

Бовсуновский А. П.

*Национальный
университет
пищевых
технологий*

Bovsunovsky A. P.

*National University of
Food Technologies*

УДК 373:534.1:620.193

МЕТОД ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ ПОВРЕЖДЕНИЯ СТУПЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Вибрационная диагностика поврежденных вращающихся валов паровых турбин в процессе эксплуатации практически не имеет альтернативы. В работе предложен относительно простой метод оценки эффективности вибрационной диагностики поврежденных ступенчатых роторов и валопровода паровой турбины. В качестве характеристики повреждения использовалось изменение собственных частот колебаний. Метод основан на определении обусловленного трещиной относительного изменения податливости вала с использованием подходов механики разрушения. Выполнен анализ эффективности изменения собственных частот изгибных, продольных и крутильных колебаний для обнаружения поперечной или продольной трещины в роторах и валопроводе паровой турбины К-200-130.

Ключевые слова: вибродиагностика, собственная частота, трещина, турбина, валопровод, ротор.

1. Введение. Паровая турбина является сложной механической системой, конструкционные элементы которых подвергаются интенсивному термомеханическому нагружению. Результатом такого нагружения является повреждение конструктивных элементов турбин. Это повреждение накапливается в течение длительного периода времени и может привести к катастрофическому разрушению турбины [1]. Одним из возможных способов предотвращения катастрофы является использование вибрационной диагностики повреждений, которая практически не имеет альтернативы применительно к вращающимся валам паровых турбин [2].

До настоящего времени разработано много вибрационных методов диагностики повреждений. Наиболее широко используемыми среди них являются изменение собственных частот и форм колебаний, а также демпфирование и нелинейные эффекты [2-4]. Именно поэтому инженеры, эксплуатирующие сложное оборудование, сталкиваются с проблемой выбора наиболее эффективного метода диагностики повреждений применительно к определенной конструкции. Решение этой проблемы не является простым,

так как эффективность вибродиагностики повреждения зависит от геометрических и механических свойств конструкции, вида ее деформации и типа повреждения. Оценка возможности обнаружить повреждение докритических размеров с помощью вибродиагностики является сложным и трудоемким процессом. В настоящее время она осуществляется аналитически с использованием сложных моделей, либо экспериментально [2].

Результаты лабораторных испытаний с использованием маломерных моделей валов продемонстрировали перспективность использования вибрационных характеристик для обнаружения небольших трещин [5-8]. Исследования на крупногабаритных лабораторных моделях подтвердили возможность обнаружения трещин во вращающихся валах с помощью вибрационной диагностики [9, 10], хотя ее чувствительность в некоторых случаях была признана недостаточной.

Практика вибродиагностики повреждений паровых турбин оказалась довольно противоречивой. С одной стороны, были продемонстрированы случаи своевременного обнаружения трещин с помощью



вибродіагностики [11, 12]. С другої сторони, глибока тріщина, довгий період часу розвивався в валопроводі турбіни, не виявила себе якими-либо змінами параметрів вібрації і була виявлена тільки методами дефектоскопії після зупинки турбіни [13].

Причина такого різниці ефективності вибродіагностики може бути пов'язана з впливом податливості конструкції на її чутливість. Так в роботі [14] при дослідженні вигнутих коливань вала з тріщиною було показано, що вплив тріщини на власні частоти суттєво зменшується з збільшенням гнучкості вала. Крім того, в процесі роботи парової турбіни змінюються механічні характеристики матеріалів конструктивних елементів (наприклад, модуль пружності і демпфуюча здатність через зміну температури). Це змінює, крім тріщини, вплив суттєвий на вібраційні характеристики коливної системи. Внаслідок цього вибродіагностика пошкодження стає проблематичною або навіть неможливою [15].

Точне моделювання впливу тріщини на жорсткість (податливість) механічних систем має первинне значення в задачах вибродіагностики пошкодження.

Простіші моделі тріщини представляли собою вирізи різної форми (прямокутні, квадратні або трикутні) [16-18]. Тріщина моделювалася також зменшенням моменту інерції сечення з тріщиною [19] або модуля пружності матеріалу [20]. Вплив тріщин на податливість стержня моделювалося додатковою парою вигинаючих моментів [21, 22] або двома парами сил [23]. Найбільш складна модель тріщиною ухвалювала розподілення напружень в її околицях [24].

В даній роботі моделювання податливості сечення з тріщиною ґрунтується на використанні теореми Кастільяно з урахуванням співвідношення між швидкістю звільнення енергії деформації і коефіцієнтом інтенсивності напружень (КИН) [25, 26]. Механіка руйнування дозволяє здійснити відносно просту і достатньо точну моделювання впливу тріщини на вібраційні характеристики конструкції. Така модель тріщини не призводить до зміни маси об'єкта діагностики, значно більш точно передбачає зміну власних частот і форм коливань, особливо в разі тріщин усталості. Крім того вона може виявляти нелінійність

коливань конструкції з так званою закриваючою тріщиною (тріщина, яка періодично відкривається і закривається в час коливань, змінюючи жорсткість конструкції).

Мета дослідження складалася в розробці порівняльного простого методу оцінки ефективності вібраційної діагностики пошкодження валів турбін, заснований на визначенні податливості сечення з тріщиною з використанням підходів механіки руйнування. В якості вібраційного методу діагностики пошкодження розглядається умовне поперечна або подовжна тріщиною зміна власних частот вигнутих, подовжних і крутильних коливань роторів і валопроводу турбіни.

2. Зміна податливості вала з тріщиною.

2.1. Податливість вала з крайовою поперечною тріщиною при вигнібі.

Для лінійно-пружого тіла зміна енергії деформації, умовне крайовою поперечною тріщиною нормального відрива з прямим фронтом, може бути виражено через КИН K_I [27]

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

де a – глибина тріщини; b – ширина фронту тріщини (рис. 1, a); E і ν – модуль пружності і коефіцієнт Пуассона матеріалу, відповідно.

Зміна енергії деформації поперечного сечення з тріщиною можна виразити через зміну податливості цього сечення δ_0

$$\Delta U = 0,5 \cdot \delta_0 M^2, \quad (2)$$

де M – вигнаючий момент в сеченні з тріщиною.

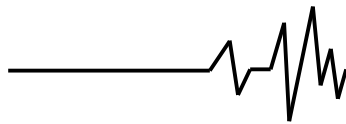
Для крайової тріщини з прямим фронтом при вигнібі вала КИН визначається по формулі [27]

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

де $F_I = 1,1105 - 2,6475\gamma + 5,6875\gamma^2$; $\gamma = a/D < 0,6$; W – осевий момент опору сечення. В цьому разі ширина фронту тріщини може бути виражена через її глибину і діаметр поперечного сечення

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

Уравнення (1)-(4) дозволяють отримати вираження для зміни податливості



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

где L_c – местоположение трещины; $\overline{M}_i(L_c)$ – нормированное значение изгибающего момента для i -й формы колебаний вала в сечении с трещиной.

2.2. Податливость вала с краевой поперечной трещиной при растяжении.

В случае растяжения вала с краевой поперечной полуэллиптической трещиной нормального отрыва (рис. 1, б) изменение энергии деформации определяется следующим образом [27]

$$\Delta U = \frac{2}{E} (1 - \nu^2) \int_0^c \int_0^a K_I^2 dx d\alpha, \quad (6)$$

где c – полуширина фронта трещины. КИН в этом случае определяется по формуле

$$\delta_o(\gamma, L_c) = \frac{64 \cdot c \cdot \gamma^2 (1 - \nu^2)}{\pi \cdot E \cdot D^2} \times (0,3176 + 0,308954\gamma + 0,253869\gamma^2 + 2,605345\gamma^3 + 1,66555\gamma^4 + 0,954593\gamma^5 + 7,727008\gamma^6) \cdot \overline{P}_i(L_c), \quad (10)$$

где $\overline{P}_i(L_c)$ – нормированное значение продольной силы для i -й формы колебаний вала в сечении с трещиной.

2.3. Податливость вала с краевой поперечной трещиной при кручении.

В случае кручения вала с краевой поперечной полуэллиптической трещиной (рис. 1, б) изменение энергии деформации можно выразить через КИН при поперечно-сдвиговой и продольно-сдвиговой деформации (K_{II} и K_{III} соответственно) [27]

$$\Delta U = \frac{2}{E} (1 - \nu^2) \int_0^c \int_0^a [K_{II}^2 + (1 + \nu)K_{III}^2] dx d\alpha, \quad (11)$$

где

$$\delta_o(a, L_c) = \frac{512 \cdot \gamma^2 \cdot c}{\pi \cdot E \cdot D^4} (1 - \nu^2) [(e_1 + (1 + \nu)e_2)] \cdot \overline{M}_{икк}(L_c); \quad (13)$$

Коэффициенты e_1 и e_2 показаны в табл. 1.

$$K_I = F_I \frac{P}{F} \sqrt{\pi a}, \quad (7)$$

где P – растягивающая сила; F – площадь поперечного сечения. При $a/b_x=0,6$ КИН практически не изменяется вдоль фронта трещины и может быть выражен формулой [28]

$$F_I = 0,797 + 0,58147\gamma + 0,424948\gamma^2 + 7,862319\gamma^3; \quad \gamma = a/D < 0,6. \quad (8)$$

При растяжении изменение энергии деформации сечения с трещиной определяется следующим образом

$$\Delta U = 0,5 \cdot \delta_o P^2. \quad (9)$$

Уравнения (7)-(10) позволяют получить выражение для определения изменения податливости сечения с трещиной при продольных колебаниях

$$K_{II} = F_{II} \frac{M_{кр}}{W_p} \sqrt{\pi a}; \quad K_{III} = F_{III} \frac{M_{кр}}{W_p} \sqrt{\pi a}. \quad (12)$$

В формулах (14) $M_{кр}$ – крутящий момент; W_p – полярный момент сопротивления;

$$F_{II} = k_1 \chi + k_2 \chi^2; \quad F_{III} = p_0 + p_1 \chi + p_2 \chi^2; \quad \chi = x/c < 0,8; \quad a/b_x = 0,6.$$

Коэффициенты этих функций были получены на основе расчетов КИН [29] и представлены в табл. 1.

Принимая во внимание, что при кручении $\Delta U = 0,5 \cdot \delta_o M_{кр}^2$, изменение податливости определяется следующим уравнением

Таблица 1

Коэффициенты аппроксимационных функций

a/D	k_1	k_2	p_0	p_1	p_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



В случае эллиптичности трещины эксперименте [30], ее полуширина $a/b_x=0,6$, которая близка к наблюдавшейся в определяется по формуле

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

2.4. Податливість вала с краевой продольной трещиной при крученні. где

При кручении вала с краевой продольной трещиной длиной q (рис. 1, с) изменение энергии деформации можно выразить через КИН при продольно-сдвиговой деформации [27]

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

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

В уравнении (16)

$$F_{III} = 0,16923 + 1,86156\lambda - 2,88482\lambda^2 + 2,16221\lambda^3; \quad \lambda = 2a/(D-d) < 1.$$

В этом случае уравнение для определения изменения податливости имеет вид

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

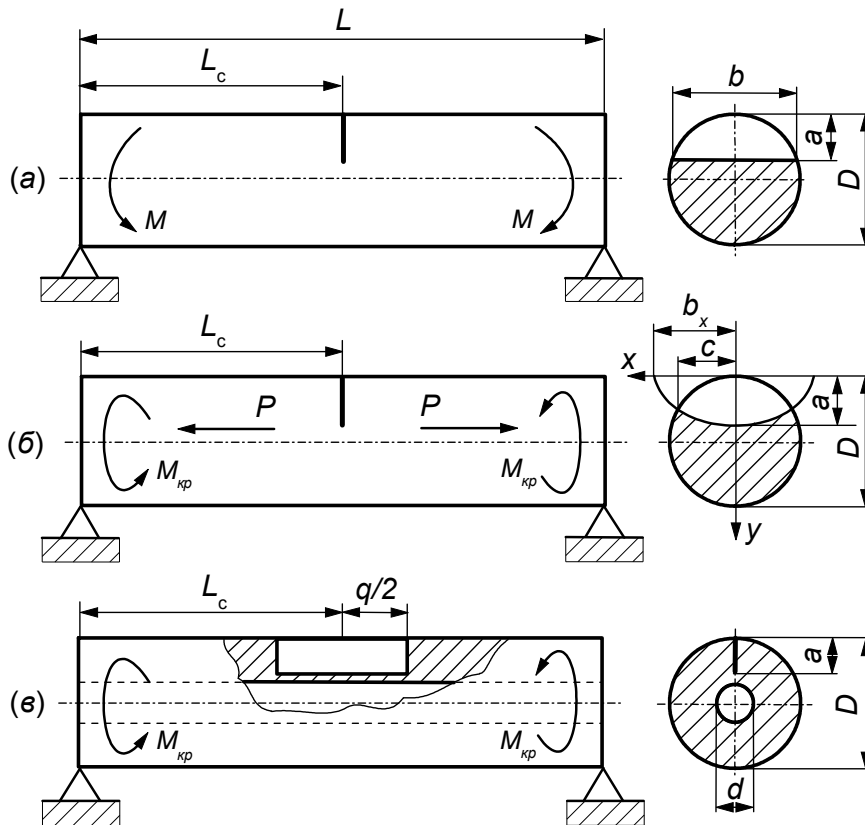


Рис. 1. Вал на двух опорах с краевой поперечной (а, б) и продольной (в) трещиной

3. Определение относительного изменения собственной частоты колебаний вала с трещиной.

Рассмотрим колебания валопровода паровой турбины К-200-130 (рис. 2). Валопровод состоит из роторов низкого,

среднего и низкого давления (соответственно РВД, РСД и РНД). На рис. 2 также показаны местоположения опор подшипников (S1 ... S5). Ротора выполнены из стали 25Х1МФА ($E=200$ ГПа; $G=80$ ГПа; $\nu=0,26$).

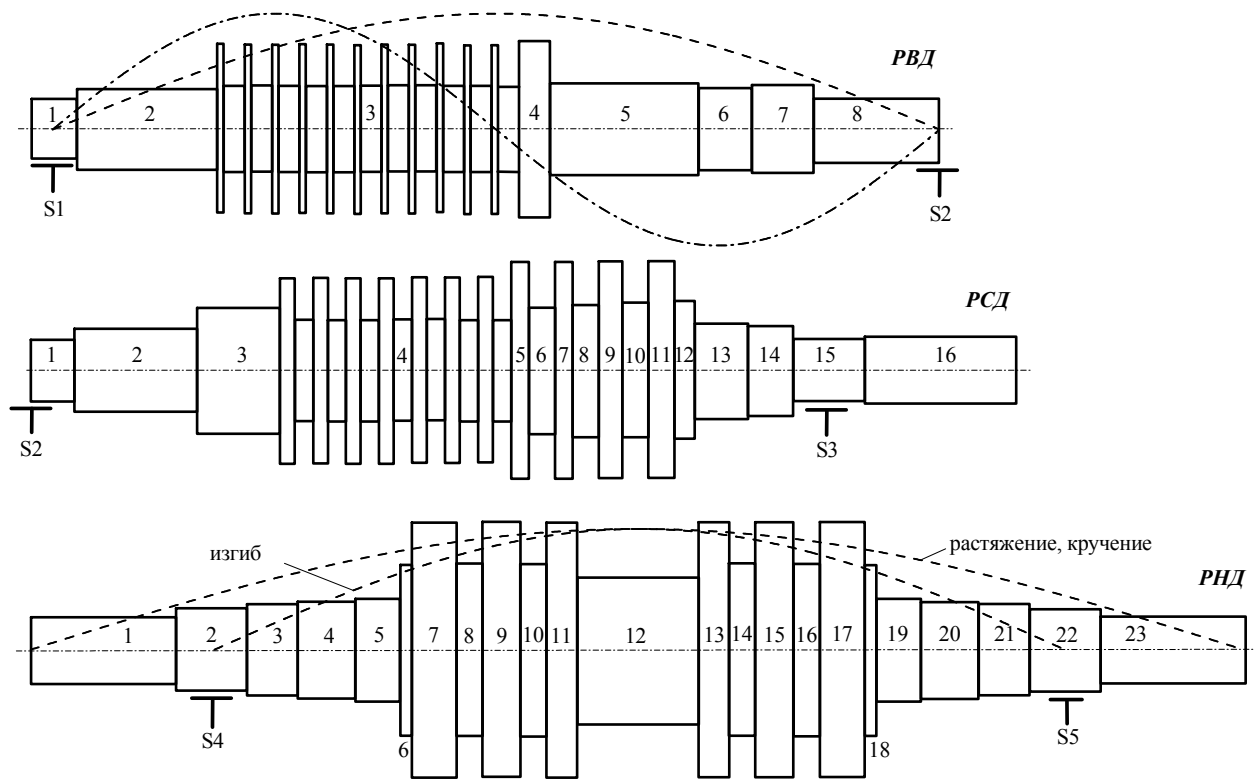
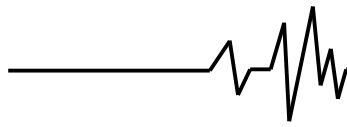


Рис. 2. Роторы турбины К-200-130: первая форма колебаний (штриховые линии); вторая форма колебаний (штрих-пунктирная линия)

Расчет собственных частот и форм колебаний ступенчатого вала является гораздо более сложной задачей, чем однородного вала. Однако, если пренебречь искажением форм колебаний из-за раскрытия трещины (это искажение мало в случае докритического размера трещины [31]), можно использовать относительно простые формулы для оценки обусловленного трещиной изменения собственных частот колебаний через изменение податливости сечения с трещиной [32]. Если при колебаниях вала трещина периодически открывается и закрывается, то относительное изменение частоты определяется по формуле

$$\frac{f_c}{f} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + \frac{\delta_0}{\delta}}}, \quad (18)$$

где f и δ – собственная частота и податливость неповрежденного вала, соответственно; f_c – собственная частота вала с закрывающейся трещиной.

Если трещина остается открытой при колебаниях (так называемая открытая трещина), то формула для определения относительного изменения частоты упрощается к виду

$$\frac{f_o}{f} = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{\delta_0}{\delta}}}, \quad (19)$$

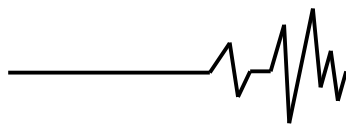
где f_o – собственная частота колебаний вала с открытой трещиной.

Податливость ступенчатого неповрежденного вала при изгибе, растяжении и кручении можно рассчитать по следующим формулам

$$\delta_{изг} = \frac{64}{\pi E} \left(\frac{L_1}{D_1^4 - d^4} + \frac{L_2}{D_2^4 - d^4} + \frac{L_3}{D_3^4 - d^4} + \dots + \frac{L_n}{D_n^4 - d^4} \right); \quad (20)$$

$$\delta_{рас} = \frac{4}{\pi E} \left(\frac{L_1}{D_1^2 - d^2} + \frac{L_2}{D_2^2 - d^2} + \frac{L_3}{D_3^2 - d^2} + \dots + \frac{L_n}{D_n^2 - d^2} \right); \quad (21)$$

$$\delta_{кр} = \frac{32}{\pi G} \left(\frac{L_1}{D_1^4 - d^4} + \frac{L_2}{D_2^4 - d^4} + \frac{L_3}{D_3^4 - d^4} + \dots + \frac{L_n}{D_n^4 - d^4} \right); \quad (22)$$



где L_n и D_n – длина и диаметр n -той ступени вала; d – диаметр технологического канала ($d=112$ mm); G – модуль упругости материала

второго рода. Размеры роторов приведены в табл. 2-4. Номера ступеней соответствуют рис. 2.

Таблица 2

Размеры РВД

n	1	2	3	4	5	6	7	8
L , мм	240	730	(34; 108)×11=1562	158	770	290	320	650
D , мм	300	435	(870; 440)	916	475	424	430	330

Таблица 3

Размеры РСД

n	1	2	3	4	5	6	7	8
L , мм	220	640	440	(80; 84)×7=1148	98	137	98	137
D , мм	330	430	650	(960; 522)	1130	652	1130	696

n	9	10	11	12	13	14	15	16
L , мм	132	137	140	98	285	250	360	845
D , мм	1130	700	1130	700	500	480	330	370

Таблица 4

Размеры РНД

n	1, 23	2, 22	3, 21	4, 20	5, 19	6, 18	7, 17	8, 16	9, 15	10, 14	11, 13	12
L , мм	772	380	264	298	230	60	264	132	230	132	170	640
D , мм	370	435	480	496	530	890	1320	890	1320	890	1320	760

Результаты расчетов податливости роторов валопровода при различных видах деформации приведены в табл. 5. Податливость валопровода определялась с учетом податливости генератора.

поперечном сечении с трещиной для вала на двух опорах, а также нормированный крутящий момент и осевая сила в сечении с трещиной для вала со свободными концами определяется по формуле

Нормированный изгибающий момент в

Таблица 5

Податливость роторов, генератора и валопровода

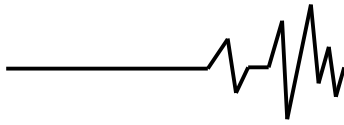
Вид деформации	δ (1/Нм)				
	РВД	РСД	РНД	Генератор	Валопровод
изгиб	$1,4497 \cdot 10^{-8}$	$6,17 \cdot 10^{-9}$	$2,9621 \cdot 10^{-9}$	-	-
растяжение	$1,8103 \cdot 10^{-10}$	$1,5477 \cdot 10^{-10}$	$1,6641 \cdot 10^{-10}$	$2,6194 \cdot 10^{-10}$	$7,6415 \cdot 10^{-10}$
кручение	$2,1969 \cdot 10^{-8}$	$1,7419 \cdot 10^{-8}$	$1,6995 \cdot 10^{-8}$	$3,4445 \cdot 10^{-8}$	$9,0828 \cdot 10^{-8}$

$$\bar{M}_i(L_c) = \bar{M}_{ikp}(L_c) = \bar{P}_i(L_c) = \sin\left(i\pi \frac{L_c}{L}\right). \quad (23)$$

Уравнение (23) не описывает распределение нагрузки вдоль ступенчатого вала при колебаниях точно, но оно объясняет факт наибольшего влияния трещины на податливость конструкции, если трещина находится в наиболее нагруженной ее области при определенной форме колебаний и поэтому может быть легче обнаружена [33]. И наоборот, если сечение с трещиной не нагружено моментом или силой и, следовательно, не деформируется при колебаниях или эта деформация мала, то такая трещина вряд ли может быть выявлена по изменению собственных частот. Например, при вибродиагностике РВД (рис. 2) первая форма колебаний эффективна для выявления

трещины на ступенях 3-6. Вторая форма колебаний более эффективна вблизи опор (например, на ступенях 2 и 8), однако она не подходит для обнаружения трещин на ступени 4.

Представленная выше теория позволяет провести сравнительный анализ чувствительности изменения собственных частот вала к наличию трещины при различных видах колебаний. В качестве примера такого анализа на рис. 3 показаны результаты расчета изменения частоты первой формы изгибных, продольных и крутильных колебаний для РНД с поперечной или продольной трещиной, расположенной в средней части ротора ($n=12$). Как видно, поперечная трещина наиболее значительно проявляет себя при изгибных колебаниях, значительно слабее – при продольных, и практически не проявляет себя



при крутильных колебаниях. Продольная трещина может быть обнаружена только с помощью крутильных колебаний. Влияние продольной трещины на собственную частоту крутильных колебаний ротора является более интенсивным, чем поперечной.

Горизонтальные линии на уровнях $f_c/f = 0,99$; $0,97$ и $0,95$ определяют размер трещины, при котором имеет место данное изменение частоты (критерии одно-, трех- и

пятипроцентного изменения частоты). Таким образом, крутильные колебания могут обнаружить трещину в роторе лишь если система измерения выявляет изменение частоты до 1%. Если возможности системы измерения ограничиваются тремя или пятью процентами, то трещину в роторе можно обнаружить с помощью продольных или изгибных колебаний.

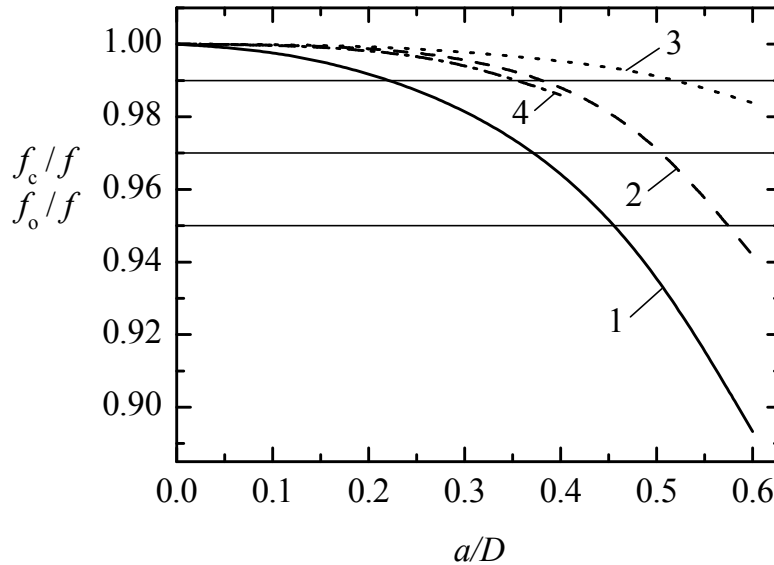


Рис. 3. Зависимости относительного изменения частоты первой формы изгибных (кривая 1), продольных (кривая 2) и крутильных колебаний (кривые 3, 4) для РНД от глубины поперечной (кривые 1-3) и продольной (кривая 4) трещины, расположенной на ступени 12 ($\bar{M}_1 = \bar{M}_{1кр} = \bar{P}_1 = 1$; $q=640$ мм)

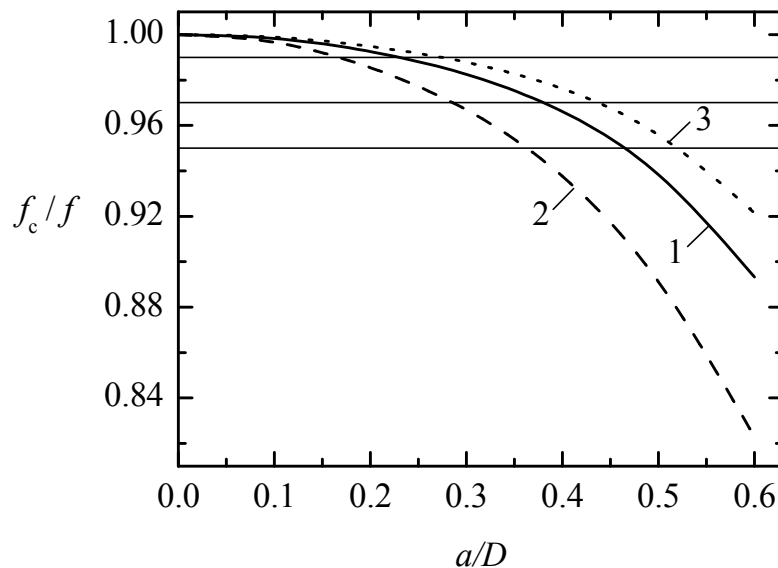
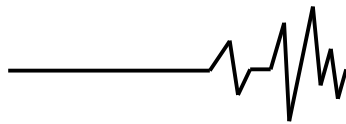


Рис. 4. Зависимости изменения частоты первой формы изгибных колебаний для РНД от глубины поперечной трещины, расположенной на ступени 12 (кривая 1; $\bar{M}_1 = 1$), 5 (кривая 2; $\bar{M}_1 = 0.66$) и 3 (кривая 3; $\bar{M}_1 = 0.17$)



В случае однородного вала легко предсказать влияние местоположения трещины на собственные частоты колебаний: чем больше сечение с трещиной нагружено, тем более интенсивно трещина изменяет частоту. В случае ступенчатого вала такая закономерность не всегда справедлива. Как видно из рис. 4, наибольшее изменение первой формы изгибных колебаний для РНД обусловлено трещиной, которая находится не посередине ротора, то есть на ступени 12 ($L_c/L=0,5$), где изгибающий момент максимален ($\bar{M}_1=1$), а на ступени 5 ($L_c/L=0,21$), где момент намного меньше ($\bar{M}_1=0,66$). Это связано с тем, что диаметр пятой ступени значительно меньше, чем ступени 12 (см. табл. 4). Поэтому, в соответствии с уравнением (5) увеличение податливости ступени 5 при равном относительном размере трещины намного

превышает увеличение податливости ступени 12, что компенсирует снижение момента на ступени 5. На ступени 3 момент падает слишком значительно ($\bar{M}_1=0,17$) и чувствительность вибродиагностики снова снижается.

Рис. 4 позволяет определить минимальный размер трещины на различных ступенях РНД в соответствии с критериями одно-, трех- и пятипроцентного изменения частоты. Результаты этой оценки представлены в табл. 6. Как видно, наиболее легко трещина может быть выявлена на ступени 5. Наиболее сложно обнаружить трещину на ступени 3.

Таким образом, теория вибродиагностики повреждения ступенчатых валов является более сложной и неоднозначной, чем в случае однородных валов.

Таблица 6

Наименьшая выявляемая поперечная трещина в РНД при изгибных колебаниях

L_c/L	n	D , мм	\bar{M}_1	a/D		
				$f_c/f=0,99$	$f_c/f=0,97$	$f_c/f=0,95$
0,07	3	480	0,17	0,27	0,44	0,52
0,21	5	530	0,66	0,17	0,29	0,36
0,5	12	760	1	0,23	0,38	0,46

4. Определение пределов чувствительности вибродиагностики трещин в ступенчатых валах.

Уравнения (5) и (18) позволяют

$$\left(\frac{2}{f_c/f} - 1\right)^2 - 1 = \frac{4096 \cdot a^2 (1 - \nu^2) \sqrt{a(D-a)}}{\pi \cdot E \cdot D^6 \cdot \delta} \times (0,616 - 1,961\gamma + 4,914\gamma^2 - 6,031\gamma^3 + 5,396\gamma^4) \cdot |\bar{M}_i(L_c)|. \tag{24}$$

Из уравнений (10) и (18) следует установить зависимость между изменением частоты изгибных колебаний вала и глубиной закрывающейся продольной трещины

$$\left(\frac{2}{f_c/f} - 1\right)^2 - 1 = \frac{64 \cdot c \cdot \gamma^2 (1 - \nu^2)}{\pi \cdot E \cdot D^2 \delta} (0,3176 + 0,308954\gamma + 0,253869\gamma^2 + 2,605345\gamma^3 + 1,66555\gamma^4 + 0,954593\gamma^5 + 7,727008\gamma^6) \cdot |\bar{P}_i(L_c)|. \tag{25}$$

Взаимосвязь между изменением частоты открытой поперечной трещины следует из крутильных колебаний вала и глубиной уравнений (13) и (19)

$$\frac{1}{(f_o/f)^2} - 1 = \frac{512 \cdot a^2 \cdot c}{\pi \cdot E \cdot D^6 \delta} (1 - \nu^2) [(e_1 + (1 + \nu)e_2)] \cdot |\bar{M}_{ikp}(L_c)|. \tag{26}$$

Наконец, взаимосвязь между изменением частоты крутильных колебаний вала и глубиной открытой продольной трещины была получена из уравнений (17) и (19)

$$\frac{1}{(f_o/f)^2} - 1 = \frac{53,33 \cdot q \cdot \lambda}{E \cdot D^4 \delta} (1 - \nu^2) (1 + \nu) \times (0,015 + 0,158\lambda + 0,415\lambda^2 - 0,313\lambda^3 + 1,637\lambda^4 - 1,04\lambda^5 + 0,334\lambda^6) \cdot |\bar{M}_{ikp}(L_c)|. \tag{27}$$



Уравнение (24) позволяет оценить пределы применимости вибрационной диагностики на основе изгибных колебаний. Расчеты проводились для первой формы колебаний РВД и РНД в предположении различного местоположения поперечной трещины. В результате решения

уравнения (24) с заданными параметрами (местоположение трещины, диаметр ступени, изгибающий момент) был определен минимальный размер трещины, которая обуславливает 1, 3 и 5% изменение частоты (табл. 7).

Таблица 7

Наименьшая выявляемая поперечная трещина при изгибных колебаниях

Ротор	L_c/L	n	D , мм	\bar{M}_1	a/D		
					$f_c/f=0,99$	$f_c/f=0,97$	$f_c/f=0,95$
РВД	0,25	3	400	0,71	0,231	0,382	0,466
	0,5	3	400	1	0,195	0,331	0,412
РНД	0,21	5	530	0,66	0,167	0,286	0,363
	0,5	12	760	1	0,23	0,38	0,464

Результаты аналогичных расчетов для продольных и крутильных колебаний роторов с поперечной трещиной приведены в табл. 8 и 9.

Расчеты выполнены с использованием уравнений (25) и (26), соответственно.

Таблица 8

Наименьшая выявляемая поперечная трещина при продольных колебаниях

Ротор	L_c/L	n	D , мм	\bar{P}_1	a/D		
					$f_c/f=0,99$	$f_c/f=0,97$	$f_c/f=0,95$
РВД	0,25	3	400	0,71	0,374	0,493	0,555
	0,5	3	400	1	0,341	0,456	0,516
РНД	0,21	5	530	0,82	0,378	0,498	0,561
	0,5	12	760	1	0,395	0,516	0,58
Вало-провод	0,5	12 (LPR)	760	1	0,56	>0,6	>0,6
	0,6	23 (LPR)	370	0,85	0,497	>0,6	>0,6

Таблица 9

Наименьшая выявляемая поперечная трещина при крутильных колебаниях

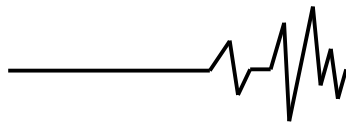
Ротор	L_c/L	n	D , мм	\bar{M}_{1tr}	a/D		
					$f_o/f=0,99$	$f_o/f=0,97$	$f_o/f=0,95$
РВД	0,25	3	400	0,71	0,271	0,383	0,479
	0,5	3	400	1	0,238	0,333	0,413
РНД	0,21	5	530	0,82	0,321	0,454	0,491
	0,5	12	760	1	0,357	0,579	>0,6
Вало-провод	0,5	12 (LPR)	760	1	0,557	>0,6	>0,6
	0,6	23 (LPR)	370	0,85	0,496	>0,6	>0,6

При расчетах крутильных колебаний роторов и валопровода с продольной трещиной в соответствии с уравнением (27) относительная глубина трещины задавалась таким образом, чтобы удовлетворить условию $\lambda < 1$. Уравнение решалось относительно длины трещины (табл. 10). Расчеты первой формы крутильных колебаний и соответствующего распределения крутящего момента вдоль валопровода турбины были выполнены с помощью трехмерной конечноэлементной модели [1].

Сравнительный анализ результатов, представленных в табл. 7-9, позволяет сделать вывод о том, что наиболее эффективным для обнаружения поперечной трещины является вибродиагностика на основе изгибных

колебаний. Крутильные колебания демонстрируют несколько меньшую чувствительность. Наименее чувствительным к трещине является изменение частоты продольных колебаний.

Эффективность вибродиагностики повреждения валов прямо пропорциональна их жесткости. Следовательно, обнаружить трещину в отдельном роторе легче, чем в собранном валопроводе. Продольные и крутильные колебания могут быть эффективными для вибродиагностики отдельных роторов только после разборки валопровода. Но даже при выполнении этого условия в отдельных роторах можно выявить лишь достаточно глубокие трещины. При этом чувствительность вибрационной диагностики с



использованием крутильных колебаний продольных. несколько выше, чем с использованием

Таблица 10

Наименьшая выявляемая продольная трещина при крутильных колебаниях

Ротор	L_c/L	n	D , мм	a/D	λ	\bar{M}_{1tr}	q , мм		
							$f_o/f=0,99$	$f_o/f=0,97$	$f_o/f=0,95$
РВД	0,5	3	400	0,25	0,7	1	65	200	340
	0,5			0,36	0,99	1	16	54	92
РНД	0,5	12	760	0,25	0,6	1	1136	3479	>5000
	0,5			0,42	0,99	1	188	577	982
Вало-провод	0,5	12 (РНД)	760	0,25	0,6	1	>5000	>5000	>5000
	0,5	12 (РНД)	760	0,35	0,8	1	1972	>5000	>5000
	0,5	12 (РНД)	760	0,42	0,99	1	1005	3084	>5000
	0,6	23 (РНД)	370	0,25	0,7	0,85	209	638	1087
	0,6	23 (РНД)	370	0,35	0,99	0,85	62	190	323

Вибродиагностика валопровода при работе турбины с использованием продольных и крутильных колебаний в целом представляется неэффективной (табл. 8-9).

Важную роль в вибродиагностике играет уровень нагружения сечения с трещиной (моментом или осевой силой). Чем выше нагрузка, тем больше изменение податливости и, соответственно, изменение собственной частоты. Этот вывод следует из результатов расчетов для РВД при различных видах колебаний (табл. 7-9). При прочих равных условиях (расположение трещины, диаметр ступени) увеличение нагруженности сечения с трещиной позволяют выявить меньшую трещину.

Кроме жесткости вала и условий нагружения поврежденной ступени эффективность вибродиагностики также зависит от диаметра ступени. Это очевидно из результатов расчетов для РНД в предположении, что трещина находится на ступенях 5 или 12 (табл. 7-9).

В целом, эффективность вибродиагностики трещин в значительной степени зависит от разрешающей способности системы измерения частоты и от факторов, которые влияют на собственные частоты механической системы (см. Введение). Как видно из табл. 7-9, пятипроцентный критерий изменения частоты позволяют обнаруживать трещины докритического размера только при изгибных колебаниях.

Продольная трещина может быть обнаружена лишь с использованием крутильных колебаний (табл. 10). Расчеты проводились для трещины небольшой глубины ($\lambda=0,6$ или $0,7$) и максимально возможный по используемой теории ($\lambda=0,99$). Как видно, вибродиагностика продольной трещины может быть эффективной только при испытании отдельных роторов. Если применить

вибродиагностику к валопроводу, то можно выявить продольную трещину, длина которой не превышает 1000 мм, только на ступенях с относительно малым диаметром.

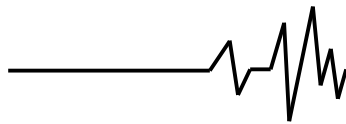
5. Выводы.

Вибродиагностика повреждений валов паровых турбин в процессе эксплуатации практически не имеет альтернативы. Наличие естественных источников колебаний, а также доступность современного оборудования и датчиков для измерения вибраций являются очевидными преимуществами вибродиагностики турбин. В то же время теория вибродиагностики развивается применительно к конструкционным элементам с относительно простой геометрией. Она вряд ли может быть применена к такой сложной конструкции, как валопровод паровой турбины без существенных потерь точности прогнозирования степени тяжести повреждения.

В работе предложен относительно простой метод оценки эффективности вибродиагностики повреждения объектов сложной геометрии, основанный на определении изменения податливости сечения с трещиной при изгибных, продольных или крутильных колебаниях.

Расчеты, выполненные применительно к роторами и валопроводу паровой турбины К-200-130 показали, что эффективность вибродиагностики трещины зависит от податливости конструкции, уровня нагружения сечения с трещиной, диаметра поврежденной ступени, а также от разрешающей способности системы измерения.

Эффективность вибродиагностики тем ниже, чем выше коэффициент гибкости ротора или валопровода. Именно поэтому виброиспытания валопровода при продольных и крутильных колебаниях демонстрирует низкую чувствительность к наличию трещины.



Для отдельных роторов такая диагностика является более перспективной, поскольку их податливость гораздо меньше, чем податливость валопровода. Наиболее эффективной является вибродиагностика повреждения валопровода турбины с использованием изгибных колебаний.

В то же время комбинированную вибродиагностику на основе как поперечных, так и крутильных колебаний, не следует сбрасывать со счетов. Крутильные колебания позволяют обнаруживать поперечную трещину вблизи опор, а также продольную трещину, к которым изгибные колебания нечувствительны. В качестве естественных источников поперечных колебаний могут быть использованы режимы пуска и останова турбины, поперечная вибрация при стационарном вращении турбины и крутильные колебания валопровода, возбуждаемые при подключении генератора к сети [1, 2].

Изменение податливости сечения с трещиной прямопропорционально уровню нагружения поврежденной ступени, но обратнопропорциональна второй (при продольных колебаниях) или четвертой (при изгибных и крутильных колебаниях) степени диаметра поврежденной ступени. Таким образом, в некоторых случаях легче обнаружить трещины в умеренно нагруженной ступени ротора, которая имеет относительно небольшой диаметр, чем в значительно нагруженной ступени с большим диаметром. Надежность вибродиагностики может быть существенно увеличена за счет использования нескольких форм колебаний. В этом случае трещина, которая находит в легкогруженной области вала по одной форме колебаний определенно будет более нагружена при колебаниях по другой форме.

Таким образом, предложенный метод позволяет оценить эффективность вибродиагностики поперечных и продольных трещин в валопроводе паровой турбины относительно простым способом без выполнения трудоемких аналитических исследований или проведения сложных экспериментов. Теория по существу является инженерной и не требует значительных затрат времени или сложного компьютерного оборудования для ее реализации.

Список использованных источников

1. Bovsunovskii A.P., Chernousenko O.Yu., Shtefan E.V., Bashta D.A. Fatigue damage and failure of steam turbine rotors by torsional vibrations // *Strength of Materials*.- 2010.- V. 42.- P. 108-113.

2. 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.

3. Dimarogonas A.D., Paipetis S.A., Chondros T.G. *Analytical methods in rotor dynamics*, 2nd edition, Springer, Dordrecht, Heidelberg, New York, London, 2013.

4. Chondros T.G., Dimarogonas A.D., Yao J. Vibration of a beam with a breathing crack // *J. of Sound and Vibration*.- 2001.- V. 239.- P. 57-67.

5. 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.

6. 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.

7. 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.

8. 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.

9. 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.

10. 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.

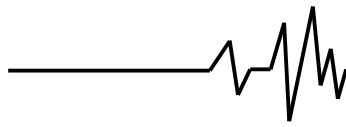
11. Dimarogonas A.D., Papadopoulos C.A. Stability of cracked rotors in the coupled vibration mode // *J. of Vibrations and Acoustics*.- 1988.- 110.- P. 356-359.

12. 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.

13. 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.

14. 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.

15. Salawu O.S. Detection of structural damage through changes in frequency: a review //



- Engineering Structures.- 1997.- 19.- P. 718-723.
16. Kirmsher P.G. The effect of discontinuities on the natural frequency of beams // Proc. ASTM, 1944, 44, P. 897-904.
17. Grabowski B. The vibrational behavior of a turbine rotor containing a transverse crack // Trans. ASME. J. of Mechanical Design.-1980.- V. 102.- P. 140-146.
18. Plakhtienko N.P., Yasinskii S.A. Resonance of second order in vibrations of a beam containing a transverse crack // Strength of Materials.- 1995.- V. 27.- P. 146-152.
19. Ratcliffe C.P. Damage detection using a modified Laplacian operator on mode shape data // J. of Sound and Vibration.- 1997.- V. 204.- P. 505-517.
20. Yuen M.M.F. A numerical study of the eigenparameters of damaged cantilever beam // J. of Sound and Vibration.- 1985.- V. 103.- P. 301-310.
21. Thomson W.T. Vibration of slender bars with discontinuities in stiffness, J. of Applied Mechanics.- 1949.- V. 16.- P. 203-207.
22. Petroski H.J. Simple static and dynamic models for the cracked elastic beam // Int. J. of Fracture.- 1981.- V. 17.- P. R71-R76.
23. Collins K.R., Plaut R.H., Wauer J. Free and forced longitudinal vibrations of a cantilevered bar with a crack // Trans. ASME. J. of Vibrations and Acoustics.- 1992.- V. 114.- P. 171-177.
24. Christides S., Barr A.D.S. One-dimensional theory of cracked Bernoulli-Euler beams // Int. J. of Mechanical Sciences.- 1984.- V. 26.- P. 639-648.
25. Chondros T.G., Dimarogonas A.D. Dynamic sensitivity of structures to cracks // J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design.- 1989.- V. 111.- P. 251-256.
26. Chondros T.G. The continuous crack flexibility method for crack identification // Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures.- 2001.- V. 24.- P. 643-650.
27. Stress intensity factors handbook. Volumes I and II, Y. Murakami (editor-in-chief), The Society of Materials Sci., Japan and Pergamon Press, 1987.
28. Carpinteri A. Shape change of surface cracks in round bars under cyclic axial loading // Int. J. of Fatigue.- 1993.- V. 15.- P. 21-26.
29. 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.
30. Bovsunovsky A. Energy dissipation in the non-propagating surface cracks in steel round bar at torsional vibration // Engineering Fracture Mechanics.- 2012.- V. 92.- P. 32-39.
31. Bovsunovskii A.P. On determination of the natural frequency of transverse and

longitudinal vibrations of a cracked beam. Part 2. Experimental and calculation results // Strength of Materials.-1999.- V. 31.- P. 253-259.

32. Bovsunovskii A.P. Numerical study of vibrations of a nonlinear mechanical system simulating a cracked body // Strength of Materials.- 1999.- V. 31.- P. 571-581.

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

МЕТОД ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІБРАЦІЙНОЇ ДІАГНОСТИКИ ПОШКОДЖЕННЯ СТУПІНЧАСТИХ ВАЛІВ ПАРОВИХ ТУРБІН

Анотація. Вібраційна діагностика пошкоджень валів парових турбін в процесі експлуатації практично не має альтернативи. В роботі запропоновано відносно простий метод оцінки ефективності вібраційної діагностики пошкоджень ступінчастих роторів і валопроводу парової турбіни. В якості характеристики пошкодження використовувалося зміна власних частот коливань. Метод заснований на визначенні зумовленої тріщиною відносної зміни піддатливості валу з використанням підходів механіки руйнування. Виконано аналіз ефективності зміни власних частот згинальних, поздовжніх і крутильних коливань для виявлення поперечної або поздовжньої тріщини в роторах і валопроводі парової турбіни K-200-130.

Ключові слова: вібродіагностика, власна частота, тріщина, турбіна, валопровід, ротор.

METHOD FOR EVALUATION OF EFFICIENCY OF DAMAGE VIBRATION DIAGNOSTICS IN STEPPED SHAFTS OF STEAM TURBINES

Annotation. The vibration based damage detection has practically no alternative as applied to the rotating shafts of steam turbines during operation. So there was developed quite simple method for estimation of efficiency of vibration based damage detection as applied to the stepped rotors and shafting of steam turbine. The change of natural frequencies was used as a characteristic of damage. The method is based on the determination of relative change of shaft's compliance caused by a crack with the use of fracture mechanics. There was performed the analysis of efficiency of natural frequency change at bending, longitudinal and torsional vibration to detect transverse or longitudinal crack in rotors and shafting of steam turbine K-200-130.

Key words: vibration diagnostics, natural frequency, crack, turbine, shafting, rotor.