

УДК 539.4

<https://doi.org/10.33082/td.2018.2-3.11>

**ОДНООБРАЗЦОВЫЙ МЕТОД ОЦЕНИВАНИЯ
СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ ДЕТАЛЕЙ**

А.Г. Кобаков

к.т.н., доцент кафедры «Машиноведение»

Одесский национальный морской университет

Ю.М. Хомяк

к.т.н., доцент кафедры «Металлорежущие станки, метрология и сертификация»

Одесский национальный политехнический университет

Аннотация. Предложено определение индивидуальных характеристик сопротивления усталости объектов производить с помощью фрактографического анализа их изломов, дающего приближенную оценку напряжения, соответствующего одному циклу, и позволяющего по данным испытания одного объекта построить наклонный участок кривой усталости, а предел выносливости вычислять из уравнения Вейбулла.

Ключевые слова: характеристики сопротивления усталости, кривая усталости, индивидуальный предел выносливости.

ОДНОБРАЗЦОВИЙ МЕТОД ОЦІНЮВАННЯ ОПОРУ ВТОМІ ДЕТАЛЕЙ

О.Г. Кібаков

к.т.н., доцент кафедри «Машинознавство»

Одеський національний морський університет

Ю.М. Хомяк

к.т.н., доцент кафедри «Металорізальні верстати, метрологія та сертифікація»

Одеський національний політехнічний університет

Анотація. Запропоновано визначення індивідуальних характеристик опору втомі об'єктів виробляти за допомогою фрактографічного аналізу їх зламів, що дає наближену оцінку напруження, відповідного одному циклу, і що дозволяє за даними випробування одного об'єкта побудувати похилу ділянку кривої втомі, а границю витривалості обчислювати з рівняння Вейбулла.

Ключові слова: характеристики опору втомі, крива втомі, індивідуальна границя витривалості.

UDC 539.4

A SINGLE-SAMPLE METHOD FOR ESTIMATING RESISTANCE OF PARTS

A.G. Kibakov

Ph.D., associate Professor of the department «Mechanical Engineering»

Odessa National Maritime University

Yu.M. Khomyak

Ph.D., associate Professor of the department «Metal-working machines,
metrology and certification»

Odessa National Polytechnic University

Abstract. *The determination of the individual characteristics of the fatigue resistance of the objects is proposed using fractographic analysis of their fractures, which gives an approximate estimate of the voltage corresponding to one cycle and allows one to construct an oblique portion of the fatigue curve from the test of one object and calculate the endurance limit from the Weibull equation.*

Keywords: *fatigue resistance characteristics, fatigue curve, individual endurance limit.*

Постановка проблемы. Вопрос об опытном определении индивидуального предела выносливости объекта (образца, модели или натурной детали) в том или ином виде неоднократно затрагивался [1-8].

Назовем методы ускоренного определения характеристик сопротивления усталости по результату одного опыта однообразцовыми в отличие от многообразцовых методов, в соответствии с которыми требуется испытать два и более объектов [1-4; 7].

Однообразцовые методы являются наиболее экономичными, чем и объясняются постоянно растущий к ним интерес и стремление к дальнейшему их совершенствованию.

Целью статьи является разработка оригинального однообразцового метода определения характеристик сопротивления усталости, позволяющего оценивать не только предел выносливости испытанного объекта, но и его кривую усталости полностью.

Изложение основного материала. Сущность предлагаемого метода заключается в следующем. Объект доводим до разрушения при некотором постоянном уровне нагрузки, вызывающем в исходном опасном сечении объекта номинальное напряжение σ (см. рис. 1). Это напряжение выбирается таким образом, чтобы соответствующая ему долговечность до разрушения N находилась в области многоциклового усталости, что соответствует долговечности $N > 10^5 - 2 \cdot 10^5$ циклов.

Собственно, выбор напряжения нельзя считать строго лимитированным, за исключением того, что оно должно находиться в области мно-

гоциклової усталості. Однак при приближенні напруження σ к пределу вносливості σ_R , як буде показано далі, забезпечується більш висока точність оцінки пределу вносливості, хоча, можливо, і за рахунок деякого зниження точності оцінки положення нахилної ділянки кривої усталості.

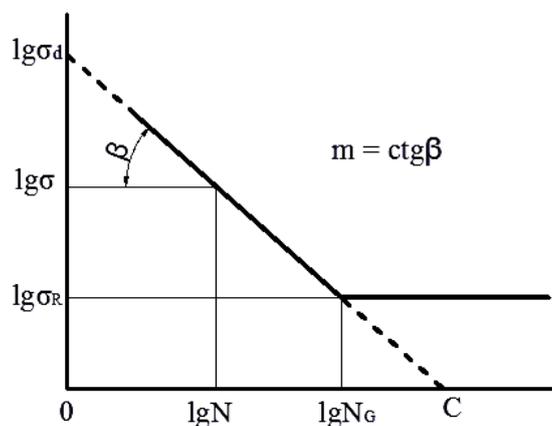


Рис. 1

Для математичного описання індивідуальної кривої усталості використовуємо степенну модель [1-4], яка має вигляд

$$\sigma^m \cdot N = \sigma_R^m \cdot N_G = \sigma_d^m = 10^C = const, \quad (1)$$

де σ і N — теперішнє напруження і відповідне йому число циклів (довговечність) до руйнування;

m і C — параметри;

σ_R — межа вносливості, приблизно приймається незалежним від форми кривої усталості;

N_G — число циклів до перелому кривої усталості;

σ_d — умовне напруження, відповідне одному циклу, отримане, якщо нахилний ділянку кривої багатоциклової усталості, описуване рівнянням (1), екстраполювати до осі ординат. Графічною ділянкою, відсікаємою на осі ординат (рис. 1), простіше всього отримати по кривій усталості побудованою в координатах $lgN - lg\sigma$.

Отримане з досвіду значення довговечності N при напруженні σ дає одну точку на лінеаризованому в координатах $lgN - lg\sigma$ нахилному ділянці багатоциклової кривої усталості, що знаходиться у нижній її межі. Щоб побудувати нахилний ділянку, в якості другої точки приймаємо точку з координатами $0, lg\sigma_d$. Ординату $lg\sigma_d$ визначаємо по результату того ж досвіду, використовуючи максимальне номінальне напруження в сеченні об'єкта по місцю поломки, т.е. відносячи діючий

изгибающий момент к моменту сопротивления зоны долома, подсчитываемого с учетом смыкания берегов усталостной трещины.

В процессе развития усталостной трещины, нередко зарождающейся на начальных стадиях циклического нагружения [4], номинальные напряжения в опасном сечении непрерывно возрастают, достигая максимума в момент разрушения. Экстремальное его значение можно определить по результатам фрактографического анализа [3]. Границы зоны долома проступают более рельефно и их определить можно точнее, если напряжение σ мало отличалось от предела выносливости σ_R . При напряжениях, значительно превышающих предел выносливости, границы зоны долома становятся более размытыми, определение ее формы, расположения и размеров – менее точными. Однако относительная ошибка может даже уменьшиться, поскольку абсолютные размеры зоны долома будут больше.

Для определения номинальных напряжений при изгибе моментом M детали, ослабленной трещиной, будем учитывать смыкание ее берегов. Если фронт трещины L_0 ограничивает живое сечение с площадью F_0 , то при изгибе образуются зоны растяжения F_p и сжатия F_c , разделенные нейтральной линией $n - n$ (рис. 2).

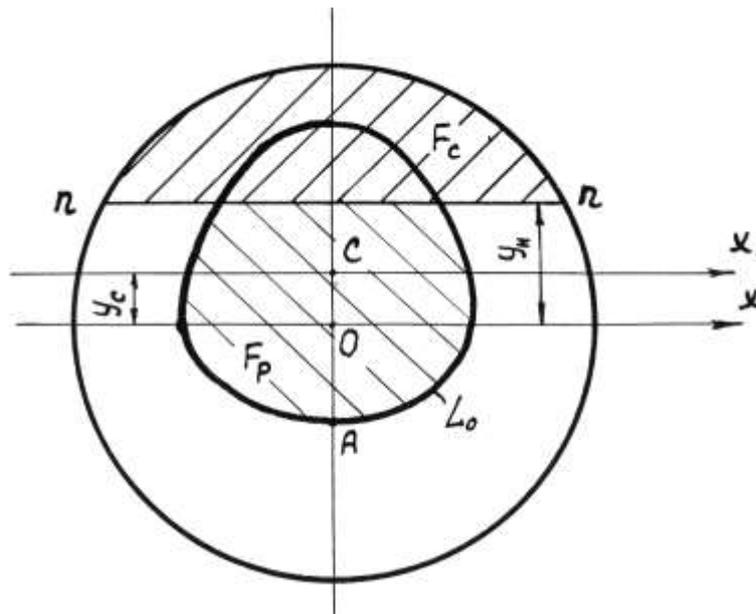


Рис. 2. Сечение детали в плоскости усталостной трещины, берега которой смыкаются при изгибе

Начало координат O разместим в центре тяжести сечения детали. Ординаты центра тяжести C живого сечения и нейтральной линии обозначим y_c и y_n .

Максимальное номинальное напряжение σ_A в точке A и ордината y_n определяются уравнениями статики

$$\int_{F_p} \sigma dF - \int_{F_c} \sigma dF = 0 \quad (2)$$
$$\int_{F_p} y \sigma dF - \int_{F_c} y \sigma dF = M,$$

где y – ордината, отсчитываемая от линии $n - n$.

Зависимость между относительными деформациями ε и напряжениями σ с точностью, достаточной для практических расчетов, можно аппроксимировать двухзвенной ломаной [5] (диаграмма Прандтля с упрочнением)

$$\sigma = E\varepsilon, \quad (3)$$

если $\varepsilon \leq \varepsilon_T$

$$\sigma = \sigma_T + E_I(\varepsilon - \varepsilon_T),$$

если $\varepsilon > \varepsilon_T$,

где E и E_I – модули упругости и упрочнения;

ε_T – относительная деформация, соответствующая пределу текучести σ_T .

Учитывая, что при упругопластических деформациях справедлива гипотеза плоских сечений [5], имеем

$$\varepsilon = \varepsilon_A \cdot y / y_A, \quad (4)$$

где $\varepsilon_A = -\ln(1 - \Psi)$;

y_A – расстояние точки A от нейтральной линии;

Ψ – относительное сужение.

Модуль упрочнения определяется по выражению

$$E_I = \frac{\lg(\sigma_A / \sigma_T)}{\lg(\varepsilon_A / \varepsilon_T)} E. \quad (5)$$

Подставляя выражения (3)-(5) в формулу (2), получаем систему двух трансцендентных уравнений для нахождения ординаты y_n и напряжений σ_A .

Оказалось, что определенные по выражению (2) номинальные напряжения σ_A получились весьма близкими к величине $\sigma_{\bar{n}}$, полученной путем экстраполяции экспериментальных кривых усталости, что позволяет оценивать величину $\sigma_{\bar{n}}$ по предложенной методике.

В подтверждение сказанному приводим результаты испытаний при симметричном изгибе с вращением образцов из стали 45 с кольцевым надрезом, имевших $d = 7,5$ мм в опасном сечении и предел выносливости

$\sigma_R = 195$ МПа, который получен в результате длительных усталостных испытаний. Статистическая обработка результатов испытаний методом наименьших квадратов дала значения параметров уравнения (1) $m = 8,98$, $C = 26,96$, $\sigma_d = 10^{C/m} = 1003$ МПа. Максимальные номинальные напряжения σ_A в точке А, подсчитанные по системе уравнений (2), приведены в табл. 1. Индексы «*yc*» в обозначении величин указывают на их принадлежность к ускоренному определению. Средние значения предела выносливости $\bar{\sigma}_R^{yc}$ и отклонения $\bar{\delta}_{\sigma_R^{yc}}$ оказались равными 205,5 МПа и 5,4 %. Отклонения величин, приведенных в табл. 1, подсчитывали по формулам

$$\delta_{\sigma_A} = (\sigma_A - \sigma_d) / \sigma_d; \quad \delta_m = (m^{yc} - m) / m;$$

$$\delta_c = (C^{yc} - C) / C; \quad \delta_{\sigma_R^{yc}} = (\sigma_R^{yc} - \sigma_R) / \sigma_R.$$

Таблица 1

Параметры индивидуальных кривых усталости образцов

σ , МПа	N, цикл	σ_A , МПа	δ_{σ_A} , %	m^{yc}	δ_m , %	C^{yc}	δ_C , %	σ_R^{yc}	$\delta_{\sigma_R^{yc}}$, %
275	105300	831,0	-17,2	10,46	16,5	30,54	13,3	180,0	-7,7
275	157200	774,0	-22,8	11,56	28,7	33,39	23,9	211,4	8,4
275	169400	1136,9	13,4	8,48	-5,6	25,91	-3,9	216,0	10,8
275	193600	818,8	-18,4	11,16	24,3	32,51	20,6	223,3	14,5
250	162600	984,1	-1,9	8,76	-2,4	26,22	-2,7	188,5	-3,3
250	188300	850,0	-15,3	9,92	10,5	29,06	7,8	196,9	1,0
250	349300	1189,9	18,6	8,18	-8,9	25,16	-6,7	221,4	13,5
250	357100	840,3	-16,2	10,55	17,5	30,85	14,4	222,0	13,8
225	367300	1122,0	11,9	7,97	-11,2	24,31	-9,8	197,8	1,4
225	437800	927,5	-7,5	9,17	2,1	27,21	0,9	202,2	3,7
225	513600	825,4	-17,7	10,12	12,7	29,52	9,5	205,5	5,4
225	719100	1046,1	4,3	8,78	-2,2	26,51	-1,7	211,1	8,3
200	2447600	1173,5	17,0	8,31	-7,5	25,51	-5,4	195,9	0,5

Из табл. 1 видно, что индивидуальные значения напряжений σ_A за исключением одного случая отклоняются от напряжения σ_d менее чем на 20 %. При естественном разбросе усталостных свойств отдельных образцов такие отклонения следует считать нормальными (см. табл. 1), тем более, что отклонения индивидуальных характеристик от усредненных, а напряжение σ_d , как и построенный указанным образом наклонный участок кривой усталости, являются усредненными характеристиками – не показательны. Сравнение же среднего расчетного напряжения $\bar{\sigma}_A$, равного 963,0 МПа, с напряжением $\sigma_d = 1003$ МПа характеризуется

отклонением всего на -4% , что можно признать удовлетворительным. При этом следует учитывать, что подсчет номинальных напряжений по живому сечению (по излому) носил приближенный характер и что с его уточнением вероятно сближение напряжений σ_A и σ_d . Таким образом, полагая равенство $\sigma_A = \sigma_d$, получаем вторую точку и по найденным двум точкам строим прямую линию в координатах $\lg N - \lg \sigma$ – наклонный участок индивидуальной кривой усталости согласно уравнению (1). Параметр m наклонного участка находим из простого соотношения, вытекающего из уравнения (1)

$$m = \lg N / (\lg \sigma_d - \lg \sigma), \quad (6)$$

а параметр C – по результату опыта с использованием уравнения (1)

$$C = m \lg \sigma + \lg N. \quad (7)$$

Выражениями (6) и (7) положение наклонного участка индивидуальной кривой усталости однозначно определяется.

Напряжение σ_d в несколько раз превышает реальные напряжения многоциклового участка. Поэтому ошибки его оценивания порядка $10-15\%$ не могут существенно сказаться на положении наклонного участка кривой усталости в пределах этой области. И все же, чем больше различаются напряжения σ_d и σ , тем погрешности при прочих равных условиях меньше, что частично оправдывает приведенную выше рекомендацию испытывать объекты при возможно меньшем напряжении σ , доводящем объект до разрушения.

Возвращаясь еще раз к табл. 1, отметим, что относительная погрешность оценивания напряжения σ_d , если исключить выпадающие случаи, несколько меньше при более высоких напряжениях σ . При малых напряжениях σ , видимо, из-за большей относительной погрешности оценивания площади живого сечения напряжения σ_d определяются грубее, но становится большей разность $\sigma_d - \sigma$. Это в данном случае не перекрывает ошибки оценивания σ_d . В итоге погрешность положения наклонного участка кривой усталости, как отмечалось выше, может даже стать несколько больше.

Определением положения наклонного участка индивидуальной кривой усталости решается первая часть задачи однообразцовых испытаний на усталость, долгое время находившаяся вне поля зрения исследователей. Вторая часть задачи – определение предела выносливости была упреждающей и, как правило, единственной [4]. В предлагаемом методе указанные части задачи как бы меняются местами. При этом их можно рассматривать как зависимые, так и независимые друг от друга. В первой постановке предел выносливости находят исходя из конкретных значений параметров m и C уравнения (1) [1-3]. Оставляя в стороне наиболее простой подход – априорное назначение параметра N_G (например, согласно

рекомендациям, приведенным в работах [1; 4]), укажем на использование для этой цели зависимости отношения C/m (или $lg \sigma_d$) от предела выносливости σ_R , с помощью которой методом последовательных приближений получают σ_R с более чем приемлемой точностью [2; 3].

Во второй постановке определение σ_R рассматриваем как дополнение к решенной здесь части задачи и полагаем его имеющим самостоятельное значение, как и в цитированных работах. При этом, если бы возникла необходимость определить параметры уравнения (1) по изначально найденному или заданному пределу выносливости, то это можно было бы осуществить с помощью корреляционных зависимостей их от предела выносливости [1-3]. Отказываясь же от корреляционных зависимостей и сохраняя простейший вид однообразцовых испытаний на усталость – при неизменном (а не монотонно возрастающем) уровне нагрузки, обратимся к параллельному использованию в качестве уравнения кривой усталости уравнения Вейбулла [1-4].

Запишем его в виде

$$(\sigma - \sigma_R)^{m_w} \cdot N = 10^{C_w} = const, \quad (8)$$

где m_w и C_w – параметры, аналогичные параметрам m и C уравнения (1). В роли третьего параметра уравнения (8) фигурирует предел выносливости σ_R , подлежащий определению.

Существенным преимуществом уравнения (8) перед уравнением (1) является тот факт, что его параметры m_w и C_w лежат в относительно узких пределах [1-3]. Так, параметр m_w чаще всего изменяется от 0,75 до 1,25, что позволило в широко известном методе Про ускоренного определения предела выносливости [1] принять его равным единице независимо от конструкции и материала объекта. Кривую усталости, подчиненную уравнению (8) с параметром $m_w = 1$, назовем унифицированной.

Многочисленные проверки метода Про приводили к положительным результатам [1], из чего следует, что унифицированная кривая усталости Вейбулла вполне пригодна для ускоренной оценки предела выносливости объектов. Что же касается пределов ограниченной выносливости, особенно при малых базах, или долговечностей для уровней σ , заметно превышающих предел выносливости, то определение их по унифицированной кривой усталости может привести к повышенным ошибкам, поскольку фактические значения параметра m_w могут отклоняться от единицы. Именно по этой причине в предлагаемом методе рекомендуется отказываться от унифицированной кривой усталости для оценки характеристик сопротивления усталости в области малых долговечностей, используя наклонный участок индивидуальной кривой усталости согласно уравнению (1), как лучше согласующийся с опытом при $\sigma > \sigma_R$.

Возможность принимать $m_w = 1$ для определения предела выносливости становится особенно ценным свойством уравнения (8), если учесть, что параметр C_w можно увязать с существующими нормативами

на базу N_{δ} для определения предела выносливости в традиционных испытаниях на усталость [1-3]. Значит, параметр C_w в определенных пределах значений σ_R можно также принимать фиксированным, т.е. вместо непрерывной функциональной зависимости его от предела выносливости [2] ограничиться представлением этой зависимости в виде кусочно-ступенчатой функции. Например, для всех деталей, для которых база N_{δ} должна составлять 10^7 циклов, можно взять $C_w=7,0$ или даже $7,3$, а для деталей, которым требуется $N_{\delta} = 10^8$ циклов, - $C_w=8,0$ и т.д. Это приемлемо еще и потому, что уравнение (8) не отражает абсолютный уровень прочности объектов. Объекты разной прочности могут подчиняться ему при одних и тех же значениях параметров m_w и C_w и иметь одинаковую долговечность при разных напряжениях, если у того и у другого разности $\sigma - \sigma_R$ одинаковы. Фиксированные значения параметров не скрывают и рассеяние пределов выносливости.

Примем для ускоренного определения предела выносливости уравнение (8) с параметрами $m_w = 1$ и $C_w = \lg N_{\delta}$, причем в качестве базы N_{δ} будем принимать большее из рекомендуемых для определенного класса объектов значение. Так, если крупные валы могут иногда разрушаться при числе циклов N больше базы $N_{\delta} = 10^7$ циклов, а для них рекомендуется база N_{δ} в диапазоне от 10^7 до $2 \cdot 10^7$ циклов, то нужно принять большую базу.

Поскольку два из трех параметров уравнения (8) становятся известными, для определения третьего – предела выносливости – достаточно воспользоваться результатом испытания, по которому был построен наклонный участок кривой усталости. Найденный по результату этого единственного эксперимента предел выносливости будет индивидуальным, свойственным испытанному объекту.

Так как опыт проводился при постоянном уровне нагрузки и номинальном напряжении σ и его результатом была долговечность N , то для определения предела выносливости можно воспользоваться уравнением (8) непосредственно (в отличие от случая, когда опыт проводится при монотонно возрастающей нагрузке [2]).

$$\sigma_R = \sigma - (10^{\lg N_{\delta} - \lg N})^{1/m_w} = \sigma - (N_{\delta}/N)^{1/m_w}. \quad (9)$$

При $m_w = 1$ формула (9) примет вид

$$\sigma_R = \sigma - N_{\delta}/N. \quad (10)$$

Из формулы (10) видно, что если долговечность N , например, отличается на порядок от базы N_{δ} , то предел выносливости будет отличаться от принятого в опыте напряжения σ всего на 10 МПа. В большинстве случаев такое отличие может оказаться гораздо ниже допуска на оценку предела выносливости. Отсюда главным образом и вытекает уже упоминавшаяся рекомендация о целесообразности принимать напряжение

σ по возможности близким к пределу выносливости σ_R . Проверкой [2] доказана приемлемость рассмотренного подхода к определению предела выносливости.

Выводы. Построение наклонного участка кривой усталости с применением расчетного условного напряжения $\sigma_d = \sigma_A$, полученного по результатам фрактографического анализа разрушившегося при напряжении σ объекта и оценка предела выносливости по формуле (10) позволяют определять индивидуальные характеристики сопротивления усталости с приемлемой для практики точностью, что ставит разработанный метод в один ряд с уже известными конкурентоспособными методами. Метод интересен возможностью использовать при ускоренных испытаниях на усталость, кроме связей между параметрами кривых усталости [1; 4], еще и другие исходные предпосылки.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Олейник Н.В., Скляр С.П. Ускоренные испытания на усталость. – К.: Наук. думка, 1985. – 304 с.
2. Олейник Н.В., Немчук А.О. Вопросы ускоренной оценки сопротивления деталей усталости. – Одесса: Астропринт, 2003. – 264 с.
3. Олейник Н.В., Кобаков А.Г. Оперативная оценка сопротивления усталости материалов и деталей. – Одесса: Астропринт, 1998. – 144 с.
4. Троценко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов: Справочник. – К.: Наук. думка, 1987. – Ч. I. – 504 с.
5. Махутов Н.А. Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность. – М.: Машиностроение, 1981. – 272 с.
6. Кобаков А.Г., Хомяк Ю.М. Изменение характеристик цикла напряжений при развитии трещины // Детали машин: Респ. межвед. науч.- техн. сб. – 1990. – Вып. 50. – С. 70-73.
7. Коноплев А.В., Курочкина С.В., Никифоров Ю.А. Классификация методов ускоренного определения предела выносливости деталей машин и элементов конструкций // Проблемы техники. – 2014. – № 1. – С.26-33.
8. Grigorov O.V., Konoplev A.W. Individual fatigue limits definition using modernized Weibull equation parameters // Annals of the University of Hetrovani. – Mechanical Engineering. – 2011. – № 13. – P. 51-54.

Стаття надійшла до редакції 25.04.2018 р.