**I. ТЕОРІЯ ПРОЦЕСІВ ТА МАШИН****Бовсуновский А. П.***Национальный  
университет  
пищевых технологий***Bovsunovsky A. P.***National University of  
Food Technologies***УДК 373:534.1:620.193****ВИБРОДИАГНОСТИКА ВАЛОВ  
ТУРБИН, ОСНОВАННАЯ НА  
НЕЛИНЕЙНЫХ ЭФФЕКТАХ.  
ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ**

*Обзор иллюстрирует основные достижения международного научного сообщества в исследовании нелинейных эффектов, обусловленных периодическим закрытием-открытием трещины, а также в разработке на основе нелинейных эффектов вибрационных методов диагностики повреждения валов турбин. Показаны перспективы использования этих методов на практике.*

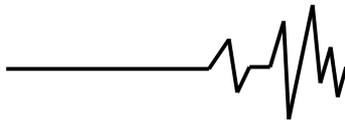
*Разработка вибрационных методов диагностики повреждения, чувствительных к наличию трещин докритического размера в разного рода конструкциях и машинах является важной с точки зрения возможности продления их ресурса посредством контроля за развитием трещины, а также с точки зрения предотвращения катастрофических разрушений. Основным потенциальным преимуществом вибродиагностики, основанной на использовании нелинейных эффектов, таких как нелинейность колебаний при супер- и субгармонических резонансах, является относительно высокая чувствительность к повреждению типа закрывающейся трещины. Вместе с тем существуют определенные проблемы применения такой вибродиагностики на практике, требующие своего решения.*

***Ключевые слова:** вибродиагностика, закрывающаяся трещина, вал турбины, супергармонический и субгармонический резонансы.*

**Введение.** Исследования влияния локальных дефектов на модальные характеристики (собственные частоты и формы колебаний, модальный демпфирования) конструктивных элементов были начаты в сороковых годах прошлого столетия [1, 2]. Главная идея этих исследований заключалась в учете влияния трещины на жесткость тела. Однако обусловлена появлением и ростом трещины изменение собственных частот и форм колебаний оказалось недостаточно значительным для надежного диагностирования относительно небольших трещин [3]. Поиск более чувствительных к наличию повреждений и удобных в использовании вибрационных характеристик продолжается до настоящего времени. Среди этих характеристик появление так называемых нелинейных резонансов (суб и супергармонических), нелинейное искажение

колебаний при головной и нелинейных резонансах, искажения фазовых траекторий, антирезонансные частоты, механический импеданс и т.п. [4].

Реальные трещины обычно образуются в результате усталости металла, коррозии и т.п. Такие трещины имеют свойство открываться и закрываться при знакопеременной циклическом деформировании, поэтому их принято называть закрывающимися или дышащими трещинами. Считается, что жесткость тела с закрытой трещиной и неповрежденного тела одинаковы. При открывании трещины жесткость тела уменьшается. Особенностью закрывающейся трещины является внезапное изменение жесткости тела в моменты ее закрытия и, что приводит к существенной нелинейности колебаний механической системы и, как следствие, к проявлению нелинейных эффектов.



Целью данного обзора было продемонстрировать основные достижения ученых в исследовании нелинейных колебаний валов турбин, которые имеют повреждения, а также оценить перспективы использования нелинейных эффектов для вибрационной диагностики повреждений типа трещины усталости в конструктивных элементах паровых турбин.

**Особенности колебаний вращающихся валов с закрывающейся (дышащей) трещиной.**

Начало исследования нелинейного поведения вращающихся валов с закрывающимися трещинами было положено в 1976 году [5]. Их необходимость была обусловлена тем обстоятельством, что модели с постоянно открытой трещиной были не в состоянии выявить дополнительные резонансы и изменение спектра колебаний. Кроме того, они переоценивали изменение критических скоростей валов по сравнению с данными экспериментов. Например, в [6] было показано, что уменьшение первой критической скорости вала с открытой трещиной относительной глубины  $\gamma=0,6$  ( $\gamma=a/R$ , где  $a$  – глубина трещины,  $R$  – радиус вала) составило 8,8%. В то же время, в случае закрывающейся трещины той же глубины снижение критической скорости оказалось всего 0,8% [7], а более глубокая трещина ( $\gamma=1$ ) обусловила снижение критической скорости до 2,5% [8] и 4,6% [9].

Динамическое поведение вращающихся валов с закрывающейся (дышащей) трещиной является более сложным, чем поведение стержней или пластин с трещиной. Вал может совершать колебания в разных плоскостях, могут возникнуть связанные продольно-изгибно-крутильные колебания. Кроме того, необходимо учитывать постоянное изменение жесткости вала при вращения из-за раскрытия-закрытия трещины и изменение скорости вращения в процессе пуска и останова.

Как было показано во многих работах (например, [7-10]), поперечные и наклонные трещины обуславливают уменьшение собственных частот вала недостаточное для надежного обнаружения трещин. Такой же вывод был сделан относительно переходных колебаний вала при пуске (останове) с постоянным ускорением (замедлением) [11]. При прохождении через критическую скорость вала интенсивность колебаний в вертикальной плоскости увеличивается не более чем на 18% при  $\gamma=0,4$ .

По этой причине поиск более чувствительных и надежных методов обнаружения повреждений во вращающихся

валах стал предметом многочисленных исследований. Так в [12] был сделан вывод, что изменения в спектре колебаний вала перспективны для диагностики трещин. Наличие высших гармоник и субгармоник, а также наличие продольных и крутильных гармоник в спектре поперечных колебаний вала может быть использовано для обнаружения трещин [13-15].

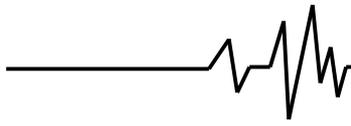
**Моделирование трещины.** Точность моделирования динамического поведения вращающегося вала с трещиной усталости во многом зависит от определения так называемой функции дыхания, которая регулирует процесс открытия-закрытия трещины. Эта функция используется при построении изменяющейся во времени матрицы жесткости в конечно-элементных моделях (КЭМ) вала с дышащей трещиной. В большинстве исследований периодическое открытие и закрытие трещин связывают со статическим прогибом вала под действием собственного веса [16]. Изменение жесткости сечения с трещиной за один оборот представляют с помощью матрицы локальной податливости. Ее временную зависимость задают различным способом. Так в [17, 18] было предложено использовать ступенчатую функцию, полагая, что трещина либо полностью открыта, либо полностью закрыта. Другая форма функции дыхания представляет собой зависимость состояния трещины от угла поворота вала [17]

$$f(t) = \frac{1}{2}(1 \pm \cos \Omega t), \quad (1)$$

где  $\Omega$  – угловая скорость вращения вала;  $t$  – время. Знак плюс в этой функции используется, когда трещина полностью открыта, а знак минус – когда полностью закрыта. Согласно [17], функция (1) является более пригодной для глубоких трещин, а ступенчатая – для небольших трещин. Функция (1) была использована во многих работах, например в [8, 19, 20].

Для имитации плавного изменения податливости сечения с трещиной при вращении, в [21] аналитически была определена податливость этого сечения при углах поворота 90, 180 и 270° (при 0 и 360° трещина полагалась закрытой). Результат был представлен в виде функции безразмерной податливости  $C$  от угла поворота вала (рис. 1).

Чаще всего для определения податливости сечения с трещиной используются подходы линейной механики разрушения [22] в предположении, что площадь фронта трещины известна для



различных углов поворота вала. Формула для определения податливости применяется только вдоль открытой части фронта трещины, а эта часть определяется из общих

геометрических соображений. В работе [23] была получена обобщенная матрица  $6 \times 6$  локальной податливости элемента КЭМ вала, моделирующего трещину.

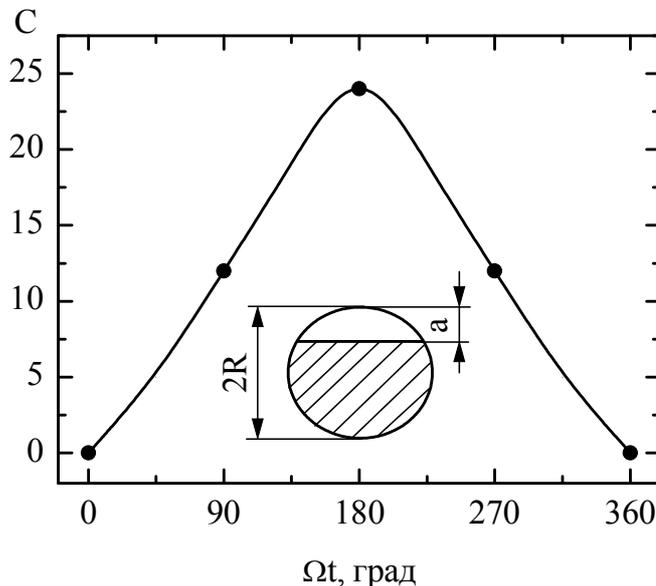


Рис. 1. Изменение податливости сечения с трещиной в зависимости от угла поворота ( $\gamma=1$ )

Большой обзор различных подходов к моделированию трещины в валах на основе подходов механики разрушения, представлен в [24]. С помощью таких моделей была выполнена оценка дополнительного прогиба вала, вызванного трещиной [10, 25]. Состояние трещины (открыта или закрыта) оценивали по знаку напряжений в сечении с трещиной (сжимающие напряжения указывают на то, что трещина закрыта и наоборот) либо знаком коэффициента интенсивности напряжений (КИН) [7]. Отрицательный КИН указывает на то, что трещина закрыта, в то время как положительный КИН означает, что трещина открыта.

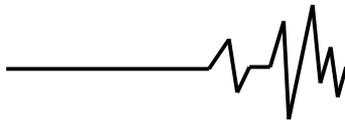
Определенное внимание в литературе было уделено наклонной трещине, которая возникает в результате крутильных колебаний вала. Так модель поперечной трещины [7] была модифицирована на случай наклонной трещины [26]. Дыхание наклонной трещины в валопроводе реальной турбины было предметом работы [27]. В [9] представлены модели наклонной трещины, в которых изменение жесткости сечения с трещиной представляли с помощью усеченного тригонометрического ряда, а трещина полагалась либо полностью открытой, либо закрытой. Изменение жесткости вращающегося вала в зависимости от кривизны вала в

окрестности трещины представляли также в виде разложения в ряд Фурье [28].

Уточнение моментов инерции площади поперечного сечения вала с трещиной с учетом изменения расположения центра тяжести сечения при возникновении в нем трещины выполнено в [20].

В КЭМ вала с трещиной используется различное количество элементов. Так в [19] вал состоял из 10 элементов, в [20] – из 18 элементов, в [29] – из 21 элемента, в [30] – из 33.

Однако более существенную роль при моделировании динамического поведения вращающегося вала играет не количество элементов, а адекватное представление поведения трещины при вращении вала. Так в [31] на основе экспериментальных данных разработана трехмерная КЭМ краевой трещины с 20-узловыми элементами. В [27] сечение с трещиной представлено трехмерной сеткой  $60 \times 60$  элементов. Поверхности трещины, где возникают растягивающие напряжения, представляют открытую часть трещины, а где возникают сжимающие напряжения – закрытую часть. В [32] трещина моделируется трехмерными восьмиузловыми элементами. Поверхности трещины моделируются с помощью двойных узлов с одинаковым местоположением, но



принадлежащих к како-либо одной поверхности. Закрытая трещина моделируется путем объединения двойных узлов, а открытая – путем их разъединения.

**Совместные колебания вращающегося вала.** Наличие открытой трещины могут привести к возникновению совместных продольных, изгибных и крутильных колебаний вращающегося вала. Так при определенных скоростях вращения вала Лавалья с открытой трещиной возникают совместные изгибные и продольные колебания и, соответственно, имеют место два резонанса [23]. В [33] наличие совместных колебаний и расщепление критических скоростей вращения вала с открытой трещиной было подтверждено. В то же время, такого расщепления в случае закрывающейся трещины обнаружено не было [34]. Несмотря на это в [23] было сделано предположение, что существование связанных продольных и изгибных колебаний вала, обусловленных наличием трещины, может служить основой для вибрационной диагностики повреждения во вращающихся валах

**Дополнительные (нелинейные) резонансы.** При вращении вала с закрывающейся трещиной с возникают дополнительные или нелинейные резонансы, когда скорость вращения достигает  $1/2$ ,  $1/3$  и т.д. критической  $\Omega_{cr}$  [5, 12, 32, 35]. При этом была выявлена прямая связь между размерами трещины и величиной резонансных пиков [8]. Поэтому было предложено [36] использовать амплитуды колебаний в окрестности первой подкритической скорости ( $1/2$  первой критической скорости) для диагностики трещин во вращающихся валах.

Исследование нелинейного поведения вращающегося вала с закрывающейся трещиной показали [37], что кроме супергармонических резонансов с частотами, равными  $1/2$  и  $1/3$  критической скорости, имеет место также субгармонический резонанс с частотой  $2\Omega_{cr}$ , суперсубгармонический резонанс  $(2/3)\Omega_{cr}$  и комбинационный резонанс  $[\Omega_f + \Omega_b]$  (где  $\Omega_f$  и  $\Omega_b$  соответственно критические скорости при разгоне и останове). Амплитуды супергармонических резонансов существенно зависят от угла дисбаланса вала: если этот угол находится в диапазоне от  $90$  до  $270^\circ$ , то амплитуда супергармонического резонанса падает примерно на порядок.

Результаты расчетов колебаний вала с закрывающейся трещиной при разгоне ( $f$ ) и останове ( $b$ ) показаны на рис. 2. Как видно, при скоростях вращения вала, равных  $1/2$ ,  $1/3$  и  $1/4$  первой пары критических скоростей,

амплитуды колебаний вала существенно увеличиваются.

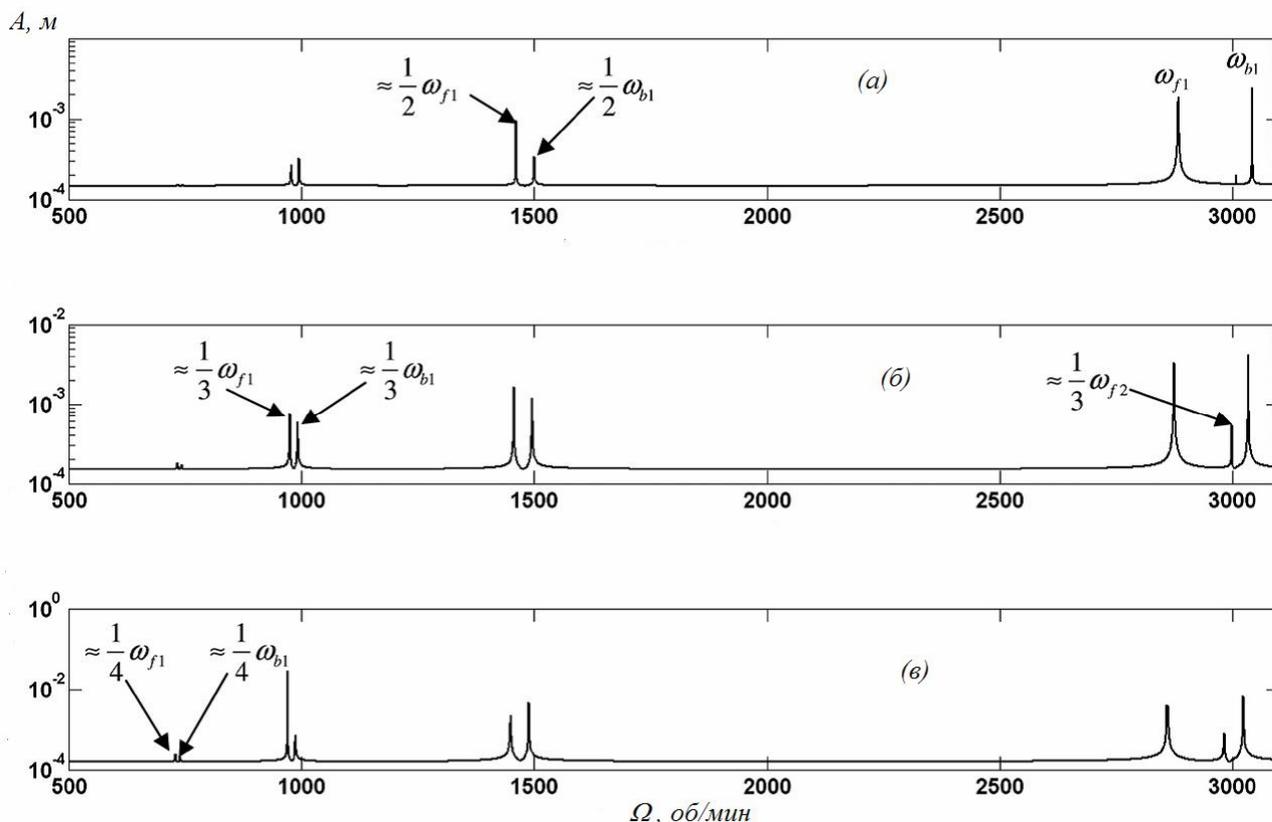
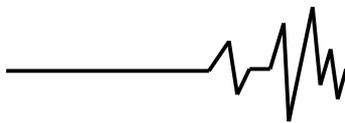
Приведенные выше результаты были получены на маломерных моделях вала (длиной около 1 м и диаметром 15...20 мм). В случае реальных валов нелинейные эффекты проявляются намного слабее. Так при исследовании колебаний КЭМ вала массой 4000 кг, диаметром 400 мм и длиной 5000 мм не удалось выявить нелинейных резонансов даже при низком затухании в системе и при наличии огромной трещины ( $\gamma=1$ ) [27]. Трещина такого же размера, образовавшаяся в турбогенераторе в течение 133 тыс. часов работы, не проявила себя дополнительной нестабильностью колебаний при переходных режимах [30]. Эти результаты были подтверждены экспериментальными данными, полученными на реальных турбинах [38].

В то же время, исследование колебаний массивной модели стального вала длиной 5000 мм и радиусом 500 мм с одним диском привели к противоположному выводу [39]. При изменении частоты вращения вала от 2 до 60 Гц в спектре колебаний появилась компонента  $2\Omega$ , обусловленная наличием трещины ( $\gamma=0,5$ ), а также наблюдался нелинейный резонанс  $(1/2)\Omega_{cr}$ .

**Спектр колебаний.** Появление трещины приводит к возникновению в спектре колебаний вращающегося вала второй и более высоких гармоник. Они могут быть использованы как признаки наличия трещины при вибрационном мониторинге вала во время пуска или останова, а также при стационарном вращении.

При стационарном режиме работы турбины увеличение или уменьшение интенсивности резонанса при  $\Omega/\Omega_{cr}=1$  является показателем наличия трещины [12]. Однако при заданной глубине трещины первая гармоническая составляющая также связана с дисбалансом вала, что осложняет диагностику трещины [19].

В [40, 41], исследуя стационарный режим, а также режим пуска и останова турбины, заключили, что закрывающаяся трещина приводит к появлению заметной второй гармоники в спектре колебаний и что при пуске-останове изменения второй гармоники намного значительнее, чем при стационарном режиме работы. Основываясь на идентификации второй гармоники представляется возможным обнаруживать трещины глубиной  $\gamma=0,2$  [10]. Для надежного обнаружения трещины, основываясь на второй гармонике спектра колебаний, скорость вращения вала должна составлять половину первого критической скорости [21].



**Рис. 2. Зависимости амплитуды колебаний вала от скорости вращения: (а)  $\gamma=0,1$ ; (б)  $\gamma=0,2$ ; (в)  $\gamma=0,3$  [20]**

Вторая гармоническая составляющая спектра колебаний может служить основной характеристикой наличия и роста трещины [42, 43]. В [44] было подтверждено, что спектр переходных колебаний при разгоне с различным ускорением и колебаний при стационарном режиме содержит вторую гармонику.

Чем ближе трещина к опоре или муфте, тем меньшее влияние она оказывает на спектр [43]. Вторая, третья и более высокие гармонические составляющие спектра колебаний вала с трещиной глубиной  $\gamma=0,3$  обнаружены в [20]. Увеличение второй гармоники, когда скорость вращения достигает  $\Omega/\Omega_{cr}=1/2$  и 1, и третьей гармоники, когда скорость вращения достигает  $\Omega/\Omega_{cr}=1/3, 1/2$  и 1 показано в [8, 19]. Высшие гармоники в спектре колебаний вращающегося вала были однозначно связаны с наличием дышащей трещины в [45].

Согласно аналитическому исследованию [7] при субкритических резонансах вала с трещиной в спектре колебаний появляются высшие гармоники ( $3\Omega, 5\Omega$ ), которые и обуславливают соответствующие нелинейные резонансы. Для обнаружения трещины можно

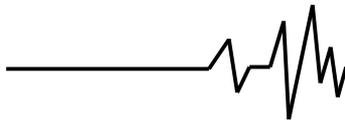
использовать высшие гармоники (особенно амплитуду второй гармоники) в спектре колебаний вала при скорости вращения  $1/3\Omega_{cr}$  [26]. Изменение амплитуды третьей гармоники могут быть использованы как для обнаружения присутствия распространяющейся усталостной трещины, так и для определения типа трещины (поперечная или наклонная).

Альтернативный индикатор трещины предложен в [46]. В валах, работающих в закритических диапазонах, вместо мониторинга  $1\Omega$  или  $2\Omega$  компонент спектра необходимо наблюдать за компонентами  $(1/2)\Omega, (3/2)\Omega$  и  $(9/2)\Omega$  в диапазоне скоростей вращения вала от  $(2/3)\Omega_{cr}$  до  $2\Omega_{cr}$ .

Частотный спектр колебаний вала с наклонной трещиной (трещина под углом к оси вала) при стационарном вращении содержит субгармонические частотные компоненты

$$\Omega_n = \Omega + n\Omega_{кр}, \quad (n=0, 1, 2, \dots), \quad (2)$$

где  $\Omega_{кр}$  – собственная частота крутильных колебаний вала [9]. В то же время [47], наклонные трещины влияют на крутильные колебания вала таким же образом, что и поперечные трещины на изгибные колебания. Влияние наклонных трещин на изгибные



колебания вала меньше, чем поперечных трещин сопоставимых размеров.

Исследования колебаний вала с наклонной трещиной под углом от 30 и до 90° к оси показали [48], что при стационарном вращении спектр колебаний содержит  $\Omega$  и  $2\Omega$  составляющие. При увеличении угла от 30 до 60°, амплитуда поперечных и крутильных колебаний увеличивается. Влияние наклонной трещины на крутильные колебания вала более существенно, чем поперечной. Этот вывод был подтвержден в [26].

Крутильные колебания вращающихся валов возбуждаются даже при действии радиальных сил, возникающих от дисбаланса или перекоса [49]. Спектральные составляющие колебаний горизонтальных и вертикальных валов  $8\Omega$ ,  $6\Omega$ ,  $4\Omega$  относительно низшей частоты крутильных колебаний позволяют обнаружить трещину.

Амплитуды высших гармоник, а также амплитуды колебаний при нелинейных резонансах существенно зависят от уровня демпфирования в механической системе. При снижении демпфирования амплитуда супергармонического резонанса порядка  $1/2$  увеличивается [19]. Однако, если уровень демпфирования является значительным, то супергармонические резонансы исчезают в связи с тем, что супергармонические составляющие спектра подавляются.

При заданной глубине трещины дисбаланс влияет не только на амплитуду колебаний с частотой  $1\Omega$ , но и на амплитуду супергармонических резонансов порядка  $1/2$  и  $1/3$ . С увеличением дисбаланса амплитуды нелинейных резонансов порядка  $1/n$  увеличиваются, что обусловлено нелинейным поведением дышащей трещины и взаимодействием между трещиной и дисбалансом ротора. Даже если ориентации трещины-дисбаланса и величина дисбаланса неизвестны, составляющие спектра  $2\Omega$  и  $3\Omega$  при супергармонических резонансах могут быть использованы для обнаружения трещины [19].

#### **Траектории вращения оси вала.**

Существует временное обратное вращение оси вала и фазовый сдвиг в окрестности критической скорости и подкритических скоростей вращения из-за нестабильности режимов колебаний [25]. На основе результатов моделирования в [25] было определено существование диапазона нестабильности вблизи критической скорости, в котором возникает временное изменение направления вращения оси и существует фазовый сдвиг. При введении дисбаланса

временное изменение направления вращения оси и фазовый сдвиг исчезают.

Реакция вала с трещиной на прохождение через подкритические скорости вращения был исследован [7]. Образование двух петель орбиты в окрестности супергармонического резонанса порядка  $1/2$  было связано с закрывающейся трещиной. Образование двух и трех петель при нелинейных резонансах вала порядка  $1/2$  и  $1/3$  было показано в [19]. Некоторые результаты исследования искажение орбиты вала с трещиной при разных скоростях его вращения в окрестности первой подкритической скорости показаны на рис. 3.

**Дополнительное возбуждение колебаний вала.** В [50, 51] предложен способ увеличения чувствительности вибродиагностики поперечной и наклонной трещины во вращающихся валах, основанный на кратковременном приложении крутящего момента к валу при его определенной угловой ориентации и исследовании его влияния на поперечные колебания вала.

В [53] с этой же целью применили крутильное гармоническое возбуждение и периодический осевой импульс. При этом анализируются спектр крутильных, поперечных и продольных колебаний. Наличие собственной частоты изгибных колебаний в спектре поперечных колебаний оказалось чувствительным индикатором трещины.

Способ улучшения процедуры обнаружения трещины во вращающемся валу с помощью одиночных и периодических сжимающих осевых импульсов предложен в [53-55]. В результате такого возбуждения в случае наличия трещины возникает сочетание ряда высших гармоник в спектре переходных поперечных колебаний в дополнение к гармоникам  $2\Omega$  и  $3\Omega$ .

В [56] исследовали поперечные колебания вала с наклонной трещиной при условии, что она открывается и закрывается синхронно с частотой возбуждения крутильных колебаний. Основываясь на предположении, что жесткость на изгиб вала изменяется синхронно с состоянием наклонной трещины, которое изменяется вследствие крутильных колебаний вала, было показано, что при стационарном вращении вала спектр его колебаний, обусловленных дисбалансом, содержит частоты

$$\Omega_{m,n} = m\Omega + n\omega_{кр} / 2, \quad (3)$$
$$(m=1, 2, \dots; n=0, 1, 2, \dots),$$

где  $\omega_{кр}$  – частота крутильных колебаний.

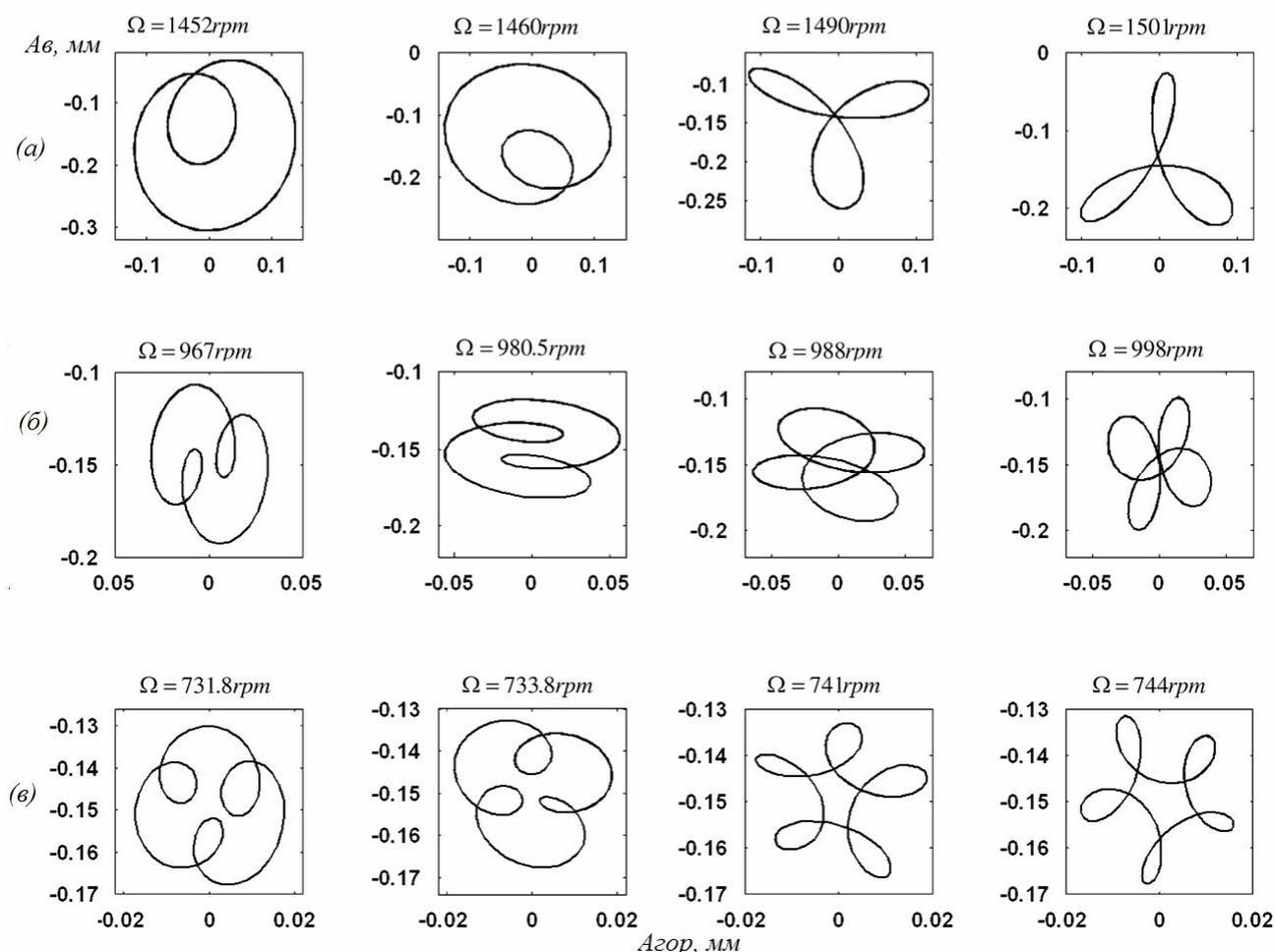
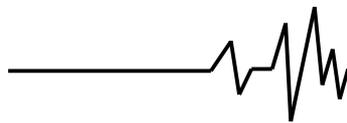


Рис. 3. Траектории вращения оси вала ( $\gamma=0,3$ ) при скоростях вращения:  
(а) -  $(1/2)\Omega_{кр}$ , (б) -  $(1/3)\Omega_{кр}$ , (в) -  $(1/4)\Omega_{кр}$  [20]

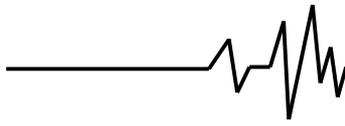
**Методы чувствительности диагностики.** Как отмечено в [12], обнаружение трещины во вращающемся с постоянной скоростью валу является непростой задачей. Одним из возможных путей повышения надежности вибродиагностики трещин является измерение спектра колебаний вала в течение длительного периода (т.н. анализ тренда). В случае роста трещины амплитуды составляющих спектра  $1\Omega$ ,  $2\Omega$  и  $3\Omega$  увеличиваются при появлении и росте трещины. Если дисбаланс остается постоянным в течение этого периода, то "сегодняшний спектр минус вчерашний" может дать представление о появлении и росте трещины. Идея сравнения текущих данных о колебаниях с эталонными значениями для онлайн диагностики трещины в роторной системе была использована в [36].

Аналогичный вибрационный метод диагностики трещин – метод гистограмм –

**повышения вибрационной**

предложен в [43]. Этот метод состоит из трех этапов: 1. записываются данные о колебаниях неповрежденного вала в виде функции времени, которая используется как эталонная; 2. этап 1 периодически повторяют в целях мониторинга трещины; 3. вычитают данные, полученные на этапе 1, из данных, полученных на этапе 2, и выполняют преобразование Фурье этой разницы. Полученные дифференциальные гармоники называются гистограммными гармониками, которые, как утверждается в [43], чувствительны к очень малым трещинам порядка 1... 2% от диаметра.

Еще одним способом увеличить чувствительность диагностики трещин является использование специальных методов математической обработки сигнала. Одним из них является вейвлет-преобразование. Оно используется в случае нестационарных сигналов. Так в [50, 51] используется вейвлет-преобразование для выявления особенностей резонансных изгибных колебаний, связанных с



закрывающейся трещиной. В [57] разработана методика обнаружения трещин с помощью супергармонических составляющих спектра колебаний вала, полученных в результате его вейвлет-преобразования, при стационарном вращении со скоростью, равной  $1/3$  и  $1/2$  от критической. Изменения амплитуды составляющих спектра были обнаружены при различных глубинах трещин ( $\gamma=0,01...0,2$ ). Непрерывное вейвлет-преобразование использовалось также в [58-60] для извлечения характерных особенностей спектра колебаний вала с трещиной.

Векторная величина, названная "остаток", которая определяется как разница измеренной вибрации вала и рассчитанной с помощью модели, предложена в [61]. Это «остаток» используется для обнаружения и локализации трещин. Его ненулевое значение указывает на наличие трещины. Было показано, что метод способен обнаружить и локализовать трещину размером до 4% от диаметра вала. Сильное демпфирование в системе существенно подавляет чувствительность этого метода.

Метод диагностики трещин во вращающихся валах, сформулированный как задача оптимизации с помощью КЭМ вала и генетических алгоритмов, предложен в [62]. Преобразования Гилберта использовано в [63, 64] для обнаружения трещин на основе измеренных вибраций вала с применением алгоритмов идентификации на основе расширенного фильтра Калмана.

Еще одним инструментом для анализа нестационарных нелинейных колебаний является преобразование Вигнера-Вилле [65]: при преобразовании из временной области в частотную отчетливо проявляются субгармоники в спектре колебаний при наличии трещины в роторе.

Способность быстрого преобразования Фурье увеличить чувствительность вибродиагностики трещин была исследована в [29]. Анализ колебаний вала при стационарном вращении и при пуске продемонстрировал возможность преобразования Фурье выявлять признаки относительно малых трещин.

Анализ надежности вибродиагностики трещин с точки зрения количества и местоположения датчиков показал [39], что датчики необходимо располагать ближе к середине пролета вала, а не вблизи опор. Практически невозможно определить и глубину трещины, и ее местоположение на основании данных, полученных от одного-двух датчиков, однако задача разрешается при использовании трех и более датчиков.

### **Экспериментальные исследования нелинейных колебаний роторов.**

Экспериментальные исследования нелинейных колебаний роторных систем с трещиной выполнялись с использованием малых и полноразмерных моделей, а также на реальных паровых турбинах.

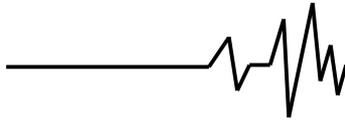
Лабораторные исследования маломерной модели ротора [66], который приводился в движение электродвигателем с переменной скоростью показал, что при глубине трещины  $\gamma=0,5$  и скорости вращения  $\Omega=1,9\Omega_{cr}$  спектр колебаний состоял из первой гармоники, небольшой второй и незначительных более высоких гармоник. Наблюдалась также внутренняя петля на орбите вращения оси вала при скорости  $\Omega=0,5\Omega_{cr}$ .

Лабораторная модель вала диаметром 15 мм и длиной 640 мм с поперечной трещиной усталости  $\gamma=0,46$  и  $0,74$  продемонстрировала последовательное изменение ориентации орбиты во время прохождения через субкритические резонансы, а также существенную роль затухания в подавлении нелинейных эффектов [7, 55].

Результаты экспериментального анализа колебаний вала с трещиной усталости в окрестности субкритических скоростей представлены в [67]. Было установлено, что форма орбиты и спектр колебаний центра вала реагируют на трещину, если она достигает значительных размеров.

В [68] протестировали вал с диаметром 10 мм и длиной 540 мм. Скорость стационарного вращения превышала первую критическую. Анализ спектра колебаний выполнялся с использованием дискретного вейвлет-преобразования, которое показало, что распространяющаяся трещина вызывает изменения первой, второй и четвертой гармоник. Первая гармоника реагирует преимущественно на месторасположение трещины, а амплитуда второй гармоники увеличивается по мере роста трещины. Эти данные подтверждают результаты аналитических исследований [5, 17, 18, 20, 31, 43].

Экспериментальная проверка численного исследования выполнена в [20]. Диаметр вала был 15,88 мм, длина – 724 мм, а глубина трещины –  $\gamma=0,46$ . Было показано, что экспериментальные орбиты оси вала близки к теоретически предсказанным в случае скоростей вращения вала, близких к  $(1/2)\Omega_{cr}$ , и были существенно искажены по сравнению с орбитами в случае неповрежденного вала.



Для экспериментальной проверки системы непрерывного мониторинга наличия трещины использовался вал диаметром семь дюймов и суммарной длиной установки около пятнадцати футов [43]. Два массивных диска имитировали диски турбины. Скорость вращения составляла 1560 оборотов в минуту (первая критическая скорость составляла 950 оборотов в минуту). При этом трещины размером от 1 до 2% диаметра вала обнаруживались по появлению дополнительных гармоник в спектре колебаний вала.

В [36] исследовали ротор длиной 1,044 м и диаметром 70 мм с двумя массивными дисками по 250 кг каждый и поперечной трещиной  $\gamma=0,36$ . Увеличение интенсивности колебаний и сдвиг фаз гармонических составляющих, обусловленные появлением трещины, были обнаружены на критической скорости, и на 1/2 и 1/3 от критической скорости.

В [69] было сообщено о случае возникновения огромной вибрации на роторе низкого давления паровой турбины мощностью 300 МВт на станции Лаврион (Греция, 1983 г.). Анализ вибрации, измеренной вблизи подшипников, позволил предположить существование трещины: спектр содержал значительную гармонику  $2\Omega$  и пики на частотах 12 и 6 Гц, соответствующие половине и четверти от критической скорости. Демонтаж турбины подтвердил наличие трещины.

В 1990 году трещина площадью 25% от сечения была обнаружена в роторе турбогенератора мощностью 935 МВт на АЭС в Дарлингтон (Англия). В [70] был выполнен анализ данных, полученных системой мониторинга. Он показал, что в целом вибрация начал расти за 5 дней до остановки. Амплитуда основной и второй гармоники увеличивались по мере роста трещины.

**Заключение.** В настоящее время в распоряжении промышленности есть множество методов обнаружения повреждений. Каждый из этих методов имеет свои преимущества, недостатки и ограничения при использовании. Однако ни один из них не является универсальным, то есть таким, который может надежно диагностировать различные виды повреждений в конструкциях и машинах различного типа.

Как показывает практика, выбор метода диагностики определяется прежде объектом диагностики. С этой точки зрения вибрационная диагностика повреждения на основе использования нелинейных эффектов является наиболее перспективной

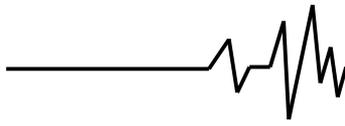
применительно к вращающимся валам. При этом вибрационным методам диагностики повреждений в конструкционных элементах паровых турбин в процессе их эксплуатации не существует альтернативы прежде всего из-за отсутствия прямого доступа к объекту диагностики.

Главным преимуществом вибродиагностики повреждений на основе использования нелинейных эффектов является относительно высокая чувствительность к повреждениям типа закрывающейся трещины. Модели тела с такой трещиной более точно описывают его динамическое поведение. Они способны выявлять нелинейные резонансы и точнее предсказывают изменение собственных частот и форм колебаний.

Преимуществом вибродиагностики трещин в валах турбин является возможность использовать естественных источников вибрации, возникающих при эксплуатации турбины. При этом, как показали результаты многих исследований, анализ вибраций, возникающих при пуске и останове вала, являются более перспективными для надежного обнаружения трещин докритического размера, чем при стационарном вращении.

Однако нелинейная вибродиагностика повреждений имеет определенные проблемы, сдерживающие использование такой диагностики на практике и требующие своего разрешения. Прежде всего, основным недостатком моделей тела с закрывающейся трещиной является их относительная сложность, расчеты требуют больше времени, а решение в некоторых случаях являются неустойчивыми. При использовании нелинейных методов вибродиагностики необходимо учитывать возможность проявления других нелинейности (нелинейное демпфирование, геометрическая нелинейность). При наличии различных типов нелинейности влияние каждого из них на суммарную нелинейность необходимо разделять с помощью специальных методов. Наконец при использовании нелинейных эффектов для обнаружения повреждений необходимо постоянно контролировать уровень демпфирования в механической системе, так как при высоком демпфирования нелинейные эффекты могут быть полностью подавлены даже при наличии относительно больших трещин.

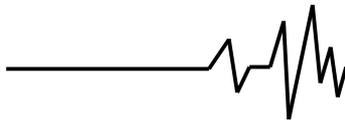
В связи с последним представляется, что оптимизм выводов относительно высокой чувствительности нелинейных эффектов для диагностики трещин в валах, сделанных на



основе экспериментов на малоразмерных моделях, скорее всего связан низким уровнем демпфирования в этих моделях. В то же время, уровень демпфирования поперечных и крутильных колебаний реальных валов скорее всего является высоким, поскольку он обусловлен по меньшей мере четырьмя источниками: диссипацией энергии в материале вала, трением в конструкционных соединениях, сопротивлением паровоздушной среды и турбогенератора. Высокий уровень демпфирования, вероятно, является главной причиной умеренных успехов вибродиагностики поврежденных элементов реальных турбин.

### Список використаних джерел

1. Kirmscher P.G. The effect of discontinuities on the natural frequency of beams / P.G. Kirmscher // Proc. of the ASTM. - 1944. - Vol. 44. - P. 897-904.
2. Thomson W.T. Vibration of slender bars with discontinuities in stiffness / W.T. Thomson // J. of Applied Mechanics. - 1949.- Vol. 16.- P. 203-207.
3. Dimarogonas A.D. Vibration of cracked structures: a state of the art review / A.D. Dimarogonas // Eng. Fracture Mechanics. - 1996. - Vol. 55. - P. 831-857.
4. Krawczuk M. Damage indicators for diagnostic of fatigue cracks in structures by vibration measurements - a survey / M. Krawczuk, W. Ostachowicz // J. of Theoretical and Applied Mechanics. - 1996.- Vol. 34. - P. 307-326.
5. Gasch R. Dynamic behaviour of a simple rotor with a cross-sectional crack / R. Gasch // Vibration in Rotating Machinery (Institution of Mechanical Engineers Conf.).- 1976.- Paper No.C178/76.- P. 123-148.
6. Liang R. T. Application of the cohesive zone model for the evaluation of stiffness losses in a rotor with a transverse breathing crack / R. T. Liang, C. Proppe. // J. of Sound and Vibration.- 2013.- Vol. 332.- P. 2098-2110.
7. Darpe A.K. Transient response and breathing behaviour of a cracked Jeffcott rotor / A.K.Darpe, K.Gupta, A.Chawla // J. of Sound and Vibration.- 2004.- Vol. 272.- P. 207-243.
8. Sinou J. The influence of cracks in rotating shafts / J.Sinou, A.W.Lees // J. of Sound and Vibration.- 2005.- Vol. 285.- P. 1015-1037.
9. Sekhar A.S. Dynamic analysis of a rotor system considering a slant crack in the shaft / A.S.Sekhar, P.Balaji Prasad // J. of Sound and Vibration.- 1997.- Vol. 208.- P. 457-473.
10. Jun O.S. Modelling and vibration analysis of a simple rotor with a breathing crack / O.S.Jun, H.J.Eun, Y.Y.Earmme, C.-W.Lee // J. of Sound and Vibration.- 1992.- Vol. 155.- P. 273-290.
11. Plaut R.H. Behaviour of a cracked rotating shaft during passage through a critical speed / R.H.Plaut, R.H.Andrueet, S.Suherman // J. of Sound and Vibration.- 1994.- Vol. 173.- P. 577-589.
12. Gasch R. A survey of the dynamic behaviour of a simple rotating shaft with a transverse crack / R. Gasch // J. of Sound and Vibration.- 1993.- Vol. 160.- P. 313-332.
13. Dimarogonas A.D. Vibration of cracked structures: a state of the art review / A.D. Dimarogonas // Eng. Fracture Mechanics.- 1996.- Vol. 55.- P. 831-857.
14. Shul'zhenko N.G. Calculation of the vibration characteristics of a multi-bearing rotor with a transverse crack and small static strains / N.G.Shul'zhenko, G.B.Ovcharova, V.P.Biletchenko // Strength of Materials.- 1996.- Vol. 28.- P. 144-149.
15. Shulzhenko N.G. Effect of break of the elastic axis of a rotor with transverse crack on its vibrational characteristics / N.G. Shulzhenko, G.B.Ovcharova // Strength of Materials.- 1997.- Vol. 29.- P. 380-385.
16. Grabowski B. The vibrational behaviour of a turbine rotor containing a transverse crack / B.Grabowski // J. of Mechanical Design.- 1980.- Vol. 102.- P. 140-146.
17. Mayes I.W. Analysis of the response of a multi-rotor bearing system containing a transverse crack in a rotor / I.W.Mayes, W.G.R.Davies // J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design.- 1984.- Vol. 106.- P. 139-145.
18. Inagaki T. Transverse vibration of a general cracked-rotor bearing system / T.Inagaki, H.Kanki, K.Shiraki // J. of Mechanical Design.- 1982.- Vol. 104.- P. 345-354.
19. Sinou J. Detection of cracks in rotor based on the 2x and 3x super-harmonics frequency components and the crack-unbalance interactions, / J.Sinou // Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation.- 2008.- Vol. 13.- P. 2024-2040.
20. Al-Shudeifat M.A. New breathing functions for the transverse breathing crack of the cracked rotor system: Approach for critical and subcritical harmonic analysis / M.A. Al-Shudeifat, E.A. Butcher // J. of Sound and Vibration.- 2011.- Vol. 330.- P. 526-544.
21. Huang S.C. Vibration and stability of a rotating shaft containing a transverse crack /



S.C.Huang, Y.M.Huang, S.M.Shieh // *J. of Sound and Vibration.*- 1993.- Vol. 162.- P. 387-401.

22. Dimarogonas A.D. Vibration of cracked shafts in bending / A.D.Dimarogonas, C.A.Papadopoulos // *J. of Sound and Vibration.*- 1983.- Vol. 91.- P. 583-593.

23. Papadopoulos C.A. Coupled longitudinal and bending vibrations of a rotating shaft with an open crack / C.A.Papadopoulos, A.D.Dimarogonas // *J. of Sound and Vibration.*- 1987.- Vol. 117.- P. 81-93.

24. Papadopoulos C.A. The strain energy release approach for modeling cracks in rotors: A state of the art review / C.A. Papadopoulos // *Mechanical Systems and Signal Processing.*- 2008.- Vol. 22.- P. 763-789.

25. Jun O.S. Dynamic behaviour analysis of cracked rotor / O.S.Jun, M.S.Gadala // *J. of Sound and Vibration.*- 2008.- Vol. 309.- P. 210-245.

26. Darpe A.K. Dynamics of a Jeffcott rotor with slant crack / A.K. Darpe // *J. of Sound and Vibration.*- 2007.- Vol. 303.- P. 1-28.

27. Bachschmid N. Some remarks on breathing mechanism, on non-linear effects and on slant and helicoidal cracks / N.Bachschmid, P.Pennacchi, E.Tanzi // *Mechanical Systems and Signal Processing.*- 2008.- Vol. 22.- P. 879-904.

28. Nelson H.D. The dynamics of a rotor system with a cracked shaft / H.D.Nelson, C.Nataraj // *J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design.*- 1986.- Vol. 108.- P. 189-196.

29. Silani M. Vibration analysis of rotating systems with open and breathing cracks / M. Silani, S. Ziaei-Rad, H. Talebi. // *Applied Mathematical Modelling.*- 2013.- Vol. 37.- P. 9907-9921.

30. Ricci R. Discussion of the dynamic stability of a multi-degree-of-freedom rotor system affected by a transverse crack / R. Ricci, P. Pennacchi // *Mechanism and Machine Theory.*- 2012.- Vol. 58.- P. 82-100.

31. Dirr B. O. Crack depth analysis of a rotating shaft by vibration measurement / B. O. Dirr, B. K. Schmalhorst // *J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design.*- 1988.- Vol. 110.- P. 158-164.

32. Keiner H. Comparison of different modelling techniques to simulate the vibration of a cracked rotor / H. Keiner, M.S. Gadala // *J. of Sound and Vibration.*- 2002.- Vol. 254.- P. 1012-1024.

33. Sekhar A.S. Vibration and stress fluctuation in cracked shaft / A.S. Sekhar, B.S. Prabhu // *J. of Sound and Vibration.*- 1994.- Vol. 169.- P. 655-667.

34. Sekhar A.S. Transient analysis of a cracked rotor passing through critical speed / A.S. Sekhar, B.S. Prabhu // *J. of Sound and Vibration.*- 1994.- Vol. 173.- P. 415-421.

35. Xiao-feng L. Nonlinear analysis of a cracked rotor with whirling / L.Xiao-feng, X.Ping-yong, S.Tie-lin, Y.Shu-zi // *Applied Mathematics and Mechanics.*- 2002.- Vol.23.- P. 721-731.

36. Stoisser C.M. A comprehensive theoretical, numerical and experimental approach for crack detection in power plant rotating machinery / C.M. Stoisser, S.Audebert // *Mechanical Systems and Signal Processing.*- 2008.- Vol.22.- P. 818-844.

37. Ishida Y. Crack Effects in Rotordynamics Cracked rotors: Industrial machine case histories and nonlinear effects shown by simple Jeffcott rotor / Y. Ishida // *Mechanical Systems and Signal Processing.*- 2008.- Vol. 22.- P. 805-817.

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

39. Wu M.-C. Vibration and crack detection of a rotor with speed-dependent bearings / M.-C.Wu, S.-C.Huang // *Int. J. of Mechanical Sciences.*- 1998.- Vol. 40.- P. 545-555.

40. Bently D.E. Detection of Rotor Cracks / Bently D. E. and Muszynska A. // *Proc. of Texas A&M University 15th Turbomachinery Symposium and Short Courses, Corpus Christi, TX, 1986, P. 129-139.*

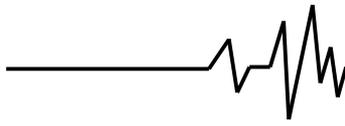
41. Muszynska A. Misalignment and shaft crack-related phase relationships for 1X and 2X vibration components of rotor responses / A. Muszynska // *Orbit.*- 1989.- Vol. 10.- P. 4-8.

42. Green I. Crack detection in a rotor dynamic system by vibration monitoring—part I: analysis / I.Green, C.Casy // *J. of Engineering for Gas Turbine and Power.*- 2005.- Vol. 127.- P. 425-436.

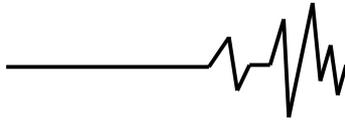
43. Imam I. Development of an on-line rotor crack detection and monitoring system / I.Imam, S.H.Azzaro, R.J.Bankert, J.Scheibel // *J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design.*- 1989.- Vol. 111.- P. 241-250.

44. Zhou T. Dynamic analysis and diagnosis of a cracked rotor / T.Zhou, J.Xu, Z.Sun // *J. of Vibration and Acoustics.*- 2001.- Vol. 123.- P. 539-543.

45. Chasalevris A.C. A continuous model approach for cross-coupled bending vibrations of a rotor-bearing system with a transverse breathing crack / A.C. Chasalevris, C.A. Papadopoulos. // *Mechanism and Machine Theory.*- 2009.- Vol. 44.- P. 1176-1191.



46. Ishida Y. Vibrations of a Cracked Rotor: 3/2-Order Super-Sub-harmonic and One Half-Order Sub-harmonic Resonances / Y. Ishida, K. Hirokawa, M. Hirose // Proc. of 15th Biennial Conf. on Mechanical Vibration and Noise, Boston, 1995, Vol. 84, P. 605–612.
47. Ichimonji M. The dynamics of a rotor system with a slant crack under torsional vibration / M. Ichimonji, Y. Kazao, S. Watanabe, S. Nonaka // Int. Mechanical Engineering Congress and Exposition on Nonlinear and Stochastic Dynamics, Chicago, Illinois, 1994, P. 81-90.
48. Ramezanpour R. Dynamic behaviour of Jeffcott rotors with an arbitrary slant crack orientation on the shaft / R. Ramezanpour, M. Ghayour, S. Ziaei-Rad. // Applied and Computational Mechanics.- 2012.- Vol.6.- P. 35–52.
49. Muszynska A. Torsional/Lateral Vibration Cross-Coupled Responses Due to Shaft Anisotropy: A New Tool in Shaft Crack Detection / A.Muszynska, P.Goldman, D.E. Bently // Int. Conf. on Vibrations in Rotating Machinery, Bath, UK, 1992, Paper No. C432/090, P. 257–262.
50. Darpe A.K. A novel way to detect transverse surface crack in a rotating shaft / A.K. Darpe // J. of Sound and Vibration.- 2007.- Vol. 305.- P. 151-171.
51. Darpe A.K. Coupled vibrations of a rotor with slant crack / A.K. Darpe // J. of Sound and Vibration.- 2007.- Vol. 305.- P. 172-193.
52. Darpe A.K. Coupled bending, longitudinal and torsional vibrations of a cracked rotor / A.K. Darpe, K. Gupta, A. Chawla.// J. of Sound and Vibration.- 2004.- Vol. 269.- P. 33-60.
53. Collins K.R. Detection of cracks in rotating Timoshenko shafts using axial impulses / K.R.Collins, R.H.Plaut, J.Wauer // J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design.- 1991.- Vol. 113.- P. 74-78.
54. Darpe K. Analysis of the response of a cracked jeffcott rotor to axial excitation / K.Darpe, A.Chawla, K.Gupta // J. of Sound and Vibration.- 2002.- Vol. 249.- P. 429-445.
55. Darpe A.K. Experimental investigations of the response of a cracked rotor to periodic axial excitation / K.Darpe, K.Gupta, A.Chawla // J. of Sound and Vibration.- 2003.- Vol. 260.- P. 265-286.
56. Ichimonji M. The dynamics of a rotor system with a shaft having a slant crack / M. Ichimonji, S. Watanabe // JSME International Journal Series III.- 1988.- Vol. 31.- P. 712-718.
57. Guo C. Application of empirical mode decomposition to a Jeffcott rotor with a breathing crack / C. Guo, M.A. AL-Shudeifat, J. Yan, L.A. Bergman, D.M. McFarland, E.A. Butcher. // J. of Sound and Vibration.- 2013.- Vol. 332.- P. 3881-3892.
58. Prabhakar S. Crack versus coupling misalignment in a transient rotor system / S.Prabhakar, A.S.Sekhar, A.R. Mohanty // J. of Sound and Vibration.- 2002.- Vol. 256.- P. 773-786.
59. Sekhar A.S. Detection and Monitoring of Cracks in a Coast-Down Rotor Supported on Fluid Film Bearings / A.S. Sekhar A.S. // Tribology International.- 2004.- Vol. 37.- P. 279–287.
60. Zou J. On the Wavelet Time–Frequency Analysis Algorithm in Identification of a Cracked Rotor / J.Zou, J.Chen, Y.P.Pu, P.Zhong // J. of Strain Analysis for Engineering Design.- 2002.- Vol. 37.- P. 239–246.
61. Ratan S. On-line identification and location of rotor cracks / S.Ratan, H.Baruh, J.Rodriguez // J. of Sound and Vibration.- 1996.- Vol. 194.- P. 67-82.
62. He Y. Study on Genetic Algorithms Based Rotor Crack Detection for Rotating Machine / Y.He, F.Chu, D.Guo, B.Zhong // Chinese Journal of Mechanical Engineering.- 2001.- Vol. 37.- P. 69–74.
63. Feldman M. Damage Diagnosis of Rotors: Application of Hilbert Transform and Multi-Hypothesis Testing / M.Feldman, S.Seibold // Reports of the Institut for Techno- und Wirtschaftsmathematik (ITWM).- 1998.- No. 2.- P. 1-23.
64. Seibold S. A time domain method for the localization of cracks in rotors / S.Seibold, K.Weinert // J. of Sound and Vibration.- 1996.- Vol. 195.- P. 57-73.
65. Zou J. Application of the Wigner-Ville Distribution to Identification of a Cracked Rotor / J.Zou, J.Chen, J.C.Niu, Z.M. Geng // Proc. of the IMechE, Part C, J. of Mechanical Engineering Science.- 2003.- Vol. 217.- P. 551–556.
66. Juan L.S. Experimental and analytical study of shaft cracking response in rotatory machines / L.S.Juan, P.Saavedra // Proc. of the 8th IMAC, Kissimmee, Florida, USA, 1990, P. 445-450.
67. Zhou T. Experimental analysis of a cracked rotor / T.Zhou, Z.Sun, J.Xu, W.Han // J. of Dynamic Systems, Measurements, and Control.- 2005.- Vol. 127.- P. 313–320.
68. Adewusi S.A. Wavelet analysis of vibration signals of an overhang rotor with a propagating transverse crack / S.A.Adewusi, B.O. Al-Bedoor // J. of Sound and Vibration.- 2001.- Vol. 246.- P. 777-793.
69. Dimarogonas A.D. Stability of cracked rotors in the coupled vibration mode / A.D. Dimarogonas, C.A. Papadopoulos // J. of



Vibrations and Acoustics.- 1988.- Vol. 110.- P. 356-359.

70. Sanderson A.F.P. The vibration behaviour of a large steam turbine generator during crack propagation through the generator rotor / A.F.P. Sanderson // Proc. of International Mechanics Conference, 1992, P. 263.

### ВІБРОДІАГНОСТИКА ВАЛІВ ТУРБІН, ЗАСНОВАНА НА НЕЛІНІЙНИХ ЕФЕКТАХ. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

**Анотація.** Огляд ілюструє основні досягнення міжнародної наукової спільноти у дослідженнях нелінійних ефектів, що зумовлені періодичним закриванням-відкриванням тріщини, а також у розробці на основі нелінійних ефектів вібраційних методів діагностики пошкодження валів турбін. Показано перспективи їхнього використання на практиці.

Розробка вібраційних методів діагностики пошкодження, чутливих до наявності тріщин докритичного розміру в різного роду конструкціях і машинах є важливою з точки зору можливості подовження їхнього ресурсу через контроль за розвитком тріщини, а також з точки зору запобігання катастрофічних руйнувань. Основна потенційна перевага вібродіагностики, заснованої на використанні нелінійних ефектів, таких як нелінійність коливань при супер- і субгармонічних резонансах, є відносно висока чутливість до пошкодження типу тріщини, що закривається. Водночас існують певні проблеми застосування такої

вібродіагностики на практиці, які потребують свого вирішення.

**Ключові слова:** вібродіагностика, тріщина, що закривається, вал турбіни, супергармонічний і субгармонічний резонанси.

### VIBRATION DIAGNOSTICS OF TURBINE SHAFTS BASED ON THE NONLINEAR EFFECTS. THE STATE OF THE ART REVIEW

**Annotation.** The review illustrates the main achievements of the international scientific community in the study of non-linear effects due to the periodic closure-opening of a crack, as well as in the development on the basis of non-linear effects of vibration methods of damage detection in turbine shafts. The prospects of their utilization in practice are shown.

The development of vibration methods of damage detection that are sensitive to the presence of crack of subcritical size in different structures and machines is important from the point of view of the possibility of extending their life by controlling the crack growth, as well as from the point of view of preventing catastrophic destructions. The main potential advantage of vibration diagnostics, based on the use of non-linear effects, such as nonlinearity of vibrations at super- and subharmonic resonances, is a relatively high sensitivity to the damage of closing crack type. However, there are some problems of application of such a vibration diagnostics to be solved.

**Key words:** vibration diagnostics, closing crack, turbine shaft, superharmonic and subharmonic resonances.