

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПРОЦЕССА АВТОСКРЕПЛЕНИЯ ТОЛСТОСТЕННЫХ ТРУБ

Е.Н.Моисеев¹, Г.В.Лепеш²

Акционерное общество «Центральный научно-исследовательский институт материалов», 191014, Санкт-Петербург, ул. Парадная, 8, e-mail: info@cniim.com

Статья посвящена моделированию напряженно-деформированного состояния (НДС) процесса автоскрепления толстостенной трубы путем нагружения ее заготовки внутренним гидравлическим давлением, вызывающим пластические деформации. При моделировании учитывается последующая механическая обработка канала трубы, приводящая к изменению НДС. На основании современного подхода к обеспечению безопасности, проводится оценка влияния технологических параметров процесса автоскрепления на вероятность достижения заготовкой предельного состояния, приводящего к риску возможного разрушения.

Ключевые слова: автоскрепление, высокое давление, предел текучести материала, упругопластические деформации, остаточные напряжения, припуск, механическая обработка, техническое состояние, прочность, технический риск, вероятностный подход, разрушение.

Одним из перспективных направлений развития машиностроения является создание аппаратов большой мощности. Так по отношению к артиллерийскому вооружению сформулированы требования повышения боевой эффективности, связанные со значительным увеличением дульной энергии, обеспечивающей дальнюю эффективность выстрела. Как правило это приводит к значительному повышению давления пороховых газов в канале ствола орудия и как следствие появлению значительных напряжений и деформаций в стволе, которые могут достигать предельных состояний, приводящих к его разрушению.

Теоретические основания расчёта поперечной прочности стволов, основываются на анализе упругого НДС цилиндрических оболочек [1, 2]. Напряженное состояние цилиндрической оболочки, нагруженной внутренним давлением $p_{\text{кн}}$, характеризуется тремя главными напряжениями: кольцевым или тангенциальным, σ_t осевым σ_z и радиальным σ_r . Радиальные и кольцевые напряжения распределяются по гиперболическому закону. Радиальные напряжения сжатия у внутренней поверхности равны

давлению ($\sigma_r = p_{\text{кн}}$) и затухают у противоположной стороны стенки, т.е. у наружной поверхности ($\sigma_r = 0$). С точки зрения прочности в значительной степени определяющими являются наибольшие, тангенциальные (кольцевые) напряжения σ_t .

Задача определения НДС цилиндра с внутренним радиусом r_1 и внешним r_2 , нагруженного одновременно внутренним p_1 и внешним p_2 , давлениями называется задачей Ляме [1]. Совместное действие тангенциальных и радиальных напряжений выражают эквивалентным действием интенсивности напряжений, определяемой по формуле

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{3}}{2} (\sigma_t - \sigma_r), \quad (1)$$

являющейся приближённым представлением критерия текучести Губера-Мизеса.

Согласно этой теории отношение эквивалентных напряжений σ_i на внутренней и наружной поверхности цилиндра обратно пропорционально квадрату отношения радиусов цилиндра: $\sigma_{i1}/\sigma_{i2} = r_2^2/r_1^2$. Поскольку $\sigma_t > \sigma_r$, то после соответствующих подстановок и преобразований и с учетом критерия прочности $\sigma_i \leq \sigma_{\text{доп}}$, получим:

¹Моисеев Евгений Николаевич – начальник сектора отдела «Живучесть», моб.: +7 9046407592, e-mail: moiseev_evgen@inbox.ru;

²Лепеш Григорий Васильевич – доктор технических наук, профессор, руководитель комплекса «А» – главный конструктор по направлению «А», тел.: +7 921 751 2829, e-mail: gregoryl@yandex.ru

$$R = \sqrt{\frac{\sigma_{\text{доп}}}{(\sigma_{\text{доп}} - p_2\sqrt{3})}} \quad (2)$$

Если исходить из условия, что напряжения нигде не должны превосходить допустимые ($\sigma_i \leq \sigma_{\text{доп}}$), то этому условию будут отвечать лишь напряжения у внутренних слоев стенки, все остальные слои будут недогруженными. Более того, увеличение нагрузки однослойного толстостенного цилиндра ограничено прочностью данного материала. Из уравнения (2) видно, что при $\sigma_{\text{доп}} - p_2\sqrt{3}$, $R \rightarrow \infty$. В этих условиях увеличением наружного радиуса нельзя предотвратить недопустимый рост напряжений на внутренней поверхности.

Учитывая комплекс требований к артиллерийскому орудью, создание конструкции артиллерийского ствола, работающего в условиях упругих деформаций при давлениях $p_{\text{кн}}$, на практике ограничивается пределом пропорциональности его материала $\sigma_{\text{пц}}$, так что $p_{\text{кн}} < 0,6 \cdot \sigma_{\text{пц}}$. [3].

Обеспечение прочности ствола за счет увеличения толщины стенки не эффективно, так как приводит к значительному увеличению наружного диаметра и массы ствола, влияющей на функционирование и мобильность боевой машины в целом. Наиболее остро задача повышения дульной энергии, следовательно и прочности ствола, стоит по отношению к танковой и противотанковой артиллерии.

В толстостенных цилиндрах, к которым можно отнести и ствол, задача увеличения допустимого рабочего давления $p_{\text{кн}}$, или уменьшения толщины стенки цилиндра решается созданием начальных напряжений.

Существует два метода создания этих напряжений: *метод составных цилиндров*, разработанный академиком А.В. Гадюлиным [1,2] и *автоскрепления (автофреттажа)* инженера А.С. Лаврова. Эти методы позволяют для тех же условий (давлений) иметь значительно меньшую толщину стенки, что значительно снижает металлоемкость.

Метод составных цилиндров основан на скреплении двух толстостенных цилиндров с натягом, когда при сборке один из них имеет внешний диаметр, величина

которого больше, чем внутренний диаметр другого, сопряженного с ним, до их соединения. Процесс сборки такого соединения связан с созданием натяга за счет деформаций сопряженных деталей.

В дальнейшем при нагрузке такого цилиндра давлением среды $p_{\text{кн}}$ остаточные напряжения суммируются с рабочими, разгружая внутренние слои и равномерно распределяясь по толщине стенки.

После нагружения скрепленной трубы внутренним давлением напряженное состояние ее будет представлено суммой соответствующих компонентов напряжений, получаемых трубой в процессе натяга и в процессе нагружения рабочим давлением $p_{\text{кн}}$. Увеличивая число цилиндров, и выбирая величину натягов в соответствии с радиусами цилиндров, можно добиться равномерного распределения напряжений по толщине стенки в рабочем состоянии.

Следует отметить, что, как правило, такое соединение производится на окончательно обработанных деталях и легко поддается теоретическому анализу [4], основанному на уравнениях линейной теории упругости Гука [1].

Автоскрепление применяют как альтернативу использования скрепленных стволов, а в некоторых случаях как дополнительное мероприятие для повышения прочности внутреннего слоя скрепленных конструкций. Метод автоскрепления заключается в предварительной нагрузке цилиндра внутренним гидравлическим давлением, чтобы во внутренних слоях стенки цилиндра возникли пластические деформации, а в наружных – остались упругие деформации. После снятия давления во внешних слоях цилиндра сохраняются упругие напряжения, а во внутренних – сжатия. Для автоскрепленного цилиндра предельное рабочее давление не должно превышать давления автоскрепления, величина которого зависит от материала и радиусов цилиндра. Способ автофреттажа применим для сплошных толстостенных цилиндров и позволяет увеличить рабочее давление $p_{\text{кн}}$ при той же толщине стенки или уменьшить толщину стенки при том же давлении.



1. Теоретические основы автоскрепления

Теоретические основы автоскрепления труб разработаны Г.А. Смирновым-Аляевым [2] и основаны на положениях деформационной теории пластичности [2]. В качестве допущений принимается, что пластическая деформация трубы в осевом направлении отсутствует, а диаграмма, характеризующая физические свойства материала трубы $\sigma_i = \Phi(\varepsilon_i)$ за пределом упругости $\sigma_{\text{пц}}$ аппроксимируется двумя отрезками прямых, проходящими через точки соответствующие пределам пропорциональности $\sigma_{\text{пц}}$, текучести σ_s и временному сопротивлению σ_b материала (рис. 1). При этом в сечении трубы в общем случае могут быть два пластических участка и один упругий.

На первом пластическом участке интенсивность напряжений σ_i принимает значения между $\sigma_{\text{пц}}$ и σ_s , на втором $\sigma_i > \sigma_s$.

Используя уравнение Генки $\sigma_i - \sigma_r = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}(\varepsilon_t - \varepsilon_r)$ и учитывая выражение (1), получают следующие значения интенсивности деформаций:

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{3}}{3}(\varepsilon_t - \varepsilon_r); \tag{3}$$

$$\varepsilon_i^p = \frac{\sqrt{3}}{3}(\varepsilon_t^p - \varepsilon_r^p). \tag{4}$$

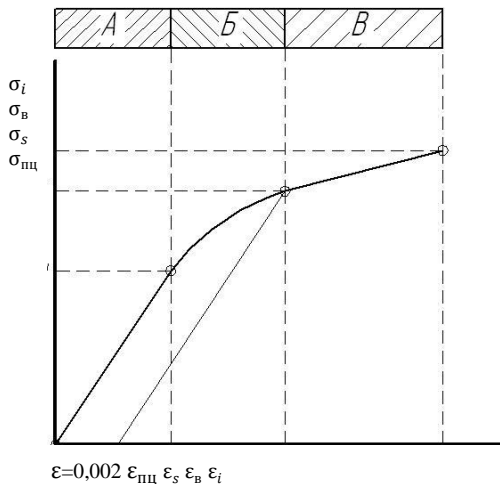


Рисунок 1 – Аппроксимация зависимости $\sigma_i = \Phi(\varepsilon_i)$ и границы упругопластических участков: *A*, *B*, *B* – упругий, первый пластический и второй пластический участки

На основании допущений имеем:

$$\varepsilon_r^p + \varepsilon_r^p = 0 \tag{5}$$

Из диаграммы (рис. й) получаем соотношения:

- для первого пластического участка *B*

$$\sigma_i - \sigma_{\text{пц}} = 3G'(\varepsilon_i - \varepsilon_{\text{пц}});$$

$$\varepsilon_i - \varepsilon_{\text{пц}} = \varepsilon_i^p + \frac{\sigma_i - \sigma_{\text{пц}}}{3G};$$

$$\varepsilon_i^p = \frac{1}{3G'}\left(1 - \frac{G'}{G}\right)(\sigma_i - \sigma_{\text{пц}}); \tag{6}$$

- для второго пластического участка *B*

$$\varepsilon_i^p - \varepsilon_s^p = \frac{1}{3G''}\left(1 - \frac{G''}{G}\right)(\sigma_i - \sigma_s). \tag{7}$$

К этим уравнениям присоединяем зависимости деформационной теории пластичности:

$$\sigma_t - \sigma_r = \rho \frac{d\sigma_r}{dr}; \tag{8}$$

$$\varepsilon_r - \varepsilon_t = \rho \frac{d\varepsilon_t}{dr}; \tag{9}$$

$$\begin{cases} E\varepsilon_r = \sigma_r - \mu(\sigma_t + \sigma_z) + E\varepsilon_r^p \\ E\varepsilon_t = \sigma_t - \mu(\sigma_r + \sigma_z) + E\varepsilon_t^p \\ E\varepsilon_z = \sigma_z - \mu(\sigma_t + \sigma_r) \end{cases}; \tag{10}$$

$$2\pi \int_{r_1}^{r_2} \sigma_z r dr = F. \tag{11}$$

На границе между участками *A* и *B* $\varepsilon_i^p = 0, \sigma_i = \sigma_{\text{пц}}$, а между участками *B* и *B* $\varepsilon_i^p = \varepsilon_s^p, \sigma_i = \sigma_s$.

Выражения (3) – (11) представляют собой полную систему уравнений. Здесь обозначено: $\sigma_{\text{пц}}, \sigma_s, \sigma_b$ – предел пропорциональности, предел текучести и временное сопротивление материала; $\varepsilon_{\text{пц}}, \varepsilon_s, \varepsilon_b$ – деформации соответствующие $\sigma_{\text{пц}}, \sigma_s, \sigma_b$; $\varepsilon_r, \varepsilon_t, \varepsilon_z$ – полные деформации; $\varepsilon_r^p, \varepsilon_t^p, \varepsilon_z^p$ – пластические составляющие деформаций; ε_i^p – интенсивность пластических деформаций; E, G, μ – модуль Юнга, модуль сдвига и коэффициент Пуассона; G', G'' – модули сдвига на первом и втором пластических участках; ρ – текущий радиус ствола; F – суммарное осевое усилие, действующее на ствол.

Известные решение системы (3) – (11) с учетом обозначений $x = \frac{\rho}{r_1}$; $a = \frac{r_2}{r_1}$ для каждого участка *A*, *B* и *B* приведены в работе

[5].

Приведенные в работе [5] уравнения позволяют с достаточной для практики точностью (порядка $1 \div 2\%$) определить запас прочности при условии, что труба относительно толстостенная (толстостенность $a > 1,5$). При уменьшении толстостенности погрешность возрастает и при $a < 1,2$ становится неприемлемой для практического использования.

Все же главным недостатком рассмотренного метода следует считать то, что данный подход не может учитывать то, что после автофреттирования труба, как правило, подвергается механической обработке по внутренней и наружной поверхностям. Снятие припуска в результате механической обработки может существенно повлиять на изменение НДС автоскрепленной трубы и как следствие на ее несущую способность.

2. Моделирование изменения напряженно-деформированного состояния заготовки ствола в процессе автоскрепления

Влияние технологических факторов на НДС артиллерийского ствола в процессе автоскрепления и после в процессе механической обработки, затем при последующем нагружении рабочим давлением численно исследовано в работе [5]. Ввиду сложности математического описания данных процессов достигнуть требуемой точности решения поставленной задачи аналитическими методами [2] не представляется возможным. В связи с этим была разработана методика имитационного моделирования процесса автоскрепления методом конечных элементов с применением программного комплекса Ansys.

При моделировании изменения НДС заготовки трубы в процессе автоскрепления необходимо учитывать историю нагружения в следующей последовательности:

1. Упрочнение материала заготовки, возникающее в процессе ее нагружения гидравлическим давлением, значительно превышающим его упругое сопротивление.

2. Разгрузка и определение значений остаточных компонент НДС.

3. Учет влияния механической обработки автоскрепленной заготовки трубы на изменение остаточных компонент НДС, которое возникает при снятии припусков на обработку внутренней и наружной поверхностей заготовки.

Применение Ansys позволяет учитывать механические свойства материала трубы функциональной зависимостью между интенсивностями напряжений σ_i и интенсивностями деформаций ε_i в виде $\sigma_i = \Phi(\varepsilon_i)$, представляющей собой кусочно-линейную аппроксимацию любой размерности опытной диаграммы растяжения $\sigma_i = \Phi(\varepsilon_i)$ образца материала из которого изготовлена труба. В данном примере в качестве материала заготовки применялась легированная сталь, характеризующейся пределом пропорциональности $\sigma_{\text{пц}} = 1200 \text{ МПа}$, условным пределом текучести $\sigma_{0,2} = 1320 \text{ МПа}$, временным сопротивлением $\sigma_b = 1452 \text{ МПа}$ и относительным удлинением на разрыв $\delta_s = 9\%$.

При построении геометрической модели заготовки трубы с внутренним радиусом r и наружным – R (рис. 2), учитывалось то, что расчетная область (стенка трубы) будет разделена на три подобласти, т.е. непосредственно к детали присоединены припуски на обработку заготовки по наружному и внутреннему диаметрам (Δ_1 и Δ_2 соответственно).

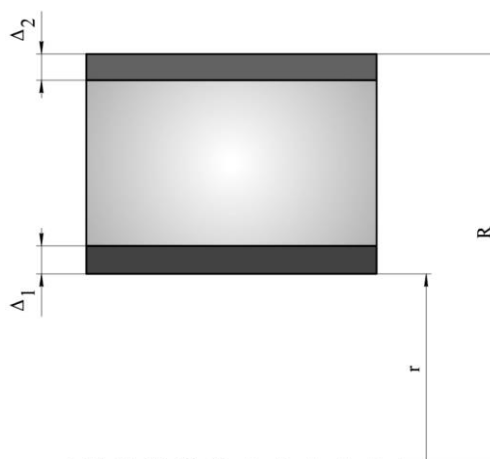


Рисунок 2 – Геометрическая модель

В результате решения задачи получено [5], что наибольшие значения интенсивностей напряжений находятся на внутренней части трубы, а наименьшие – на внешней. После снятия нагрузки с трубы наибольшие значения интенсивностей напряжений остаются на внутренней части трубы. После снятия припусков картина распределения напряжений остается подобной предыдущей при незначительном уменьшении их значений.

Изменение напряжений, вызванное изменением геометрической модели (снятием припусков) приведены на рис. 6.

Из рис. 6 следует, что уменьшение уровня наибольших остаточных радиальных напряжений при этом составляет $\Delta_{\sigma_r} = \frac{209 - 195}{209} \cdot 100\% = 6,7\%$. После снятия нагрузки вблизи внутренней поверхности трубы в стенке все же остаются отрицательные тангенциальные напряжения σ_t . Ожидается, что при нагружении трубы внутренним давлением $p_{кн}$ они частично компенсируют положительные компоненты σ_t .

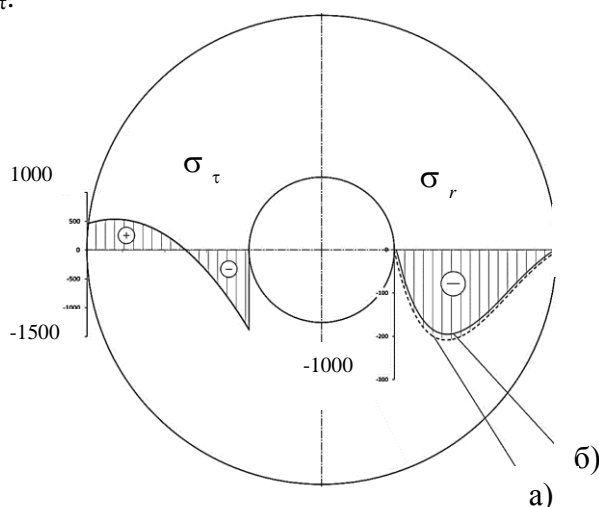


Рисунок 3 – Эпюры остаточных радиальных σ_r и тангенциальных σ_t напряжений (МПа) в поперечном сечении заготовки: а) – после снятия давления автосклепления; б) – после механической обработки

Сравнительный анализ напряженного состояния автосклепленной и неавтосклепленной трубы-моноблока при действии на внутреннюю поверхность рабочего давления $p_{кн} = 600$ МПа показывает (рис.4), что в случае автосклепленной трубы

распределение напряжений по толщине стенки отличается от неавтосклепленной.

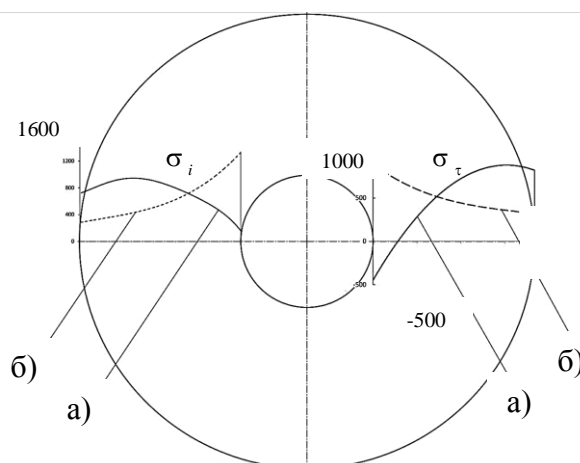


Рисунок 4 – Интенсивности напряжений при $p_{кн} = 600$ МПа: а) – автосклепленной трубы; б) – неавтосклепленной трубы

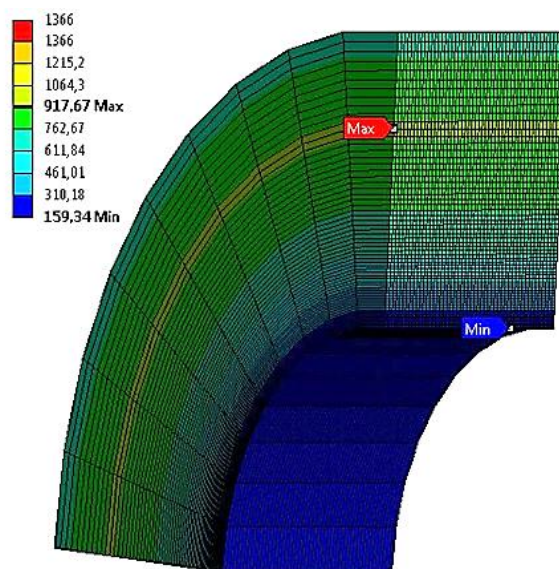


Рисунок 5 – Интенсивности напряжений автосклепленной трубы, нагруженной рабочим давлением $p_{кн} = 600$ МПа

Наиболее нагруженные внутренние слои неавтосклепленной трубы у автосклепленной трубы разгружены, наибольшие напряжения у автосклепленной трубы ниже, а максимум эквивалентных напряжений, смещен к наружной поверхности трубы рис.5.

Постановка задачи обеспечения прочности

Особенностью эффекта от нагружения трубы при автоскреплении является то, что начиная с некоторого уровня давления автоскрепления он увеличивается вместе с ростом нагрузки. Однако, по мере распространения пластической деформации по глубине стенки, возникает риск разрушения трубы в процессе автоскрепления, связанный с моментом выхода пластических деформаций на ее наружную поверхность. Переход в пластическое состояние приводит к риску того, что этот процесс может развиваться вплоть до разрушения трубы.

Технический риск можно рассматривать, как комплексный показатель надежности элементов любой технической системы [6]. Он выражает вероятность аварии или катастрофы при эксплуатации машин, механизмов или реализации технологических процессов [7]. По отношению к процессу автоскрепления технический риск может быть связан со статистическим разбросом механических свойств металла трубных заготовок, а также технологических факторов, определяющих разбросы параметров нагружения при автоскреплении. Причинами риска могут быть также различного рода нештатные ситуации, связанные с опасными факторами внешней среды (объективные факторы) либо действием оператора (субъективный фактор), а также износ или усталость элементов технической системы в процессе ее продолжительной эксплуатации. Не редко причиной аварии являются скрытые дефекты, которые не обнаружены на стадии изготовления, либо появившиеся в процессе эксплуатации от случайного воздействия опасных факторов.

«Защищенность» [6] изделия характеризуется заложенными при проектировании запасами прочности, а также надежностью и безопасностью ее функционирования в условиях высокого уровня неопределенности, связанной наличием источников технического риска [8]. В соответствии с этим методы обеспечения защищенности при проектировании можно разделить на три различных подхода, причем принципиально различающихся друг от друга [6]:

1) Нормативный подход, основанный на обеспечении запасов прочности по принятым критериям.

2) Вероятностный подход, основанный на критериях надежности, чаще всего на оценке вероятности достижения предельного состояния.

3) Подход по критерию рисков к обеспечению защищенности, основанный на оценке вероятности реализации предельных состояний с учетом ущерба от такой реализации.

Используем обозначения, приведенные в работе [8]:

$g(x_1, x_2, \dots, x_m, \chi_1, \chi_2, \dots, \chi_k)$ – функция состояния системы, где: x_1, x_2, \dots, x_m – случайные переменные состояния системы, $\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_k$ – детерминированные параметры, значения которых выбираются при проектировании. Тогда функция предельных состояний будет записываться в виде:

$$g(x_1, x_2, \dots, x_m, \chi_1, \chi_2, \dots, \chi_k) = 1, \quad (12)$$

причем условие обеспечения защищенности принимает вид:

$$g(x_1, x_2, \dots, x_m, \chi_1, \chi_2, \dots, \chi_k) \leq 1, \quad (13)$$

а условие разрушения:

$$g(x_1, x_2, \dots, x_m, \chi_1, \chi_2, \dots, \chi_k) > 1. \quad (14)$$

При нормативном подходе все случайные переменные заменяются детерминированными значениями, представляющими собой, как правило, средние значения (математические ожидания) тогда, обозначая $E(x_1), E(x_2), \dots, E(x_m)$, запишем условие обеспечения защищенности через детерминированную функцию:

$$g_0(\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_{k1}) = g\{E(x_1), E(x_2), \dots, E(x_m), \chi_1, \chi_2, \dots, \chi_k\}. \quad (15)$$

В правой части неравенства (15) вводится множитель, представляющий собой предписанный нормативный (предельно допустимый) запас $[n] > 1$. Тогда условие обеспечения защищенности (13) переписывается в виде:

$$[n] \cdot g_0(\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_{k1}) \leq 1. \quad (16)$$

Неравенство (16) означает, что при проектировании необходимо выбрать назначаемые конструктором параметры $E(x_1), E(x_2), \dots, E(x_m), \chi_1, \chi_2, \dots, \chi_{k1}$, чтобы при заданном предельно-допустимом нормативном запасе $[n]$ обеспечить его выполнение. Выбор $[n]$, характеризующего



уровень неопределенности, во многом зависит от величины ущерба, ожидаемого в случае достижения предельных состояний [4], а также от уровня и класса математических моделей, применяемых для расчета характеристик, определяющих «защищенность». Так для расчета прочности стволов танковой артиллерии применяются статистические модели расчета НДС при нагружении их рабочими давлениями, в то время как расчеты, проводимые с учетом динамики процесса, показывают [9,10] значительное различие (до 2,5 раз) в определении компонент НДС.

Причиной разрушения часто является неравномерное распределение нагрузки по объему изделия. В результате этого возникают локальные концентрации напряжений вблизи прилегающей к концентраторам поверхности, величина которых достигает критических значений и противоречит условию защищенности (13, 16). Фактически конструктору приходится решать оптимизационную задачу по наилучшему выбору множества переменных $x_1, x_2, \dots, x_m, \chi_1, \chi_2, \dots, \chi_k$ и назначать коэффициенты запаса n , причем как с учетом значений $E(x_1), E(x_2), \dots, E(x_m)$ для случайных величин, так и других числовых значений законов их распределения.

Для решения задачи выбора оптимальных параметров автоскрепления ствола построена [11] зависимость коэффициента запаса от давления автоскрепления по разрушающему рабочему давлению и по разрушающему давлению автоскрепления. Зависимость на выбранном участке линейная, — чем выше давление автоскрепления, тем прочнее ствол (рис.6). Однако, при этом снижается запас по разрушающему давлению автоскрепления, т.е. нарастает риск разрушения. Проиллюстрируем его кривой зависимости скорости изменения максимальных деформаций du_r/dP_a на наружной поверхности заготовки трубы от величины нагрузки P_a (рис. 7).

Из рисунка 7 следует, что по мере развития зоны пластической деформации, угроза разрушения нарастает в геометрической прогрессии и в данном примере к моменту давления в $P_a \geq 1200$ МПа процесс становится практически неуправляемый.

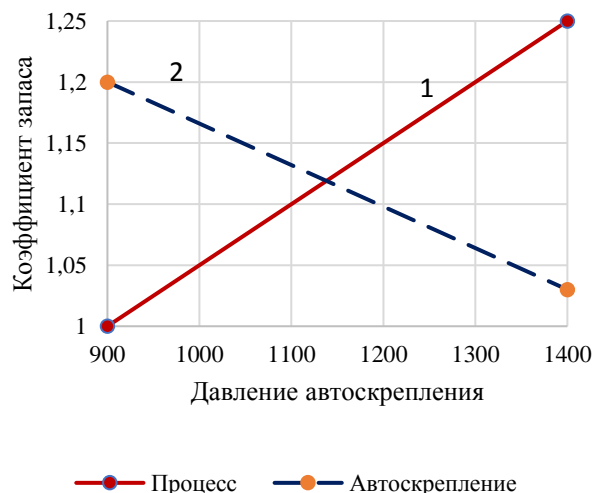


Рисунок 6 – Зависимость коэффициента запаса от давления автоскрепления: 1 – по разрушающему рабочему давлению; 2 – по разрушающему давлению автоскрепления.

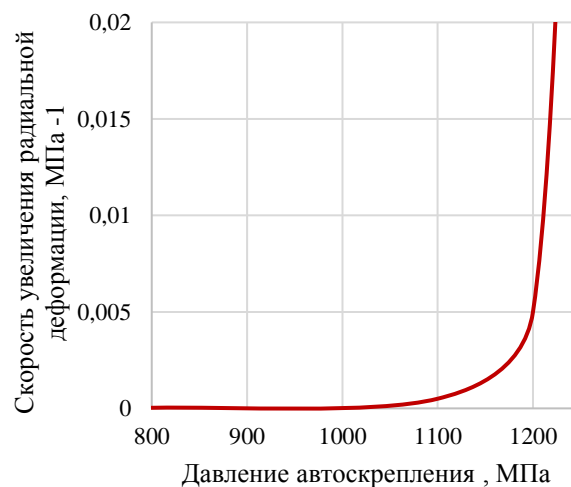


Рисунок 7 – Скорость изменения максимальных деформаций на внутренней поверхности заготовки трубы от величины нагрузки

В качестве функции состояния (16) g_0 , характеризующей условие защищенности $[n] \cdot g_0(\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_{k1}) \leq 1$ можно выбрать отношение конечной радиальной деформации трубы u_r , мм, к предельной, соответствующей выходу пластических деформаций на наружную поверхность $[u_r]$, мм,

$$g_0 = \frac{u_r}{[u_r]}. \quad (17)$$

Параметрами этой функции будут

являться – геометрия трубы (наружный и внутренние диаметры), комплекс механических свойств, характеризующих ее упругость E , прочность $\sigma_{\text{пц}}, \sigma_{02}, \sigma_{\%}, \sigma_{\text{в}}$ и пластичность $\varepsilon_{\text{пц}}, \varepsilon_{02}, \varepsilon_{\%}, \varepsilon_{\text{в}}, \delta$, а также давление автоскрепления P_a . А условием защищенности – условие (16).

Основной проблемой оценки защищенности в рассматриваемом примере является выбор коэффициентов запаса. Коэффициент запаса по разрушаемому рабочему давлению может быть выбран в соответствии с изложенными рекомендациями с учетом вероятности появления чрезвычайных ситуаций и размером материального ущерба от разрушения ТС. К тому же, как правило, его значение обосновывается опытной эксплуатацией ТС.

Выбор коэффициента запаса по давлению автоскрепления зависит от вариативных факторов, определяющих стабильность самого процесса автоскрепления, к которым относятся все перечисленные факторы. Для этого следует применять вероятностный подход.

Вероятностный подход к обеспечению защищенности

Будем учитывать, что в реальных условиях производства параметры, входящие в функцию (16) будут заданы соотношением некоррелированных и распределенных по нормальному закону величин нагрузки $P^{\text{э}}$ и несущей способности $P^{\text{с}}$:

$$g(P_{\text{пр}}, P_a) = P_a / P_{\text{пр}} - 1 = 0,$$

тогда условие обеспечения защищенности запишется в виде:

$$\frac{P_a}{P_{\text{пр}}} \leq 1. \tag{18}$$

Пусть в процессе моделирования предельного состояния НДС трубы, нагружаемой внутренним давлением P_a в среде Ansys получено значение математического ожидания $E\{P_{\text{пр}}\} = 1400$ МПа и среднеквадратичное отклонение $S\{P_{\text{пр}}\} = 100$ МПа. Отметим, что при моделировании некоррелируемыми параметрами следует принимать значения геометрических размеров трубы с учетом технологических допусков на размеры, а также отклонения формы и расположения поверхностей. Все

механические характеристики являются зависимыми, а их значения в каждом конкретном случае производства трубных заготовок следует определять эмпирически. Числовые характеристики закона распределения давления автоскрепления $E\{P_a\}$ и $S\{P_a\}$ определяются требованиями, предъявляемыми к технологическому оборудованию, осуществляющему технологический процесс автоскрепления. В качестве примера примем $E\{P_a\} = 1200$ МПа и $S\{P_a\} = 50$ МПа.

Для применения нормативного подхода заменим неопределенные величины P_a и $P_{\text{пр}}$ в условии (18) на их математические ожидания $E\{P_a\}$ и $E\{P_{\text{пр}}\}$, а для учета связанных с этой заменой неопределенностей введем предельно допустимый запас $[n] > 1$.

$$[n] \cdot E\{P_a\} / E\{P_{\text{пр}}\} \leq 1, \tag{19}$$

или: $[n] \leq E\{P_{\text{пр}}\} / E\{P_a\}$, т.е. привести к обычному условию обеспечения защищенности, вида: $[n] \leq n$, где $n = E\{P_{\text{пр}}\} / E\{P_a\}$ – фактический запас, который должен быть не ниже нормативного предельно допустимого запаса $[n]$. Однако введение допустимого запаса $[n]$ не может полностью исключить возможность разрушения системы. Остается нерешенным вопрос о том, какая предельная вероятность отказа $[Q_{\varphi}]$ соответствует заданному нормативному запасу $[n]$.

Вероятностный подход, подробно описанный в работе [8] основывается на том, что изделие считается защищенным, если выполняется условие:

$$Q_{\varphi} \leq [Q_{\varphi}], \tag{20}$$

где Q_{φ} – расчетная вероятность отказа системы, а $[Q_{\varphi}]$ – предельно допустимое значение вероятности отказа ТС данного типа.

Вероятность разрушения Q_{φ} определяется областью перекрытия графиков плотностей распределения величин $P_{\text{пр}}$ и P_a (рис.8). В случае нормальных законов распределения конфигурация этой области зависит от математических ожиданий $E\{P_a\}$ и $E\{P_{\text{пр}}\}$ и от среднеквадратичных отклонений $S\{P_a\}$ и $S\{P_{\text{пр}}\}$

$$Q_{\varphi} = \varphi \left(\frac{E\{P_{\text{пр}}\}}{E\{P_a\}}, S\{P_{\text{пр}}\}, S\{P_a\}, \dots | \bar{\chi} \right). \tag{21}$$



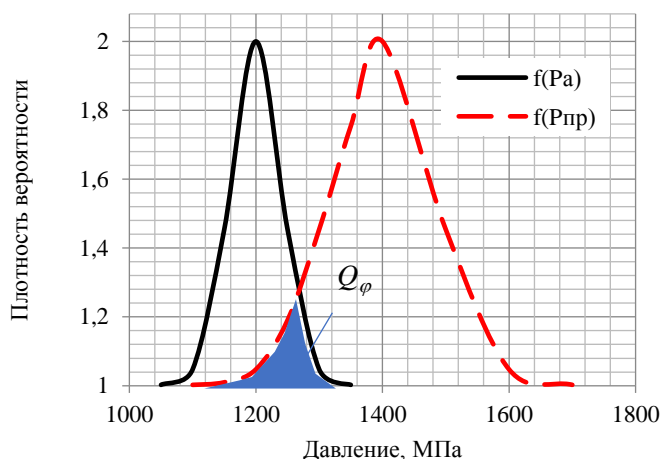


Рисунок 6 – Плотности вероятностей распределения $\varphi(P_a)$ и $\varphi(P_{пр})$

Для рассматриваемого частного случая, когда величины P_a и $P_{пр}$ являются некоррелированными и распределены по нормальному закону, вероятность разрушения можно рассчитать по формуле [5]:

$$Q_\varphi = \Phi\left(-\frac{E\{P_{пр}\} - E\{P_a\}}{\sqrt{(S\{P_a\})^2 + (S\{P_{пр}\})^2}} \middle| \bar{\chi}\right) = \Phi\left(-\frac{1400 - 1200}{\sqrt{50^2 + 100^2}}\right) = \Phi\left(-\frac{1400 - 1200}{\sqrt{50^2 + 100^2}}\right) = \Phi(-1,79) = 0,0367.$$

Здесь $\Phi(x) = 1/\sqrt{2\pi} \int_{-\infty}^x \exp(-t^2/2) dt$ – нормальная функция распределения.

Для рассматриваемого частного случая, когда величины P_a и $P_{пр}$ являются некоррелированными и распределены по нормальному закону, вероятность разрушения можно рассчитать по формуле [5]:

$$Q_\varphi = \Phi\left(-\frac{E\{P_{пр}\} - E\{P_a\}}{\sqrt{(S\{P_a\})^2 + (S\{P_{пр}\})^2}} \middle| \bar{\chi}\right) = \Phi\left(-\frac{1400 - 1200}{\sqrt{50^2 + 100^2}}\right) = \Phi\left(-\frac{1400 - 1200}{\sqrt{50^2 + 100^2}}\right) = \Phi(-1,79) = 0,0367.$$

Здесь $\Phi(x) = 1/\sqrt{2\pi} \int_{-\infty}^x \exp(-t^2/2) dt$ – нормальная функция распределения.

Полученные значения вероятности

разрушения явно не допустимы для организации технологического процесса автоскрепления. Очевидно, что в данном примере необходимо ужесточить требования к механическим свойствам трубы для того, чтобы снизить $S\{P_{пр}\}$.

Так при значении $S\{P_{пр}\} = 50$ МПа получим $Q_\varphi = \Phi(-2,82) = 0,024$. Подобные действия можно производить по отношению к ужесточению параметров технологического процесса. Например, при значениях $S\{P_{пр}\} = S\{P_a\} = 25$ МПа получим практически нулевую вероятность разрушения Q_φ . Однако получить подобные разбросы практически нереально. На практике для рассматриваемого случая нормально распределенных, некоррелированных величин P_a и $P_{пр}$ при варьировании параметрами χ среднеквадратичные отклонения $S\{P_{пр}\}$ и $S\{P_a\}$ являются постоянными, поэтому вероятность разрушения зависит только от величин математических ожиданий $E\{P_{пр}\}$ и $E\{P_a\}$. Таким образом, обеспечить безопасность рассматриваемого технологического процесса возможно только путем сохранения значительного диапазона между величинами $\{P_{пр}\}$ и $E\{P_a\}$, оставаясь при этом в рамках получения значимого эффекта процесса автоскрепления.

Заключение

Предельная величина вероятности отказа устанавливается в зависимости от таких факторов как величина ущерба, который может наступить в случае отказа, социальной значимости системы и срока ее эксплуатации. Величина обычно оказывается [12] в диапазоне $10^{-5} - 10^{-7}$.

В настоящее время для оценки защищенности сложных технических систем широко применяются модели, основанные на теории рисков, которые позволяют реализовать комплексный подход к обеспечению защищенности по отношению как вероятности достижения предельных состояний изделий, так и связанные с этим ущербы. В большинстве случаев проектируемое изделие считается защищенным, если расчетная величина общего экономического риска R_Σ оказывается меньшей предельно допустимого значения $[R_\Sigma]$, установленного для

данного случая нормативными документами:

$$R_3 < [R_3]. \quad (23)$$

Под общим экономическим риском, как правило, понимается функционал в форме произведения вероятности отказа $Q_\varphi(\bar{Y}|\bar{X})$ и последствий отказа системы $U_\varphi(\bar{Y}|\bar{X})$:

$$R(\bar{Y}|\bar{X}) = Q_\varphi(\bar{Y}|\bar{X}) \cdot U_\varphi(\bar{Y}|\bar{X}). \quad (14)$$

Здесь вероятность достижения предельного состояния $Q_\varphi(\bar{Y}|\bar{X})$ определяется согласно выражению (21), а подсчет ущербов от отказов технических систем является отдельной задачей, решаемой с помощью специальных методик оценки ущербов при техногенных авариях [4].

Для рассматриваемого случая технологического процесса автоскрепления оценка в объеме данного исследования не проводилась.

Для всех стадий создания и эксплуатации потенциально опасных объектов технической системы (разработка технического задания, проектирование, изготовление и эксплуатация) необходимо проводить оценку технического риска. Точность оценки в большой степени зависит от точности определения фактического состояния ТС – от достоверной информации о параметрах и характеристиках, важнейшие из которых: напряжения, температура, скрытые дефекты. Для определения этих величин применяются множественные средства диагностики [2,5], наиболее информативные из которых: ультразвуковые, магнитопорошковые, рентгеновские, томографические, вибродиагностические, акустические, эмиссионные, голографические, тепловизионные, тензометрические.

Список литературы

1. Ильюшин А.А., Огибалов П.М. Упруго пластические деформации полых цилиндров. - М.: Изд-во МГУ, -1960. - 227 с.
2. Смирнов-Аляев Г.А. Теория автоскрепления цилиндров. М.: Оборонгиз, -1940.-286 с.
3. Зайцев А.С. Устройство и проектирование стволов артиллерийских орудий: учебник / А.С. Зайцев. – Старый Оскол: ТНТ, 2017. – 388 с.
4. Лепеш Г.В. Анализ напряженно-деформированного состояния хромового покрытия автоскрепленного цилиндра // Техничко-технологические проблемы сервиса. №2(12), -2010. С.35 – 41
5. Лепеш Г.В., Зайцев А.С., Моисеев Е.Н. Моделирование процесса автоскрепления толстостенных труб. // Техничко-технологические проблемы сервиса. -2015. № 1 (31) – с . 38 – 44
6. Махутов Н.А. Конструкционная прочность, ресурс и техногенная безопасность. Новосибирск. Наука. - 2005. В 2 ч. Часть 1. Критерии прочности и ресурса. 494 с. Часть 2 Обоснование ресурса и безопасности. 620 с.
7. Лепеш Г.В., Моисеев, Е.Н., Черкасов М.С. Обеспечение прочности технологической оснастки при автоскреплении труб.// Техничко-технологические проблемы сервиса. -2014. № 3 (29) – с . 66 – 7
8. Махутов Н.А., Гаденин М.М. Техногенная безопасность: диагностика и мониторинг потенциально опасного оборудования и рисков его эксплуатации.// Промышленная безопасность, [интернет-ресурс] URL: <http://federalbook.ru/files/FS/Soderjanie/FS-26/VI/Mahutov.pdf> (дата обращения 5.05.2019)
9. Лепеш Г.В. Динамика и прочность труб и вращающихся изделий: Монография/ Лепеш Г.В. - СПб. : изд-во. СПбГУСЭ., -2010.-143 с.
10. Лепеш Г.В. Иванова Е.С., Моисеев Е.Н., Халитов В.Г. Напряженно-деформированное состояние трубы в условиях высокоскоростного нагружения. // Актуальные проблемы защиты и безопасности: Труды XXI Всероссийской научно-практической конференции РАРАН. Том 3. Бронетанковое вооружение и техника (3–6 апреля 2018 г.). -2018, с.180-187.
11. Лепеш Г.В., Моисеев Е.Н. Прогнозирование безопасности технических систем.// Техничко-технологические проблемы сервиса. -2014. № 2 (48) – с . 9 – 16
12. Методики оценки рисков чрезвычайных ситуаций и нормативы приемлемого риска чрезвычайных ситуаций. Руководство по оценке рисков чрезвычайных ситуаций техногенного характера, в том числе при эксплуатации критически важных объектов Российской Федерации. Утверждены Первым заместителем Министра РФ по делам гражданской обороны, чрезвычайным ситуациям и ликвидации последствий стихийных бедствий Р.Х. Цаликовым 9 января 2008 г. № 1-4-60-9. 102 с.

