

УДК (UDC) 621.643

**ВЕРОЯТНОСТНАЯ ОЦЕНКА НАРУШЕНИЯ ГЕРМЕТИЧНОСТИ  
СОСУДОВ ДАВЛЕНИЯ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ РИСК-АНАЛИЗА  
ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ НА ОПАСНЫХ  
ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ОБЪЕКТАХ****PROBABILITY ASSESSMENT OF TIGHTNESS LOSS PRESSURE  
VESSELS DURING RISK ANALYSIS TECHNICAL DEVICES FOR  
HAZARDOUS PRODUCTION FACILITIES**Лагереv А.В.  
Lagerev A.V.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)  
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** Толстостенные сосуды высокого давления являются достаточно распространенным видом технического устройства в составе технологического оборудования, эксплуатирующегося на различных опасных производственных объектах. Показатели надежности сосудов давления и их изменение в процессе эксплуатации во многом определяют показатели безотказной работы технологического оборудования в целом, а потенциально возможные отказы сосудов давления подлежат рассмотрению при проведении риск-анализа эксплуатирующегося оборудования. В статье рассматриваются вероятностно-статистические подходы к решению задачи прогнозирования ресурса сосудов давления при усталостном разрушении горловины на этапах проектирования и эксплуатации. Применительно к этапу проектирования представлены методика моделирования процессов зарождения и развития трещины многоциклового усталости, а также методика определения вида закона и количественных показателей распределения ресурса сосуда давления по условию нарушения его герметичности. Применительно к этапу эксплуатации представлены методика прогнозирования дальнейшего роста диагностированной усталостной трещины, а также методика определения вида закона и количественных показателей распределения остаточного ресурса сосуда давления по условию нарушения его герметичности.

**Ключевые слова:** сосуд давления, герметичность, надежность, риск-анализ, усталостная трещина.

**Дата принятия к публикации:** 05.08.2021  
**Дата публикации:** 25.09.2021

**Сведения об авторах:**

Лагереv Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и при-

**Abstract.** Thick-walled high-pressure vessels are a fairly common type of technical device as part of technological equipment operated at various hazardous production facilities. Reliability indicators of pressure vessels and their change during operation largely determine the indicators of failure-free operation of technological equipment as a whole, and potential failures of pressure vessels are subject to consideration when conducting a risk analysis of the operating equipment. The article discusses probabilistic and statistical approaches to solving the problem of predicting the resource of pressure vessels with fatigue failure of the neck at the design and operation stages. For the design stage, a technique is presented for modeling the processes of nucleation and development of a high-cycle fatigue crack, as well as a technique for determining the type of law and quantitative indicators of the distribution of the resource of a pressure vessel by the condition of loss tightness. For the operation stage, a method is presented for predicting the further growth of a diagnosed fatigue crack, as well as a method for determining the type of law and quantitative indicators of the distribution of the residual life of a pressure vessel by the condition of loss tightness.

**Keywords:** high-pressure vessel, tightness, reliability, risk analysis, fatigue crack.

**Date of acceptance for publication:** 05.08.2021  
**Date of publication:** 25.09.2021

**Authors' information:**

Alexander V. Lagerev – Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research, Academician I.G.

кладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: [bsu-avl@yandex.ru](mailto:bsu-avl@yandex.ru).  
ORCID: 0000-0003-0380-5456

† Petrovskii Bryansk State University,  
† e-mail: [bsu-avl@yandex.ru](mailto:bsu-avl@yandex.ru).  
† ORCID: 0000-0003-0380-5456  
†

### **Благодарности**

*Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-422.2020.8*

### **Acknowledgements**

*The study was supported by Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8*

## **1. Введение**

Толстостенные сосуды в составе технических устройств, в которых во время эксплуатации находятся жидкие или газообразные технологические среды под высоким давлением, нашли широкое применение в различных современных технологических процессах в машиностроительных, химических, нефтехимических, пищевых и других производствах. В их числе можно выделить такие технические устройства, как гидромашины и гидроаккумуляторы гидросистем подъемно-транспортного, строительного, дорожного, станочного и другого оборудования [1, 2], котельные барабаны и корпуса реакторов и другого парогенерирующего оборудования тепловых и атомных электростанций [3, 4], ресиверы, химические реакторы и др. [5].

Наличие в составе технологического оборудования производственных объектов сосудов высокого давления, избыточное давление в которых превышает нормативное значение и в которых находятся агрессивные и химически опасные среды согласно нормативной документации Ростехнадзора [6], является основанием для отнесения таких объектов к опасным производственным объектам. Нарушение герметичности поднадзорных сосудов давления вследствие разрушения их стенок в зонах горловин или технологических отверстий, вызванных образованием и развитием трещин хрупкого или усталостного разрушения, может вызывать техногенные инциденты и аварии с серьезными технико-экономическими, экологическими и социальными последствиями из-за химического загрязнения окружающей среды или взрывного воздействия [7].

Фактический ресурс толстостенных сосудов давления оказывает существенное влияние на показатели его надежности [3, 8]. Несмотря на то, что надежности этих устройств при проектировании, изготовлении, эксплуатации и техническом обслуживании уделяется большое внимание, в них зачастую возникают и развиваются повреждения, обуславливающие необходимость внеплановых и длительных остановов оборудования. Как показывает опыт эксплуатации, одной из причин критических отказов толстостенных сосудов давления, определяющих их фактический ресурс, является усталостное разрушение металла в зонах концентрации напряжений - вблизи трубных отверстий, лазов, вводов контрольно-измерительной аппаратуры, а также в горловинах, фланцах и отбортовках корпусов [1, 2, 4]. Поэтому прогнозирование долговечности и безотказности сосудов давления как на стадии их проектирования, так на стадии эксплуатации является актуальной научно-технической задачей современного этапа развития отечественного машиностроения и энергетики [9]. Особое значение успешное решение указанной задачи имеет для интенсивно развивающегося в настоящее время такого направления теории надежности машин, как риск-анализ технических устройств, работающих в составе опасных производственных объектов [10, 11].

## **2. Постановка задачи исследования**

Подходы к решению задачи по прогнозированию долговечности и безотказности сосудов давления зависят от стадии жизненного цикла указанных технических устройств, на котором прогнозирование выполняется.

Таблица

Характерные особенности прогнозирования долговечности сосудов давления на различных стадиях жизненного цикла оборудования

Показатель	Характерные особенности прогнозирования на стадии	
	проектирования	эксплуатации
Цель прогнозирования	Обезличенная оценка ресурса для всего парка однотипных сосудов давления	Индивидуальная оценка остаточного ресурса конкретного сосуда давления
Метод прогнозирования	Вероятностно-статистический с использованием подхода Монте-Карло	Вероятностно-статистический с использованием подхода Монте-Карло
Методы получения исходных данных для прогнозирования	Механические испытания материалов для определения типов законов и количественных характеристик случайного распределения механических характеристик; технологические измерения для определения типов законов и количественных характеристик случайного распределения конструктивных размеров; анализ условий работы аналогичного оборудования для определения типов законов и количественных характеристик случайного распределения режимных параметров	Техническая диагностика (обследование) сосуда в фиксированные моменты времени или мониторинг рабочего состояния; неразрушающий контроль индивидуальных механических характеристик материала сосуда; технологические измерения индивидуальных значений конструктивных размеров сосуда; анализ условий работы диагностируемого сосуда и определение индивидуальных значений режимных параметров
Состав исходных данных для прогнозирования	Данные о случайном разбросе механических характеристик материалов; данные о случайном разбросе конструктивных размеров сосудов; осредненный график нагружения (режима работы)	Размер трещины в фиксированный момент (моменты) времени; осредненный или индивидуальный график нагружения (режима работы); данные о механических характеристиках материала сосуда; данные о конструктивных размерах сосуда; данные о режимных параметрах работы сосуда

Характерные черты этих подходов приведены в таблице.

Возникающая в горловине толстостенного сосуда давления усталостная трещина является радиально расположенной и угловой типа I (разрыв) [12]. Расчетная схема трещины показана на рис. 1. Ее рост определяется действием в стенке сосуда переменных окружных напряжений, обусловленных переменностью рабочего давления  $p$  в течение

цикла работы оборудования между двумя пусками. Номинальная величина максимального напряжения  $i$ -го цикла согласно формуле Ляме [13] составляет

$$\sigma_{\max i} = p \frac{1 + [D/(D + 2t)]^2}{1 - [D/(D + 2t)]^2},$$

где  $D$ ,  $t$  – внутренний диаметр и толщина стенки сосуда давления.

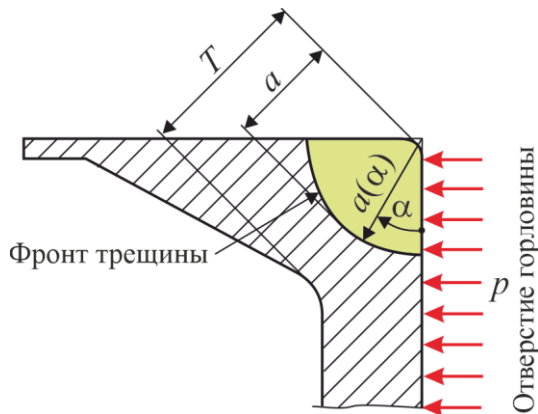


Рис. 1. Расчетная схема горловины сосуда давления с угловой усталостной трещиной

Принимая допущение, что усталостное повреждение металла сосуда из-за естественных колебаний рабочего давления в процессе эксплуатации оборудования маловероятно вследствие их незначительности, амплитуду напряжения в  $i$ -м цикле можно считать равной

$$\sigma_{a,i} = 0,5\sigma_{\max i}.$$

Полная информация о росте трещины характеризуется совокупностью кинетических зависимостей увеличения её длины  $a(\alpha, \tau)$  по множеству направлений, выражаемых угловой координатой  $\alpha \in [0; \pi/2]$ . Совокупность длин  $a(\tau_j)$  для различных значений  $\alpha$  определяет конфигурацию фронта трещины в фиксированный момент времени  $\tau_j$ . Развитие трещины в направлении  $\alpha = 45^\circ$  лимитирует ресурс сосуда давления  $T_p$ , так как её предельно допустимая длина  $[a]$ , достижение которой рассматривается как переход в предельное состояние, соответствует наименьшему из двух значений:

- по условию герметичности сосуда давления

$$[a] = T;$$

- по условию безопасности эксплуатации сосуда давления

$$[a] = a_{crit} / n_a,$$

где  $T$  – характерный размер горловины сосуда давления;  $a_{crit}$  – критическая длина трещины;  $n_a$  – коэффициент безопасности эксплуатации сосуда давления, исходя из длины трещины.

Процесс исчерпания ресурса конструкций складывается из двух последовательных стадий:

- зарождения усталостной трещины пороговой длины  $a_{lim}$  (стадия I);
- роста усталостной трещины до предельно допустимой длины  $[a]$  (стадия II).

Рассматриваемый процесс носит выраженный вероятностно-статистический характер. Это следствие влияния на долговечность сосудов значительного числа конструктивных, материаловедческих и режимных факторов, каждый из которых имеет естественный случайный разброс в некотором диапазоне значений в соответствии с присущим ему типом и количественными характеристиками закона распределения [14]. Применительно к усталостному разрушению горловин сосудов давления определяющее воздействие оказывает разброс механических свойств материала. Влияние случайного разброса характерных конструктивных размеров горловины сосудов давления оказывается значительно меньшим в связи с достаточно жесткими технологическим ограничениями на их изготовление.

Для удобства его количественной оценки введем коэффициент  $x$  – показатель усталостной стойкости материала. Учитывая экспериментальные данные о преимущественно нормальном распределении характеристик усталости конструкционных сталей и сплавов [15, 16], можно считать, что показатель  $x$  является нормальной случайной величиной с нулевым средним значением и с единичным стандартным отклонением. В этом случае каждая механическая характеристика  $Y$  произвольного  $k$ -го микрообъема материала стойкости  $x_k$  определяется соотношением

$$Y_k = \bar{Y} \pm x_k S_Y, \quad (1)$$

где  $\bar{Y}$ ,  $S_Y$  – среднее значение и стандартное отклонение характеристики  $Y$ .

Знак «+» в зависимости (1) соответствует тем характеристикам, рост величины которых повышает сопротивляемость материала усталостному разрушению, знак «-» – ее снижает. К первой группе относятся предел выносливости конструкции  $\sigma_{Rd}$ , абсцисса

точки перелома кривой усталости  $N_0$  и показатель степени в уравнении роста трещины  $n$ , ко второй - показатель наклона кривой усталости  $m$ , пороговый  $K_{Ith}$  и критический  $K_{Ic}$  коэффициенты интенсивности напряжений, коэффициент пропорциональности в уравнении роста трещины  $C$ .

### 3. Прогнозирование ресурса толстостенных сосудов давления на стадии проектирования

Общая схема прогнозирования ресурса основана на подходах метода Монте-Карло. Она предусматривает проведение множества  $K$  однотипных расчетов, в каждом из которых случайным образом задается выборочное значение показателя усталостной стойкости материала  $x_k$ . Таким образом, выполненную в ходе  $k$ -го расчета оценку величины ресурса  $T_{pk}$  можно интерпретировать как выборочное значение ресурса конкретного сосуда давления из всего их парка.

На стадии I процесс накопления усталостного повреждения материала  $D_k$  удовлетворительно выражается линейной гипотезой суммирования отдельных повреждений от каждого цикла работы сосуда давления. После  $i$ -го цикла достигнутый уровень повреждения определяется соотношением:

$$\text{- при } \sigma_{a,i}(1 + \Psi_{\sigma d}) > \sigma_{Rd,k}$$

$$D_{i,k} = D_{i-1,k} + (\sigma_{a,i} / \sigma_{Rd,k})^{m_k} N_{0,k}^{-1}; \quad (2a)$$

$$\text{- при } \sigma_{a,i}(1 + \Psi_{\sigma d}) \leq \sigma_{Rd,k}$$

$$D_{i,k} = D_{i-1,k}, \quad (2b)$$

где  $\Psi_{\sigma d}$  - коэффициент чувствительности к асимметрии цикла напряжений для горловины сосуда давления.

Число циклов  $N_{ink,k}$ , соответствующее окончанию стадии I, характеризуется условием линейного суммирования повреждений:

$$D_{N_{ink,k}} \geq 1,0. \quad (3)$$

Число циклов  $N_{ink,k}$  является случайной величиной с функцией распределения  $F(N_{ink,k})$ . Размеры и конфигурация возни-

кающей пороговой усталостной трещины находятся решением для нескольких произвольно взятых направлений её роста  $\alpha$  нелинейных алгебраических уравнений вида

$$2\sigma_{a,\max} f_I(a_{\lim,k}/T, \alpha) \sqrt{\pi a_{\lim,k}(\alpha)} - K_{Ith,k} = 0, \quad (4)$$

где  $\sigma_{a,\max}$  - максимально возможная амплитуда цикла напряжений в горловине при работе сосуда давления;  $f_I$  - функция формы горловины, зависящая от относительной длины трещины  $a/T$  и направления  $\alpha$  (рис. 2).

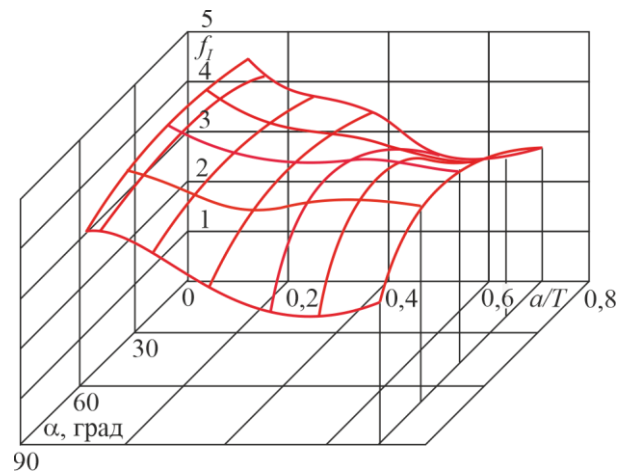


Рис.2. Зависимость функции формы трещины от ее размера и направления распространения

Представленный на рис. 2 график функции формы  $f_I(a/T, \alpha)$  построен на основании данных [17].

Определяющий размер пороговой трещины (длина  $a_{\lim}$  в направлении  $\alpha = 45^\circ$ ) также является случайной величиной, подчиняющейся нормальному закону распределения с функцией  $F(a_{\lim})$ .

На стадии II длина усталостной трещины в произвольном направлении  $\alpha$  после  $i$ -го цикла работы сосуда давления ( $i > N_{ink,k}$ ) определяется соотношением, основанным на аппроксимации Формана [16] эмпирической зависимости «скорость роста трещины – коэффициент интенсивности напряжений»:

$$\text{- при } i = N_{ink,k}$$

$$a_{i,k}(\alpha) = a_{\lim,k}(\alpha); \quad (5a)$$

$$\text{- при } i > N_{ink,k}$$

$$a_{i,k}(\alpha) = a_{i-1,k}(\alpha) +$$

$$+ C_k \left[ \frac{2f_I(a_{i-1,k}/T, \alpha) \sigma_{ai} \sqrt{\pi a_{i-1,k}} - K_{Ith,k}}{K_{Ic,k} - 2f_I(a_{i-1,k}/T, \alpha) \sigma_{ai} \sqrt{\pi a_{i-1,k}}} \right]^{n_k}, \quad (5b)$$

$$i = N_{ink,k} + 1; N_{ink,k} + 2; \dots$$

Графическое представление вероятностно-статистического процесса развития усталостных трещин в горловине до наступления предельного состояния сосуда давления дает рис. 3. Каждая  $k$ -я кинетическая кривая вида  $a \sim N$  соответствует выборочному значению показателя усталостной прочности материала  $x_k$ , а совокупность этих кривых характеризует исчерпание ресурса сосудов давления всего парка оборудования.

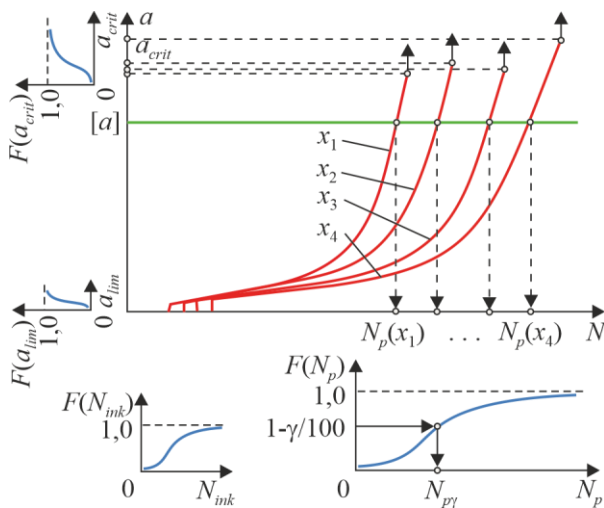


Рис.3. Расчетная схема оценки гамма-процентного ресурса сосуда давления на этапе проектирования

Число циклов  $N_{p,k}$ , соответствующее завершению стадии II и, таким образом, определяющее ресурс сосуда давления, выражается условием:

$$a_{N_{p,k}}(\alpha = \pi/4) = [a].$$

Оно является случайной величиной с функцией распределения  $F(N_p)$  и количественными характеристиками:

- средним значением

$$\bar{N}_p = \sum_{j=1}^{j=K} N_{p,j}; \quad (6)$$

- стандартным отклонением

$$S_{N_p} = \left[ \frac{1}{K-1} \sum_{j=1}^{j=K} (N_{p,j} - \bar{N}_p)^2 \right]^{0,5}. \quad (7)$$

Функция  $F(N_p)$  является базовой для оценки основных количественных показателей двух свойств надежности технических устройств - долговечности и безотказности:

- гамма-процентный ресурс  $N_{p\gamma}$  определяется обратной функцией распределения (рис. 3)

$$N_{p\gamma} = F^{-1}(1 - \gamma/100); \quad (8)$$

- вероятность безотказной работы и интенсивность отказов для момента времени, соответствующего  $i$ -му циклу работы оборудования, составляют соответственно (рис. 3):

$$P(i) = 1 - F(i);$$

$$\lambda(i) \approx 1 - \frac{F(i-1)}{F(i)}.$$

#### 4. Прогнозирование остаточного ресурса толстостенных сосудов давления на стадии эксплуатации

Отличительной особенностью прогнозирования остаточного ресурса сосудов давления является выявление по результатам измерения длины усталостной трещины  $a_{ms}$  после известного числа циклов  $N_{ms}$  индивидуального значения показателя стойкости материала  $x_d$ , присущего конкретной диагностируемой горловине. С этой целью для нескольких произвольно взятых значений  $x_j$  из интервала  $x \in [-4; 4]$  определяются по зависимостям (2) – (5) длины трещины  $a_j$ . Тогда искомая величина  $x_d$  находится из решения кубического уравнения

$$K_{1j}x_d^3 + K_{2j}x_d^2 + K_{3j}x_d + a_j - a_{ms} = 0,$$

где  $K_{1j}, K_{2j}, K_{3j}$  - коэффициенты сплайн-интерполяции функции  $a(x)$  на  $j$ -м интервале между значениями аргумента  $x_j$  и  $x_{j+1}$ .

Интерполяционное прогнозирование дальнейшего роста трещины выполняется аналогично прогнозированию ресурса сосудов давления на стадии проектирования по зависимости (5). Статистический характер графика последующего нагружения также требует использования метода Монте-Карло для моделирования вероятностного семейст-

ва кинетических кривых  $a(N)$ . Каждая  $k$ -я кривая (рис. 4) может интерпретироваться как отражающая выборочную последовательность чередования циклов работы оборудования с различной амплитудой напряжений  $\sigma_a$  при одинаковых значениях механических характеристик материала, соответствующих найденному показателю  $x_d$ .

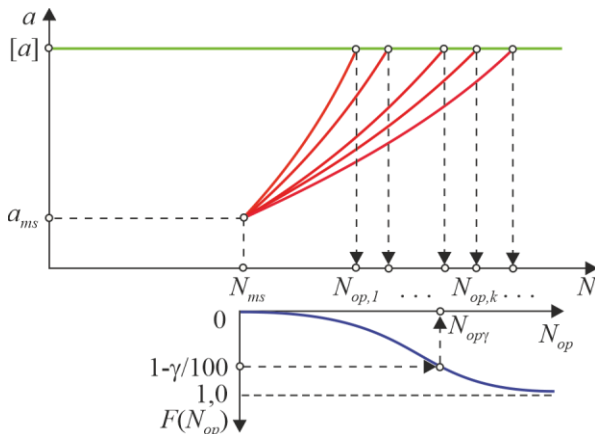


Рис. 4. Расчетная схема интерполяционного прогнозирования остаточного ресурса

Число циклов  $N_{op,k}$ , характеризующее остаточный ресурс диагностируемого сосуда давления, выражается условием:

$$a_{N_{op,k}} (\alpha = \pi / 4) = [a].$$

Оно является случайной величиной с функцией распределения  $F(N_{op})$  и количественными характеристиками, определяемыми соотношениями (6) и (7). Гамма-процентный остаточный ресурс  $N_{op\gamma}$  выражается зависимостью, аналогичной (8).

При последующих замерах длины развивающейся усталостной трещины выполняется уточняющее прогнозирование остаточного ресурса в соответствии с предложенным алгоритмом. При этом разброс расчетных значений  $N_{op,k}$  снижается (рис. 5), что связано с повышением достоверности оценки остаточного ресурса диагностируемого сосуда давления.

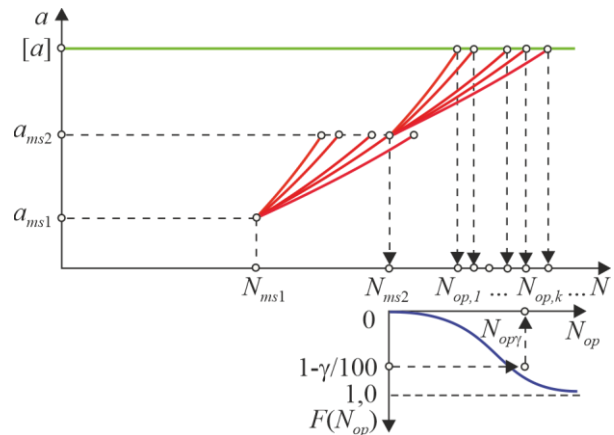


Рис. 5. Расчетная схема интерполяционного прогнозирования остаточного ресурса при неоднократном проведении диагностирования сосуда давления

## 5. Выводы

Известные в настоящее время методы механики разрушения, объединенные с подходами имитационного моделирования жизненного цикла технических устройств, позволяют выполнять вероятностные расчеты протекания во времени усталостного разрушения ответственных конструкций с прогнозированием количественных показателей их долговечности и безотказности как на стадии проектирования, так и на стадии промышленной эксплуатации.

В статье рассмотрены особенности вероятностно-статистических методик прогнозирования ресурса и других показателей надежности применительно к явлению нарушения герметичности толстостенных сосудов, работающих под избыточным давлением, в результате возникновения и роста трещины многоциклового усталости в горловине. Такие расчеты представляют практический интерес при проведении риск-анализа опасных производственных объектов. Однако рассмотренные методики носят достаточно универсальный характер и могут быть использованы после незначительной корректировки при прогнозировании усталостного разрушения технических устройств высокого давления другого конструктивного исполнения и при другом расположении опасной трещины.

## Список литературы

1. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
2. Лагерева А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники. Брянск: БГТУ, 2006. 232 с.
3. Надежность машин. Т. IV-3 / В.В. Ключев, В.В. Болотин, Ф.Р. Соснин и др.; Под общ. ред. В.В. Ключева. М.: Машиностроение, 2003. 592 с.
4. Гетман А.Ф. Ресурс эксплуатации сосудов и трубопроводов АЭС. М.: Энергоатомиздат, 2000. 427 с.
5. Игнатович Э. Химическая техника. Процессы и аппараты. М.: Техносфера, 2007. 656 с.
6. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила промышленной безопасности при использовании оборудования, работающего под избыточным давлением». Утв. приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 15.12.2020 № 536.
7. Техногенная катастрофа <https://rusinfo.info/cto-takoe-tehnogenna-katastrofa>
8. Надежность теплоэнергетического оборудования / Под ред. А.И. Андриященко. М.: Высшая школа, 1991. 303 с.
9. Махутов Н.А., Пермяков В.Н. Ресурс безопасной эксплуатации сосудов и трубопроводов. Новосибирск: Наука, 2005. 516 с.
10. Махутов Н.А. Конструкционная прочность, ресурс и техногенная безопасность: в 2-х ч. Часть 2. Обоснование ресурса и безопасности. Новосибирск: Наука, 2005. 610 с.
11. Котельников В.С., Короткий А.А., Павленко А.Н., Еремин И.И. Диагностика и риск-анализ металлических конструкций грузоподъемных кранов. Новочеркасск, 2006. 315 с.
12. Broek D. Elementary Engineering Fracture Mechanics. Leyden, Noordhoff International Publishing, 1974.
13. Сакало В.И. Сопrotивление материалов. Брянск: БГТУ, 2009. 528 с.
14. Лагерева А.В. Вероятностная теория

## References

1. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1982. 424 p. (In Russian)
2. Lagereva A.V. *Proektirovanie nasosnykh gidroprivodov podemno-transportnykh mashin* [The design of pump hydraulic drives of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiiy universitet, 2006. 232 p.  
DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311892> (In Russian)
3. Klyuev V.V., Bolotin V.V., Sosnin F.R. et al. *Nadezhnost mashin. T. IV-3* [Reliability of machines. Vol. IV-3]. Ed. Klyuev V.V. Moscow, Mashinostroenie, 2003. 592 p. (In Russian)
4. Getman A.F. *Resurs ekspluatatsii sosudov i truboprovodov AES* [Service life of NPP vessels and pipelines]. Moscow, Energoatomizdat, 2000. 427 p. (In Russian)
5. Ignatovich E. *Khimicheskaya tekhnika. Protsestry i apparaty* [Chemical engineering. Processes and devices]. Moscow, Tekhnosfera, 2007. 656 p. (In Russian)
6. *Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti "Pravila promyshlennoy bezopasnosti pri ispolzovanii oborudovaniya, rabotayushchego pod izbytochnym davleniem"* [Federal norms and rules in the field of industrial safety "Industrial safety rules when using equipment operating under excessive pressure"]. Moscow, Federalnaya sluzhba po ekologicheskomu, tekhnologicheskomu i atomnomu nadzoru, 2020. (In Russian)
7. *Tekhnogennaya katastrofa* [Man-made disaster] [site]. Available at: <https://rusinfo.info/cto-takoe-tehnogenna-katastrofa> (accessed 03 June 2021). (In Russian)
8. *Nadezhnost teploenergeticheskogo oborudovaniya TES i AES* [Reliability of heat power equipment of TPPs and NPPs]. Moscow, Vysshaya shkola, 1991. 303 p. (In Russian)
9. Makhutov N.A., Permyakov V.N. *Resurs bezopasnoy ekspluatatsii sosudov i truboprovodov* [Resource of safe operation of vessels and pipelines]. Novosibirsk, Nauka,



механической эрозии. М.: Машиностроение-1, 2004. 343 с.

15. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний. М.: Машиностроение, 1985. 232 с.

16. Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов. Киев: Наукова думка, 1987. 1303 с.

17. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений: В 2 т. Т.2 / Под ред. Ю. Мураками. М.: Мир, 1990. 1016 с.

2005. 516 p. (In Russian)

10. Makhutov N.A. *Konstruktionsnaya prochnost, resurs i tekhnogennaya bezopasnost: v 2-kh ch. Chast 2. Obosnovanie resursa i bezopasnosti* [Structural strength, resource and technogenic safety: in 2 p. Part 2. Justification of resource and safety]. Novosibirsk, Nauka, 2005. 610 p. (In Russian)

11. Kotelnikov V.S., Korotkiy A.A., Pavlenko A.N., Eremin I.I. *Diagnostika i risk-analiz metallicheskiykh konstruktsey gruzopodemnykh kranov* [Diagnostics and risk analysis of metal structures of hoisting cranes]. Novocheerkassk, YuRGU (NPI), 2006. 315 p. (In Russian)

12. Broek D. *Elementary Engineering Fracture Mechanics*. Leyden, Noordhoff International Publishing, 1974.

13. Sakalo V.I. *Soprotivlenie materialov* [Mechanics of materials]. Bryansk, BGTU, 2009. 528 p. (In Russian)

14. Lagerev A.V. *Veroyatnostnaya teoriya mekhanicheskoy erozii* [Probabilistic theory of mechanical erosion]. Moscow, Mashinostroenie-1, 2004. 343 p.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311851>  
(In Russian)

15. Stepnov M.N. *Statisticheskie metody obrabotki rezultatov mekhanicheskikh ispytaniy* [Statistical methods of processing mechanical test results]. Moscow, Mashinostroenie, 1985. 232 p. (In Russian)

16. Troshchenko V.T., Sosnovskiy L.A. *Soprotivlenie ustalosti metallov i spлавov* [Fatigue resistance of metals and alloys]. Kiev, Naukova dumka, 1987, Vol. 1. 505 p. (In Russian)

17. *Stress intensity factors handbook: in 2 vol. Vol. 2*. Ed. Y. Murakami. Oxford, Pergamon Press, 1987. 1016 p.