ISSN 2073-1574

ВЕСТНИК

АСТРАХАНСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

СЕРИЯ

МОРСКАЯ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИЯ

НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ

ИЗДАЕТСЯ С АПРЕЛЯ 1993 ГОДА
ВЫХОДИТ ЧЕТЫРЕ РАЗА В ГОД

ИНДЕКСИРОВАНИЕ ЖУРНАЛА,
ВКЛЮЧЕНИЕ В БАЗЫ ДАННЫХ

База данных Ulrich's Periodicals Directory (США)

Каталог журналов открытого доступа –
Directory of Open Access Journals, DOAJ (Швеция)

Базы Academic Search Research & Development
и Applied Science & Technology Source
компании EBSCO Publishing (США)

CiteFactor – Каталог индексирования
международных исследовательских журналов (Канада)

Российский индекс научного цитирования – РИНЦ (Россия)

Реферативный журнал и база данных ВИНИТИ РАН (Россия)

4 2016 ноябрь

АСТРАХАНЬ

ИЗДАТЕЛЬСТВО АГТУ

УЧРЕДИТЕЛЬ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

«Астраханский государственный технический университет»

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Н. Т. БЕРБЕРОВА – доктор химических наук, профессор,
Астраханский государственный технический университет, Астрахань, Россия

ПРЕДСЕДАТЕЛЬ РЕДАКЦИОННОЙ КОЛЛЕГИИ СЕРИИ

А. Ф. ДОРОХОВ – доктор технических наук, профессор,
Астраханский государственный технический университет, Астрахань, Россия

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ СЕРИИ

Р. А. ВАРБАНЕЦ – доктор технических наук, профессор, Одесский национальный морской университет, Одесса, Украина

В. ДЬЯЧКОВ – PhD in Technical Sciences, Associate Professor Doctor, Клайпедский университет, Клайпеда, Литва

П. ЗУ – PhD, Professor of Marine Engineering, Университет Глазго и Университет Стратклайда, Глазго, Великобритания

В. Г. ИВАНОВСКИЙ – доктор технических наук, профессор, Одесский национальный морской университет, Одесса, Украина

В. Н. ЛУБЕНКО – доктор технических наук, профессор, Астраханский государственный технический университет, Астрахань, Россия

В. А. МАМОНТОВ – доктор технических наук, профессор, Астраханский государственный технический университет, Астрахань, Россия

Ю. И. МАТВЕЕВ – доктор технических наук, профессор, Волжская государственная академия водного транспорта, Нижний Новгород, Россия

Р. МИЦКЯВЕЧЕНЕ – PhD in Technical Sciences, Клайпедский университет, Клайпеда, Литва

М. Н. ПОКУСАЕВ – доктор технических наук, профессор, Астраханский государственный технический университет, Астрахань, Россия

В. А. ТУРКИН – доктор технических наук, профессор, Государственный морской университет им. адмирала Ф. Ф. Ушакова, Новороссийск, Россия

Адрес редакции:
414056, Астрахань, Татищева, 16,
Астраханский государственный технический университет.
Тел.: (8512) 61-42-98
Факс: (8512) 61-43-66
E-mail: vestnik_astu@astu.org
http://vestnik.astu.org/Pages/Show/1

© ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет»,

Вестник Астраханского государственного технического университета.
Серия: Морская техника и технология, 2016

ISSN 2073-1574

VESTNIK

OF ASTRAKHAN STATE TECHNICAL UNIVERSITY

SERIES

MARINE ENGINEERING AND TECHNOLOGIES

SCIENTIFIC JOURNAL

PUBLISHED SINCE APRIL 1993

ISSUED FOUR TIMES A YEAR

JOURNAL INDEX,
REGISTRATION IN DATABASES

Ulrich's Periodicals Directory (USA)

Directory of Open Access Journals – DOAJ (Sweden)

Academic Search Research & Development
and Applied Science & Technology Source Bases
EBSCO Publishing Company (USA)

CiteFactor – Directory Indexing of International Research Journals (Canada)

Russian Index of Scientific Citation (Russia)

Abstract Journal and Data Base
of All-Russian Institute of Scientific and Technical Information
of Russian Academy of Sciences (Russia)

4 2016
November

ASTRAKHAN

PUBLISHING HOUSE ASTU

FOUNDER

FEDERAL STATE BUDGETARY EDUCATIONAL INSTITUTION
OF HIGHER EDUCATION
"Astrakhan State Technical University"

EDITOR-IN-CHIEF
N. T. BERBEROVA – Doctor of Chemistry, Professor,
Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russia

HEAD OF THE EDITORIAL BOARD OF THE SERIES
A. F. DOROKHOV – Doctor of Technical Sciences, Professor,
Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russia

EDITORIAL BOARD OF THE SERIES

R. A. VARBANETS – Doctor of Technical Sciences, Professor, Odessa National Maritime University, Odessa, Ukraine

V. DYACHKOV – PhD in Technical Sciences, Associate Professor Doctor, Klaipėda University, Klaipėda, Lithuania

P. ZHOU – PhD, Professor of Marine Engineering, University of Glasgow and University of Strathclyde, Glasgow, United Kingdom

V. G. IVANOVSKIY – Doctor of Technical Sciences, Professor, Odessa National Maritime University, Odessa, Ukraine

V. N. LUBENKO – Doctor of Technical Sciences, Professor, Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russia

V. A. MAMONTOV – Doctor of Technical Sciences, Professor, Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russia

Yu. I. MATVEEV – Doctor of Technical Sciences, Professor, Volga State Academy of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia

R. MICKEVIČIENĖ – PhD in Technical Sciences, Klaipėda University, Klaipėda, Lithuania

M. N. POKUSAEV – Doctor of Technical Sciences, Professor, Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russia

V. A. TURKIN – Doctor of Technical Sciences, Professor, State Maritime University named after Admiral F. F. Ushakov, Novorossiysk, Russia

Editors address:
Astrakhan State Technical University
16 Tatishcheva Street, Astrakhan,
414056, Russia.
Tel.: (8512) 61-42-98
Fax: (8512) 61-43-66
E-mail: vestnik_astu@astu.org
http://vestnik.astu.org/Pages/Show/1

© FSBEI HE "Astrakhan State
Technical University",

Vestnik of Astrakhan State Technical University.
Series: Marine Engineering and Technologies, 2016

СОДЕРЖАНИЕ

СУДОСТРОЕНИЕ, СУДОРЕМОНТ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ФЛОТА

Епихин А. И. Основные причины аварийности танкеров-газовозов 7

Карташов С. В., Меньшиков В. И., Пеньковская К. В. Оценка надежности реализации принципа «владения ситуацией» в промысловых операциях 13

Литвиненко Д. Ю. Об учете средних и остаточных сварочных напряжений при построении кривых усталости судокорпусных конструкций согласно экспериментально-теоретическому методу 19

Селиванов Н. В., Березина И. С., Лебедев В. А. Моделирование термического сопротивления изоляции танка и величины выпара в судах-газовозах 33

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И МАШИННО-ДВИЖИТЕЛЬНЫЕ КОМПЛЕКСЫ

Бордюг А. С., Масленников А. А., Доровской В. А. Анализ и синтез методов оценки стохастических процессов судовой электроэнергетической системы газодизельных двигателей 44

Грищенко Д. В. Система непрерывного мониторинга состояния и оперативной диагностики судового роторного оборудования 54

Неупокоева И. В. О возможности применения дисперсно-упрочненных сплавов в судовых энергетических установках 63

Одинцов В. И., Глазков Д. Ю. Обеспечение условий безопасной эксплуатации судовых ДВС путем ограничения выбросов продуктов неполного сгорания топлива 70

СУДОВЫЕ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ И СИСТЕМЫ

Сеньков А. П., Лавренов С. Н., Макин П. В., Сан Ю. Особенности магнитного поля вентильных электродвигателей с зубцовым шагом обмотки статора 79

Елистратов В. Д., Ильина А. Г. Робастное управление следящим электроприводом с нежестко присоединенной нагрузкой с ограничением нормы H_∞ 89

Лавренов С. Н., Сеньков А. П., Сан Ю. Динамические характеристики вентильных электродвигателей с зубцовым шагом обмотки статора 95

ПОРТЫ, ПОРТОВОЕ ХОЗЯЙСТВО И ТРАНСПОРТНАЯ ЛОГИСТИКА

Панасенко Н. Н., Яковлев П. В. Контейнеризация международной транспортной системы 103

ПРАВИЛА ДЛЯ АВТОРОВ ЖУРНАЛА «ВЕСТНИК АСТРАХАНСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА. СЕРИЯ: МОРСКАЯ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИЯ» 117

CONTENTS

SHIPBUILDING, SHIP REPAIR AND FLEET RUNNING

Epikhin A. I. The basic causes of LNG-vessels emergencies 7

Kartashov S. V., Menshikov V. I., Penkovskaya K. V. Evaluation of reliability of the principle of "situational awareness" in fishing operations 13

Litvinenko D. Yu. On the consideration of mean stress and welding residual stress effects while designing the fatigue curves of ship hull structures according to experimental and theoretic methods 19

Selivanov N. V., Berezina I. S., Lebedev V. A. Modeling of thermal resistance of insulation of tank and the range of the vented steam in liquefied natural gas carriers 33

SHIP ELECTRIC POWER INSTALLATIONS AND MACHINE-PROPULSIVE COMPLEXES

Bordyug A. S., Maslennikov A. A., Dorovskoy V. A. Analysis and synthesis of appraisal methods of stochastic processes of ship electric power system of gas diesel engines 44

Grishchenko D. V. System of continuous condition monitoring and rapid diagnostics for marine rotary equipment 54

Neupokoeva I. V. On The possibility of using dispersion-strengthened alloys in ship power plants 63

Odintsov V. I., Glazkov D. Yu. Provision of the conditions for safe operations of marine internal combustion engines by limiting the emission of incomplete combustion products 70

MARINE ELECTRICAL GENERATING COMPLEXES AND SYSTEMS

Senkov A. P., Lavrenov S. N., Makin P. V., Thsan Yu. Parameters of magnet field of permanent magnet motors with tooth pitch of stator winding 79

Elistratov V. D., Ilina A. G. Robust control by servo drive with non-rigid load with H-infinity norm limitation 89

Lavrenov S. N., Senkov A. P., Thsan Yu. Dynamic characteristics of permanent magnet motors with tooth pitch of stator winding 95

PORTS, ADMINISTRATION OF PORTS AND TRANSPORT LOGISTICS

Panasenko N. N., Yakovlev P. V. Containerization of world transport system 103

INSTRUCTIONS TO THE AUTHORS OF THE JOURNAL "VESTNIK OF ASTRAKHAN STATE TECHNICAL UNIVERSITY. SERIES: MARINE ENGINEERING AND TECHNOLOGIES" 117

УДК 629.5.015.4:539.431

Д. Ю. Литвиненко

ОБ УЧЕТЕ СРЕДНИХ И ОСТАТОЧНЫХ СВАРОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ПОСТРОЕНИИ КРИВЫХ УСТАЛОСТИ СУДОКОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ СОГЛАСНО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОМУ МЕТОДУ

Проанализированы практические зависимости для учета влияния средних напряжений при расчете на усталость деформационным методом и на их базе пути учета средних напряжений цикла внешнего нагружения при построении кривых усталости судокорпусных конструкций экспериментально-теоретическим методом в малоцикловой области. Выполнено исследование возможности расчета максимальных и средних напряжений цикла в концентраторе с помощью степенной и линейной аппроксимации монотонной кривой напряжения-деформации материала, а также с помощью аппроксимации циклической кривой материала формулой Рамберга – Осгуда. Параметры указанной зависимости Рамберга – Осгуда, степенной и линейной аппроксимаций определялись приближенными способами. Установлено, что расчет средних напряжений целесообразно выполнять с использованием зависимости Рамберга – Осгуда с приближенно определенными параметрами, а расчет максимальных напряжений может быть произведен с помощью всех перечисленных ранее зависимостей, возможность применения которых исследовалась. Получены кривые усталости судокорпусного узла пересечения поясков равновысоких балок согласно различным модификациям экспериментально-теоретического метода и его базовому варианту. В результате сравнительного анализа указанных кривых с экспериментальными данными подтверждена обоснованность базовых зависимостей экспериментально-теоретического метода в малоцикловой области. Также обосновано, что влияние средних напряжений цикла на втором малоцикловом участке кривой усталости, согласно данному методу, можно не учитывать в целях упрощения расчетов. Выполнен анализ результатов исследований величин остаточных напряжений в сварных конструкциях, условий и степени их релаксации, представленных в нескольких обобщающих работах. Показано, что при расчете на усталость экспериментально-теоретическим методом судокорпусных конструкций эффект остаточных напряжений можно не принимать в расчет.

Ключевые слова: сварной узел, усталостная прочность, цикл нагружения, среднее напряжение цикла, средняя деформация цикла, остаточные напряжения.

Введение

Корпус судна на протяжении срока эксплуатации подвергается переменному нагружению преимущественно волнового и вибрационного характера. Кроме того, корпус испытывает статически-переменное нагружение, обусловленное наличием грузов и балласта. Средние напряжения цикла, обусловленные изгибом корпуса судна на тихой воде и наложенные на напряжения переменного характера, согласно, например, работе [1], могут усиливать повреждающее воздействие переменных напряжений на судокорпусные узлы. По данной причине в основных практических методах расчета усталостной прочности сварных тонкостенных конструкций, обзор которых проведен в [2], предусмотрена возможность учета влияния на долговечность средних напряжений цикла.

Экспериментально-теоретический метод расчета усталостной прочности судокорпусных конструкций (разработанный в Национальном университете кораблестроения имени адмирала Макарова), основные положения которого изложены в публикациях [2–6], также позволяет строить кривые усталости с учетом величины среднего напряжения цикла номинальных напряжений в области высоких долговечностей. Кривая усталости сварного узла, согласно такому методу, представлена на рис. 1 в полулогарифмических координатах, где $n = \lg N$; $\bar{\sigma}_{н} = \Delta\sigma_{н} / \Delta\sigma_{н0}$; $\Delta\sigma_{н0}$ – размах номинальных напряжений, действовавших в модели, при испытании на усталость которой установлено количество циклов до появления трещины N_0; N – число циклов до появления трещины усталости в исследуемой конструкции при величине размаха номинальных напряжений $\Delta\sigma_{н}$.

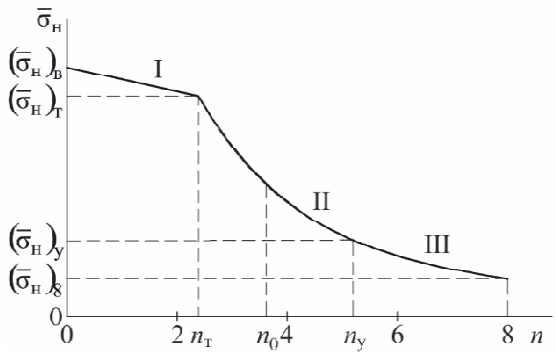


Рис. 1. Кривая усталости согласно экспериментально-теоретическому методу

Особенностью метода является «привязка» к результатам циклических испытаний типового очага концентрации напряжений на участке II кривой усталости в точке n_0. При построении участка II такой кривой предполагается, что в концентраторе реализуется режим «жесткого» малоциклового нагружения с контролируемым размахом деформации и влиянием средней деформации (среднего напряжения) цикла на долговечность узла пренебрегается. Такое упрощение в методе обосновывалось результатами исследования [7]. В то же время при расчете на усталость сварных конструкций деформационным методом, согласно работам [2, 8, 9], средние напряжения установившегося цикла локального деформирования материала в концентраторе принимаются в расчет. Результаты исследований циклической прочности различных материалов при нагружении с контролируемым размахом деформации при наличии средних напряжений и деформаций различного уровня изложены в статьях [10, 11]. Результаты экспериментального исследования влияния коэффициента асимметрии деформации цикла, который является отношением значения минимальной деформации цикла к максимальной ($R_\varepsilon = \varepsilon_{min}/\varepsilon_{max}$), на усталостную прочность гладких образцов из закаленной углеродистой стали SAE 1045 высокой прочности представлены на рис. 2.

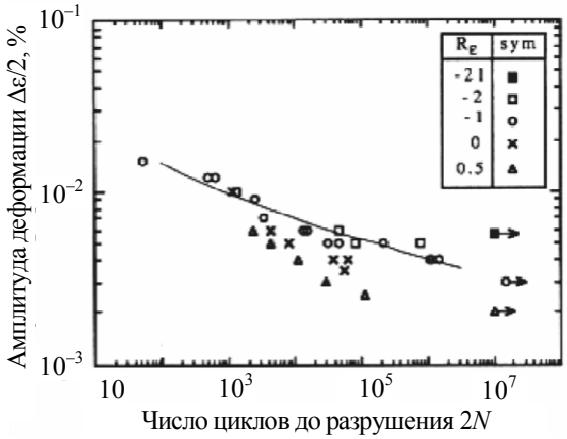


Рис. 2. Результаты циклических испытаний закаленной углеродистой стали SAE 1045 при различных величинах асимметрии цикла деформации [10]

Из рис. 2 видно, что разница между результатами испытаний при различных R_ε имеет тенденцию к уменьшению по мере снижения N, что согласуется с результатами, представленными в исследовании [7]. В то же время указанная разница увеличивается с возрастанием числа циклов N. Таким образом, учитывая представленные экспериментальные результаты и схему расчета циклической прочности сварных конструкций деформационным методом, в которой принимается в расчет влияние среднего напряжения цикла на долговечность, следует проанализировать необходимость и целесообразность учета средних напряжений в экспериментально-теоретическом методе при построении кривой усталости на малоцикловом участке II.

На величину средних напряжений, действующих в сварных конструкциях, влияют также остаточные сварочные напряжения. Последние накладываются на средние напряжения, обусловленные внешним нагружением, и могут существенно снижать долговечность конструкции [12]. Вопрос учета фактора остаточных напряжений при расчете конструкций корпуса судна на усталость экспериментально-теоретическим методом также требует дополнительного анализа.

Цель работы – исследовать необходимость и целесообразность учета факторов средних напряжений цикла и остаточных напряжений при построении кривой усталости узла корпуса судна экспериментально-теоретическим методом на втором, малоцикловом, участке кривой.

Исследование влияния величины среднего напряжения цикла на малоцикловую область кривых усталости конструктивного узла корпуса судна, построенных экспериментально-теоретическим методом

Основные положения и расчетные зависимости экспериментально-теоретического метода расчета усталостной прочности судокорпусных конструкций, как уже указывалось ранее, изложены в работах [2–6]. Участок II кривой усталости (см. рис. 1) строится на основании предположения, что при максимальных номинальных напряжениях цикла, не превышающих предела текучести материала при монотонном нагружении $\sigma_т$, размах упругопластической деформации в очаге концентрации описывается следующей зависимостью:

$$\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_0 \varphi \left(\frac{\Delta\sigma_н}{\Delta\sigma_{н0}}\right)^i, \qquad (1)$$

где φ – функция, которая учитывает отличия геометрии и механических характеристик материала исследуемой конструкции от испытанной на усталость модели; $\Delta\varepsilon_0$ – размах деформации в очаге концентрации, имевший место в модели, при испытании на усталость которой было установлено число циклов N_0 до появления трещины длиной 1–2 мм; i – функция механических характеристик материала исследуемой конструкции.

Зависимость (1) позволяет определять размах полной деформации $\Delta\varepsilon$ в очаге концентрации исследуемой конструкции при данной величине размаха номинальных напряжений $\Delta\sigma_н$. Затем, используя (1) и деформационный критерий усталости материала Ленджера, можно определить число циклов до появления трещины усталости, причем критерий Ленджера не учитывает среднее значение деформации (напряжения) цикла и определяется следующей зависимостью:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{1}{4}\ln\frac{1}{1-\psi_к}(N)^{-0,5} + \frac{\sigma_{-1}}{E},$$

где E – модуль упругости материала; σ_{-1} – предел выносливости материала при симметричном цикле нагружения; $\psi_к$ – относительное сужение при разрыве.

Для учета влияния среднего напряжения цикла σ_m на усталостную прочность при расчете последней деформационным методом в работах [8–11] предлагается использовать деформационные критерии усталости материала Морроу, Смита – Уотсона – Топпера (СУТ) и Мэнсона – Хэлфорда, которые позволяют принимать в расчет величину средних или максимальных напряжений цикла. В публикациях [10, 11] для гладких образцов из высокопрочных материалов было экспериментально показано, что результаты, полученные согласно формуле СУТ, являются в среднем консервативными, и данный критерий был рекомендован к практическому использованию. В работе [10] также представлены модифицированные варианты формулы СУТ, с помощью которых можно получить результаты, лучше коррелирующие с экспериментальными данными. Формулы Морроу, Смита – Уотсона – Топпера и Мэнсона – Хэлфорда, соответственно, имеют следующий вид:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f' - \sigma_m}{E}(2N)^b + \varepsilon_f'(2N)^c; \qquad (2)$$

$$\sigma_{\max}\frac{\Delta\varepsilon}{2}E=(\sigma_f')^2(2N_f)^{2b}+\sigma_f'\varepsilon_f'E(2N_f)^{b+c}; \quad (3)$$

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2}=\frac{\sigma_f'-\sigma_m}{E}(2N)^b+\varepsilon_f'\left(\frac{\sigma_f'-\sigma_m}{\sigma_f'}\right)^{c/b}(2N)^c, \quad (4)$$

где σ_f', ε_f', b, c – величины, которые определяют с помощью циклических испытаний образцов малых размеров без концентрации напряжений или с небольшим ее уровнем из материала, аналогичного материалу исследуемой конструкции, при одноосном переменном нагружении, кроме того, для определения данных величин используют приближенные оценки, согласно работам [7, 8, 13]; $\sigma_{\max}$, σ_m – максимальные и средние напряжения цикла соответственно.

Выражение (1) должно содержать член, учитывающий влияние соотношения средних напряжений циклов σ_{m0}/σ_m, имевших место в испытанной на усталость модели и исследуемой конструкции, на величину размаха полной деформации $\Delta\varepsilon$ в очаге концентрации напряжений исследуемой конструкции. Однако в деформационном методе расчета циклической прочности величина $\Delta\varepsilon$ в концентраторе напряжений определяется независимо от величин $\sigma_{\max}$ и σ_m с помощью формул Нейбера или Глинки, как, например, показано в работе [9]. Аналогичным образом, при расчете на усталость экспериментально-теоретическим методом можно предположить, что величины размахов полных локальных деформаций и напряжений $\Delta\varepsilon$, $\Delta\sigma$ не зависят от значений σ_m или $\sigma_{\max}$. Учитывая экспериментальные результаты, представленные на рис. 2, точку «привязки» следует выбирать при минимальном значении n_0 и в то же время при таком уровне внешнего нагружения, при котором максимальное номинальное напряжение сохраняется упругим при пластическом деформировании в очаге концентрации.

Учитывая, что в основу эксперимательно-теоретического метода была положена модифицированная, согласно работе [14], формула Нейбера, в настоящей работе также было принято использовать формулу Нейбера для определения параметров циклического деформирования в очаге концентрации. Данная зависимость имеет следующий вид:

$$K_\varepsilon\cdot K_\sigma=K_e^2, \quad (5)$$

где K_ε, K_σ – коэффициенты концентрации деформаций и напряжений; K_e – эффективный коэффициент концентрации напряжений.

Зависимость (5) содержит эффективный коэффициент концентрации напряжений вместо теоретического K_t. Такой прием использован для расчета усталостной прочности сварного соединения в публикации [9] и позволяет, как указывается в работе [8], получить результаты, которые лучше согласуются с экспериментальными данными.

При расчете максимальных напряжений цикла в концентраторе зависимость (5) должна дополняться формулой Рамберга – Осгуда, аппроксимирующей циклическую кривую данного материала. Последняя позволяет связать амплитуду напряжений и деформаций при циклическом деформировании материала. Параметры данной формулы получают из результатов циклических испытаний. Учитывая, что подобные испытания обычно являются ресурсозатратными, параметры зависимости Рамберга – Осгуда целесообразно рассчитывать приближенно, при этом следует опираться на механические характеристики материала, полученные по данным его статических испытаний, т. к. циклические характеристики материала имеют значительное рассеивание и их экспериментальное определение очень трудоемко в сравнении с определением статических. Циклическая кривая для циклически стабильного материала должна быть близка к монотонной кривой напряжения-деформации σ-ε, получаемой при растяжении материала с постепенным увеличением нагрузки. Такая монотонная кривая может быть приближенно представлена ее степенной или линейной аппроксимацией [14]. Параметры аппроксимации циклической кривой материала формулой Рамберга – Осгуда связаны, как указывается в источнике [8], с коэффициентами σ_f', ε_f', b, c в (2)–(4) с помощью зависимостей, представленных ниже, в совокупности с формулой Рамберга – Осгуда:

$$\begin{cases} \dfrac{\Delta\varepsilon}{2} = \dfrac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\dfrac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{1/n'} \\ K' = \dfrac{\sigma_f'}{\varepsilon_f'^{\,b/c}} \\ n' = \dfrac{b}{c} \end{cases} . \qquad (6)$$

Величины σ_f', ε_f', b, c для определения K' и n' могут быть приближенно рассчитаны на базе механических характеристик материала, получаемых при его монотонном нагружении. В работе [13], в результате анализа согласованности с экспериментальными данными различных зависимостей для приближенной оценки σ_f', ε_f', b, c, было показано, что наилучшее согласование с данными экспериментов имели параметры σ_f', ε_f', b, c, рассчитанные по усредненному методу, а также по методу Муралидхарана – Мэнсона. Следует отметить невысокую степень корреляции величин σ_f', ε_f', b, c с механическими характеристиками рассмотренных в источнике [13] материалов. Исключение составляла, возможно, величина σ_f'.

В настоящем исследовании сравнивались циклические кривые судостроительных сталей марок 09Г2, 10ХСНД и ВСт3, представленные в работе [15], с циклическими кривыми данных материалов, полученными согласно зависимости (6) и усредненному методу, а также методу Муралидхарана – Мэнсона. Кроме того, циклические кривые перечисленных сталей сравнивались с кривыми, характеризующими монотонное нагружение материала, полученными с помощью ранее упомянутых линейной и степенной аппроксимаций. Анализировались также значения максимальных σ_{max} и средних напряжений цикла σ_m в концентраторе, рассчитанные с помощью различных кривых, связывающих амплитуду напряжений и деформаций.

Для выбора оптимального способа определения максимальных σ_{max} и средних напряжений цикла σ_m был принят условный концентратор напряжений (K_e = 3), материалы – судостроительные стали 10ХСНД, 09Г2 и ВСт3. Результаты для сталей 10ХСНД и 09Г2 представлены на рис. 3, где использовались следующие обозначения: *1* – зависимости $\sigma_m(\Delta\sigma_н)$ и $\sigma_{max}(\Delta\sigma_н)$, полученные с помощью циклических кривых материала, аппроксимированных формулой Рамберга – Осгуда, с параметрами, приближенно определенными методом Муралидхарана – Мэнсона; *2* – зависимости $\sigma_m(\Delta\sigma_н)$ и $\sigma_{max}(\Delta\sigma_н)$, рассчитанные с применением формулы Рамберга – Осгуда (6), аппроксимирующей экспериментальные данные; *3* – зависимости $\sigma_m(\Delta\sigma_н)$ и $\sigma_{max}(\Delta\sigma_н)$, определенные с помощью линейной аппроксимации монотонной кривой напряжения-деформации σ-ε материала; *4* – аналогично *1*, но коэффициенты формулы Рамберга-Осгуда рассчитывались усредненным методом; *5* – аналогично *3*, но в данном случае применялась степенная аппроксимация монотонной кривой σ-ε. Значения $\Delta\sigma_н$ ограничивались величиной предела текучести материала $\sigma_т$.

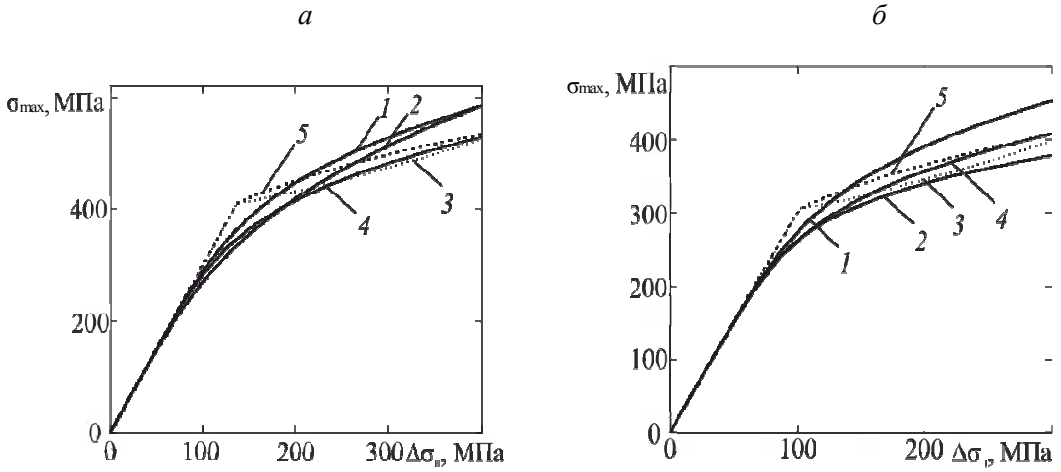


Рис. 3. Параметры установившегося локального цикла напряжений-деформаций для условного концентратора при пульсирующем внешнем нагружении: *а, б* – зависимости максимальных напряжений цикла от размаха номинальных напряжений (материалы: стали 10ХСНД и 09Г2 соответственно)

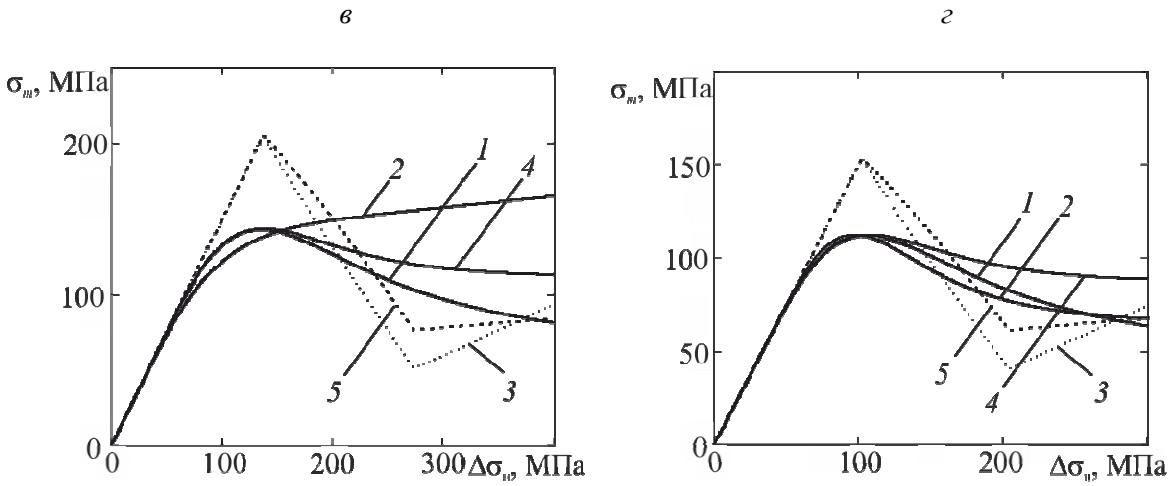


Рис. 3. Параметры установившегося локального цикла напряжений-деформаций для условного концентратора при пульсирующем внешнем нагружении: *в, г* – зависимости средних напряжений цикла от размаха номинальных напряжений (материалы: стали 10ХСНД и 09Г2 соответственно)

Из рис. 3 видно, что максимальные напряжения цикла в концентраторе, определенные с помощью монотонных и циклических кривых, незначительно различаются между собой и согласуются со значениями σ_{max}, рассчитанными на базе экспериментальных данных. Следует отметить, что, исходя из полученных результатов, для расчетов σ_{max} в случае конструкций из перечисленных ранее судостроительных сталей можно также использовать степенную аппроксимацию монотонной кривой напряжения-деформации σ-ε. Также на рис. 3 видно значительное расхождение между кривыми зависимости $\sigma_m(\Delta\sigma_н)$, полученными различными способами. При расчете значений σ_m амплитуда напряжений цикла в очаге концентрации $\Delta\sigma/2$ определялась с помощью формулы Нейбера, соответствующей циклической кривой материала, и гипотезы Мазинга, описанной в [8]. Кривые *3* и *5* на рис. 3, *в*, *г*, полученные с помощью линейной и экспоненциальной аппроксимаций монотонной кривой σ-ε, имели существенные качественные и количественные отличия от кривых *2*, построенных с применением зависимости Рамберга – Осгуда, параметры которой определялись на базе экспериментальных данных. Кривые зависимости $\sigma_m(\Delta\sigma_н)$, полученные с помощью аппроксимации циклической кривой зависимостью Рамберга – Осгуда с приближенно определенными коэффициентами, имели отличия от кривой $\sigma_m(\Delta\sigma_н)$, построенной по экспериментальным данным. Причем для сталей 10ХСНД и ВСт3 более значительные отклонения от экспериментальной кривой наблюдались при использовании в оценке параметров уравнения Рамберга – Осгуда метода Муралидхарана – Мэнсона, а в случае стали 09Г2 – при использовании усредненного метода. Следует заметить, что параметры формулы Рамберга – Осгуда (6), при аппроксимации ею экспериментальных данных, определялись по двум экспериментальным точкам. Таким образом, такая экспериментальная циклическая кривая зависела от выбора указанных точек из ряда представленных в работе [15].

В качестве объекта исследований, для которого строились кривые усталости (см. рис. 1) с учетом средних (или максимальных) напряжений цикла на участке II кривой и без их учета, был выбран узел пересечения поясков равновысоких балок. Данная конструкция испытывалась циклически в лаборатории кафедры строительной механики и конструкции корпуса корабля Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова. Учитывая симметрию, на рис. 4 представлена схема 4-й части узла и фотография образца с трещиной. Образцы изготавливались в цеховых условиях и сваривались ручной сваркой, материал – сталь 10ХСНД. Испытания проводились при близком к отнулевому внешнем нагружении. Величина размаха упругих номинальных напряжений при циклических испытаниях моделей подбиралась так, чтобы максимальные напряжения цикла σ_{max} в концентраторе достигали значения предела текучести материала $\sigma_т$.

а *б*

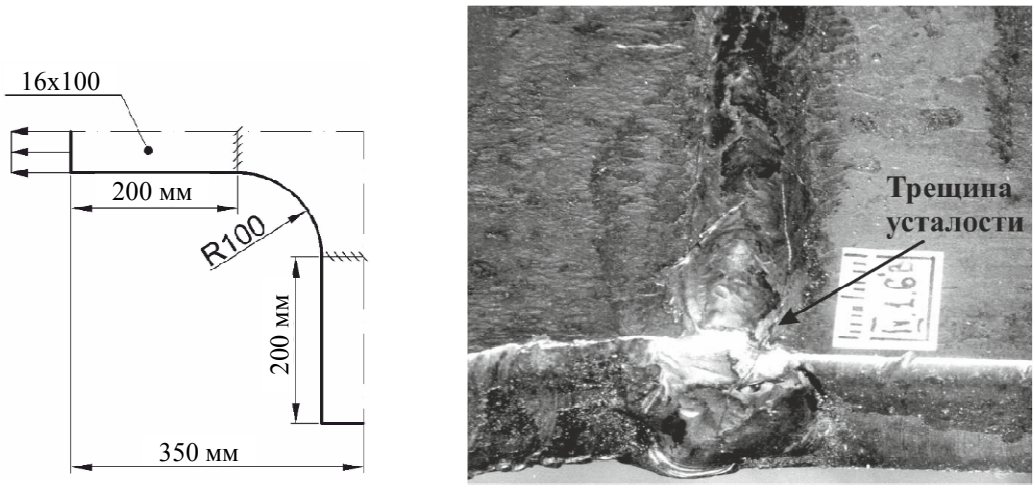
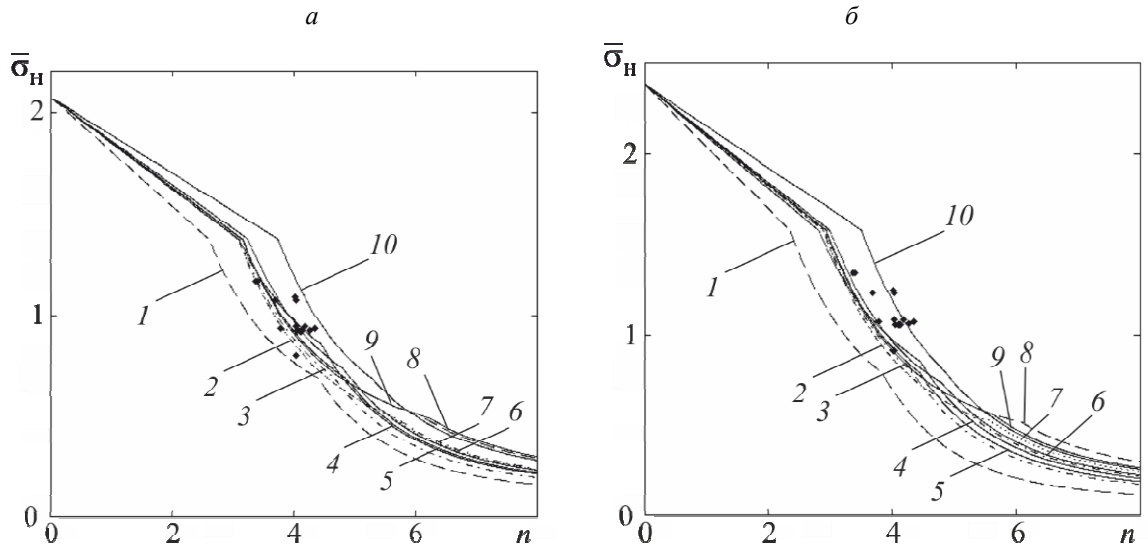


Рис. 4. Узел пересечения поясков равновысоких балок:
а – схема узла; *б* – трещина усталости в образце

Теоретический коэффициент концентрации напряжений K_t для узла определялся по методике, представленной в работе [16]. Такая методика позволила в исследовании [16] определять величину K_t для сварных узлов с запасом в сторону завышения. Радиус ρ и угол наклона профиля сварного шва θ в месте перехода от основного металла к наплавленному являются одними из основных факторов, определяющих величину K_t. Данные параметры подбирались по их обобщенным распределениям, представленным в работе [17], соответственно вероятности разрушения объекта, для которой строится кривая усталости. Как показал анализ поля напряжений методом конечных элементов, максимальные напряжения, по гипотезе Мизеса, в конструкции приходились на место перехода от основного металла к металлу шва у окончания дуги, соединяющей пересекающиеся пояски (рис. 4, *а*). Однако, учитывая, что малые области высокой концентрации могут сглаживаться в процессе циклического нагружения значительного уровня и что геометрия (особенно профиль стыкового шва) реального соединения может отличаться от ее компьютерной модели, было принято определять коэффициент концентрации K_t на некотором расстоянии вдоль сварного шва от закругленной кромки узла. Для кривой усталости с вероятностью разрушения конструкции P_f = 50 % величина K_t = 3,28. При P_f = 2,3 % теоретический коэффициент концентрации напряжений в узле составлял K_t = 4,36. Причем в последнем случае K_t определялся для обеспеченности ρ равной 92 %, т. к. значение радиуса ρ не может быть меньше величины радиуса структурного элемента, т. е. радиуса такого минимального объема сферической формы, в котором еще может возникнуть усталостное повреждение в данном материале [18].

Кривые усталости, согласно базовому варианту экспериментально-теоретического метода, а также кривые с учетом средних (или максимальных) напряжений цикла на участке II для P_f = 50 % и P_f = 2,3 % представлены на рис. 5.

Точки «привязки» были получены по результатам статистической обработки экспериментальных данных испытаний моделей. Для вероятности P_f = 50 % точка привязки была следующей: $\Delta\sigma_{н0}$ = 299,4 МПа; N_0 = 7 943. Для P_f = 2,3 %: $\Delta\sigma_{н0}$ = 260,7 МПа; N_0 = 7 943. Кривые усталости с учетом средних (или максимальных) напряжений цикла строились с использованием усредненного метода для приближенного определения коэффициентов формул (2)–(4). Средние напряжения цикла определялись аналогичным образом, как и в случае расчетов, результаты которых представлены на рис. 3, *в*, *г*. При этом применялся усредненный метод определения параметров зависимости Рамберга – Осгуда, учитывая его простоту и близость результатов, полученных с помощью данного метода и представленных на рис. 3, к экспериментальным. Максимальные напряжения цикла рассчитывались как с помощью зависимости Рамберга – Осгуда с приближенно определенными усредненным методом параметрами, так и с помощью экспоненциальной кривой σ-ε.



♦ – Экспериментальные данные

Рис. 5. Кривые усталости узла пересечения поясков равновысоких балок, построенные экспериментально-теоретическим методом без учета и с учетом величины средних (или максимальных) напряжений цикла на участке II:
а – вероятность разрушения образца P_f = 50 %; *б* – образца P_f = 2,3 %

На рис. 5 представлены следующие модификации кривых усталости согласно экспериментально-теоретическому методу: *1* – кривые, построенные с помощью зависимости Мэнсона – Хэлфорда (4), формулы Нейбера (5) и зависимости Рамберга – Осгуда (6), с рассчитанными усредненным методом параметрами; *2* – кривые, полученные с использованием зависимости СУТ (3) и для расчета величины σ_{max} – экспоненциальной аппроксимации монотонной кривой σ-ε и формулы Нейбера; *3* – аналогично *1*, но с применением формулы СУТ; *4* – кривая, построенная по базовым зависимостям метода, но с использованием формулы (2) вместо критерия Ленджера, при σ_m = 0, с экспериментальными коэффициентами, представленными в [15], для стали 10ХСНД; *5* – то же, что и *1*, но с применением модифицированной зависимости СУТ; *6* – кривые, полученные по базовым зависимостям метода; *7* – аналогично *2*, но в данном случае координаты точки начала упругого деформирования $(\bar{\sigma}_н)_у$, $n_у$ кривой усталости определялись исходя из подстановки в деформационный критерий усталости материала (3) размаха упругой деформации в концентраторе $\Delta\varepsilon = \sigma_т/[(r_{mн} + 0{,}5)E]$ при максимальных напряжениях локального цикла $\sigma_{max} = \sigma_т$ и асимметрии цикла внешнего нагружения $r_{mн} = \sigma_{mн}/\Delta\sigma_н$, а также с использованием степенной аппроксимации монотонной кривой σ-ε; *8* – то же, что и *7*, однако в данном случае применялась модифицированная формула СУТ; *9* – аналогично *2*, но с применением модифицированной формулы СУТ; *10* – кривые усталости, построенные с помощью зависимости Мэнсона – Хэлфорда.

Для сопоставления расчетных оценок усталостной прочности узла в области участка II кривой, полученных с применением различных модификаций кривых усталости при P_f = 50 %, с экспериментальными результатами определялись значения средних погрешностей расчетных оценок, т. е. средние арифметические отклонения расчетных величин от экспериментальных (по 22-м экспериментальным точкам) и среднеквадратические отклонения данных погрешностей. Результаты указанных расчетов представлены в таблице.

С целью сопоставления кривых усталости в многоцикловой области в данной таблице представлены также параметры точки начала упругого деформирования в концентраторе $(\bar{\sigma}_н)_у$, $N_у$, которая является граничной точкой участка II, и значения расчетного предела выносливости узла при 10^8 циклов $(\bar{\sigma}_н)_8$

Таблица

Согласование расчетных оценок усталостной прочности узла пересечения поясков равновысоких балок с экспериментальными данными. Характеристики кривых усталости в многоцикловой области

Номер кривой усталости на рис. 5, *а*	Средняя погрешность расчетов, МПа	Среднеквадратические отклонения погрешностей, МПа	Координаты точки начала упругого деформирования в концентраторе		Предел выносливости на базе 10^8 циклов $(\Delta\sigma_н)_8$, МПа
			$(\Delta\sigma_н)_у$, МПа	$N_у$	
1	–62,8	19,0	206,3	$2{,}4\cdot10^4$	47,6
2	–34,6	23,0	145,1	$4{,}9\cdot10^5$	71,2
3	–27,8	22,5	206,3	$4{,}5\cdot10^4$	57,9
4	–0,5	20,0	255,8	$2{,}7\cdot10^4$	63,5
5	–16,3	22,7	206,3	$6{,}8\cdot10^4$	65,2
6	–2,5	23,8	219,2	$6{,}4\cdot10^4$	68,6
7	–34,6	23,0	149,5	$3{,}8\cdot10^5$	69,6
8	–19,8	23,0	177,5	$2{,}0\cdot10^5$	72,9
9	–19,8	23,0	145,1	$1{,}7\cdot10^6$	89,0
10	58,6	28,4	206,3	$1{,}8\cdot10^5$	83,6

В базовом варианте экспериментально-теоретического метода координаты ранее упомянутой точки начала упругого деформирования, являющейся граничной точкой участка II, определяются для симметричного цикла напряжений в концентраторе таким образом, что локальный размах деформации $\Delta\varepsilon$ предполагается равным $2\sigma_т/E$ при размахе номинальных напряжений $(\Delta\sigma_н)_у$. Учитывая, что модифицированные кривые усталости экспериментально-теоретического метода, как показано на рис. 5 и в таблице, не имели существенных преимуществ в сравнении с базовой кривой по отношению к экспериментальным данным, целесообразно исследовать возможность учета асимметрии цикла внешнего нагружения $\sigma_{mн}$ лишь в упомянутой точке, сохраняя исходные зависимости метода на участке II. После введения описанных модификаций в метод были получены следующие координаты точек начала упругого деформирования в концентраторе при P_f = 50 %: по базовым зависимостям метода – $(\Delta\sigma_н)_у$ = 219,2 МПа; $N_у = 6{,}4\cdot10^4$; по модификации, выполненной с помощью подстановки в деформационный критерий усталости материала (3) размаха упругой деформации в концентраторе $\Delta\varepsilon = \sigma_т/[(\sigma_{mн}/\Delta\sigma_н + 0{,}5)E]$ при максимальном напряжении локального цикла $\sigma_{max} = \sigma_т$, а также с использованием степенной аппроксимации монотонной кривой напряжения-деформации – $(\Delta\sigma_н)_у$ = 188,5 МПа, $N_у = 3{,}8\cdot10^5$; по модификации, выполненной с помощью формул Нейбера и Рамберга – Осгуда с приближенно определенными параметрами – $(\Delta\sigma_н)_у$ = 206,3 МПа, $N_у = 1{,}2\cdot10^5$. Таким образом, при расчете возможными способами были получены примерно одинаковые значения $(\Delta\sigma_н)_у$, в то же время значение $N_у$, определенное согласно базовым зависимостям метода, было ниже на порядок, чем другие. Это означает, что данные зависимости экспериментально-теоретического метода позволяют рассчитать величины $(\Delta\sigma_н)_у$, $N_у$ с запасом в сторону занижения (в консервативную сторону) в сравнении с предлагаемыми модификациями.

Релаксация средних напряжений цикла в гладких образцах из закаленной высокопрочной стали при их циклическом нагружении с контролируемой амплитудой деформации исследовалась экспериментально в работе [10]. Степень релаксации в целом была невысокой, исключение составлял случай нагружения с амплитудой деформации $\Delta\varepsilon/2$ = 1 %, в котором средние напряжения релаксировали на 40–50 %. В работе [8] также указывается на невысокую степень релаксации средних напряжений цикла в сварных соединениях, а также на то, что уровень релаксации зависит от величины амплитуды деформации.

Остаточные сварочные напряжения $\sigma_{ост}$, как указывается в работах [1, 12, 18], возникают в сварных конструкциях вследствие локального перегрева и могут достигать величины предела текучести материала $\sigma_т$. Остаточные напряжения, присущие судокорпусным узлам, накладываются на средние напряжения, обусловленные внешним нагружением, и, естественно, могут оказывать влияние на усталостную прочность конструкции. В то же время, согласно работам [1, 12], $\sigma_{ост}$ релаксируют под воздействием внешнего нагружения, причем степень релаксации пропорциональна величине максимальной приложенной нагрузки. Практически в конструктив-

ных узлах сварных корпусов остаточные сварочные напряжения и деформации перераспределяются уже при спуске судна на воду. Кроме того, корпус судна испытывает значительные нагрузки еще до начала его эксплуатации, например, при балластировке, о чем сообщается в исследовании [1]. В последнем также представлены результаты расчетного исследования величин статически-переменных напряжений «на тихой воде» в «горячих точках» (т. е. напряжений в зонах концентрации, обусловленных общей геометрией узлов без учета влияния геометрии сварных швов на их величину) корпуса судна-навалочника при различных вариантах загрузки последнего. Такие напряжения в некоторых случаях достигали и превышали величину $\sigma_т$. В работах [12, 19] для инженерных расчетов приближенно принимали, что $\sigma_{ост}$ релаксируют до нуля при достижении максимальных напряжений цикла в концентраторе величины $\sigma_т$. В работе [20] расчетным и экспериментальным путем установлено, что кривые усталости сварных соединений с остаточными напряжениями и без них имеют тенденцию к сближению при увеличении уровня внешнего нагружения. При достижении последним некоторой величины данные кривые сливались в одну.

Обсуждение основных результатов

Как видно из рис. 5, большинство кривых усталости, включая модифицированные для учета влияния средних напряжений цикла на малоцикловом участке II кривой, практически сливались в одну. Значительные отклонения имели кривые усталости *1*, модифицированные с использованием зависимости Мэнсона – Хэлфорда. Данная зависимость, согласно источнику [13], позволяет получить чрезмерно консервативные результаты при малых долговечностях, что отражается в построенных кривых. Кривые *10*, которые определялись с использованием формулы Морроу (2), наоборот, имели чрезмерное отклонение в опасную сторону. Данный факт также согласуется с экспериментальными данными, представленными в работах [10, 11]. В целом, слияние базовой и модифицированных кривых на рис. 5 согласуется с тенденциями, полученными экспериментально для гладких образцов в публикациях [7, 10, 11] и показанными на рис. 2. Последние и результаты, представленные в публикациях [10, 11], касаются высокопрочных сталей. Однако характер полученных в данных работах экспериментальных результатов не противоречит характеру таковых из работы [7], определенных для стали, близкой по механическим свойствам к судостроительным (следует также учитывать ограниченность наличия в литературе экспериментальных данных, подобных опубликованным в [10, 11], вследствие их высокой стоимости и трудоемкости).

Из данных, представленных на рис. 5, *а* и в таблице, видно, что модифицированные зависимости экспериментально-теоретического метода для учета влияния величины среднего напряжения цикла на малоцикловую усталость в основном позволяли получить заниженные значения долговечности узла корпуса судна (в безопасную сторону) на II малоцикловом участке кривой, по сравнению с данными эксперимента. Кривая усталости, построенная согласно базовым расчетным зависимостям метода для вероятности разрушения конструкции 50 %, имела среднее отклонение от экспериментальных точек 0,5 МПа в сторону занижения усталостной прочности (т. е. в безопасную сторону). Не оказало существенного влияния на базовую кривую метода и использование критерия (2) при $\sigma_m = 0$ (с экспериментально определенными коэффициентами для стали 10ХСНД, которые представлены в работе [15]), вместо приближенного критерия усталости материала Ленджера.

Согласно изложенным данным о релаксации сварочных остаточных напряжений, можно полагать, что в случае расчета конструкций корпуса судна экспериментально-теоретическим методом остаточные сварочные напряжения являются полностью релаксированными вследствие значительных локальных перегрузок. Такие перегрузки должны быть характерны для историй нагружений большинства судокорпусных узлов, усталостная прочность которых вызывает сомнения. Следует также учитывать, что в экспериментально-теоретическом методе влияние сварочных остаточных напряжений на циклическую прочность узла частично принимается в расчет косвенно, за счет «привязки» к результатам циклических испытаний. Для расчета сварных узлов с высокими остаточными напряжениями, испытывающих на протяжении срока службы нагрузки невысокого уровня и не подвергающихся значительным перегрузкам, кривые усталости, согласно экспериментально-теоретическому методу, целесообразно корректировать в многоцикловой области

на III участке, например, согласно работам [12, 19]. В экспериментально-теоретическом методе можно также считать, что влияние эффекта релаксации средних напряжений, обусловленного пластическим деформированием, на циклическую прочность узла учитывается косвенно, посредством «привязки» к результатам усталостных испытаний.

Выводы

Выполненные исследования показали отсутствие необходимости в учете средних напряжений цикла при построении малоциклового участка II кривой усталости судокорпусного узла экспериментально-теоретическим методом. Данное утверждение согласуется с результатами циклических испытаний гладких образцов при различных величинах размахов деформаций и средних напряжений циклов, представленных в работах [7, 10, 11]. Кривая усталости на участке II, построенная согласно базовому варианту метода, для узла пересечения поясков равновысоких балок согласуется с результатами циклических испытаний моделей данного узла, выполненных при максимальных номинальных напряжениях цикла, близких к пределу текучести материала. Остаточные сварочные напряжения, в случае конструкций корпуса судна, можно считать практически полностью снятыми. Их влияние на усталостную прочность при построении кривых усталости судокорпусных узлов экспериментально-теоретическим методом частично учитывается посредством привязки к экспериментальным данным. Для расчета на циклическую прочность сварных узлов с высокими остаточными напряжениями при внешнем нагружении невысокого уровня кривые усталости в экспериментально-теоретическом методе могут быть корректированы в многоцикловой области.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Yuen B. K., Koko T. S., Polezhaeva H., Jiang L.* Mean stress assessmen in fatigue analysis and design. Washington: Ship Structure Committee. 2013. Report SSC-466. 83 p.

2. *Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю.* Анализ и классификация методов оценки усталостной прочности сварных тонкостенных конструкций корпуса судна // Вестн. гос. ун-та мор. и реч. флота им. адм. С. О. Макарова. 2016. № 3 (37). С. 104–118.

3. *Суслов В. П., Коростылев Л. И., Штырев Н. А.* О расчетной оценке усталостной прочности конструктивных узлов судового корпуса // Строительная механика корабля: сб. науч. тр. Николаев: НКИ, 1987. С. 35–42.

4. *Коростылёв Л. И.* Оценка усталостной прочности судовых корпусных конструкций с концентраторами напряжений // Тр. Второй междунар. конф. по судостроению (Санкт-Петербург, 24–26 ноября 1998 г.). СПб.: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 1998. С. 160–167.

5. *Коростылёв Л. И.* Практическая реализация экспериментально-теоретического метода расчетной оценки усталостной долговечности судовых конструкций // Зб. наук. праць УДМТУ. Николаев: УГМТУ, 1998. № 3 (351). С. 3–9.

6. *Коростылёв Л. И., Клименков С. Ю.* Оценка усталостной прочности сварных узлов тонкостенных конструкций в многоцикловой области // Методи розв'язування прикладних задач механіки деформівного твердого тіла: зб. наук. праць ДНУ ім. О. Гончара. Днепропетровск: Наука і освіта, 2010. № 11 (352). С. 152–159.

7. *Дюбюк Дж., Ванассе Дж., Бирон А., Базерчи А.* Влияние средних напряжения и деформации на малоцикловую усталость сталей А-517 и А-201 // Конструирование и технология машиностроения: тр. Амер. общ-ва инж.-мех. 1970. № 1. С. 38–54.

8. *Radaj D., Sonsino C. M., Fricke W.* Fatigue assessment of welded joints by local approaches. Cambridge: Woodhead Publishing Ltd, 2006. 639 p.

9. *Skorupa M.* Fatigue life prediction of cruciform joints failing at the weld toe // Welding research. Supplement to the welding journal. August 1992. Pp. 269–275.

10. *Wehner T., Fatemi A.* Effects of mean stress on fatigue behavior of a hardened carbon steel // International Journal of Fatigue. May 1991. № 13 (3). Pp. 241–248.

11. *Ince A., Glinka G.* A modification of Morrow and Smith – Watson – Topper mean stress correction models // Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. November 2011. Vol. 34. Iss. 11. Pp. 854–867. DOI: 1 0.1111/j.1460-2695.2011.01577.x.

12. *Труфяков В. И.* Прочность сварных соединений при переменных нагрузках / под ред. В. И. Труфякова. Киев: Наукова думка, 1990. 256 с.

13. *Трощенко В. Т., Хамаза Л. А.* Деформационные кривые усталости сталей и методы определения их параметров. Сообщ. 1. Традиционные методы // Проблемы прочности. 2010. № 6. С. 26–43.

14. *Махутов Н. А.* Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность. М.: Машиностроение, 1981. 272 с.

15. *Петинов С. В.* Основы инженерных расчетов усталости судовых конструкций. Л.: Судостроение, 1990. 224 с.

16. *Коростылёв Л. И., Литвиненко Д. Ю.* Оценка коэффициента концентрации напряжений в сварных узлах тонкостенных конструкций расчетом макро- и микроконцентрации // Наук. вісн. ХДМА. 2015. № 2 (13). С. 174–184.

17. *Коростылёв Л. И., Литвиненко Д. Ю.* Анализ микрогеометрических параметров стыковых и угловых сварных швов конструктивных узлов // Зб. наук. праць НУК. 2015. № 2 (458). С. 28–34.

18. *Копельман Л. А.* Основы теории прочности сварных конструкций: учеб. пособие. СПб.: Лань, 2010. 464 с.

19. *Кудрявцев Ю. Ф.* Влияние остаточных напряжений на долговечность сварных соединений // Автоматическая сварка. 1990. № 1 (442). С. 5–8.

20. *Махненко В. И., Мосенкис Р. Ю.* Расчетная оценка влияния остаточных напряжений на малоцикловую усталость сварных соединений // Автоматическая сварка. 1991. № 1 (454). С. 17–22.

Статья поступила в редакцию 07.09.2016

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Литвиненко Дмитрий Юрьевич – Украина, 54058, Николаев; Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова; аспирант кафедры строительной механики и конструкции корпуса корабля; litvinen@inbox.ru.

D. Yu. Litvinenko

ON THE CONSIDERATION OF MEAN STRESS AND WELDING RESIDUAL STRESS EFFECTS WHILE DESIGNING THE FATIGUE CURVES OF SHIP HULL STRUCTURES ACCORDING TO EXPERIMENTAL AND THEORETIC METHODS

Abstract. The paper analyzes the practical dependences for consideration of the mean stress effect in fatigue assessment by the notch strain approach and based on them the ways of consideration of the mean stress of the cycle of external load while designing the fatigue curves for ship hull structures by the experimental and theoretic method in the low-cycle area. The study of the possibility of assessment of maximum and mean stress in the notch by using the power and linear approximation of the uniform curve of the material stress-strain, as well as by using the Ramberg – Osgood equation for approximation of the cyclic curve of the material, was made. The parameters of the mentioned Ramberg – Osgood equation, power and linear approximations were calculated approximately. It was found that the most appropriate way to assess a mean stress is to use the Ramberg – Osgood equation with the approximately estimated parameters, but the assessment of a maximum stress can be performed by using all the above listed dependences that were examined. The fatigue curves for the beams crossing flanges welded assembly of the ship hull were developed by using various modifications of the experimental and theoretic method as well as by its basic version. Validity of the basic relations of the experimental and theoretic method was approved as the result of the comparative analysis of the fatigue curves and experimental data. It was also proved that the mean stress effect in the second low-cycle part of the fatigue curve should not be taken into account in order to simplify the calculations. The studies of the residual stress magnitudes in the welded structures, conditions and their relaxation rate, presented in some of generalizing researches, were analyzed. It is shown that the residual stress effect should not be taken into account in the fatigue assessment of the ship structures by means of the experimental and theoretic method.

Key words: welded assembly, fatigue strength, loading cycle, mean stress of cycle, mean strain of cycle, residual stress.

REFERENCES

1. Yuen B. K., Koko T. S., Polezhaeva H., Jiang L. *Mean stress assessmen in fatigue analysis and design.* Washington, Ship Structure Committee, 2013, Report SSC-466. 83 p.

2. Korostylev L. I., Litvinenko D. Iu. Analiz i klassifikatsiia metodov otsenki ustalostnoi prochnosti svarnykh tonkostennykh konstruktsii korpusa sudna [Analysis and classification of the methods of assessment of fatigue strength of welded thin-walled ship hull structures]. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova*, 2016, no. 3 (37), pp. 104–118.

3. Suslov V. P., Korostylev L. I., Shtyrev N. A. O raschetnoi otsenke ustalostnoi prochnosti konstruktivnykh uzlov sudovogo korpusa [On the calculating assessment of fatigue strength of the constructive assemblies of ship hull]. *Stroitel'naia mekhanika korablia: sbornik nauchnykh trudov*. Nikolaev, Izd-vo NKI, 1987, pp. 35–42.

4. Korostylev L. I. Otsenka ustalostnoi prochnosti sudovykh korpusnykh konstruktsii s kontsentratorami napriazhenii [Assessment of fatigue strength of ship hull structures with stress notches]. *Trudy Vtoroi mezhdunarodnoi konferentsii po sudostroeniiu (Sankt-Peterburg, 24–26 noiabria 1998 g.)*. Saint-Petersburg, Izd-vo TsNII imeni akademika A. N. Krylova, 1998. Pp. 160–167.

5. Korostylev L. I. Prakticheskaia realizatsiia eksperimental'no-teoreticheskogo metoda raschetnoi otsenki ustalostnoi dolgovechnosti sudovykh konstruktsii [Practical actualization of experimental and theoretical method of calculating assessment of fatigues life cycle of ship structures]. *Zbirnik naukovikh prats' UDMTU*. Nikolaev, Izd-vo UGMTU, 1998, no. 3 (351), pp. 3–9.

6. Korostylev L. I., Klimenkov S. Iu. Otsenka ustalostnoi prochnosti svarnykh uzlov tonkostennykh konstruktsii v mnogotsiklovoi oblasti [Assessment of fatigues strength of welded assemblies of thin-walled structures in multicycle area]. *Metodi rozv'iazuvannia prikladnikh zadach mekhaniki deformivnogo tverdogo tila: zbirnik naukovikh prats' DNU im. O. Gonchara*. Dnepropetrovsk, Nauka i osvita, 2010, no. 11 (352), pp. 152–159.

7. Diubiuk Dzh., Diubiuk Dzh., Vanasse Dzh., Biron A., Bazerchi A. Vliianie srednikh napriazheniia i deformatsii na malotsiklovuiu ustalost' stalei A-517 i A-201 [Influence of mean stress and strain on low-cycle fatigue of steel A-517 and A-201]. *Konstruirovanie i tekhnologiia mashinostroeniia: trudy Amerikanskogo obshchestva inzhenerov-mekhanikov*, 1970, no. 1, pp. 38–54.

8. Radaj D., Sonsino C. M., Fricke W. *Fatigue assessment of welded joints by local approaches*. Cambridge, Woodhead Publishing Ltd, 2006. 639 p.

9. Skorupa M. Fatigue life prediction of cruciform joints failing at the weld toe. *Welding research. Supplement to the welding journal*, August 1992, pp. 269–275.

10. Wehner T., Fatemi A. Effects of mean stress on fatigue behavior of a hardened carbon steel. *International Journal of Fatigue*, May 1991, no. 13 (3), pp. 241–248.

11. Ince A., Glinka G. A modification of Morrow and Smith – Watson – Topper mean stress correction models. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, November 2011, vol. 34, iss. 11, pp. 854–867. DOI: 1 0.1111/j.1460-2695.2011.01577.x.

12. Trufiakov V. I. *Prochnost' svarnykh soedinenii pri peremennykh nagruzkakh* [Strength of welded compounds at variable loads]. Pod redaktsiei V. I. Trufiakova. Kiev, Naukova dumka, 1990. 256 p.

13. Troshchenko V., Khamaza L. A. Deformatsionnye krivye ustalosti stalei i metody opredeleniia ikh parametrov. Soobshchenie 1. Traditsionnye metody [Strain fatigue curves of steel and methods of determination of their parameters. Report 1. Traditional methods]. *Problemy prochnosti*, 2010, no. 6, pp. 26–43.

14. Makhutov N. A. *Deformatsionnye kriterii razrusheniia i raschet elementov konstruktsii na prochnost'* [Strain criteria of destruction and assessment of the structure elements for strength]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 272 p.

15. Petinov S. V. *Osnovy inzhenernykh raschetov ustalosti sudovykh konstruktsii* [The fundamentals of the engineering calculation of the ship structure fatigue]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1990. 224 p.

16. Korostylev L. I., Litvinenko D. Iu. Otsenka koeffitsienta kontsentratsii napriazhenii v svarnykh uzlakh tonkostennykh konstruktsii raschetom makro- i mikrokontsentratsii [Assessment of the stress concentration factor in the welded assemblies of thin-walled structures using macro- and micro-concentration calculations]. *Naukovii visnik KhDMA*, 2015, no. 2 (13), pp. 174–184.

17. Korostylev L. I., Litvinenko D. Iu. Analiz mikrogeometricheskikh parametrov stykovykh i uglovykh svarnykh shvov konstruktivnykh uzlov [Analysis of microgeometric parameters of joint and angled welded seams of the constructive assemblies]. *Zbirnik naukovikh prats' Natsional'nogo universitetu korablebuduvannia*, 2015, no. 2 (458), pp. 28–34.

18. Kopel'man L. A. *Osnovy teorii prochnosti svarnykh konstruktsii: uchebnoe posobie* [The Bases of the theory of strength of welded structures: textbook]. Saint-Petersburg, Lan' Publ., 2010. 464 p.

19. Kudriavtsev Iu. F. Vliianie ostatochnykh napriazhenii na dolgovechnost' svarnykh soedinenii [Influence of residual stress on durability of welded compounds]. *Avtomaticheskaia svarka*, 1990, no. 1 (442), pp. 5–8.

20. Makhnenko V. I., Mosenkis R. Iu. Raschetnaia otsenka vliianiia ostatochnykh napriazhenii na malotsiklovuiu ustalost' svarnykh soedinenii [Calculative estimation of the effect of residual stress on low-cycle fatigue of welded compounds]. *Avtomaticheskaia svarka*, 1991, no. 1 (454), pp. 17–22.

The article submitted to the editors 07.09.2016

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Litvinenko Dmitriy Yurievich – Ukraine, 54058, Nickolaev; Admiral Makarov National University of Shipbuilding; Postgraduate Student of the Department of Structural Mechanics and Ship Structure; litvinen@inbox.ru.