

## МОНТАЖ ПРЕССО-ВАЛЬЦОВОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ

ФИЛАТОВ Ю.Е., ШАПИН В.И., кандидаты техн. наук, КРАСНОВСКИЙ С.Я., МУХАМЕТШИН И.Г., инженеры

Приводится аналитическая модель прессо-вальцовочных соединений, имеющих широкое применение в конструкциях теплоэнергетического оборудования ТЭС и АЭС с определенными краевыми условиями, определяющими контактные жесткости в стыке. Определены параметры взаимной чувствительности качества сборки и амплитудно-частотного распределения. Рассматриваются результаты натуральных экспериментов с использованием средств автоматизации и дифференциацией основных видов дефектов при монтаже соединения.

*Ключевые слова:* теплообменные установки, вальцовочные соединения, вибрационный контроль.

## ASSEMBLY OF COMPACTING-ROLLER CONJUNCTIONS OF HEAT-POWER ENGINEERING EQUIPMENT, USING MECHANICAL FLUCTUATION

FILATOV Yu.E., Ph.D., SHAPIN V.I., Ph.D., KRASNOVSKIY S.Ya., engineer, MUKHAMETSHIN I.G., engineer

The work represents the analytic model of compacting-roller conjunctions, which are widely used in HPS and APP heat-power engineering equipment constructions with definite edge conditions, which determine contact stiffness in a conjunction. The authors have also defined the mutual response parameters of assembly quality and amplitude-frequency distribution. There are also the results of full-scale experiments with automation mean using and main types of faults differentiation while conjunction assembly.

*Key words:* heat exchanging units, roller conjunctions, vibration-based check.

**Введение и постановка задачи.** Опыт эксплуатации теплообменных установок свидетельствует о все возрастающей роли и совершенствовании методов контроля вальцовочных соединений [1, 2, 3]. Разгерметизация конструкций приводит к нарушениям как экологических требований, так и технологии производства с аварийными последствиями. Так, при изменении вакуумных характеристик конденсаторов возможно появление недопустимой деформации вала ротора цилиндра низкого давления турбины. Существуют проблемы усталостного разрушения пакетов труб подогревателей высокого давления (ПВД), виброустойчивости экранов труб, котельного оборудования и т.д.

Опыт подтверждает, что используемые в настоящее время методы и средства нормирования плотности и жесткости вальцовочных соединений опрессовкой являются пассивными и не обеспечивают достаточной надежности соединений даже при идеальном состоянии геометрии сопрягаемых диаметров пакетов труб и трубных решеток. Это приводит к необходимости либо повторной переборки, как правило, активной части пакета, либо постановки заглушек на энерговоды, что существенно снижает их энергоемкость и коэффициент полезного действия. Используемые в стандартных рабочих инструментах индикаторы состояния не гарантируют необходимого качества стыка при отклонении сопрягаемых диаметров от эталонного соотношения даже в пределах их допустимых (номинальных) значений [4]. Механические процессы, возникающие в стыке в процессе вальцевания, достаточно сложны и требуют принципиально новых прецизионных средств измерения в дополнение к другим методам [5, 6, 7]. Предложенный ультразвуковой метод контроля крепления труб и трубных решеток [8] и гидравлический способ протяжки вальцовочных концов труб конденсаторов и котлов [9] не обладают достаточ-

ной информативностью по распознаванию вида дефектов сборочного узла. Аналитический подход к решению задачи на основе краевых условий упругопластического и пластического деформирования [10] обнаруживает повышенную чувствительность динамических характеристик к качеству соединения в упругой зоне деформирования. Техническое устройство для вибродиагностики конструкций с учетом контактных деформаций в стыке [11] позволяет определять на основе параметров механических колебаний объекта наличие трещины в упругих подвесах динамически настраиваемых гироскопов.

Ниже рассматриваются моделирование технологии виброрезонансной диагностики конструкций прессо-вальцовочных соединений на основе контактных деформаций поверхностных слоев сопрягаемых деталей стыка в упругой зоне и метод доводки соединения по параметру «жесткость». При этом сохраняются все общие алгоритмические положения о решающих правилах диагностики [12].

**Диагностическая модель соединения.** При вибродиагностике состояния вальцовочных соединений в числе диагностических параметров могут быть использованы как резонансные частоты поперечных колебаний трубы, так и диссипативные характеристики.

Для оценки влияния завальцовки трубы в трубную доску на резонансные частоты вальцовочное соединение представляется в виде упругих связей (рис. 1). Коэффициенты жесткостей этих связей зависят как от собственных деформаций деталей соединения, так и от контактных деформаций поверхностных слоев деталей в стыке. Последние определяются давлением, возникающим при развальцовке.

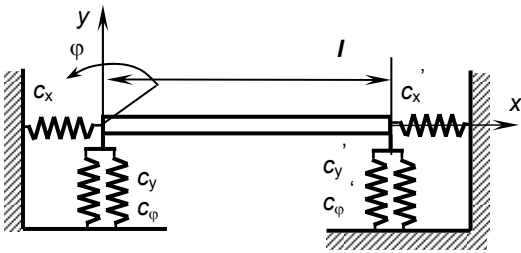


Рис. 1. Динамическая модель жесткостей прессо-валящого соединения на краях: двух линейных  $c_x$ ,  $c_y$  и угловой  $c_\phi$

При составлении дифференциального уравнения плоских поперечных колебаний трубки приняты следующие допущения: механическая колебательная система консервативна; деформации сдвига и инерционные характеристики вращения поперечного сечения вследствие его малой поперечной изгибной жесткости не учитываются.

В процессе вальцовки или при работе из-за изменения температуры возможно появление постоянной продольной силы  $N$ . Кроме этого, из-за малой жесткости трубки и связанной с этим относительно большой амплитуды колебаний в бруске возникают переменные продольные силы. Эти цепные усилия компенсируют уменьшение пролета балки из-за ее изгиба.

Рассматривая элементарный участок бруса (рис. 2), уравнение равновесия для вертикальных составляющих сил имеют вид [13]

$$q_y dx - \frac{\partial Q}{\partial x} dx + (N + \frac{\partial N}{\partial x} dx) \sin(\varphi + d\varphi) - N \sin \varphi = 0. \quad (1)$$

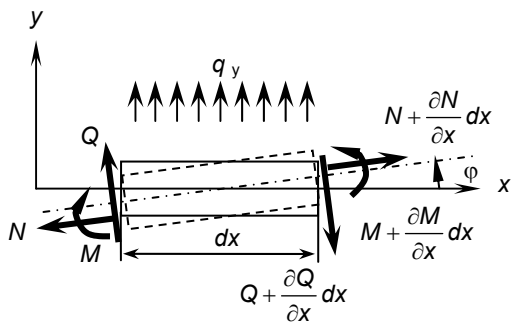


Рис. 2. Нагружение элементарного участка бруса

В данном случае распределенной поперечной нагрузкой являются силы инерции в виде

$$q_y = \rho F a = -\rho F \frac{\partial^2 y(x)}{\partial t^2}. \quad (2)$$

Разделив на  $dx$  и преобразуя уравнение с учетом известных соотношений [13]:

$$\sin \varphi \approx \varphi \text{ [рад]} \approx dy/dx; \quad Q = \partial M / \partial x; \quad M = EJ \partial^2 y / \partial x^2; \\ \frac{\partial N}{\partial x} \varphi + N \frac{\partial \varphi}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} (N \varphi) = \frac{\partial}{\partial x} (N \frac{\partial y}{\partial x}),$$

получим предварительное дифференциальное уравнение поперечных колебаний бруса в виде

$$\rho F \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - \frac{\partial}{\partial x} (N \frac{\partial y}{\partial x}) = 0. \quad (3)$$

Здесь  $m = \rho F$  – погонная масса стержня;  $\rho$  – плотность материала;  $F$  – площадь сечения;  $E$  – модуль продольной упругости;  $J$  – момент инерции сечения относительно нейтральной линии;  $N = N_0 + N(t)$ , где  $N(t)$  – переменная продольная сила, появляющаяся за счет изгиба стержня при колебаниях,  $N_0$  – постоянная её составляющая от изменения температуры.

Изменение пролета балки определяется в виде [13, 14]

$$\Delta l = 0,5 \int_0^l (\frac{\partial y}{\partial x})^2 dx \quad (4)$$

Оно компенсируется продольной деформацией стержня по закону Гука и податливостью продольной связи

$$\Delta l = Nl / (EF) + N/c_x + N/c_x' = N/c_{\text{эКВ}}, \quad (5)$$

где

$$c_{\text{эКВ}} = [1 / (EF + 1/c_x + 1/c_x')]^{-1}. \quad (6)$$

В этом случае выражение для продольной силы приобретает вид

$$N = 0,5 c_{\text{эКВ}} \int_0^l (\frac{\partial y}{\partial x})^2 dx. \quad (7)$$

После подстановки в уравнение (3) и деления на погонную массу  $m$  получим окончательно

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{EJ}{\rho F} \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - \frac{N_0}{\rho F} \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - \frac{1}{2\rho F} \frac{c_{\text{эКВ}}}{\partial x^2} \int_0^l (\frac{\partial y}{\partial x})^2 dx = 0. \quad (8)$$

Решение уравнения (8) определяется в виде разложения по базисным функциям [13]

$$y(x, t) = a_n T(t) Y(x), \quad (9)$$

где  $a_n$  – амплитуда  $n$ -й формы поперечных колебаний.

В итоге получим

$$a_n \ddot{T} Y + \frac{EJ}{\rho F} a_n T Y^{IV} - \frac{N_0}{\rho F} a_n T Y^{II} - \frac{c_{\text{эКВ}}}{2\rho F} a_n^3 T^3 Y^{II} \int_0^l (Y^I)^2 dx = 0.$$

Разделяя функции по аргументам, после деления  $a_n T Y$  получим

$$\frac{\ddot{T}}{T} - \frac{c_{\text{эКВ}}}{2\rho F} a_n^2 T^2 \frac{Y^{II}}{Y} \int_0^l (Y^I)^2 dx = \\ = \frac{EJ}{\rho F} \frac{Y^{IV}}{Y} + \frac{N_0}{\rho F} \frac{Y^{II}}{Y} = -p_n^2. \quad (10)$$

Так как в этом равенстве в каждой части аргументы независимы, то они равны одной постоянной величине и уравнение расщепляется на два:

уравнение частот колебаний

$$\ddot{T} + p_n^2 T - \frac{c_{\text{эКВ}}}{2\rho F} a_n^2 T^3 \frac{Y^{II}}{Y} \int_0^l (Y^I)^2 dx = 0 \quad (11)$$

и уравнение форм колебаний

$$Y^{IV} - \frac{N_0}{EJ} Y^{II} - p_n^2 Y \frac{\rho F}{EJ} = 0. \quad (12)$$

Обозначив в уравнении форм

$$\frac{N_0}{EJ} = \alpha^2, \quad p_n^2 \frac{\rho}{EJ} = k^4, \quad (13)$$

получим

$$Y^{IV} - \alpha^2 Y'' - k^4 Y = 0. \quad (14)$$

Решение для уравнения частот определяется в стандартном виде:

$$T(t) = \sin \omega t,$$

а решение для уравнения собственных форм поперечных колебаний бруса, соответственно,

$$Y = b e^{sx}.$$

После подстановки в дифференциальное уравнение форм колебаний получим характеристическое уравнение

$$s^4 - \alpha^2 s^2 - k^4 = 0$$

с корнями

$$s_1 = \pm \sqrt{\frac{\alpha^2}{2} + \sqrt{\frac{\alpha^4}{4} + k^4}} - \text{действительные корни (гиперболические функции),}$$

$$s_2 = \pm i \sqrt{-\frac{\alpha^2}{2} + \sqrt{\frac{\alpha^4}{4} + k^4}} - \text{мнимые корни (тригонометрические функции)}$$

$$\text{при } N_0 = 0, \alpha = 0 \text{ и } s_1 = s_2 = k = \sqrt[4]{\frac{\rho}{EJ} \frac{F}{p_n^2}}. \quad (15)$$

С учетом этих решений выражение для собственных форм поперечных колебаний стержня приобретает вид

$$Y = b_1 \text{sh } s_1 x + b_2 \text{ch } s_1 x + b_3 \sin s_2 x + b_4 \cos s_2 x, \quad (16)$$

Для определения собственных частот и форм поперечных колебаний стержня рассматриваются граничные условия: края бруса упруго заделаны.

Поперечная сила на конце трубки будет равна реактивной силе в заделке:  $Q = R$ . С учетом податливости заделки в поперечном направлении получим:

$$R = c_y y = c_y a_n T Y;$$

$$Q = \frac{dM}{dx} = EJ \frac{d}{dx} \left( \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) = EJ \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} = EJ a_n T Y''' \quad (17)$$

Для левой заделки:

$$EJ Y'''(0) = -c_y Y(0); \quad Y'''(0) + c_y^* Y(0) = 0,$$

для правой заделки:

$$EJ Y'''(l) = +c_y Y(l); \quad Y'''(l) - c_y^* Y(l) = 0.$$

Здесь  $c_y$  – коэффициент жесткости заделки в поперечном направлении;  $c_y^* = c_y / (EJ)$ .

Изгибающий момент на конце бруса равен реактивному моменту в заделке:  $M_{изг} = M_R$ . С учетом податливости заделки при угловых перемещениях получим:

$$M_R = c_\phi \phi = c_\phi a_n T Y';$$

$$M_{изг} = EJ \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = EJ a_n T Y'' \quad (18)$$

Для левой заделки:

$$EJ Y'''(0) = +c_\phi Y'(0); \quad Y'''(0) + c_\phi^* Y'(0) = 0,$$

для правой заделки:

$$EJ Y'''(l) = -c_\phi Y'(l); \quad Y'''(l) + c_\phi^* Y'(l) = 0.$$

Здесь  $c_\phi$  – коэффициент жесткости заделки при угловых перемещениях;  $c_\phi^* = c_\phi / (EJ)$ .

Подставляя в граничные условия выражение для собственных форм поперечных колебаний стержня и его производные, получим

для левой заделки ( $x = 0$ ):

$$Y'''(0) + c_y^* Y(0) = 0;$$

$$b_1 s_1^3 - b_3 s_2^3 + c_y^* b_2 + c_y^* b_4 = 0;$$

$$Y'''(0) - c_\phi^* Y'(0) = 0;$$

$$b_2 s_1^2 - b_4 s_2^2 - c_\phi^* b_1 s_1 - c_\phi^* b_3 s_2 = 0;$$

для правой заделки ( $x = l$ ):

$$Y'''(l) - c_y^* Y(l) = 0;$$

$$b_1 s_1^3 \text{ch } s_1 l + b_2 s_1^3 \text{sh } s_1 l - b_3 s_2^3 \cos s_2 l + b_4 s_2^3 \sin s_2 l - c_y^* (b_1 \text{sh } s_1 l + b_2 \text{ch } s_1 l + b_3 \sin s_2 l + b_4 \cos s_2 l) = 0;$$

$$Y'''(l) + c_\phi^* Y'(l) = 0;$$

$$b_1 s_1^2 \text{sh } s_1 l + b_2 s_1^2 \text{ch } s_1 l - b_3 s_2^2 \sin s_2 l - b_4 s_2^2 \cos s_2 l + c_\phi^* (b_1 s_1 \text{ch } s_1 l + b_2 s_1 \text{sh } s_1 l + b_3 s_2 \cos s_2 l - b_4 s_2 \sin s_2 l) = 0.$$

Тогда определитель из сомножителей при коэффициентах собственных форм поперечных колебаний стержня приобретает вид

$$\begin{vmatrix} b_1 & b_2 & b_3 & b_4 \\ [s_1^3] & [c_y^*] & [-s_2^3] & [c_y^*] \\ [-c_\phi^* s_1] & [s_1^2] & [-c_\phi^* s_2] & [-s_2^2] \\ [s_1^3 \text{chs}_1 l - c_y^* \text{shs}_1 l] & [s_1^3 \text{shs}_1 l - c_y^* \text{chs}_1 l] & [-s_2^3 \cos s_2 l - c_y^* \sin s_2 l] & [s_2^3 \sin s_2 l - c_y^* \cos s_2 l] \\ [s_1^2 \text{shs}_1 l + c_\phi^* s_1 \text{chs}_1 l] & [s_1^2 \text{chs}_1 l + c_\phi^* s_1 \text{shs}_1 l] & [-s_2^2 \sin s_2 l + c_\phi^* s_2 \cos s_2 l] & [-s_2^2 \cos s_2 l - c_\phi^* s_2 \sin s_2 l] \end{vmatrix} \quad (19)$$

Он определяет частотное уравнение для определения резонансных характеристик системы – собственных частот колебаний. При этом базовыми границами для частот слева и справа по модулю являются известные [13] граничные условия шарнирного и жесткого опирания.

Коэффициенты жесткости упругого защемления бруса при поперечном  $c_y$ , продольном  $c_x$  и угловых  $c_\phi$  перемещениях определяются при расчете с учетом контактных деформаций [12]:

$$c_y = c_{рад} = \pi b \left[ \frac{6\beta(1+\mu) - (1-\mu)}{3E(\beta^2 - 1)(\beta + 1)^2} + \frac{2cm}{d_{нар} 10^3 \sigma_0^{1-m}} \right]^{-1};$$

$$c_\phi = \frac{M}{\phi} = c_{рад} b^2 / 12; \quad (20)$$

$$c_x = c_{прод} = \left( \frac{b}{2EF} + \frac{k_\tau 10^3}{\pi d_{нар} b} \right)^{-1};$$

$$k_\tau = S m \sigma_0^{m-1} / f.$$

Здесь  $\beta = d_{нар} / d_{вн}$  – отношение наружного и внутреннего диаметров трубки;  $\sigma_0$  – среднее контактное давление в цилиндрическом стыке вальцовочного соединения;  $E, \mu$  – модуль продольной упругости и коэффициент поперечной деформации материала трубки (для латуни  $E = 1 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu = 0,36$ );  $b$  – толщина трубной доски;  $m \approx 0,5$  – показатель степени при сближении;  $m_1 \approx 0,07$  – показатель степени при сдвиге;  $c, S$  – коэффициенты пропорциональности для контактных деформаций, зависящие от геометрии поверхности (микрорельефа) и свойств материала ( $c \approx 1,25, S \approx 0,6$ );  $f$  – коэффициент трения покоя ( $0,2 \div 0,5$ ).

Анализ результатов численного расчёта собственных частот колебаний динамической модели при различных комбинациях условий опирания на правой опоре (рис. 3) позволяет сделать вывод о том, что при увеличении радиальной и, следовательно, изгибной жесткости в зоне упругого сопротивления частота первого тона (равно как и остальных) увеличивается.

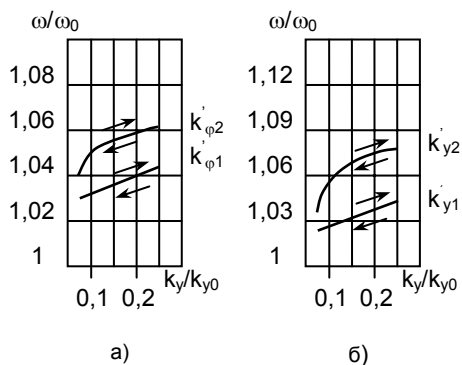


Рис. 3. Чувствительность частотных характеристик к изменению граничных условий: а – изменение угловой жесткости,  $K_{\phi 1} < K_{\phi 2}$ ; б – изменение вертикальной линейной жесткости,  $K_{y1} < K_{y2}$

Жёсткости левой опоры фиксировались постоянными, соответствующими упругой стадии деформирования на этапе режима «прихватка» операции развальцовки. Первый индекс соответствует номеру коэффициента жесткости, второй – форме движения. Здесь за  $\omega_0$  принята частота для случая свободного опирания балки, а  $K_0$  – радиальная жёсткость трубы в недеформированном состоянии.

Полученные результаты не противоречат результатам, полученным ранее в [10]. Они позволяют точнее определять частоты собственных колебаний в наиболее чувствительной по динамике упругой фазе деформирования бруса. Этим объясняется, в частности, и отсутствие гистерезиса, равно как и консервативностью принятой модели. Стрелками на рис. 3 определены циклы нагрузки–разгрузки.

Обнаруженная чувствительность динамических характеристик к изменению граничных условий в процессе развальцовки труб позволяет перейти к построению экспериментального стенда для практической отработки метода контроля соединения на базе вибрационных характеристик. Безусловно и то, что относительно невысокая частотная чувствительность параметров предопределяет разработку аппаратной части с высокостабильными и высокоточными способами как возбуждения, так и регистрации механических колебаний объекта. Чувстви-

тельность диссипативных характеристик к изменению граничных условий в процессе развальцовки соединения определялась экспериментально [15].

**Экспериментальный стенд.** В качестве базового объекта для построения экспериментального стенда использовалась натурная бойлерная установка (рис. 4): длина латунных труб – 1000 мм,  $D/d = 16/14$  мм; 4 секции по 21 трубе в каждой; трубная доска имеет толщину по фланцам 35 мм с диаметром 350 мм.



Рис. 4. Стенд для вибродиагностики качества вальцовочных соединений бойлерной установки

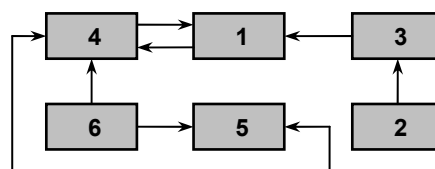


Рис. 5. Блок-схема экспериментального стенда: 1 – объект; 2 – вальцовка; 3 – индикатор нагрузки; 4 – контроллер (ударник и акселерометр); 5 – компьютер; 6 – измерительный усилитель

Блок-схема экспериментального стенда (рис. 5) включает в себя объект (1), монтаж которого осуществляется посредством механической развальцовки (2) с изменением нагрузки при помощи статического тензометрического порогового индикатора (3). Поперечные колебания объекта возбуждаются посредством контроллера (4) с механическим (рис. 6,а) или электромагнитным ударником (рис. 6,б). Предусмотрен и режим вынужденных колебаний.

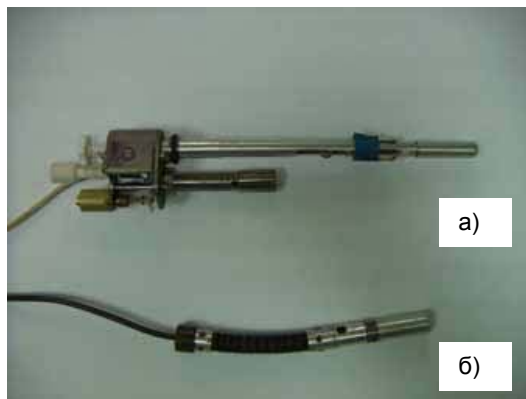


Рис. 6. Чувствительно-измерительные элементы стенда: а – контроллер с механическим ударником; б – контроллер с электромагнитным ударником

Контроллеры содержат в головной части виброакселерометры и вводятся в полость объекта. Управление силой удара нормируется посредством компьютера (5), равно как и съем колебаний в виде осциллограммы свободных затухающих или резонансных колебаний после предварительного усиления (6). Компьютерной фильтрацией сигнала достигается и разделение колебаний по собственным формам. При нормированной силе удара реализовывалось шесть форм поперечных колебаний объекта при вариации крайних усилий последовательно слева и справа.

**Обсуждение результатов.** Анализ предварительных результатов свидетельствует о достаточной чувствительности частот и добротности резонансных колебаний к изменению граничных условий в процессе развальцовки соединений для проведения серии статистических исследований и построения решающего правила. Как и следовало ожидать, качественное поведение параметров на всех исследованных формах колебаний, в целом, одинаковое. В частности, достаточно отчетливо проявляется механизм изменения граничных условий.

Основные виды рассматриваемых дефектов – несовершенство или отклонение от норматива геометрии посадочного отверстия трубной решетки и несоответствие норме радиальных усилий при развальцовке. Необходимо отметить, что если геометрический фактор достаточно легко контролируется в условиях заводской сборки нового оборудования, то он существенно затруднен при перекомпоновке трубной системы вследствие отсутствия эффективных технических средств демонтажа отработанных труб без нарушения поверхности сопряжения трубных решеток. Отмеченные дефекты оказывают решающее влияние на показатели надежности оборудования. Отсутствие эффективного контроля стыка приводит к разгерметизации сборки вследствие неплотности соединения или появления трещины усталостной природы в совокупности со щелевой коррозией.

Анализ экспериментальных амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) дефектной и бездефектной сборки (рис. 7) показывает, что диагностический признак нелинейности АЧХ мягкого типа соответствует неидеальным условиям опирания на начальном этапе сборки в упругой зоне (рис. 7,а).

В процессе развальцовки соединения отмечается увеличение частоты резонансных колебаний и добротности колебательных контуров на всех последовательно возбуждаемых формах колебаний. АЧХ на конечном этапе сборки обнаруживает наличие трещины в соединении (рис. 7,б). Бездефектная модель характеризуется линейными АЧХ: снормирован левый торец (рис. 7,в); качественная сборка обоих торцов (рис. 7,г). Бездефектная сборка определяется также значительным (на порядок) отличием в добротности колебательной системы на начальном и конечном этапах монтажа трубной системы. Следовательно, после проведения нелинейной вибродиагностики состояния геометрии опоры контроль последующей сборки удобно проводить по параметру «добротность».

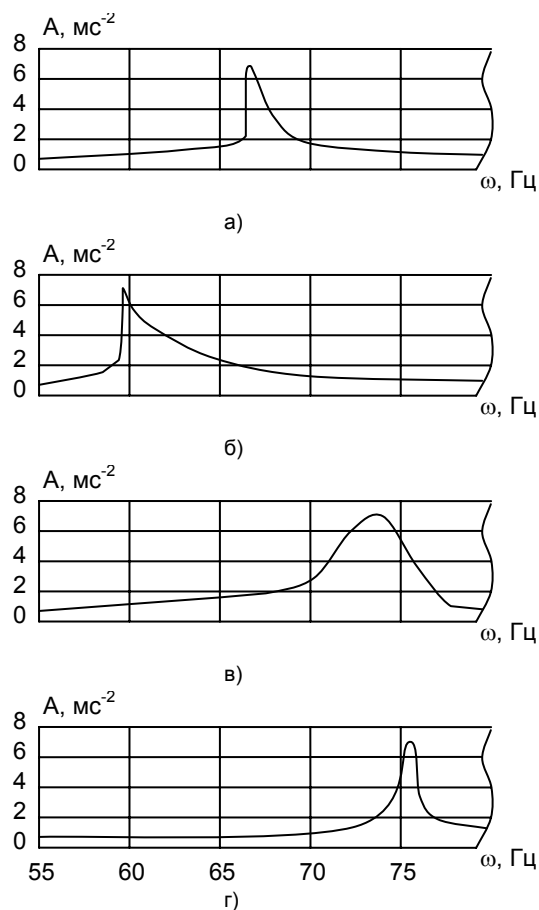


Рис. 7. АЧХ соединения в процессе сборки: а – дефект геометрии стыка; б – дефект трещины в соединении; в – бездефектная сборка одного торца; г – бездефектная итоговая сборка

### Заключение

Разработанная стендовая аппаратура вибрационного нормоконтроля прессио-вальцовочных соединений трубных систем теплообменных аппаратов включает нестандартный виброконтроллер, состоящий из соединенных виброударника и виброприемника, стандартное виброизмерительное оборудование и компьютерное управление с расшифровкой результатов испытания и решающим правилом диагностики на дихатомическом уровне. Общая методология диагностики включает предварительную динамическую тарировку – обучение объекта по параметрам рабочего инструмента, частотных и диссипативных характеристик стыка труба – трубная решетка. Режим диагностики предусматривает экспериментальное определение частот собственных колебаний и добротности после нанесения виброударного теста и отнесение соединения к классам исправного или неисправного состояния в зависимости от положения рабочей точки на амплитудно-частотных характеристиках.

Метод и средство прошли опытное внедрение на предприятии Ивгортеплоэнерго с выходом на объекты ФГУП «Севатомэнергоремонт» Концерна «Росэнергоатом».

### Список литературы

1. Шкловер Г.Г., Мильман О.О. Исследования и расчет конденсационных устройств паровых турбин. – М.: Энергоатомиздат, 1985.
2. **Вибрационная** надежность паротурбинных агрегатов: Сб. науч. тр. / Под ред. Б.Т. Рунова; Всесоюз. тепло-техн. ин-т. – М.: Энергоатомиздат, 1986.
3. **Батан П.И., Канавец Г.Е., Селиверстов В.М.** Справочник по теплообменным аппаратам. – М.: Машиностроение, 1989.
4. **Кораблёв С.С., Шапин В.И., Филатов Ю.Е.** Вибродиагностика в прецизионном приборостроении. – Л.: Машиностроение, 1984.
5. **Приборы** и системы для измерения вибрации, шума и удара: Справочник. В 2 кн. / Под ред. В.В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1991.
6. **Вибрации** в технике: Справочник. В 6 т. / Ред. совет: В.Н. Чаломей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 5. Измерения и испытания / Под ред. М.Д. Генкина.
7. **Технические** средства диагностирования: Справочник / В.В. Клюев, П.П. Пархоменко, В.Е. Абрамчук и др.; Под общ. ред. В.В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1989.
8. **А.с. № 1538116 СССР**, МКИЗ В 31 С5/00. Способ ультразвукового контроля крепления труб к трубным решёткам теплообменников.
9. **А.с. № 231932 ЧССР**, МКИЗ В 40 С4/00. Гидравлический пистолет для протяжки вальцовочных концов труб конденсаторов и котлов.
10. **Использование** методов вибрационной диагностики качества монтажа прочноплотных вальцовочных соединений / В.И. Шапин, С.С. Кораблев, М.Ю. Богачко и др. // Повышение эффективности работы ТЭС: Тр. ИГЭУ. – 1999. – Вып. 3. – С. 126–140.
11. **А.с. № 1732256 СССР**, МКИЗ В 33 С6/00. Способ вибродиагностики элементов конструкций.
12. **Korablev S.S., Shapin V.I., Filatov Yu.** Vibration diagnostics in precision instruments. Ragulskis K. – editor, Rivin E. – English editor. Hemisphere Publishing Corporation. – New York, 1989.
13. **Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У.** Колебания в инженерном деле / Пер. с англ. Л.Г. Корнейчука; Под ред. Э.И. Григолюка. – М.: Машиностроение, 1985.
14. **Безухов Н.И.** Основы теории упругости, пластичности и ползучести. – М.: Высш. шк., 1968.
15. **Матвеев В.В.** Демпфирование колебаний деформируемых тел. – Киев: Наук. думка. 1985.

Филатов Юрий Евгеньевич,  
ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,  
кандидат технических наук, доцент кафедры теоретической и прикладной механики,  
телефон (4932) 26-97-12,  
e-mail: tipm@tipm.ispu.ru

Шапин Вадим Иванович,  
ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,  
кандидат технических наук, профессор, зав. кафедрой теоретической и прикладной механики,  
телефон (4932) 26-97-13,  
e-mail: tipm@tipm.ispu.ru

Красновский Сергей Ярославович,  
ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,  
инженер кафедры теоретической и прикладной механики,  
телефон (4932) 26-97-12,  
e-mail: tipm@tipm.ispu.ru

Мухаметшин Инарик Гаязович,  
Филиал «Севатомэнергоремонт»,  
генеральный директор,  
телефон (4932) 26-97-13,  
e-mail: tipm@tipm.ispu.ru