

ИННОВАЦИИ В МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОМ
ПРОМЫШЛЕННОМ И ЛАБОРАТОРНОМ
ОБОРУДОВАНИИ, ТЕХНОЛОГИЯХ И МАТЕРИАЛАХINNOVATION IN METALLURGICAL
INDUSTRIAL AND LABORATORY EQUIPMENT,
TECHNOLOGIES AND MATERIALS

УДК 620.18

DOI 10.17073/0368-0797-2023-3-367-375



Оригинальная статья

Original article

МЕТОД ИЗУЧЕНИЯ ЧАСТОТНОЙ СТАБИЛЬНОСТИ МАТЕРИАЛОВ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ НА МНОГОЦИКЛОВУЮ УСТАЛОСТЬ СТАЛИ

В. В. Мыльников¹, Э. А. Дмитриев²

¹ Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет (Россия, 603950, Нижний Новгород, ул. Ильинская, 65)

² Комсомольск-на-Амуре государственный университет (Россия, 681013, Хабаровский край, Комсомольск-на-Амуре, пр. Ленина, 27)

✉ mrmylnikov@mail.ru

Аннотация. Для безаварийного функционирования и без потерь упругих и неупругих свойств особо ответственных элементов преобразователей электрических колебаний в механические в течение длительного периода циклической наработки необходимо, кроме исследования усталостных характеристик материалов, применяемых для их изготовления, исследовать эти сплавы и на частотную стабильность. Это связано с тем, что незначительные отклонения частоты собственных колебаний приводят к недопустимым погрешностям в работе такого рода высокоточных изделий. Для проведения исследований разработана и сконструирована оригинальная установка, работающая в режиме автоколебаний, в которой осуществлено синусоидальное нагружение плоских образцов по «мягкой» схеме консольного изгиба. Частота циклического нагружения в установке генерируется импульсами тока, которые являются откликом на частоту собственных колебаний испытываемого образца, преобразованных с помощью электроники. В результате достигается частотное равенство в процессе испытаний. Разработан алгоритм расчета напряжений в зависимости от амплитуды нагружения образцов из стали разной геометрической формы. Показано, что напряжение на образце, рассчитанное по амплитуде деформации, во всех случаях на 8 – 10 % выше напряжения, рассчитанного по силе вне зависимости от формы образцов. Для верификации предложенного метода исследований проведены испытания мартенситно-старееющей стали на нагрузках, близких к пределу усталости, так как наибольший интерес представляет стабильность частоты в этом диапазоне. Получены частотные характеристики в многоцикловой области испытаний. Определено, что при наработке в 50 млн циклов нагружения изменение частоты составило 0,75 Гц. Выявлена динамика частотной стабильности: наиболее интенсивно частота менялась при первых 10 млн циклов нагружения, за это время она изменилась на 0,54 Гц.

Ключевые слова: сталь, усталость, амплитуда деформации, частота нагружения, долговечность, частота собственных колебаний, циклическая прочность, стабильность частоты

Для цитирования: Мыльников В.В., Дмитриев Э.А. Метод изучения частотной стабильности материалов при испытаниях на многоцикловую усталость стали. *Известия вузов. Черная металлургия*. 2023;66(3):367–375. <https://doi.org/10.17073/0368-0797-2023-3-367-375>

A METHOD FOR STUDYING THE FREQUENCY STABILITY OF MATERIALS DURING TESTS FOR MULTI-CYCLE FATIGUE OF STEEL

V. V. Myl'nikov¹, E. A. Dmitriev²

¹ Nizhny Novgorod State University of Architecture, Building and Civil Engineering (65 Il'inskaya Str., Nizhny Novgorod 603950, Russian Federation)

² Komsomolsk-on-Amur State University (27 Lenina Ave., Komsomolsk-on-Amur, Khabarovsk Territory 681013, Russian Federation)

✉ mrmylnikov@mail.ru

Abstract. For trouble-free operation without loss of elastic and inelastic properties of particularly critical elements of electrical-to-mechanical vibration converters during a long period of cyclic operation, it is necessary, in addition to studying the fatigue characteristics of materials used for their manufacture, to study these alloys for frequency stability, since minor deviations in the frequency of natural oscillations lead to unacceptable errors in the operation of such high-precision products. To carry out such studies, we developed and constructed an original installation, in which sinusoidal loading is carried out according to the “soft” scheme of flat samples cantilever bending operating in self-oscillation mode. The frequency of cyclic loading in this installation is generated by current pulses, which are a response to the frequency of the test sample natural oscillations converted using

electronics. As a result, frequency equality is achieved in the test process. An algorithm for calculating stresses depending on the loading amplitude of steel samples of different geometric shapes was developed. It is shown that the stress on the sample calculated by the deformation amplitude in all cases is 8 – 10 % higher than the stress calculated by the force, regardless of the shape of the proposed samples. To verify the proposed research method, martensitic-aging steel was tested at loads close to the fatigue limit, since frequency stability in this range is of great interest. We obtained the frequency characteristics in the multi-cycle test area. It was determined that with an operating time of 50 million loading cycles, the frequency change was 0.75 Hz. The dynamics of frequency stability was revealed: the frequency changed most intensively during the first 10 million loading cycles, during this time the frequency changed by 0.54 Hz.

Keywords: steel, fatigue, strain amplitude, loading frequency, durability, natural oscillation frequency, cyclic strength, frequency stability

For citation: Myl'nikov V.V., Dmitriev E.A. A method for studying the frequency stability of materials during tests for multi-cycle fatigue of steel. *Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2023;66(3):367–375. <https://doi.org/10.17073/0368-0797-2023-3-367-375>

ВВЕДЕНИЕ

Испытания на усталость материалов проводят с целью определения заданных механических характеристик, применяя стандартные методики испытаний [1]. Используя эти данные, выбирают материал для изготовления требуемых деталей и элементов конструкций, проводят прочностные расчеты [2].

Существует достаточно большое разнообразие циклических испытаний материалов [3 – 6]. Для наи-

более точного воспроизведения в образцах напряженного состояния, характерного для конкретных эксплуатационных условий [7 – 10], необходимо выделить из этого многообразия важнейшие параметры усталостного эксперимента:

- программа нагружения, определяемая формой амплитудных значений цикла нагружений (рис. 1);
- схема нагружения (рис. 2);
- вид нагружения: мягкое – с заданным размахом нагрузки (σ , МПа) (например, рис. 2, а), жесткое –

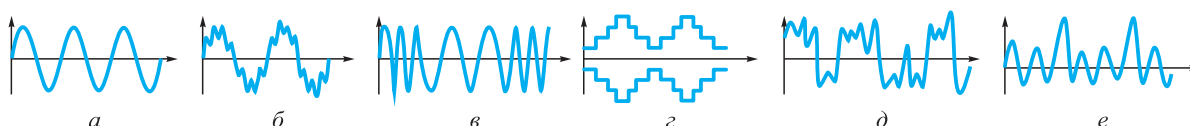


Рис. 1. Разновидности форм амплитуд циклов:

а – синусоидальная форма цикла (гармоническая) с постоянными амплитудными значениями; б – бигармоническая; в – с переменной частотой; з – программированный блочный цикл; д – с воспроизведением эксплуатационного спектра с переменной во времени σ_a с усечением низких σ_a или без их усечения; е – гармонический цикл с одиночными перегрузками

Fig. 1. Varieties of cycle amplitude forms:

а – sinusoidal cycle form (harmonic) with constant amplitude values; б – biharmonic; в – with variable frequency; з – programmed block cycle; д – with reproduction of the operational spectrum with time variable σ_a , with or without truncation of low σ_a ; е – harmonic cycle with single overloads

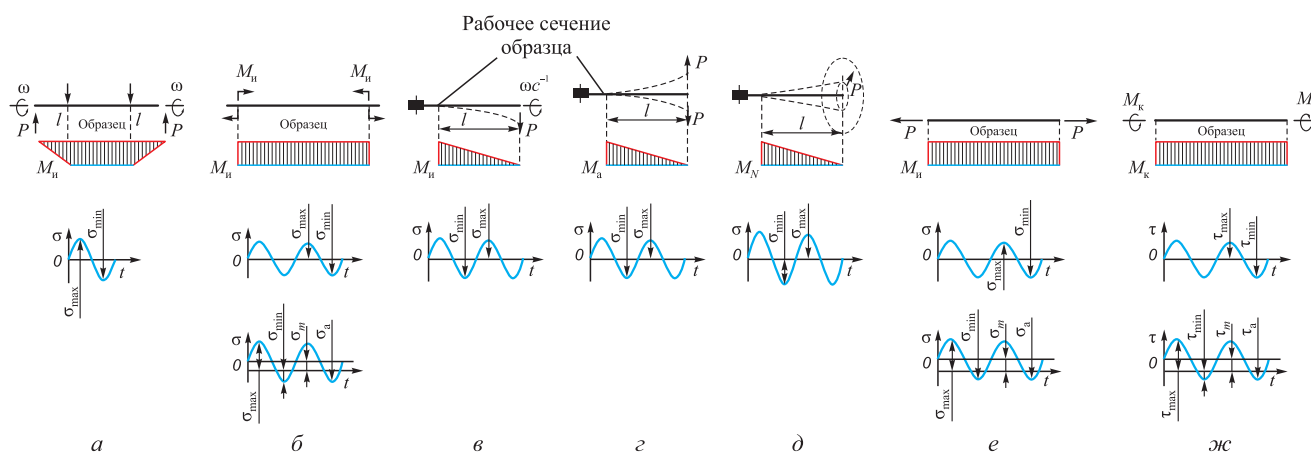


Рис. 2. Схемы нагружения при испытаниях на усталость:

а – чистый изгиб вращающегося цилиндрического образца; б – чистый изгиб в одной плоскости; в – консольный изгиб вращающегося цилиндрического образца; з – консольный циклический поперечный изгиб плоского образца; д – поперечный изгиб при вращении силовой плоскости; е – осевое растяжение по пульсирующему циклу; жс – знакопеременное кручение

Fig. 2. Loading schemes during fatigue tests:

а – pure bending of a rotating cylindrical sample; б – pure bending in one plane; в – cantilever bending of a rotating cylindrical sample; з – cantilever cyclic transverse bending of a flat sample; д – transverse bending during rotation of the force plane; е – axial stretching along a pulsating cycle; жс – alternating torsion

с заданным размахом деформаций (ϵ , мм) (например, рис. 2, з).

В случае конструирования деталей особо ответственного назначения необходимо проводить специализированные узконаправленные испытания материалов, используя вновь создаваемые оригинальные машины и установки с соответствующими экспериментальными методиками.

Так, для изготовления упругих элементов, работающих в сложных условиях циклического нагружения, а также изделий со стабильными размерами требуются материалы с минимальными проявлениями неупругих свойств. В литературных источниках такого рода неупругие свойства при циклическом нагружении имеют различные названия: внутреннего трения, несовершенной упругости, демпфирования, механического гистерезиса, рассеяния энергии, циклической вязкости [11]. В основном такие исследования строятся, исходя из предположения о локализации микропластических деформаций в процессе циклического нагружения, неравномерно возникающих из-за неоднородности различных свойств материала на микроуровне. В других случаях применяют метод динамического механического анализа при изменении температуры для определения предела упругости и энергии активации микромеханизма деформации [12 – 15].

Задача исследования заключалась в разработке экспериментальной методики оценки частотной стабильности материалов для изготовления упругих элементов высокоточных излучателей, преобразующих электрические колебания в механические. В данном случае незна-

чительные изменения частот собственных колебаний, которые связаны с модулем упругости, явлением неупругости и колебанием атомов и их решеток, приводят к недопустимым погрешностям при преобразовании видов колебаний и преждевременному усталостному разрушению [16 – 19].

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЙ

Разработана оригинальная установка (рис. 3) для испытаний по «мягкой» схеме консольного изгиба плоского образца в автоколебательном режиме изотермического циклического нагружения [20]. Установка работает на основе электромеханической системы, в которой возбуждение механических колебаний происходит, исходя из собственной частоты колебания (СЧК) испытуемого образца, т. е. осуществлен режим, когда частота возбуждающей силы или частота циклического нагружения (ЧЦН) всегда равна СЧК образца.

Установка содержит три основные части, расположенные отдельно:

- станину, предназначенную для крепления испытуемого образца и электромагнитного возбудителя;
- блок питания и автоматики, предназначенный для питания катушки электромагнитного возбудителя током необходимой величины и частоты;
- средство измерения параметров колебательного процесса и наблюдения за формой колебаний.

Принцип работы установки заключается в следующем. Станина, представляющая собой массивный

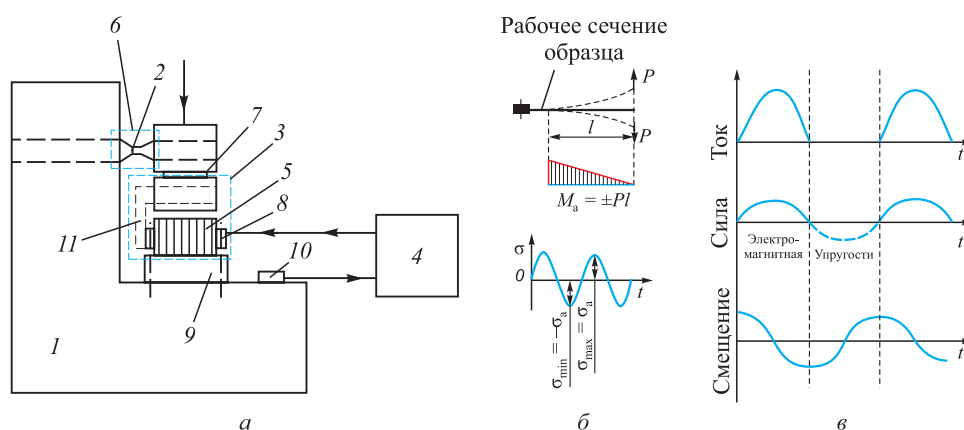


Рис. 3. Схемы:

- а – установки для испытаний на частотную стабильность: 1 – станина; 2 – образец; 3 – электромагнитный возбудитель; 4 – блок питания и автоматики; 5 – катушка электромагнитного возбудителя; 6 – средство измерения параметров колебательного процесса; 7 – ферромагнитный якорь электромагнитного возбудителя; 8 – статор электромагнитного возбудителя; 9 – виброизоляторы; 10 – датчик виброускорения; 11 – П-образный ленточный сердечник; б – нагрузки при консольном циклическом поперечном изгибе плоского образца; в – согласования импульсов тока, электромагнитной силы и силы упругости с перемещением консоли исследуемого образца в данной установке

Fig. 3. Diagrams:

- а – frequency stability testing installations: 1 – bed; 2 – sample; 3 – electromagnetic exciter; 4 – power supply and automation unit; 5 – coil of electromagnetic exciter; 6 – means of measuring parameters of the oscillatory process; 7 – ferromagnetic armature of electromagnetic exciter; 8 – electromagnetic stator exciter; 9 – vibration isolators; 10 – vibration acceleration sensor; 11 – U-shaped ribbon core; б – loads during cantilever cyclic transverse bending of a flat sample; в – matching current pulses, electromagnetic force and elastic force with movement of the console of the test sample in this installation

Г-образный металлический блок, который устанавливается на столе через виброизоляторы, воспринимает колебания образца и передает их пьезоэлектрическому датчику виброускорения. Сигнал с этого датчика поступает в блок питания и автоматики, который, в свою очередь, питает катушку электромагнитного возбуждателя генерируемыми импульсами тока частотой, равной СЧК образца. Для исключения наложения волн колебательной энергии и повышения точности их передачи, станина и катушка, собранная совместно со статором одного конца сердечника электромагнитного возбуждателя, разделены виброизоляторами в виде виброизоляционных прокладок.

Катушка электромагнитного возбуждателя питается пульсирующим током от блока питания (рис. 3, а). При протекании тока возникает электромагнитная сила, под действием которой якорь с образцом движется вниз. При прерывании тока образец под действием силы упругости стремится вернуться в исходное положение. Таким образом осуществляется циклическое нагружение в представленной установке, а полный цикл перемещения нагруженного конца образца в процессе работы демонстрируется на рис. 3, в. При этом СЧК изменяется в процессе усталости материала, что приводит к изменению ЧЦН.

По результатам многократно повторяющихся циклов определены параметры многоциклового усталости и амплитудно-частотные характеристики для оценки частотных свойств, которые зависят от роли упругой составляющей исследуемого материала при циклическом нагружении, а также предел выносливости. Изменение получаемых частотных показаний может также применяться как мера поврежденности образцов для оценки остаточного ресурса [21].

В установке предусмотрены следующие средства измерения:

- измерение частоты;
- счет числа циклов нагружения;
- измерение амплитуды колебаний оптическим методом;
- измерение амплитуды колебаний фотоэлектрическим методом;
- измерение амплитуды колебаний с помощью пьезоэлектрического датчика виброускорения;
- измерение среднего значения тока в катушке возбуждателя;
- наблюдение за колебательным процессом с помощью осциллографа.

Для испытаний изготавливались образцы из стали 03Н18К9М5Т-ЭЛ, показанные на рис. 4, их размеры приведены в таблице.

Напряжение в расчетном сечении образца определяли по амплитуде колебаний. Определение напряжений основано на установлении расчетной зависимости между усилием, прикладываемым к образцу, и его перемещением в точке приложения силы с последующим

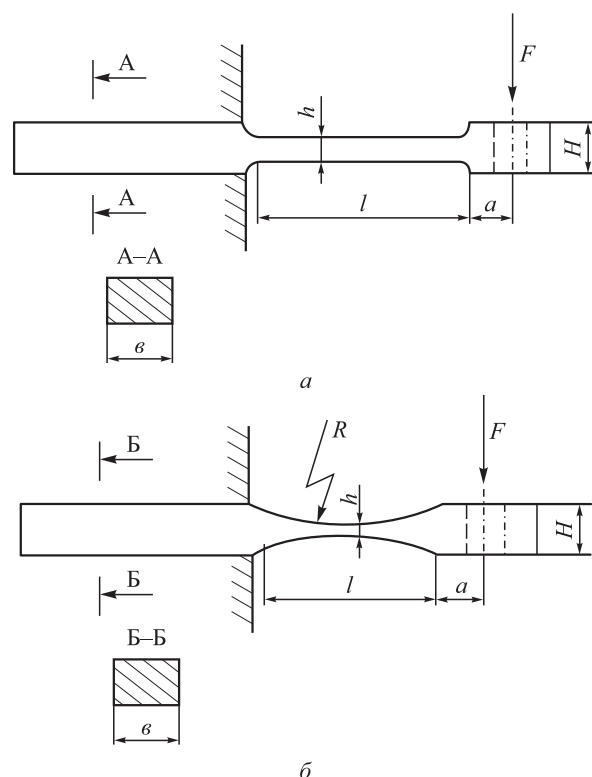


Рис. 4. Эскизы образцов:
а – плоские образцы; б – корсетные образцы

Fig. 4. Sketches of the samples:
a – flat samples; б – corset samples

Размеры образцов для испытания на усталость, мм

Dimensions of fatigue test samples, mm

Образец	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>l</i>	<i>h</i>	<i>H</i>	<i>R</i>
<i>a</i>	10	22	43	5	13	–
<i>б1</i>	9	20	56	5	13	100
<i>б2</i>	24	20	56	5	13	100

определением напряжения по известной силе. Установление расчетной зависимости между усилием и перемещением проводится для статического режима. При этом полагается, что в динамическом режиме (в процессе колебаний) действующие на образец силы (внешняя, инерции, упругости) создадут такое же максимальное напряжение и такое же максимальное перемещение (амплитуду колебаний), как и статическая сила, равная по величине результирующей динамической.

При расчете используется приближенное дифференциальное уравнение изогнутой оси балки переменного сечения:

$$EJ(x) \frac{d^2 y}{dx^2} = M(x), \quad (1)$$

где $J(x)$ – момент инерции сечения; E – модуль Юнга; $M(x)$ – изгибающий момент; y – координата в направлении

нии действия силы; x – координата в направлении оси балки.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ

НАПРЯЖЕНИЕМ И АМПЛИТУДОЙ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ ПЛОСКИХ ОБРАЗЦОВ

Начало координат располагается в месте заделки образца. Момент на расстоянии x от места заделки:

$$M = F(l + a - x). \quad (2)$$

Уравнение для перемещения части образца с высотой h : $\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{F(l + a - x)}{EJ_1}$, где $J_1 = \frac{bh^3}{12}$.

Начальные условия: $x = 0$; $y_1 = 0$; $\frac{dy_1}{dx} = 0$.

Решение с учетом начальных условий:

$$\begin{cases} \frac{dy_1}{dx} = \frac{F}{EJ_1} x \left(l + a - \frac{x}{2} \right); \\ y_1 = \frac{F}{EJ_1} \frac{x^2}{2} \left(l + a - \frac{x}{3} \right). \end{cases} \quad (3)$$

Уравнение для перемещения части образца с высотой H : $\frac{d^2 y_2}{dx^2} = \frac{F(l + a - x)}{EJ_2}$, где $J_2 = \frac{bH^3}{12}$.

Решение уравнения:

$$\begin{cases} \frac{dy_2}{dx} = \frac{F}{EJ_2} x \left(l + a - \frac{x}{2} \right) + C_1; \\ Y_2 = \frac{F}{EJ_2} \frac{x^2}{2} \left(l + a - \frac{x}{3} \right) + C_1 x + C_2. \end{cases} \quad (4)$$

Начальные условия: $x = l$; $\frac{dy_1}{dx} = \frac{dy_2}{dx}$; $y_1 = y_2$.

Подставив значения $x = l$ в (3) и (4), и решив полученные уравнения, находим:

$$C_1 = \frac{F}{E} l \left(\frac{l}{2} + a \right) \left(\frac{1}{J_1} - \frac{1}{J_2} \right); \quad C_2 = \frac{F}{E} \frac{l^2}{2} \left(\frac{l}{3} + a \right) \left(\frac{1}{J_1} - \frac{1}{J_2} \right).$$

Значения постоянных C_1 и C_2 и уравнение для y_2 из (4) позволяют найти максимальное смещение в точке приложения силы при $x = l + a$:

$$A_m = \frac{F}{EJ_2} \frac{(l + a)^3}{3} + \frac{F}{E} l(l + a) \left(\frac{l}{a} + a \right) \left(\frac{1}{J_1} - \frac{1}{J_2} \right) - \frac{F}{E} \frac{l^2}{2} \left(\frac{l}{3} + a \right) \left(\frac{1}{J_1} - \frac{1}{J_2} \right).$$

При принятых размерах h и H имеет место неравенство $J_2 \gg J_1$ ($J_1 = 208,3 \text{ мм}^4$; $J_2 = 3662 \text{ мм}^4$). Учтыва-

вая это неравенство и пренебрегая собственным изгибом утолщенной части с высотой H , получим более простое выражение:

$$A_m = \frac{Fl}{EJ_1} \left(a^2 + la + \frac{l^2}{3} \right). \quad (5)$$

Напряжение в расчетном сечении (у места заделки): $\sigma = \frac{F(l + a)}{W}$.

Определив F из уравнения (5) и учтя, что $\frac{J_1}{W} = \frac{h}{2}$,

получим окончательное выражение:

$$\sigma = \frac{1,5h(l + a)}{l(3a^2 + 3la + e^2)} EA_m. \quad (6)$$

Для размеров образца, указанного на рис. 4, a : $\sigma = 26,9 \cdot 10^{-5} EA_m$.

При среднем значении модуля Юнга $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$: $\sigma = 53,8 A_m$, где σ в МПа, A_m в мм.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ

НАПРЯЖЕНИЕМ И АМПЛИТУДОЙ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ КОРСЕТНЫХ ОБРАЗЦОВ

Рассмотрим отдельно перемещение закругленной части и перемещение утолщенной части.

Для определения перемещения закругленной части расположим начало координат в центре этой части образца, на расстоянии $l/2$ от места заделки. В этом случае высота сечения, расположенного на расстоянии x от начала координат:

$$h(x) = h + \left(R - \sqrt{R^2 - x^2} \right). \quad (7)$$

Момент на расстоянии x : $M(x) = F \left(\frac{l}{2} + a - x \right)$.

Формула для перемещения рассматриваемой части образца получается из уравнения (1) подстановкой значений $J_1 = \frac{bh^3(x)}{12}$. В свою очередь $h(x)$ берется из уравнения (7).

В результате получаем:

$$\frac{d^2 y_1}{dx^2} = \frac{1,5F}{bE} \frac{0,5l + a - x}{\left(0,5h + R - \sqrt{R^2 - x^2} \right)^3}. \quad (8)$$

Значение x лежит в пределах: $-\frac{l}{2} \leq x \leq l_2$.

Решение дифференциального уравнения (8) с помощью ЭВМ позволяет найти при $x = 0,5l$: перемещение y_{1m} , угол $\theta_{1m} = \frac{dy_1}{dx}$.

Для определения перемещения утолщенной части расположим начало координат на расстоянии l от места заделки образца.

Уравнение для перемещения этой части образца:

$$\frac{d^2 y_2}{dx^2} = \frac{F(a-x)}{EJ_2}, \text{ где } J_2 = \frac{bH^3}{12}.$$

Решение уравнения:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dy_2}{dx} &= \frac{F}{EJ_2} x \left(a - \frac{x}{2} \right) + C_1; \\ y_2 &= \frac{F}{EJ_2} \frac{x^2}{2} \left(a - \frac{x}{3} \right) + C_1 x + C_2, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где $0 \leq x \leq a$.

Начальные условия: $x = 0$; $\theta_{1m} = \frac{dy_2}{dx}$; $y_2 = y_{1m}$.

Отсюда $C_1 = \theta_{1m}$; $C_2 = y_{1m}$.

Подставив значение $x = a$ в (9), находим значение y_2 в точке приложения силы, которое соответствует

амплитуде колебаний: $A_m = \frac{F}{EJ_2} \frac{a^3}{2} + \theta_{1m} a + y_{1m}$.

Ввиду большой величины J_2 , первый член этого выражения в тысячи раз меньше двух других и им можно пренебречь.

Обозначим через θ'_{1m} и y'_{1m} значение соответствующих величин, которые определяются из уравнения (9) при $\frac{1,5F}{bE} = 1$.

Тогда $\theta_{1m} = \theta'_{1m} \frac{1,5F}{bE}$; $y_{1m} = y'_{1m} \frac{1,5F}{bE}$.

В результате для амплитуды колебаний получим:

$$A_m = \frac{1,5F}{bE} (\theta'_{1m} a + y'_{1m}). \quad (10)$$

Напряжение в расчетном сечении в середине закругленной части: $\sigma = \frac{F(0,5l+a)}{W}$.

Определив F из уравнения (10) и учтя, что $W = \frac{bh^2}{6}$, получим окончательное выражение:

$$\sigma = \frac{2(l+2a)}{h^2(\theta'_{1m} a + y'_{1m})} EA_m. \quad (11)$$

Задача решена численным методом с помощью ЭВМ. В результате расчета для образцов б1 и б2 с указанными размерами (см. таблица, рис. 4), определено:

- образец б1: $\theta'_{1m} = 59,84$; $y'_{1m} = 1853,2$;
- образец б2: $\theta'_{1m} = 84,1$; $y'_{1m} = 2532,4$.

Из уравнения (11) находим:

- образец (б1): $\sigma = 24,75 \cdot 10^{-3} EA_m$, МПа;
- образец (б2): $\sigma = 18,3 \cdot 10^{-3} EA_m$, МПа.

При среднем значении модуля Юнга $E = 2 \cdot 10^5$ МПа:

- $\sigma = 49,5 A_m$ для образца б1;

– $\sigma = 36,6 A_m$ для образца б2.

В вышеприведенных выражениях σ в МПа, A_m в мм.

ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

НАПРЯЖЕНИЯ В РАСЧЕТНОМ СЕЧЕНИИ

Зная погрешности прямого измерения амплитуды колебаний модуля Юнга и геометрических размеров образца, можно рассчитать погрешность косвенного измерения величины σ , воспользовавшись формулой (6)

$$\frac{\Delta \sigma}{\sigma} = \delta_A + \delta_E + \delta_e, \quad (12)$$

где $\delta_E = \frac{\Delta E}{E}$ – относительная погрешность определения

модуля Юнга; $\delta_A = \frac{\Delta A}{A}$ – относительная погрешность определения амплитуды;

$$\begin{aligned} \delta_e &= \frac{\Delta h}{h} + \left[\frac{1}{a+l} + \frac{1}{l} + \frac{2l+3a}{3 \left(a^2 + ab + \frac{l^2}{3} \right)} \right] \Delta l + \\ &+ \left(\frac{1}{a+l} + \frac{l+2a}{a^2 + al + \frac{l^2}{3}} \right) \Delta a - \end{aligned} \quad (13)$$

относительная погрешность определения линейных размеров образца.

Относительная погрешность определения амплитуды колебаний определена ранее: $\delta_A = 0,01$ (1 %).

Относительную погрешность определения линейных размеров образца можно рассчитать по формуле (13):

$$\delta_e = 0,0123 \text{ (1,23 \%)} \quad (14)$$

В определении модуля Юнга существует некоторая неопределенность. Литературные данные указывают, что эта величина для высокоупругих сталей может находиться в пределах от $1,9 \cdot 10^5$ до $2,1 \cdot 10^5$ МПа. Очевидно, в рассматриваемом случае за погрешность в определении модуля Юнга необходимо взять $\Delta E = \pm 10^4$ МПа. Тогда получим:

$$\delta_E = 0,05 \text{ (5 \%)} \quad (15)$$

Суммарная погрешность определения напряжения в расчетном сечении равна

$$\frac{\Delta \sigma}{\sigma} = 0,0723 \text{ (7,23 \%)} \quad (16)$$

В качестве контрольного метода определения напряжения в образце использовался метод статической тарировки, который основан на статическом нагружении образца силой F , измеряемой образцовым динамо-

метром. Напряжение в образце рассчитывалось по известной силе с использованием формулы

$$\sigma = \frac{6F(l+a)}{bh^2}. \quad (17)$$

Одновременно с показаниями образцового динамометра снимались данные измерителя линейных перемещений, определяющего деформацию при нагружении.

Получены следующие значения:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_A &= 501A_m \cdot 10^{-6}, \text{ Па}, \\ \sigma_F &= \frac{6(l+a)}{bh^2} F = 0,596 \cdot 10^{-6} F, \text{ Па}; \\ &\text{для образца } a \\ \sigma_A &= 485A_m \cdot 10^{-6}, \text{ Па}, \\ \sigma_F &= \frac{6(l/2+a)}{bh^2} F = 0,444 \cdot 10^{-6} F, \text{ Па}. \\ &\text{для образца } b \end{aligned} \right\}$$

Отсюда видно, что напряжения в образцах, определенные по амплитуде деформации и по силе, измеренной образцовым динамометром, отличаются не более, чем на 10 %.

Чтобы оценить этот результат, рассчитаем погрешность определения напряжения в образце по формуле (17). Она складывается из погрешности определения силы $\sigma_F = \frac{\Delta F}{F}$ и погрешности определения

линейных размеров образца $\sigma_E = \frac{\Delta l + \Delta a}{l + a} + \frac{\Delta b}{b} \frac{z \Delta h}{h}$:

$$\frac{\Delta \sigma}{\sigma} = \delta_F + \delta_e. \quad (18)$$

При определении размеров образца микрометром $\Delta a = \Delta l = \Delta b = \Delta h = 0,01$ мм и погрешность $\delta_e = 0,00075$ (0,075 %) величина достаточно малая. Основную погрешность вносит процесс измерения силы образцовым динамометром. Эта величина составляет ~1 % и полностью определяет погрешность тарировки.

Напряжение на образце, рассчитанное по амплитуде деформации σ_A , в обоих случаях на 8 – 10 % выше напряжения, рассчитанного по силе σ_F , как на образцах, показанных на рис. 4, а, так и на образцах, представленных на рис. 4, б. Такое расхождение можно объяснить рядом факторов: погрешностью в определении модуля Юнга, допущениями, сделанными при выводе расчетных формул для σ_A и неучтенными при тарировке систематическими погрешностями.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

В качестве примера применения представленного метода исследования частотной стабильности приведем исследование образца стали 03Н18К9М5Т-ЭЛ (рис. 4, а). Наибольший интерес представляет стабильность частоты

при нагрузках, близких к пределу усталости. Поэтому рассмотрим частотные характеристики для образца, который работал с нагрузкой 670 МПа при частоте около 200 Гц. Изменение частоты от начальной в сторону увеличения принято за положительное, в сторону уменьшения – за отрицательное. За контрольное число наработки принято 50 млн циклов нагружения. Максимальное изменение частоты составило 0,75 Гц, что в сравнении с другими образцами показало наилучший результат – самую высокую частотную стабильность. При этом установлено, что наиболее интенсивно частота изменялась при первых 10 млн циклов нагружения, за это время частота изменилась на 0,54 Гц. При непрерывной работе в течение дня образец набирал примерно 10 млн циклов. Частота изменялась при остановке на ночь: утром, после 10-часовой паузы, частота больше, чем накануне вечером при остановке испытаний.

На частотных характеристиках, показанных на рис. 5, а, получены две огибающие кривые, одна из которых (1) соответствует частоте в момент включения, а другая (2) частоте в момент отключения после дневной работы. Следовательно, кривая 1 показывает изменение начальной частоты (частоты включения), а 2 – изменение конечной частоты (частоты отключения). Суточные изменения частоты при наработке циклов лежат в области, ограниченной этими двумя кривыми. На другой частотной характеристике (рис. 5, б) приведена одна ломаная линия. Вертикальные скачки соответствуют

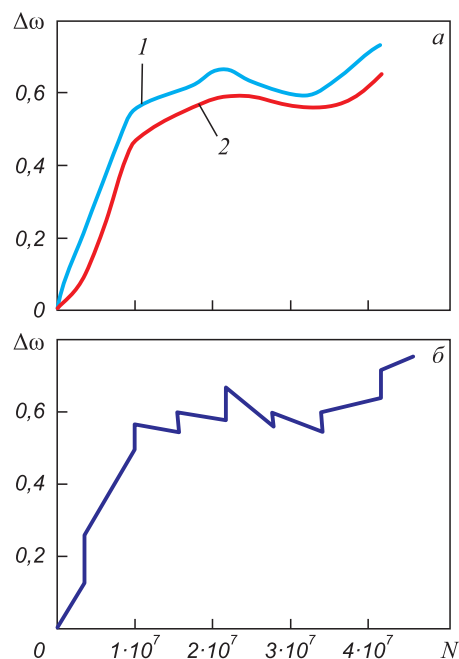


Рис. 5. Частотные характеристики при циклическом нагружении с перерывами в испытаниях:

1 – частота в момент включения; 2 – частота в момент отключения

Fig. 4. Frequency characteristics during cyclic loading with interruptions in tests:

1 – frequency at the moment of switching on; 2 – frequency at the moment of shutdown

изменению частоты после ночного перерыва испытаний. Наклонные линии показывают ход суточного изменения частоты по мере увеличения числа циклов работы.

Выводы

Предложен метод и алгоритмы расчета напряжений стальных образцов различной геометрической формы для оценки изменения амплитудно-частотных характеристик в процессе циклического нагружения по схеме поперечного консольного изгиба плоских образцов в режиме «мягкого» нагружения с синусоидальной формой приложения нагрузки. Данный метод является эффективным инструментом для анализа частотной стабильности материала и изменения частот колебаний образца с учетом перерывов испытаний на усталость. Кроме того, по полученным характеристикам несложно определить внутреннее трение материала и внутреннее рассеяние энергии для определения демпфирующей способности материала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

- Школьник Л.М. *Методика усталостных испытаний: Справочник*. Москва: Металлургия; 1978:304.
- Gadolina I.V., Makhutov N.A., Erpalov A.V. Varied approaches to loading assessment in fatigue studies. *International Journal of Fatigue*. 2021;144:106035. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2020.106035>
- Suresh S. *Fatigue of Metals*. Cambridge University Press; 2006:701.
- Терентьев В.Ф., Кораблева С.А. *Усталость металлов*. Москва: Наука; 2015:479.
- Gromov V.E., Ivanov Yu.F., Vorobiev S.V., Konovalov S.V. *Fatigue of Steels Modified by High Intensity Electron Beams*. Cambridge; 2015:272.
- Mughrabi H., Christ H.-J. Cyclic deformation and fatigue of selected ferritic and austenitic steels; specific aspects. *ISIJ International*. 1997;37(12):1154–1169. <https://doi.org/10.2355/isijinternational.37.1154>
- Gadenin M.M. Study on damaging and fatigue life of constructions under single- and two-frequency loading modes based on deformational and energy approaches. *Inorganic Materials*. 2018;54(15):1543–1550. <https://doi.org/10.1134/S0020168518150049>
- Гаденин М.М. Влияние формы цикла нагружения на сопротивление циклическому деформированию и разрушению конструкционных материалов. *Вестник научно-технического развития*. 2010;(9(37)):15–19.
Gadenin M.M. Influence of loading cycle form on resistance to cyclic deformation and destruction of structural materials. *Vestnik nauchno-tehnicheskogo razvitiya*. 2010;(9(37)): 15–19. (In Russ.).
- Мыльников В.В., Шетулов Д.И., Кондрашкин О.Б., Чернышов Е.А., Пронин А.И. Изменение показателей сопротивления усталости конструкционных сталей при различных спектрах нагружения. *Известия вузов. Черная металлургия*. 2019;62(10):796–802. <https://doi.org/10.17073/0368-0797-2019-10-796-802>
- Myl'nikov V.V., Shetulov D.I., Kondrashkin O.B., Chernyshov E.A., Pronin A.I. Changes in fatigue resistance of structural steels at different loading spectra. *Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2019;62(10):796–802. (In Russ.). <https://doi.org/10.17073/0368-0797-2019-10-796-802>
- Гаденин М.М. Расчетно-экспериментальная оценка роли соотношения частот в измерении долговечности при двух-частотных режимах деформирования. *Заводская лаборатория. Диагностика материалов*. 2019;85(1–1):64–71. <https://doi.org/10.26896/1028-6861-2019-85-1-64-71>
Gadenin M.M. Calculation-and-experimental estimation of the role of the frequency ratio in changing the endurance at two-frequency deformation modes. *Zavodskaya laboratoriya. Diagnostika materialov*. 2019;85(1-1):64–71. (In Russ.). <https://doi.org/10.26896/1028-6861-2019-85-1-64-71>
- Troshchenko V.T., Khamaza L.A., Pokrovsky V.V., etc. *Cyclic Deformation and Fatigue of Metals*. Bily M. ed. Amsterdam: Elsevier; 1993:500.
- Головин С.А., Тихонова И.В. Температурная зависимость внутреннего трения и свойства деформированных малоуглеродистых сплавов железа. *Деформация и разрушение материалов*. 2013;(7):16–21.
Golovin S.A., Tikhonova I.V. Temperature dependence of internal friction and properties of deformed low-carbon iron alloys. *Deformatsiya i razrushenie materialov*. 2013;(7): 16–21. (In Russ.).
- Головин С.А., Петрушина А.Г. Температурный спектр внутреннего трения чугунов. *Известия вузов. Черная металлургия*. 2009;52(9):51–54.
Golovin S.A., Petrushina A.G. Temperature spectrum of internal friction of cast iron. *Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2009;52(9):51–54. (In Russ.).
- McClaffin D., Fatemi A. Torsional deformation and fatigue of hardened steel including mean stress and stress gradient effects. *International Journal of Fatigue*. 2004;26(7):773–784. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2003.10.019>
- Головин И.С., Бычков А.С., Михайловская А.В., Добаткин С.В. Вклад фазовых и структурных превращений в многокомпонентных Al-Mg сплавах в линейные и нелинейные механизмы неупругости. *Физика металлов и металловедение*. 2014;115(2):204. <https://doi.org/10.7868/S0015323014020089>
Golovin I.S., Bychkov A.S., Mikhailovskaya A.V., Dobatkin S.V. Contributions of phase and structural transformations in multicomponent Al-Mg alloys to the linear and non-linear mechanisms of anelasticity. *The Physics of Metals and Metallography*. 2014;115(2):192–201. <https://doi.org/10.1134/S0031918X14020082>
- Kardashev B.K., Sapozhnikov K.V., Betekhtin V.I., Kadomtsev A.G., Narykova M.V. Internal friction, Young's modulus, and electrical resistivity of submicrocrystalline titanium. *Physics of the Solid State*. 2017;59(12):2381–2386. <https://doi.org/10.1134/S1063783417120204>
- Blanter M.S., Golovin I.S., Neuhauser H., Sinning H.R. Internal friction in metallic materials. *Springer Series in Materials Science*. 2007;90:1–535. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-68758-0>
- Столяров В.В. Неупругость ультрамелкозернистых металлов. *Известия вузов. Черная металлургия*. 2010;53(11): 51–54.

- Stolyarov V.V. Inelasticity of ultrafine-grained metals. *Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2010;53(11):51–54. (In Russ.).
19. Romaniv O.N., Laz'ko L.P., Krys'kiv A.S. Relationship of internal friction to the fatigue life of patented steel wire. *Soviet Mater Science*. 1984;19:522–527.
<https://doi.org/10.1007/BF00722120>
20. Пат. 2781466 RU. Установка для испытаний на усталость / Мыльников В.В., Шетулов Д.И.; заявл. 14.09.2021; опубл. 12.10.2022. Бюл. № 29.
21. Демидов А.С., Кашелкин В.В. Определение поврежденности и напряженного состояния балочных образцов по изменению собственной частоты и амплитуды колебаний. *Вестник Московского авиационного института*. 2009;16(3):62–64.
Demidov A.S., Kashelkin V.V. Determination of damage and stress state of beam samples by changing the natural frequency and amplitude of vibrations. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*. 2009;16(3):62–64. (In Russ.).

Сведения об авторах

Information about the Authors

Владимир Викторович Мыльников, к.т.н., доцент кафедры «Технологии строительства», Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет

ORCID: 0000-0001-5545-4163

E-mail: mrmylnikov@mail.ru

Эдуард Анатольевич Дмитриев, д.т.н., доцент, ректор, Комсомольский-на-Амуре государственный университет

ORCID: 0000-0001-8023-316X

E-mail: rector@knastu.ru

Vladimir V. Myl'nikov, Cand. Sci. (Eng.), Assist. Prof. of the Chair "Building Technology", Nizhny Novgorod State University of Architecture, Building and Civil Engineering

ORCID: 0000-0001-5545-4163

E-mail: mrmylnikov@mail.ru

Eduard A. Dmitriev, Dr. Sci. (Eng.), Assist. Prof., Rector, Komsomolsk-on-Amur State University

ORCID: 0000-0001-8023-316X

E-mail: rector@knastu.ru

Поступила в редакцию 12.02.2023

После доработки 12.03.2023

Принята к публикации 11.04.2023

Received 12.02.2023

Revised 12.03.2023

Accepted 11.04.2023