

Бовсуновский А. П.

*Национальный
университет
пищевых
технологий*

Bovsunovsky A. P.

*National University of
Food Technologies*

УДК 373:534.1:620.193

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ ПОВРЕЖДЕНИЯ ВАЛОПРОВОДА ТУРБИН

Выполнена оценка возможности вибродиагностики повреждения валопровода паровой турбины на основе изменения собственных частот колебаний и характеристики нелинейности колебаний при супергармоническом резонансе порядка 1/2. Рассмотрены изгибные и крутильные колебания валопровода с поперечной и продольной краевой трещиной. Оценка эффективности вибродиагностики основана на определении относительной податливости сечения с трещиной с использованием подходов линейной механики разрушения.

Ключевые слова: *вибродиагностика, трещина, валопровод, собственные частоты, супергармонический резонанс.*

1. Введение. В настоящее время экспериментальную апробацию вибрационных методов диагностики повреждения типа трещины усталости валопроводов турбин проводят главным образом с использованием малоразмерных моделей. Кроме того исследования проводят на крупноразмерных моделях, а также на реальных паровых турбинах.

Результаты лабораторных испытаний малоразмерных моделей роторов в целом показали перспективность использования некоторых вибрационных характеристик для обнаружения повреждений во вращающихся валопроводах [1-6]. В частности, нелинейные эффекты были признаны весьма чувствительными к наличию закрывающихся трещин.

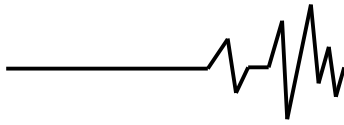
Эксперименты с крупноразмерными лабораторными моделями также подтвердили возможность обнаружения закрывающейся трещины во вращающемся валу с помощью вибрационных методов диагностики [7, 8], хотя их чувствительность в некоторых случаях была признана недостаточной.

Практика вибродиагностики повреждения реальных паровых турбин оказалась противоречивой. С одной стороны, успешные случаи обнаружения трещин на основе вибродиагностики отмечены в [9-10]. С другой стороны, глубокая трещина, длительный период времени развивавшаяся в валопроводе турбины, не выявила себя на какими-либо

изменениями параметров вибрации и была обнаружена лишь невибрационными методами после остановки турбины [11].

Причины такого различия оценки эффективности вибродиагностики повреждения роторов турбин по всей видимости связано с влиянием на чувствительность вибродиагностики уровня демпфирования в системе, зависящего от размера трещины [12], а также податливости конструкции. Так исследования изгибных колебаний вала с краевой трещиной показали [13], что влияние трещины на собственные частоты его колебаний существенно снижается по мере увеличения гибкости вала. Поэтому оценка эффективности того или иного метода вибродиагностики повреждения валопровода турбин должна учитывать этот фактор.

Кроме того, в процессе эксплуатации паровой турбины помимо параметров повреждения могут изменяться механические характеристики системы (например, модуль упругости материала и характеристики демпфирования, например, вследствие изменения температуры), которые оказывают существенное влияние на вибрационные характеристики колебательной системы. Так испытания железобетонных и стальных мостов показали [14, 15], что их собственные частоты изменяются в течение суток на 5% только из-за изменения температуры. Тем самым затрудняется или становится невозможной собственно диагностика повреждения [16].



В работе [16] высказана идея повышения надежности вибродиагностики повреждения за счет использования нескольких альтернативных методов. В данной работе в качестве таких методов рассматриваются изменение собственных частот колебаний роторов и валопровода турбины и нелинейные эффекты, возникающие в процессе открытия-закрытия трещины при колебаниях [17], а

именно нелинейность колебаний при супергармоническом резонансе порядка 1/2.

Целью исследования было разработать относительно простую методику оценки эффективности вибрационной диагностики повреждения валопровода турбин, основанной на изменении его относительной податливости в результате возникновения трещины при изгибных и крутильных колебаниях.

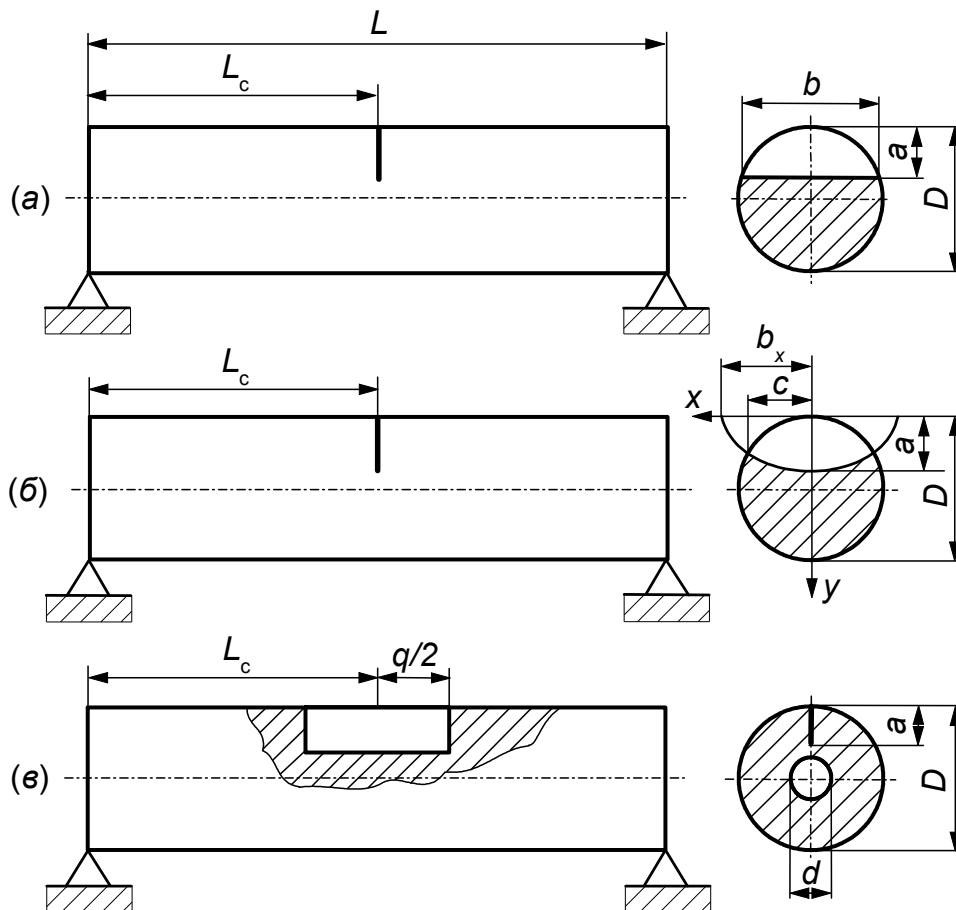


Рис. 1. Ротор на двух опорах с поперечной краевой (а, б) и продольной (в) трещиной

2. Определение относительной податливости ротора с трещиной. Податливость сечения с трещиной можно определить на основе подходов линейной механики разрушения. В линейно-упругом теле изменение энергии деформации, обусловленное поперечной краевой трещиной нормального отрыва с прямолинейным фронтом выражается через коэффициент интенсивности напряжений (КИН) K_I [18]

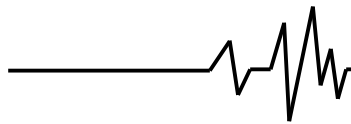
$$\Delta U = \frac{b(1-\mu^2)}{E} \int_0^a K_I^2 d\alpha, \quad (1)$$

где a – глубина трещины; b – ширина фронта трещины (рис. 1, а); E и μ – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала, соответственно. В то же время, изменение энергии деформации сечения с трещиной может быть выражено через изменение податливости этого сечения δ_b

$$\Delta U = 0,5 \cdot \delta_b M^2, \quad (2)$$

где M – изгибающий момент, действующий в сечении с трещиной.

Для краевой трещины с прямым фронтом при изгибе ротора КИН определяется согласно формуле [18]



$$K_I = F_I \frac{M}{W} \sqrt{\pi a}, \quad (3)$$

где $F_I = 1,1105 - 2,6475\gamma + 5,6875\gamma^2$; $\gamma = a/D < 0,6$; W – осевой момент сопротивления сечения. Ширину фронта трещины можно

выразить через ее глубину и диаметр круга

$$b = 2\sqrt{a(D-a)}. \quad (4)$$

Уравнения (1)-(4) позволяют определить выражение для изменения податливости сечения с краевой трещиной при изгибе

$$\delta_o(\gamma, L_c) = \frac{4096 \cdot a^2 (1 - \mu^2) \sqrt{a(D-a)}}{\pi \cdot E \cdot D^6} \times (0,616 - 1,961\gamma + 4,914\gamma^2 - 6,031\gamma^3 + 5,396\gamma^4) \overline{M}_i(L_c), \quad (5)$$

где L_c – местоположение трещины; $\overline{M}_i(L_c)$ – нормированное значение изгибающего момента для i -той формы колебаний стержня в сечении с трещиной. Уравнение (5) выражает зависимость изменения податливости ротора как от размера трещины, так и от ее местоположения.

Для ротора на двух опорах нормированный изгибающий момент в сечении с трещиной для i -той формы колебаний определяется формулой

$$\overline{M}_i(L_c) = \sin\left(i\pi \frac{L_c}{L}\right). \quad (6)$$

Собственные частоты поперечных колебаний стержня Бернулли-Эйлера постоянного поперечного сечения определяются по формуле [19]

$$f_i = \frac{(k_i L)^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho F}}, \quad (7)$$

где L и F – длина и площадь поперечного сечения стержня, соответственно; I – осевой момент инерции сечения; ρ – плотность материала; $k_i L$ – корни частотного уравнения для i -той формы колебаний стержня.

Уравнение (7) можно представить следующим образом

$$f_i = \frac{(k_i L)^2}{2\pi L} \sqrt{\frac{1}{\delta m}}, \quad (8)$$

где $\delta = L/EI$ – податливость стержня; $m = \rho FL$ – его масса.

Таким образом, относительное изменение податливости ротора при изгибных колебаниях вследствие возникновения поперечной краевой трещины определяется формулой

$$\frac{\delta_o(\gamma, L_c)}{\delta} = \frac{64 \cdot a^2 (1 - \mu^2) \sqrt{a(D-a)}}{D^2 L} \times (0,616 - 1,961\gamma + 4,914\gamma^2 - 6,031\gamma^3 + 5,396\gamma^4) \overline{M}_i(L_c). \quad (9)$$

В случае кручения ротора с поперечной краевой полуэллиптической трещиной (рис. 1, б) уравнение (1) принимает вид

$$\Delta U = \frac{2}{E} (1 - \mu^2) \int_0^c \int_0^a [K_{II}^2 + (1 + \mu)K_{III}^2] dx d\alpha. \quad (10)$$

В этом случае КИН определяется согласно формулам [18]

$$K_{II} = F_{II} \frac{M_{kp}}{W_p} \sqrt{\pi a};$$

$$K_{III} = F_{III} \frac{M_{kp}}{W_p} \sqrt{\pi a}, \quad (11)$$

где W_p – полярный момент сопротивления поперечного сечения; $F_{II} = k_1\chi + k_2\chi^2$;

$F_{III} = p_0 + p\chi + p\chi^2$; $\chi = x/c < 0,8$; $a/b_x = 0.6$. Коэффициенты этих аппроксимационных функций были получены на основании результатов расчетов КИН для рассматриваемой трещины при кручении ротора [20] и приведены в табл. 1.

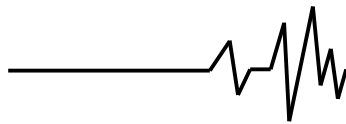


Таблица 1

Кoeffициенты аппроксимационных функций

a/D	k_1	k_2	ρ_0	ρ_1	ρ_2	e_1	e_2
0,1	0,8426	0,5911	0,6532	-0,383	0	0,5556	0,2254
0,2	0,8536	0,7143	0,5948	-0,2525	0,1125	0,6498	0,2649
0,4	0,8563	0,8821	0,5349	-0,0371	0,2714	0,7777	0,3757
0,6	0,7586	1,3143	0,4875	-0,2421	1,0732	1,0358	0,6533

Учитывая, что при кручении $\delta=L/GI_p$ (где G – модуль упругости второго рода; I_p – полярный момент инерции сечения), изменение податливости ротора и

относительное изменение податливости ротора вследствие возникновения поперечной краевой трещины при кручении определяются, соответственно, формулами

$$\delta_o(a, L_c) = \frac{512 \cdot a^2 \cdot c}{\pi \cdot E \cdot D^6} (1 - \mu^2) [(e_1 + (1 + \mu)e_2)] \cdot |\overline{M}_i(L_c)|; \quad (12)$$

$$\frac{\delta_o(a, L_c)}{\delta} = \frac{16 \cdot a^2 \cdot c \cdot G}{E \cdot D^2 \cdot L} (1 - \mu^2) [(e_1 + (1 + \mu)e_2)] \cdot |\overline{M}_i(L_c)|. \quad (13)$$

Значения коэффициентов e_1 и e_2 приведены в табл. 1.

Эллиптичности трещины $a/b_x=0.6$ полуширина трещины может быть определена следующим образом

Для принятого в работе уровня

$$c = D \sqrt{-1,5625 \left(\frac{a}{D}\right)^2 - 0,43945 + 0,61035 \sqrt{10,24 \left(\frac{a}{D}\right)^2 + 0,5184}}; \quad (14)$$

Таким образом, с учетом уравнения (14) относительная податливость ротора с поперечной краевой трещиной при кручении зависит как от относительной глубины трещины a/D , так и от отношения L/D .

$$K_{III} = F_{III} \frac{4\sqrt{2}M_{кр}}{D^2\sqrt{D}}, \quad (16)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент; $F_{III} = 0,16923 + 1,86156\lambda - 2,88482\lambda^2 + 2,16221\lambda^3$; $\lambda = 2a/(D-d) < 1$. Формула для F_{III} справедлива при условии $D=6d$.

В случае кручения ротора с продольной краевой трещиной (рис. 1, в) уравнение (1) принимает вид

$$\Delta U = \frac{q}{E} (1 - \mu^2) (1 + \mu) \int_0^a K_{III}^2 d\alpha. \quad (15)$$

В этом случае выражение для определения изменения податливости ротора с продольной краевой трещиной при кручении принимает вид

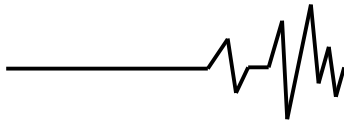
В этом случае КИН определяется согласно формуле [18]

$$\delta_o(\lambda, L_c) = \frac{53,33 \cdot q \cdot \lambda}{E \cdot D^4} (1 - \mu^2) (1 + \mu) \times \\ \times (0,015 + 0,158\lambda + 0,415\lambda^2 - 0,313\lambda^3 + 1,637\lambda^4 - 1,04\lambda^5 + 0,334\lambda^6) \cdot |\overline{M}_{кри}(L_c)|. \quad (17)$$

Для ротора на двух опорах нормированный крутящий момент посередине продольной трещины для i -той формы колебаний определяется формулой

Тогда формула для определения относительной податливости ротора с продольной краевой трещиной при кручении приобретает вид

$$\overline{M}_{кри}(L_c) = \cos\left(i\pi \frac{L_c}{L}\right). \quad (18)$$



$$\frac{\delta_o(\lambda, L_c)}{\delta} = \frac{1,665 \cdot q \cdot \pi \cdot G \cdot \lambda}{E \cdot L} (1 - \mu^2)(1 + \mu) \times (0,015 + 0,158\lambda + 0,415\lambda^2 - 0,313\lambda^3 + 1,637\lambda^4 - 1,04\lambda^5 + 0,334\lambda^6) \cdot |\overline{M}_{крі}(L_c)|. \quad (19)$$

В этом случае относительная податливость и изменение собственных частот не зависят от диаметра ротора, но зависят от относительной глубины λ и относительной протяженности q/L трещины.

Расчет изменения собственных частот колебаний ротора с закрывающейся трещиной был выполнен на основании подхода, изложенного в [21]. Оценка нелинейности колебаний ротора при супергармоническом резонансе порядка 1/2 была выполнена на основании подхода, изложенного в [22].

3. Определение пороговых значений относительной податливости для вала с трещиной. Оценка эффективности того или иного метода вибродиагностики повреждения конструкции обычно основывается на прямом определении влияния параметров повреждения на вибрационную характеристику с помощью расчетных моделей и экспериментально. Это ресурсоемкий процесс, который может быть существенно упрощен на базе оценки относительной податливости.

Метод оценки эффективности вибродиагностики повреждения использован в

работе применительно к ротору на двух опорах с поперечной или продольной трещиной при изгибных или крутильных колебаниях. Относительная податливость ротора с поперечной трещиной при изгибных колебаниях определялась по формуле (9), а при крутильных колебаниях – по формуле (13). Относительная податливость ротора с продольной трещиной при крутильных колебаниях определялась по формуле (19).

На рис. 2-4 представлены зависимости относительного изменения частоты колебаний ротора и относительной податливости от размера трещины. Горизонтальная линия на уровне $f_c/f=0,95$ определяет размер трещины, при котором имеет место данное изменение частоты. Значение относительной податливости при данном размере трещины является минимальным, которое позволяет выявлять трещину по условию изменения собственной частоты, которое равно или превышает 5%. Такое значение относительной податливости будем называть пороговым по критерию пятипроцентного изменения частоты.

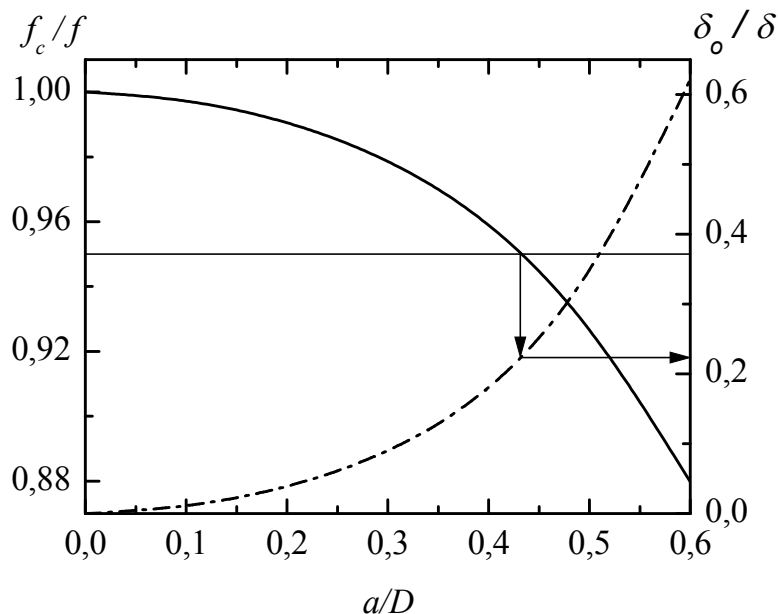


Рис. 2. Зависимости изменения частоты первой формы изгибных колебаний (сплошная линия) и относительной податливости (штрих-пунктирная линия) от относительной глубины поперечной трещины для ротора ($L_c/L=0,5$; $L/D=10$)

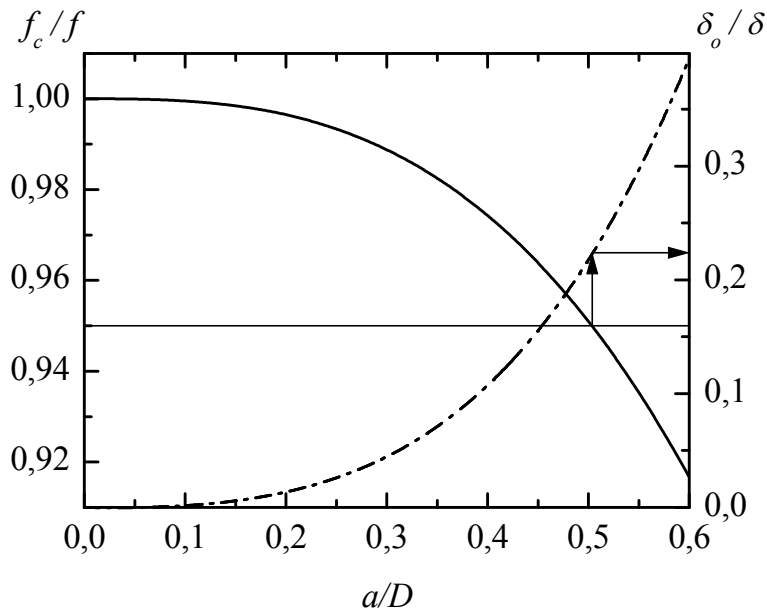
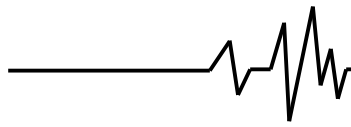


Рис. 3. Зависимости изменения частоты второй формы крутильных колебаний (сплошная линия) и относительной податливости (штрих-пунктирная линия) от относительной глубины поперечной трещины для ротора ($L_c/L=0,5$; $L/D=5$)

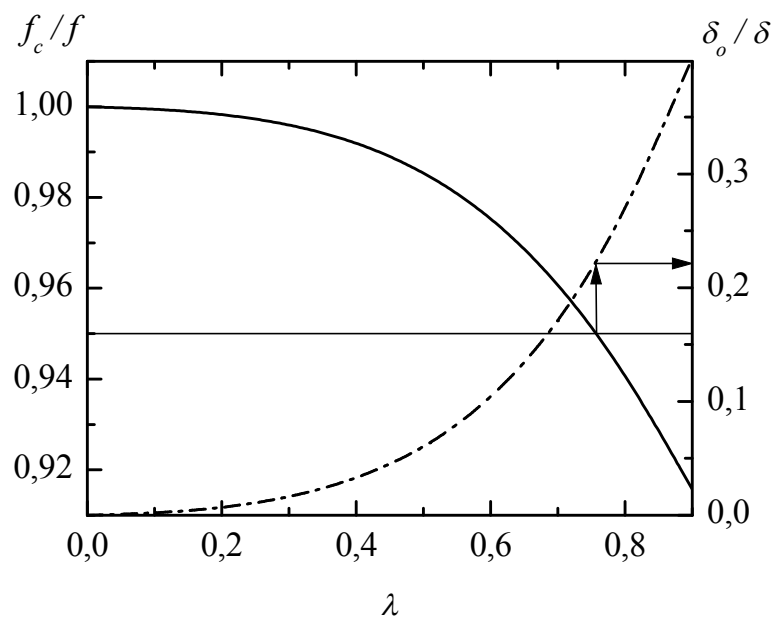
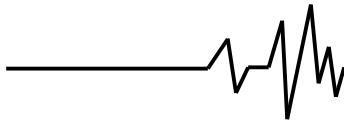


Рис. 4. Зависимости изменения частоты второй формы крутильных колебаний (сплошная линия) и относительной податливости (штрих-пунктирная линия) от относительной глубины продольной трещины для ротора ($L_c/L=0,5$; $L/b=5$)

Ряд исследований, посвященных вибродиагностике поврежденных во вращающихся валах турбин, демонстрируют высокую чувствительность нелинейности колебаний при нелинейных резонансах к наличию закрывающейся трещины [2, 8, 9]. В связи с этим в работе была также выполнена оценка эффективности вибродиагностики

трещины на основе нелинейности колебаний при супергармоническом резонансе ротора порядка $1/2$. В качестве параметра нелинейности использовано отношение амплитуд второй и первой гармоники спектра колебаний A_2/A_1 как наиболее чувствительное к наличию закрывающейся трещины.



На рис. 5-7 представлены зависимости параметра нелинейности колебаний ротора и относительной податливости от размера трещины. Пороговое значение относительной податливости в этом случае определялось по

критерию $A_2/A_1=0,5$, что соответствует уровню нелинейности колебаний, который надежно выявляется даже при наличии значительного шума в измеряемом сигнале [23].

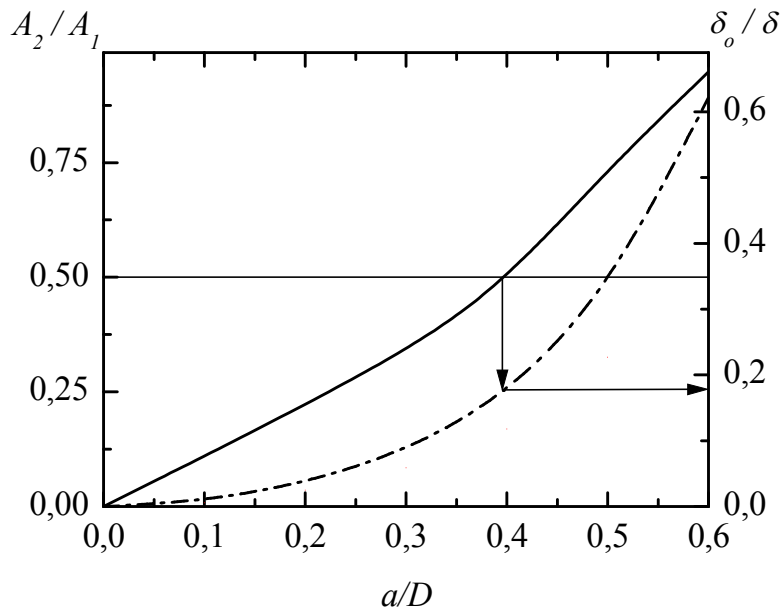


Рис. 5. Зависимости параметра нелинейности первой формы изгибных колебаний при супергармоническом резонансе порядка 1/2 (сплошная линия) и относительной податливости (штрих-пунктирная линия) от относительной глубины поперечной трещины для ротора ($L_c/L=0,5$; $L/D=10$; $\psi=0,4$)

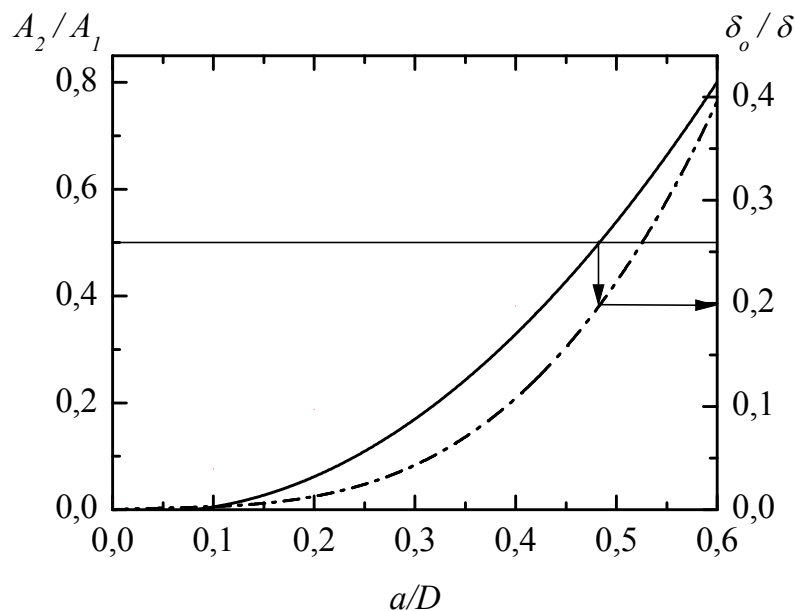


Рис. 6. Зависимости параметра нелинейности второй формы крутильных колебаний при супергармоническом резонансе порядка 1/2 (сплошная линия) и относительной податливости (штрих-пунктирная линия) от относительной глубины поперечной трещины для ротора ($L_c/L=0,5$; $L/D=5$; $\psi=0,4$)

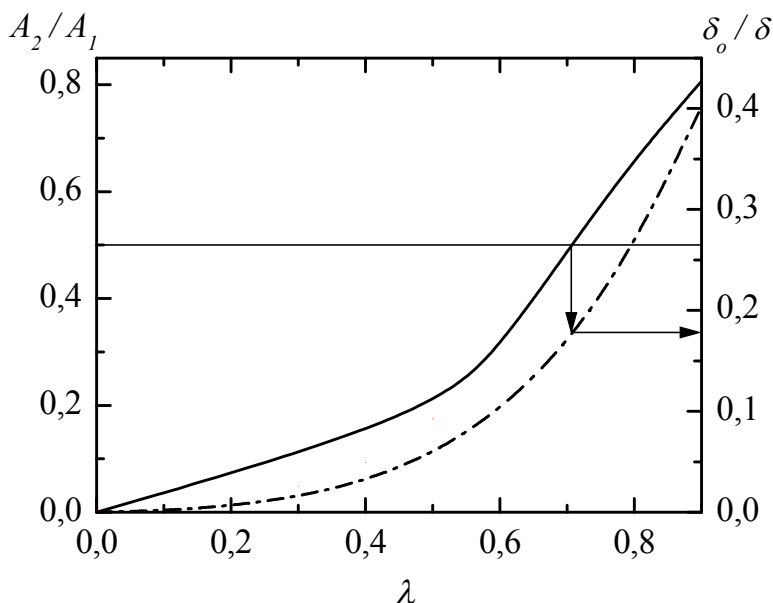
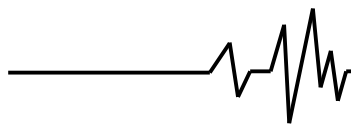


Рис. 7. Зависимости параметра нелинейности второй формы крутильных колебаний при супергармоническом резонансе порядка 1/2 (сплошная линия) и относительной податливости (штрих-пунктирная линия) от относительной глубины продольной трещины для ротора ($L_c/L=0,5$; $L/b=5$; $\psi=0,4$)

Зависимости, аналогичные приведенные на рис. 2-7, были получены для роторов с другими значениями коэффициента гибкости ($L/D=5\dots 100$). Их анализ показал, что пороговое значение относительной податливости практически не зависит от коэффициента гибкости, местоположения и вида трещины, а также от вида колебаний.

Пороговые значения относительной податливости ротора на двух опорах, которые определяют предел эффективного использования вибродиагностики повреждения

по двум критериям, представлены в табл. 2. Поскольку нелинейность колебаний при супергармоническом резонансе зависит не только от размера трещины, но и от уровня демпфирования в системе [12, 17], в табл. 2 приведена оценка пороговых значений относительной податливости по критерию нелинейности колебаний при двух уровнях демпфирования, который определялся относительным рассеянием энергии ψ : низким ($\psi=0,04$) и высоком ($\psi=0,4$).

Таблица 2

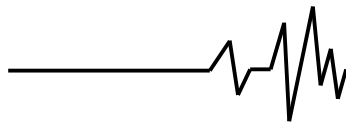
Пороговые значения относительной податливости ротора с трещиной

Вид колебаний	Вид трещины	δ_0/δ		
		$f_c/f=0,95$	$A_2/A_1=0,5$; $\psi=0,4$	$A_2/A_1=0,5$; $\psi=0,04$
изгибные	поперечная	0,224	0,18	0,018
крутильные	поперечная	0,224	0,20	0,018
крутильные	продольная	0,222	0,18	0,016

В данном случае пороговые значения относительной податливости получены по критерию $f_c/f=0,95$ или $A_2/A_1=0,5$. Однако рис. 2-7 могут быть использованы для определения пороговых значений относительной податливости и для других значений изменения частоты или уровня нелинейности колебаний, которые устанавливаются исходя из конкретных условий эксплуатации турбины, механических свойств материала и возможностей измерительного оборудования.

4. Оценка эффективности вибродиагностики для роторов и валопровода паровых турбин.

Предложенный метод оценки эффективности вибрационной диагностики повреждения роторов иллюстрируется на примере паровой турбины К-200-130. Вал этой турбины состоит из трех роторов, каждый из которых имеет по две опоры. Полужесткие муфты, соединяющие ротора турбины, позволяют рассматривать изгибные колебания каждого ротора как



отдельной системы. Расчет крутильных колебаний осуществлялся для всего валопровода, состоящего из трех роторов.

На рис. 8 сплошной линией показана зависимость относительной податливости от относительной глубины трещины при изгибных

колебаниях ротора цилиндра низкого давления (ЦНД), полученная на основании формулы (9). Размеры этого ротора, а также роторов цилиндра высокого (ЦВД) и среднего (ЦСД) давления приведены в табл. 3.

Таблица 3

Минимальные размеры поперечной трещины, выявляемые при изгибных колебаниях роторов

Ротор	L, мм	D, мм	L/D	L _c /L	a/D		
					f _c /f=0,95	A ₂ /A ₁ =0,5; ψ=0,4	A ₂ /A ₁ =0,5; ψ=0,04
ЦВД	4720	475	9,9	0,25	0,49	0,46	0,17
				0,5	0,44	0,41	0,14
ЦСД	4321	650	6,6	0,25	0,44	0,40	0,14
				0,5	0,38	0,35	0,12
ЦНД	4570	732	6,2	0,25	0,42	0,39	0,14
				0,5	0,37	0,34	0,11

Горизонтальные линии на рис. 8 соответствуют пороговым значениям относительной податливости по трем критериям (см. табл. 2). Их пересечение с кривой определяет минимальную глубину трещины, которая может быть обнаружена по этим критериям. Для ротора ЦНД величины a/D, полученные из рис. 8, приведены в последней строке табл. 3.

Аналогичные построения были выполнены и для роторов ЦВД и ЦСД (см. табл. 3). Для всех роторов расчет выполнялся

при двух значениях местоположения трещины L_c/L=0,25 и 0,5.

Кривая, характеризующая изменение относительной податливости валопровода с поперечной трещиной при крутильных колебаниях, приведена на рис. 8 штрихпунктирной линией. Расчет этой кривой осуществлялся по формуле (13) для валопровода с усредненным диаметром. Размеры валопровода и минимальные значения глубины трещины, выявляемые вибродиагностикой, представлены в табл. 4.

Таблица 4

Минимальные размеры поперечной трещины, выявляемые при крутильных колебаниях вала (L_c/L=0,5).

L, мм	D, мм	L/D	a/D		
			f _c /f=0,95	A ₂ /A ₁ =0,5; ψ=0,4	A ₂ /A ₁ =0,5; ψ=0,04
4570	732	6,2	0,54	0,51	0,23
13600	620	21,9	>0,6	>0,6	0,37

Расчет относительной податливости валопровода с продольной трещиной при крутильных колебаниях выполнялся по формуле (19). На рис. 9 представлены результаты этого расчета для двух значений параметра λ, т.е для трещины средней глубины

(λ=0,6) и максимально возможной по данной теории (λ=0,99). Соответствующая оценка минимальной протяженности трещины, которая выявляется вибродиагностикой, представлена в табл. 5.

Таблица 5

Минимальные размеры продольной трещины, выявляемые при крутильных колебаниях вала (L_c/L=0,5).

L, мм	D, мм	L/D	λ	a/D	b, мм		
					f _c /f=0,95	A ₂ /A ₁ =0,5; ψ=0,4	A ₂ /A ₁ =0,5; ψ=0,04
13600	620	21,9	0,6	0,25	5998	4882	431
				0,99	1051	853	75

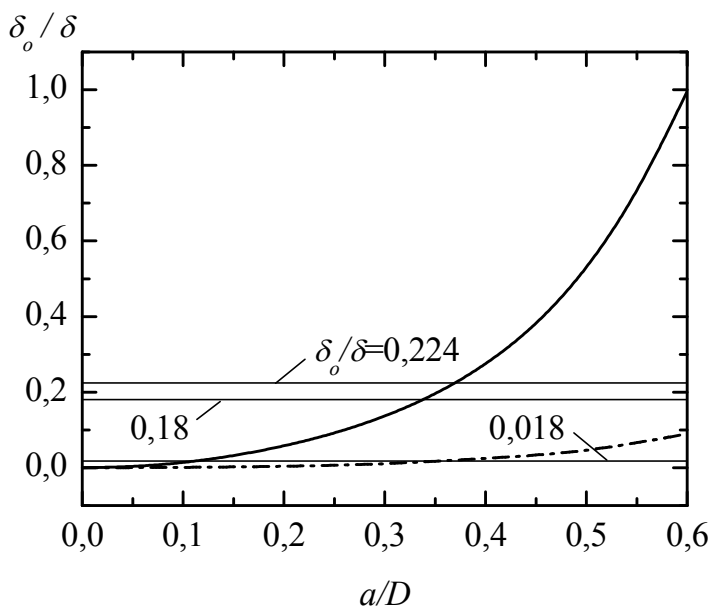
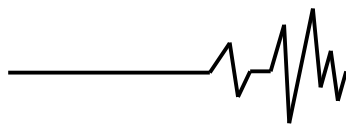


Рис. 8. Зависимости относительной податливости ротора ЦНД при изгибных колебаниях по первой форме (сплошная линия) и валопровода при крутильных колебаниях по второй форме (штрихпунктирная линия) от относительной глубины поперечной трещины ($L_c/L=0,5$)

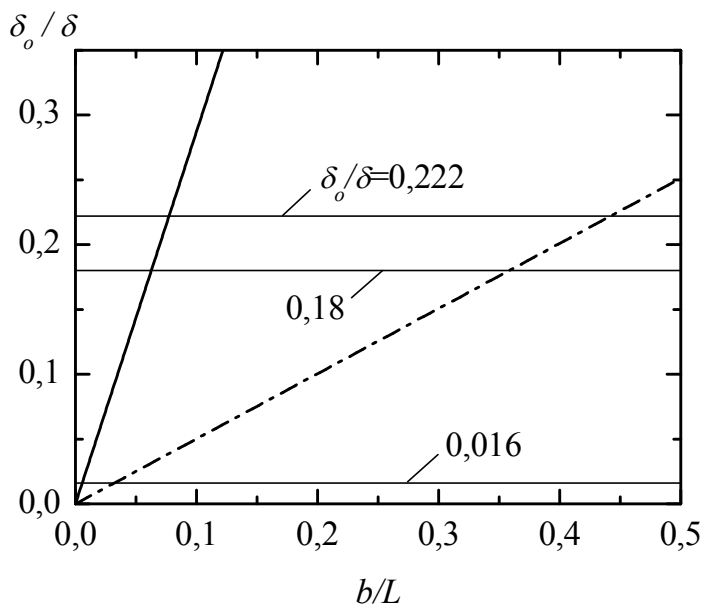
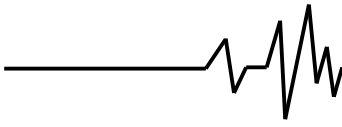


Рис. 9. Зависимости относительной податливости вала при крутильных колебаниях по второй форме от относительной протяженности продольной трещины ($L_c/L=0,5$): $\lambda=0,99$ – сплошная линия; $\lambda=0,6$ – штрихпунктирная линия

Необходимо заметить, что форма колебаний (первая или вторая) при расчете относительной податливости выбиралась для обеспечения максимального изгибающего или крутящего момента посередине ротора или валопровода, где предполагалась трещина. При других местоположениях трещины

чувствительность вибродиагностики значительно ниже. Об этом свидетельствует сопоставление результатов определения минимальных размеров трещины, обнаруживаемых вибродиагностикой, при $L_c/L=0,25$ и $0,5$ (см. табл. 3). Чем менее напряженным является сечение с трещиной,



тем меньше влияние она оказывает на вибрационную характеристику и тем сложнее обнаруживается.

Более высокая чувствительность вибродиагностики при изгибных колебаниях ротора ЦНД по сравнению с другими роторами связана с влиянием параметра L/D : чем он больше, тем ниже чувствительность вибродиагностики к повреждению.

Сопоставление результатов, полученных при изгибных колебаниях роторов и крутильных колебаниях валопровода с поперечной трещиной (см. табл. 3 и 4) свидетельствует о значительно более высокой чувствительности вибродиагностики с использованием изгибных колебаний, чем крутильных, а также о малой перспективности вибродиагностики повреждения с использованием крутильных колебаний как для обнаружения поперечных, так и продольных трещин (см. табл. 5). Очевидно, что существенную роль здесь играет параметр L/D . Однако даже если сопоставить результаты расчетов для ротора ЦНД ($L=4570$ мм; $D=732$ мм) с поперечной трещиной при изгибе и кручении (см. табл. 3 и 4), то вибродиагностика в первом случае значительно более чувствительна к наличию трещины, чем во втором.

Продольная трещина протяженностью около 1000 мм при крутильных колебаниях валопровода (см. табл. 5) может быть выявлена лишь при ее распространении практически до половины сечения ($\lambda=0,99$). Менее глубокие трещины выявляются при ее протяженности, сопоставимой с длиной валопровода.

Относительно высокая чувствительность к наличию трещины параметра нелинейности как изгибных, так и крутильных колебаний наблюдается лишь при низком уровне демпфирования в системе (см. табл. 3-5; $\psi=0,04$). Однако, учитывая условия эксплуатации паровых турбин и наличие многих источников потерь энергии колебаний валопровода, реальный уровень потерь энергии является значительно более высоким [24]. Неопределенность этой характеристики в настоящее время обуславливает необходимость, с одной стороны, выполнять оценочные расчеты нелинейности в предполагаемом диапазоне характеристики демпфирования, а, с другой стороны, проведения прямого эксперимента с целью определения этой характеристики.

5. Выводы. В работе представлен метод оценки эффективности вибродиагностики повреждения, основанный на использовании энергетического подхода механики разрушения

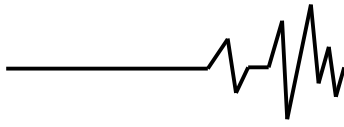
и позволяющий обойтись без сложных модельных расчетов и экспериментов.

С использованием этого метода выполнена оценка предельных возможностей вибродиагностики повреждения валопровода паровой турбины на основе изменения собственных частот колебаний и характеристики нелинейности колебаний при супергармоническом резонансе порядка $1/2$.

Показано, что вибродиагностика поперечной краевой трещины гораздо эффективнее с помощью изгибных колебаний, чем крутильных. Чувствительность вибродиагностики повреждения обратно пропорциональна гибкости ротора или валопровода и прямо пропорциональна уровню напряжений сечения с трещиной.

Список использованных источников

1. Darpe A.K., Gupta K., Chawla A. Transient response and breathing behaviour of a cracked Jeffcott rotor // J. of Sound and Vibration.- 2004.- 272(1-2).- P. 207-243.
2. Al-Shudeifat M.A., Butcher E.A. New breathing functions for the transverse breathing crack of the cracked rotor system: Approach for critical and subcritical harmonic analysis // J. of Sound and Vibration.- 2011.- 330(3).- P. 526-544.
3. Darpe A.K., Gupta K., Chawla A. Experimental investigations of the response of a cracked rotor to periodic axial excitation // J. of Sound and Vibration.- 2003.- 260(2).- P. 265-286.
4. Juan L.S., Saavedra P. Experimental and analytical study of shaft cracking response in rotatory machines // Proc. of the 8th IMAC, Kissimmee, Florida, 1990, P. 445-450.
5. Zhou T., Sun Z., Xu J., Han W. Experimental analysis of a cracked rotor // J. of Dynamic Systems, Measurements, and Control.- 2005.- 127(3).- P. 313-320.
6. Adewusi S.A., Al-Bedoor B.O. Wavelet analysis of vibration signals of an overhang rotor with a propagating transverse crack // J. of Sound and Vibration.- 2001.- 246(5).- P. 777-793.
7. Imam I., Azzaro S.H., Bankert R.J., Scheibel J. Development of an on-line rotor crack detection and monitoring system // Trans. of ASME. J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design.- 1989.- 111(3).- P. 241-250.
8. Stoisser C.M., Audebert S. A comprehensive theoretical, numerical and experimental approach for crack detection in power plant rotating machinery // Mechanical Systems and Signal Processing.- 2008.- 22.- P. 818-844.
9. Dimarogonas A.D., Papadopoulos C.A. Stability of cracked rotors in the coupled vibration



mode // J. of Vibrations and Acoustics.- 1988.- 110.- P. 356–359.

10. Sanderson A.F.P. The vibration behaviour of a large steam turbine generator during crack propagation through the generator rotor // IMechE International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, Bath, UK, 1992, paper C432/102, P. 263-273.

11. Bachschmid N., Pennacchi P., Tanzi E. Cracked Rotors. A Survey on Static and Dynamic Behaviour Including Modelling and Diagnosis.- Springer, Berlin – Heidelberg, 2010.- P. 1–401.

12. Bovsunovsky A.P., Surace C., Bovsunovsky O.A. The effect of damping and force application point on the non-linear dynamic behaviour of a cracked beam at sub- and super-resonance vibrations // Strength of Materials.- 2006.- 38(5).- P. 492-497.

13. Sekhar A.S., Prabhu B.S. Crack detection and vibration characteristics of cracked shaft // J. of Sound and Vibration.- 1992.- 157(2).- P. 375-381.

14. Actan A.E., Lee K.L., Chuntavan C., Aksel T. Modal testing for structural identification and condition assessment of constructed facilities // Proc. of the 12th IMAC, Honolulu, HI, USA, 1994, P. 462-468.

15. Farrar C.R., Doebling S.W., Cornwell P.J., Straser E.G. Variability of modal parameters measured on the Alamosa Canyon Bridge // Proc. of the 15th IMAC, Orlando, Florida, USA, 1997, P. 257-263.

16. Salawu O.S. Detection of structural damage through changes in frequency: a review // Engineering Structures.- 1997.- 19.- P. 718-723.

17. Bovsunovsky A., Surace C. Non-linearities in the vibrations of elastic structures with a closing crack: A state of the art review // Mechanical Systems and Signal Processing.- 2015.- V. 62–63.- P. 129–148.

18. Stress intensity factors handbook. Volumes I and II, Y.Murakami (editor-in-chief), The Society of Materials Sci., Japan and Pergamon Press, 1987.

19. Timoshenko S., Young D.H., Weaver W. Vibration Problems in Engineering, 4th edition, John Wiley&Sons, 1974.

20. Ismail A.E., Ariffin A.K., Abdullah S., Ghazali M.J., Daud R. Mode III stress intensity factors of surface crack in round bars // Advanced Materials Research.- 2011.- 214.- P. 192-196.

21. Matveev V.V., Bovsunovsky A.P. Vibration-based diagnostics of fatigue damage of beam-like structures // J. of Sound and Vibration.- 2002.- 249(1).- P. 23-40.

22. A. P. Bovsunovskii. Vibrations of a nonlinear mechanical system simulating a cracked body // Strength of Materials.- 2001.- 33(4).- P. 370-379.

23. Bovsunovskii A.P., Bovsunovskii O.A. Application of nonlinear resonances for the diagnostics of closing cracks in rodlike elements // Strength of Materials.- 2010.- 42 (3).- P. 331-343.

24. A P Bovsunovsky. Fatigue damage of steam turbine shaft at asynchronous connections of turbine generator to electrical network // Journal of Physics: Conference Series, 2015, Volume 628 conference 1, P.1-8.

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВІБРАЦІЙНОЇ ДІАГНОСТИКИ ПОШКОДЖЕННЯ ВАЛОПРОВОДУ ТУРБІН

Анотація. Виконано оцінку можливості вібродіагностики пошкодження валопроводу парової турбіни на основі зміни власних частот коливань і характеристики нелінійності коливань при супергармонічному резонансі порядку $1/2$. Розглянуті згинальні і крутильні коливання валопроводу з поперечною і поздовжньою крайовою тріщиною. Оцінка ефективності вібродіагностики заснована на визначенні відносної піддатливості перетину з тріщиною з використанням підходів лінійної механіки руйнування.

Ключові слова: вібродіагностика, тріщина, валопровід, власні частоти, супергармонічний резонанс.

ESTIMATION OF EFFECTIVENESS OF VIBRATION DIAGNOSTICS OF DAMAGE OF TURBINES SHAFTING

Annotation. The estimation of possibility of vibration diagnostics of damage of steam turbine shafting based on the changes natural frequencies of vibrations and on the characteristic of nonlinearity at superharmonic resonance of order $1/2$ was performed. There were considered flexural and torsional vibrations of shafting with transverse and longitudinal edge crack. Evaluation of effectiveness of vibration diagnostics is based on the determination of relative compliance of the cross-section with a crack using linear fracture mechanics approaches.

Key words: vibration diagnostics, crack, shafting, natural frequency, superharmonic resonance.