., Shadrin V.K. *Otsenka vliianiya gidrodobestruynoi obrabotki na mnogotsiklovuiu ustalost' tsilindricheskikh detaley iz splava D16T po pervonachal'nym deformatsiyam obraztsasvidetelya* [Hydroblasting influence on polycyclic fatigue of cylindrical parts made of D16T alloy using reference specimen initial deformations evaluation]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tehnikeskogo universiteta. Seruia Tehnicheskie nauki*, 2014, no. 2 (42), pp. 87–93.

6. Ivanov S.I., Pavlov V.F. *Vliianie ostatochnykh napriazhenii i naklepa na ustalostnuiu prochnost'* [Influence of residual stresses and adhesion on fatigue resistance]. *Problemy prochnosti*, 1976, no. 5, pp. 25–27.

7. Radchenko V.P., Kirpichev V.A., Lunin V.V. *Otsenka vliianiia poverkhnostnogo uprochneniia na predel vynoslivosti detalei razlichnogo diametra v usloviakh kontsentratsii napriazhenii* [The estimation of surface hardening influence on the endurance limit of cylindrical parts of various diameters under stress concentration conditions]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tehnikeskogo universiteta. Seruia Tehnicheskie nauki*, 2015, no. 1(45), pp. 168–177.

8. Radchenko V.P., Kurov A.Iu. *Vliianie anizotropii poverkhnostnogo plasticheskogo uprochneniia na formirovanie ostatochnykh napryazhenii v tsilindricheskikh detalakh s nadrezami polukruglogo profila* [Effect of anisotropy of surface plastic hardening on formation of residual stresses in cylindrical samples with semicircular notch]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tehnikesko-*

*go universiteta. Seruia Fiziko-Matematicheskie Nauki*, 2016, vol. 20, no. 4, pp. 675–690. DOI: 10.14498/vsgtu1513

9. Krutsilo V.G. *Issledovaniie vliianiia ostatochnykh napryazhenii i deformatsionnogo uprochneniia v poverkhnostnom sloie detalei na ustalostnuiu prochnost'* [Investigation of the effect of residual stresses and strain hardening in the surface layer of parts on fatigue strength]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tehnikeskogo universiteta. Seruia Tehnicheskie nauki*, 2006, no. 41, pp. 127–130.

10. Smelianskii V.M. *Mekhanika uprochneniia detalei poverkhnostnym plasticheskim deformirovaniem* [Mechanics of hardening of parts by surface plastic deformation]. Moscow, Mashinostroyeniye, 2002, 299 p.

11. Poliak M.S. *Tekhnologiya uprochneniia. Tekhnologicheskie metody uprochneniia. V 2-kh tomakh* [Hardening technology. Technological hardening methods. In 2 volumes]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1995, vol. 2, 688 p.

12. Dai K., Shaw L. *Analysis of fatigue resistance improvements via surface severe plastic deformation. International Journal of Fatigue*, 2008, vol. 30, no. 8, pp. 1398–1408. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2007.10.010

13. Wasserman N.N., Wildemann V.E., Kriukov A.A., Tretiakov M.P. *Issledovaniie zakonomernostei uprugoplasticheskogo deformirovaniia stali 15KH2GMF pri slozhnom napriazhenom sostoyanii* [Investigation of the elastoplastic deformation laws of steel 15Cr2MnMoV on a complex stress state]. *PNIPIU. Mechanics Bulletin*, 2010, no. 2, pp. 34–47.

14. Wasserman N.N., Kalugin V.E., Kriukov A.A., Tretiakov M.P. *Issledovaniie povedeniia konstruktsionnoi stali pri prostykh vidakh nagruzheniia* [Investigation of the behavior of structural steel with simple types of loading]. *Vestnik PNIPIU. Mashinostroyeniye, materialovednie*, 2012, no. 1(14), pp. 41–50.

15. Kriukov A.A., Kalugin V.E., Wasserman N.N. *Modelirovanie uprugoplasticheskogo deformirovaniia konstruktsionnoi stali pri slozhnom napriazhenom sostoyanii* [Modeling of elastoplastic deformation of structural steel under complex stress state]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tehnikeskogo universiteta. Seruia Tehnicheskie nauki*, 2011, no. 3(31), pp. 122–128.

16. Kriukov A.A. *Modelirovanie i eksperimental'noe issledovanie uprochneniia tsilindricheskikh izdelii metodom sovmestnogo uprugoplasticheskogo deformirovaniia rastiazheniem i krucheniem* [Modeling and experimental study of the hardening of cylindrical products by the method of joint elastoplastic deformation by tension and torsion]. *Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, 2011, vol. 13, no. 4(4), pp. 970–974.

17. Kriukov A.A., Kalugin V.E. *Povyshenie korrozionno-ustalostnoi prochnosti dlinnomernykh tsilindricheskikh izdelii v rezul'tate uprochneniia sovmestnym rastiazheniem i krucheniem* [Improving the corrosion-fatigue strength of long cylindrical products as a result of hardening by joint tension and torsion]. *Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, 2012, vol. 14, no. 4(5), pp. 1257–1262.

18. Kriukov A.A. *Issledovanie protsessa uprochneniia dlinnomernykh tsilindricheskikh izdelii sovmestnym rastiaz-*



heniem i krucheniem [Investigation of the hardening process of long cylindrical products by joint tension and torsion]. Abstract of Ph.D. thesis, Perm, 2013, 19 p.

19. Kriukov A.A. Tekhnologiya uprochneniia dlinno-mernykh tsilindricheskikh izdelii sovmestnym rastyazheniem i reversivnym krucheniem [Technology of hardening of long cylindrical products by joint tension and reversing torsion]. *Metalloobrabotka*, 2015, no. 3(87), pp. 11–17.

20. Wasserman N.N., Semenov V.V., Kalugin V.E., Nadyomov N.P. Tekhnologiya vosstanovleniya pryamolineynosti i uprochneniia nasosnykh shtang [Technology to restore straightness and hardening of pump rods]. *Nauka proizvodstvu*, Moscow, 2000, no. 5, pp. 49–50.

21. Nadyomov A.N., Stolbov V.Iu., Trusov P.V. Matematicheskoe modelirovanie protsessa vosstanovleniia nasosnykh shtang [Mathematical modeling of the recovery process of pump rods]. *Sibirskii zhurnal industrial'noi matematiki - Journal of Applied and Industrial Mathematics*, 2002, vol. 5, no. 1(9), pp. 120–126.

Получено 29.05.19

Опубликовано 26.09.19

#### Сведения об авторах

**Крюков Алексей Андреевич** (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры материалов, технологий и конструирования машин Пермского национального исследовательского политехнического университета; e-mail: andreevich-alex@mail.ru.

**Вильдеман Валерий Эрвинович** (Пермь, Россия) – доктор физико-математических наук, профессор, завкафедрой экспериментальной механики и конструкционного материаловедения Пермского национального исследовательского политехнического университета; e-mail: wildemann@pstu.ru.

#### About the authors

**Aleksei A. Kryukov** (Perm, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Materials, Technologies and Machine Design, Perm National Research Polytechnic University; e-mail: andreevich-alex@mail.ru.

**Valeriy E. Wildemann** (Perm, Russian Federation) – Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor, Head of the Department of Experimental Mechanics and Structural Materials, Perm National Research Polytechnic University; e-mail: wildemann@pstu.ru.