

Теория корабля и строительная механикаDOI: <http://www.dx.doi.org/10.24866/2227-6858/2021-1-1>

УДК 629.12.001.2

А.И. Мамонтов, М.В. Китаев, О.Э. Суров

МАМОНТОВ АНДРЕЙ ИГОРЕВИЧ – к.т.н., доцент (автор, ответственный за переписку),
SPIN: 2422-8373, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9350-9559>, ScopusID: 56348967000,
Andrew.Mamontov@outlook.com

КИТАЕВ МАКСИМ ВЛАДИМИРОВИЧ – к.т.н., доцент,
руководитель Департамента морской техники и технологий
SPIN: 9464-6580, ResearcherID: S-3554-2018, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5345-6333>,
ScopusID: 16024898400, kitaev.mv@dvfu.ru

СУРОВ ОЛЕГ ЭДУАРДОВИЧ – к.т.н., доцент, SPIN: 3429-1822

Политехнический институт

Дальневосточный федеральный университет

Владивосток, Россия

Расчет общей предельной прочности корпуса газове́за

Аннотация: На примере газове́за с ледовым классом Arc-7 проводится сравнение метода расчета предельной прочности отношения моментов и метода малоцикло́вой усталости. Делаются выводы о преимуществах и недостатках каждого метода. Работа сопровождается подробными расчетами предельной прочности по методу отношения моментов и малоцикло́вой усталости с числовыми значениями. Данное исследование может быть интересно специалистам, работающим в области расчетов прочности.

Ключевые слова: предельная прочность, волновой момент, накопление повреждений, малоцикло́вая усталость

Введение

Для расчета общей предельной прочности в действующих правилах приняты два метода: расчет предельной прочности отношения моментов и метод малоцикло́вой усталости – для размаха минимальной обеспеченности напряжения.

В первом случае критерий общей предельной прочности – условный коэффициент, нормирующий отношение критического предельного момента к значению суммы фактических моментов, во втором – накопление повреждений в области малоцикло́вой усталости.

В данной статье предельная прочность – это способность корпуса судна выдерживать экстремальный уровень каждой из нагрузок, который может быть достигнут за планируемый срок службы. Этот уровень нагрузок определяет требования к предельной прочности. Нагрузка может быть статическая или динамическая в зависимости от времени действия.

Цель настоящей работы – на примере судна-прототипа выполнить расчеты общей предельной прочности, привести числовые значения и сделать выводы об особенностях каждого подхода.

Усталостная прочность в судостроении рассчитывается на основании приближенной гипотезы линейного накопления повреждений, известной как правило Пальмгрена–Майнера, или «правило дождя» [1].

Зависимость размаха напряжений $\Delta\sigma$ (удвоенной амплитуды) от количества циклов N до разрушения определяется согласно обработке статистических данных и формализуется в виде *Stress-Number* – S-N кривой, или диаграммы Веллера [13].

Все полученные S-N кривые классифицируются в зависимости от геометрии соединения, направления действия напряжения относительно соединения, от метода изготовления, проверки соединения и т.д.

Конструкции, наиболее подверженные возникновению повреждений, систематизированы в Правилах МАКО [2–5].

В общем виде S-N кривая (диаграмма Веллера) представлена на рис. 1.



Рис. 1. Общий вид S-N кривой.
Здесь и далее рисунки А.И. Мамонтова

Как показывает рис. 1, превышение предела текучести не означает отказа конструкции. Для образования трещины в стальной конструкции требуется до 10^4 циклов нагружения, превышающих предел текучести. Ход S-N кривой на этом участке описывается в [11].

Предельную прочность характеризует значение максимального размаха напряжений, которое встречается 1 раз за нормативный срок эксплуатации. Обычно обеспеченность равна 10^{-8} – это отношение 1 цикла, который конструкция выдерживает без повреждений, к общему количеству циклов за весь период эксплуатации судна.

Описание судна

В качестве судна-прототипа выбран газовоз с ледовой категорией Arc 7. Это морской стальной танкер, с тронковой палубой, двойными бортами, четырьмя танками, тремя ГСАУС типа азипод, баком, надстройкой и машинным отделением в корме, ледокольным носом и транцевой кормой.

Судно предназначено для перевозки сжиженного природного газа при температуре – 163 °С.

Схема общего расположения судна показана на рис. 2.

Характеристики сечения приводятся без надбавки на износ.

Длина расчетная	283.1 м
Ширина расчетная	50 м
Высота борта	22.309 м
Осадка по ГВЛ	13 м
Водоизмещение	143866 т
Скорость судна	19.5 узл.
Момент инерции отн. НО	13664281 м ² ·см ²
Отстояние НО от ОП	14.694 м

Момент сопротивления относительно тронка	74.7 м ³
Момент сопротивления относительно днища	92.9 м ³
Момент на тихой воде, прогиб	– 2400 кН·м
Момент на тихой воде, перегиб	5900 кН·м
Предел текучести стали	375 МПа

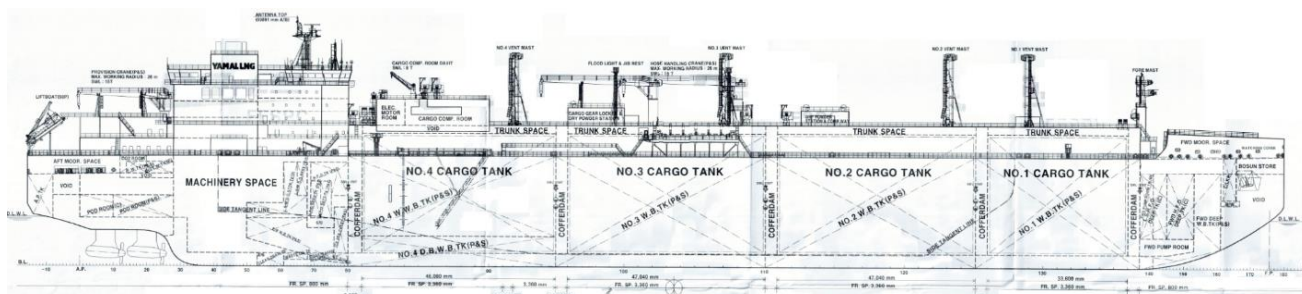


Рис. 2. Общий вид судна-прототипа

Характеристики судна позволяют рассчитать максимальные волновые изгибающие моменты, действующие 1 раз за срок службы судна.

Результат расчета (по Правилам РМРС [8] и DNV [6]) максимальных волновых изгибающих моментов, кН·м, представлен в таблице.

Волновые изгибающие моменты, кН·м, для обеспеченности 10⁻⁸

РМРС				DNV GL	
Правила постройки		Нормы прочности		Прогиб	Перегиб
Прогиб	Перегиб	Прогиб	Перегиб		
-6.53·10 ⁶	5.58·10 ⁶	-6.4·10 ⁶	8.5·10 ⁶	-6.9·10 ⁶	6.2·10 ⁶

Таблица свидетельствует, что максимальный изгибающий момент соответствует расчету для случая перегиба загруженного судна.

Для расчета общей предельной прочности следует учитывать именно максимальное значение: возможная ошибка окажется в безопасную сторону; значение соответствует документу, регламентирующему расчет предельной прочности.

Критерием проверки общей прочности корпуса является выполнение неравенства [9]:

$$\frac{M_{np}}{|M_{bl} + M_{dl} + M_{tbl}|} \geq K_3^{min}, \tag{1}$$

где $M_{np} = \sigma_{кр} \cdot W' = 375 \cdot 92.9 \cdot 10^6 = 34.8 \cdot 10^6$ кН·м;

$K_3^{min} = 1.3$ – при перегибе;

$M_{bl} = 8.5 \cdot 10^6$ кН·м – волновой изгибающий момент;

$M_{dl} = 0.074 \cdot 10^6$ кН·м – динамический изгибающий момент;

$M_{tbl} = 0.0059 \cdot 10^6$ кН·м – момент на тихой воде;

$\sigma_{кр}$ – напряжения, вызывающие необратимые нарушения: потерю устойчивости при сжатии или текучесть материала при растяжении.

Условие (1) принимает вид:

$$\frac{34.8}{|8.5 + 0.074 + 0.0059|} = 4.055 \geq 1.3.$$

Как мы убедились, динамический изгибающий момент и момент на тихой воде существенно меньше волнового.

Судно имеет трехкратный запас общей предельной прочности: чтобы выполнялось неравенство, сумма действующих моментов может быть в ≈ 3 раза выше, чем фактическая.

Малоцикловые повреждения определяются по следующей формуле [7]:

$$D = \frac{N}{K_2} \cdot \frac{\Delta\sigma^m}{(\ln(n_0))^\xi} \cdot \mu \cdot \Gamma\left(1 + \frac{m}{\xi}\right) = \frac{6.178 \cdot 10^7}{10^{12.164}} \cdot \frac{125^3}{\ln(10^8)^3} \cdot \mu \cdot 6 = 0.0247, \quad (2)$$

где

$$\mu = 1 - \frac{\gamma\left(1 + \frac{m}{\xi}, v\right) - \frac{K_2}{K_3} \cdot v^{-\Delta m/\xi} \cdot (\Delta\sigma_q)^{\Delta m} \cdot \gamma\left(1 + \frac{m + \Delta m}{\xi}, v\right)}{\Gamma\left(1 + \frac{m}{\xi}\right)} = 0.311;$$

$$v = \left(\frac{\Delta\sigma_q}{\Delta\sigma}\right)^\xi \cdot \ln(n_0) = \frac{52.63}{125} \cdot 18.42 = 7.756;$$

$\xi = 1$ – параметр распределения Вейбулла;

N – число циклов;

$$N = \frac{31.557}{4 \cdot \lg(L)} \cdot 10^6 \cdot T_D \cdot a_0 = \frac{31.557}{4 \cdot \lg(283.1)} \cdot 10^6 \cdot 24 \cdot 0.8 = 6.178 \cdot 10^7;$$

$\Delta\sigma$ – размах напряжений, МПа;

$$\Delta\sigma = \frac{e \cdot 10}{I_y} \cdot (M_{vh} - M_{vs}) \cdot f_{mean} = \frac{146.94}{13.664} \cdot (6.155 + 6.834) \cdot \frac{60}{67} \approx 125 \text{ МПа.}$$

M_{vh}, M_{vs} – волновые моменты при прогибе и перегибе [6] $\text{кН} \cdot \text{м} \cdot 10^6$;

$K_2 = 10^{12.164}$, $m = 3$ – параметры S-N кривой на 2 участке;

$K_3 = 10^{15.606}$, $m + \Delta m = 5$ – параметры S-N кривой на 3 участке; K_3

$\Gamma\left(1 + \frac{m}{\xi}\right) = \Gamma(1 + 3) = 6$ – полная гамма-функция;

$\gamma\left(1 + \frac{m}{\xi}, v\right) = \gamma(1 + 3, 7.756) \approx 5.70$ – неполная гамма-функция;

$\gamma(6, 7.756) \approx 94.24$ – неполная гамма-функция;

$\Delta\sigma_q = 52.63$ – размах напряжений, МПа, соответствующий пересечению двух сегментов S-N кривой;

$n_0 = 10^8$ – число размахов, соответствующее обеспеченности $\Delta\sigma$;

$a_0 = 0.8$ – коэффициент мореходности;

$$f_{mean} = \frac{1200}{965 + R_{ch}} = \frac{1200}{965 + 375} = \frac{60}{67} \text{ – коэффициент материала.}$$

Расчет малоцикловой усталости, см. формулу (2), показывает существенный запас по накопленным повреждениям, что не соответствует запасу по моменту сопротивления по следующим причинам.

Накопленные повреждения зависят от размаха напряжений нелинейно. Если бы размах напряжений был 290 МПа, то накопление повреждений равнялось бы 1, то есть отсутствие запаса общей продольной прочности. Так как в расчете размах 125 МПа, то коэффициент запаса по напряжениям и моменту сопротивления составляет всего $290/125 = 2.32$.

Для сравнения методов мы намеренно приняли одинаковые исходные.

Кроме принятых исходных данных в расчете малоциклового усталости следует учитывать ряд конструктивных особенностей. Чтобы их учесть, полученный по балочной теории размах $\Delta\sigma$ следует умножить на коэффициент концентрации напряжений в узле соединения балок набора $K_H \approx 1.5$ [12]. Полученное значение следует подставить в расчет малоциклового усталости вместо $\Delta\sigma$.

Кроме учета концентрации следует рассматривать следующие особенности: влияние сечения балок набора, при наличии несимметричности профиля, влияние местных напряжений при моделировании сварного шва по МКЭ [10], влияние несимметричности цикла, толщины деталей, улучшения валиков сварного шва и технологии изготовления деталей. Результат расчета общей продольной прочности судна по методу малоциклового усталости существенно зависит от указанных особенностей. Метод малоциклового усталости позволяет их учесть, а результат расчета меняется в большую или меньшую сторону в зависимости от технологии производства и конструктивного оформления узлов.

Заключение

Общая предельная прочность может быть рассчитана двумя методами.

Метод отношения моментов прогнозирует возникновение повреждений через величины, напрямую не создающие отказ. Например, напряжения, вызывающее необратимые деформации, напрямую не приводят к появлению трещин. Для появления должно пройти некоторое количество циклов. В финальную формулу включен момент на тихой воде, создающий средние напряжения цикла, но не приводящий к разрыву в судовых конструкциях. Чтобы обойти эти условности, в методе вводится коэффициент запаса K_3^{\min} больше единицы.

В *методе малоциклового усталости* учитываются те величины, которые напрямую регламентируют разрыв: данные диаграммы Веллера, S-N кривая. В основу кривой положены экспериментальные данные, полученные по результатам разрывов образцов основного материала и сварных соединений. Для входа в S-N кривую требуется выразить исходные данные по судну через размах действующих напряжений и рассмотреть заданное количество циклов.

Применение S-N кривых позволяет учесть конструктивные особенности узлов соединения деталей. Применение этого метода дает более адекватный результат, так как к концу срока эксплуатации судна запасы прочности должны быть минимальны.

В расчетах предельной прочности более приоритетными следует считать результаты, полученные методом малоциклового усталости.

Заявленный вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бойцов Г.В., Крыжевич Г.Б. Вероятностные методы в расчетах прочности и надежности судовых конструкций. СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2007. 263 с.
2. МАКО. Общие правила по конструкции и прочности навалочных судов и нефтеналивных судов. 2014. 368 с.
3. МАКО. Рекомендации № 55. Руководство по освидетельствованиям, оценке и ремонту сухогрузных судов. 2016. 127 с.
4. МАКО. Рекомендации № 76. Руководство по освидетельствованиям, оценке и ремонту корпусов навалочных судов. 2007. 180 с.
5. МАКО. Рекомендации № 96. Руководство по освидетельствованиям, оценке и ремонту корпусов нефтеналивных судов с двойными бортами и двойным дном. 2019. 148 с.
6. Международный стандарт. Волновые нагрузки. DNV GL, 2018. 84 с.
7. Международный стандарт. Оценка усталости судовых конструкций. Нормативно-технический материал. DNV GL AS, 2018. 236 с.

8. НД № 2-020101-124. Правила классификации и постройки морских судов. Ч. 2. Корпус. СПб.: РМРС, 2020. 299 с.
9. НД № 2-139902-016. Сборник нормативно-методических материалов. Кн. 11. СПб.: РМРС, 2002. 151 с.
10. Радай Д. Расчет и анализ усталостных сварных конструкций. Кембридж: Абингдон, 1990.
11. Труфяков В.И., Дворецкий В.И., Михеев П.П. и др. Прочность сварных соединений при переменных нагрузках: монография. Киев: Наукова думка, 1990. 255 с.
12. Фрике В. Руководство по оценке усталости с помощью анализа напряжений с надрезом для сварных конструкций. IIW-Дос. XIII-2240r1-08 / XV-1289r1-08. 2008. 35 с.
13. Хоббахер А. Расчет сварных соединений и деталей на усталость. Рекомендации совместной рабочей группы XIII–XV. 128 с.

FEFU: SCHOOL of ENGINEERING BULLETIN. 2021. N 1/46

Theory of Ship and Constructions Mechanics

www.dvfu.ru/en/vestnikis

DOI: <http://www.dx.doi.org/10.24866/2227-6858/2021-1-1>

Mamontov A., Kitaev M., Surov O.

ANDREY MAMONTOV, Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor (Corresponding Author), ScopusID: 56348967000,
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9350-9559>, Andrew.Mamontov@outlook.com
MAKSIM KITAEV, Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor, Head of the Marine Engineering and Technology Department
SPIN: 9464-6580, ResearcherID: S-3554-2018,
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5345-6333>, ScopusID:16024898400, kitaev.mv@dvfu.ru
OLEG SUROV, Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor, SPIN: 3429-1822
Polytechnic Institute, *Far Eastern Federal University*
Vladivostok, Russia

Evaluation of the ultimate strength of gas carrier's hull

Abstract: This work covers the comparison of two methods of calculating the ultimate strength: one using the ratio of moments, and the other one using the low-cycle fatigue of a maximum stress range and minimum probability of exceedance – with the example of gas carriers operating in Arctic navigation areas. Detailed conclusions on the advantages and disadvantages of each method are made. The work is accompanied by detailed calculations and numerical values; may be of interest to specialists working in the strength calculations field.

Keywords: ultimate strength, hull bending moment, fatigue damage, low-cycle fatigue

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

The authors declare no conflicts of interests.

REFERENCES

1. Boytsov G.V., Kryzhevich G.B. Probabilistic methods in calculating the strength and reliability of ship structures. St. Petersburg, Krylov State Research Centre, 2007, 263 p.
2. IACS. Requirements concerning. Strength of Ships. IACS Req, 2014, 368 p.
3. IACS N 55. General Dry Cargo Ships. Guidelines for Surveys, Assessment and Repair of Hull Structure. Rev.1. IACS Rec., 1999, 127 p.
4. IACS N 76. ACS Guidelines for Surveys, Assessment and Repair of Hull Structure – Bulk Carriers. 2004. Corr.1. IACS Rec, 2007, 180 p.
5. IACS N 96. Double Hull Oil Tankers - Guidelines for Surveys, Assessment and Repair of Hull Structures. 2007/Rev. IACS Rec, 2019, 148 p.
6. DNVGL-CG-0130. Wave Loads. Edition January. DNV GL, 2018, 84 p.

7. DNVGL-CG-0129. Fatigue assessment of ship structures. DNV GL AS, 2018, 236 p.
8. RD No 2-020101-124. Rules and Regulations for the Construction and Classification of Marine Vessels. Part 2. Hull. St. Petersburg, Russian Maritime Register of Shipping, 2020, 299 p.
9. RD N 2-139902-016. Guidelines. Book 11. St. Petersburg, Russian Maritime Register of Shipping, 2002, 151 p.
10. Radaj D. Design and Analysis of Fatigue Resistant Welded Structures. U.K. Abington Cambridge, Abington Publishing, 1990.
11. Trufyakov V.I., Dvoretzkiy V.I., Mikheev P.P. et al. Strength of welded joints at variable loads, monograph. Kiev, Naukova Dumka, 1990, 255 p.
12. Fricke W. Guideline for the Fatigue Assessment by Notch Stress Analysis for Welded Structures. IIW-Doc. XIII-2240r1-08/XV-1289r1-08, p. 35.
13. Hobbacher A. Fatigue Design of Welded Joints and Components. Recommendations of Joint Working Group. XIII–XV, 128 p.