

Шульженко Н. Г.

Зайцев Б. Ф.

Асаенок А. В.

Протасова Т. В.

*Институт проблем
машиностроения
им. А.Н. Подгорного
Национальной академии
наук Украины*

Shulzhenko N. G.

Zaitsev B. F.

Asaenok A. V.

Protasova T. V.

*A.N. Podgorny Institute
for Mechanical
Engineering Problems of
the National Ac.Sci. of
Ukraine*

УДК 539.3

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ НА РЕЗОНАНСНЫЕ КОЛЕБАНИЯ РОТОРА С ПОПЕРЕЧНОЙ "ДЫШАЩЕЙ" ТРЕЩИНОЙ

Рассматриваются колебания нагретого ротора на жестких опорах, имеющего поперечную трещину, берега которой контактируют. Использована трехмерная конечноэлементная модель, в которой по специальной методике вводится трещина, нагруженная по берегам неизвестными контактными силами, подлежащими определению. Демпфирование колебаний принято по схеме вязкого трения для точек оси ротора. Начальная задача колебаний решается с применением неявной конечноразностной схемы Ньюмарка.

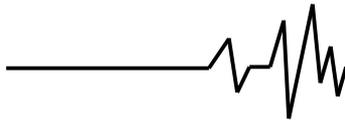
Численные исследования выполнены на примере реального ротора турбины Т-250/300-240. В рабочем диапазоне частот вращения имеется область неустойчивости колебаний, расположение которой коррелирует с расслоившимися собственными частотами после введения трещины. Область неустойчивости уменьшается и исчезает при увеличении демпфирования. Имеется два резонанса: суперрезонанс 2/1 с максимумом второй гармоники и основной резонанс с максимумом оборотной гармоники, для которых исследуется влияние температурного поля.

Из переменного температурного поля ротора выделяется состояние с максимальным радиальным перепадом, при котором влияние на колебания наибольшее. Зоны контакта берегов трещины на рассматриваемом температурном режиме практически неизменны вследствие влияния температурных напряжений, максимальные значения прогибов и размах колебаний уменьшаются, а их вид приближается к моногармоническим.

Ключевые слова: ротор, колебания, трехмерная модель, поперечная трещина, контакт берегов, температурное поле, конечный элемент, резонанс.

Введение. Наиболее опасными дефектами в роторах турбомашин являются трещины, изменение положения которых при вращении, а также переменный контакт их берегов, т.е. "дыхание", приводят к переменной жесткости, являющейся причиной параметрических колебаний под действием весовой нагрузки. Интенсивность колебаний увеличивается при подрастании трещин, вызванных, например, процессами усталости или ползучести, и особенно сильно проявляется на резонансных частотах, достигаемых при наборе оборотов или выбеге ротора. Колебания ротора с "дышащей"

трещиной имеют особенности, т.н. вибродиагностические признаки, по которым диагностируют наличие трещины. Вибрационное состояние ротора существенно зависит от присутствия стационарных или медленно меняющихся силовых полей, в частности начальных или температурных напряжений. Если трещина расположена в части конструкции, где начальные напряжения сжимающие, то она может не проявляться при деформациях, вызванных колебаниями. При пуске ротора температурное поле меняется, соответственно чему изменяется и вибрационное поведение ротора с трещиной.



Его оценка важна при установлении вибродиагностических признаков ротора с трещиной в условиях воздействия температурного поля.

Задачи динамики роторов с трещинами обычно связывается с построением адекватных моделей, учитывающих переменный контакт берегов трещины [1–4], а также с применением современных методов обработки данных колебательных процессов для выявления диагностических признаков и идентификации [5–8]. Обзоры исследований по рассматриваемой тематике представлены в [9, 10]. В отдельных работах затрагивались вопросы влияния термоупругих эффектов на вибрацию ротора [4, 11]. Использовались, в основном, стержневые модели ротора, а соответственно этому учет температурного поля выполнялся по весьма приближенной схеме, а определение самого температурного поля не проводилось. Можно отметить, что определение температурного влияния следует выполнять по общей схеме трехмерного моделирования [12].

Целью статьи является исследование максимального влияния температурного поля, возникающего при наборе номинальной мощности паровой турбины, на резонансные колебания реального ротора с поперечной "дышащей" трещиной.

Методика расчета. Расчетное моделирование ротора на жестких опорах с "дышащей" трещиной выполняется в трехмерной постановке на основе методологии, изложенной в работах [13–16] и использованной в прикладных задачах. В ней применяется МКЭ с топологически регулярной системой дискретизации, технология введения трещин произвольной формы в первоначально сплошное тело, методика учета одностороннего контакта между берегами трещины путем введения контактных сил и конечно-разностное решение временной задачи колебаний с итерациями на шаге по времени.

Уравнения движения МКЭ вращающегося тела (ротора) с «дышащей» трещиной представляются в подвижной системе координат, связанной с телом, так,

$$[M] \ddot{\mathbf{u}} + ([D] - 2\omega [M_2]) \dot{\mathbf{u}} + ([K] - \omega^2 [M_1] - \omega^2 [M'_\omega] - \omega [D_1]) \mathbf{u} = F_\omega + F_e + F_T + Q, \quad (1)$$

где \mathbf{u} – вектор перемещения узлов; ω – частота вращения; F_ω – вектор центробежных сил в недеформированном состоянии; F_e – вектор внешней нагрузки (вес); F_T – вектор фиктивных температурных сил; Q – система переменных контактных сил, действующих по берегам трещины; матрицы $[M_1]$, $[M_2]$, $[M'_\omega]$ состоят из элементов матрицы масс, причем $[M_1]$ имеет симметричную структуру, $[M_2]$, $[M'_\omega]$ – несимметричную; $[D]$, $[D_1]$ – матрицы демпфирования.

Выражения для нагрузки F_T определяется дополнительным слагаемым, которое вводится в функционале Даламбера-Лагранжа для движущейся среды в произвольном температурном поле $T(x, y, z)$

$$F_T = -\frac{\alpha E}{1 - 2\nu} \int_{KЭ} T(x, y, z) \sum_i \left(u_{xi} \frac{\partial N_i}{\partial x} + u_{yi} \frac{\partial N_i}{\partial y} + u_{zi} \frac{\partial N_i}{\partial z} \right) dV, \quad (3)$$

где u_{xi} , u_{yi} , u_{zi} – узловые значения компонентов вектора перемещений.

Полный вектор температурной нагрузки получается суммированием по всем КЭ модели ротора.

Решение начальной задачи (1) для расчета колебаний выполняется прямым интегрированием по двухслойной неявной

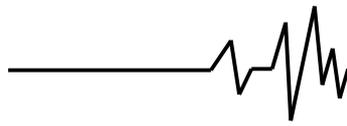
$$-\int_V \frac{\alpha E}{1 - 2\nu} \theta T dV \quad (2)$$

где E , ν – модуль продольной упругости и коэффициент Пуассона; α – коэффициент линейного расширения; $\theta = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z$ – объемная деформация.

Исходя из выражения (2) и соотношений для перемещений и декартовых координат через функции формы $N_i(\xi, \eta, \zeta)$ локальных координат ξ , η , ζ , можно получить общее выражение для узловых значений температурной нагрузки F_T на конечном элементе(КЭ). В случае постоянных характеристик материала выражения имеют вид

конечно-разностной схеме Ньюмарка, являющейся безусловно устойчивой [17].

Нестационарное температурное поле рассчитывалось МКЭ с использованием конечно-разностной схемы интегрирования по времени Крэнка-Николсона [18] матричного уравнения теплопроводности с помощью математического обеспечения [16].



Результаты исследований на примере реального ротора. Исследования выполнялись на примере ротора среднего давления (РСД-1) теплофикационной турбины Т-250/300-240 Уральского турбомоторного

завода. Модель ротора представлена на рис. 1, где показано расположение подшипниковых опор и рассматриваемой гипотетической трещины по валу ротора, которая занимает половину сечения.

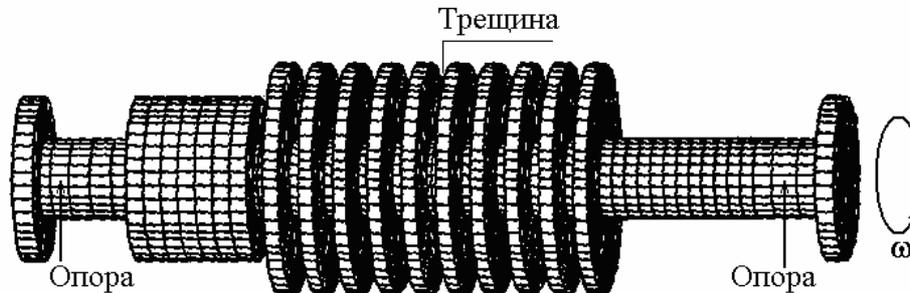


Рис. 1. Модель ротора с трещиной

По методике [19] предварительно определялись собственные частоты колебаний цельного и поврежденного трещиной ротора. В спектре собственных колебаний цельного ротора имеется одна парная частота $p_1=p_2=215,5 \text{ с}^{-1}$, меньшая рабочей частоты (314 с^{-1}), которая после введения трещины расплоилась $p_1=171,7 \text{ с}^{-1}$, $p_2=205,6 \text{ с}^{-1}$.

Расчетные исследования ротора (жесткие опоры) с "дышащей" трещиной при относительно небольшом демпфировании указывают на область неустойчивости колебаний $[\omega_1, \omega_2]$, коррелирующую с собственными частотами p_1, p_2 после расслоения. Есть аналогия с решением для ротора двойкой жесткости [20], где область неустойчивости определяется собственными частотами колебаний в разных плоскостях. Однако задачи различаются подходами: для ротора двойкой жесткости задача является линейной, а для ротора с "дышащей" трещиной – нелинейной. В рассматриваемом диапазоне частот имеется резонансная частота ω_0 , для

которой амплитуда второй гармоники ряда Фурье с периодом $2\pi/\omega$ в разложении перемещений достигает максимума. Резонанс на частоте ω_0 квалифицируется как суперрезонанс 2/1, которому также по аналогии можно сопоставить резонанс на критической скорости второго порядка ротора двойкой жесткости. С увеличением демпфирования зона неустойчивости колебаний сокращается, при этом на границах зоны амплитуды колебаний достигают экстремальных значений. Изменение амплитуд гармоник в зависимости от декремента колебаний δ представлено в табл. 1 (A_{cm} – статический прогиб цельного вала), где для последнего значения ($\delta=0,7$) зона неустойчивости отсутствует ($\omega_1=\omega_2$). Исследования с учетом температурного поля проводились для значения декремента $\delta=0,7$, при этом в качестве резонансных рассматривались частоты $\omega_0=98 \text{ с}^{-1}$ (суперрезонанс 2/1), $\omega_1=\omega_2=195 \text{ с}^{-1}$ (основной резонанс, максимум первой гармоники).

Таблица 1

Относительные значения гармоник колебаний $A'_i(\omega_k) = \frac{A_i(\omega_k)}{A_{cm}}$

δ	$A'_0(\omega_0)$	$A'_1(\omega_0)$	$A'_2(\omega_0)$	$A'_0(\omega_1)$	$A'_1(\omega_1)$	$A'_2(\omega_1)$	$A'_0(\omega_2)$	$A'_1(\omega_2)$	$A'_2(\omega_2)$
0,23	1,276	0,581	1,372	1,343	1,222	0,063	1,135	1,855	0,003
0,46	1,233	0,440	0,710	1,337	1,372	0,051	1,160	1,144	0,002
0,70	1,219	0,394	0,470	1,269	1,121	0,028	1,269	1,121	0,028

Демпфирование вводилось по схеме вязкого трения для точек оси ротора коэффициентами матриц демпфирования $[D]$, $[D_1]$, а соответствующие декременты колебаний определялись из решений модельных задач.

Численное решение уравнения (1) периодическое с периодом вращения ротора $2\pi/\omega$. Изменение условий контакта берегов трещины под действием веса показано на

рис. 2 в зависимости от фазы вращения ротора для резонансных частот ω_0 (супергармонический резонанс) и $\omega_1=\omega_2$ (основной резонанс). Берега трещины проходят все фазы контактирования от полного открытия, частичного открытия-закрытия и полного закрытия. Значительная часть фазы поворота ротора (от 90° до 135°) соответствует полному открытию трещины.

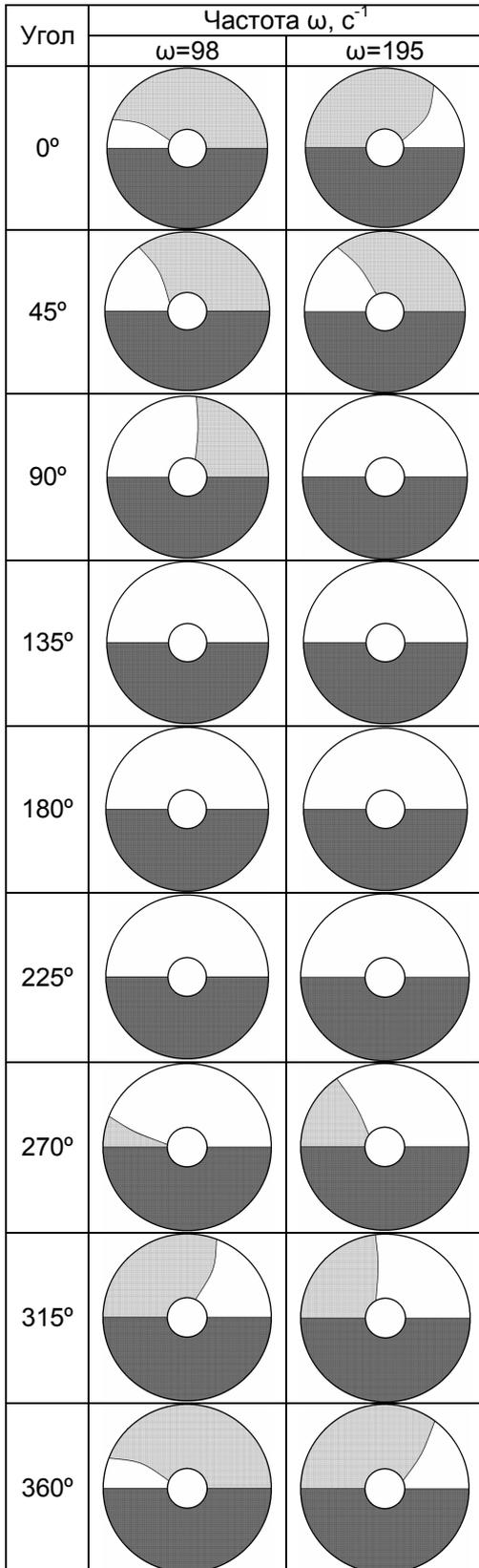
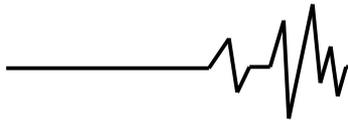


Рис. 2. Зоны контакта берегов трещины под действием веса: – целая часть сечения вала, – зона контакта, – отсутствие контакта

При эксплуатации турбины – пуске, останове, стационарном и переходных режимах возникают различные тепловые состояния с соответствующими полями термонапряжений. В рассматриваемом случае поперечной трещины наибольшее влияние оказывают осевые термонапряжения, максимальные при радиальных перепадах температурного поля. Состояние с максимальным радиальным перепадом температурного поля принято как расчетное. Оно достигается через 9,5 часов после пуска рассматриваемой турбины и 4,5 часа после толчка ротора паром. При этом максимальный перепад имеет место на 13 ступени, где рассматривается трещина, и составляет 45 °С по ротору. На валу ротора развиваются значительные осевые термонапряжения, распределение которых для цельного вала показано на рис. 3. Термонапряжение вызывает растяжение внутренней части вала и сжатие наружной.

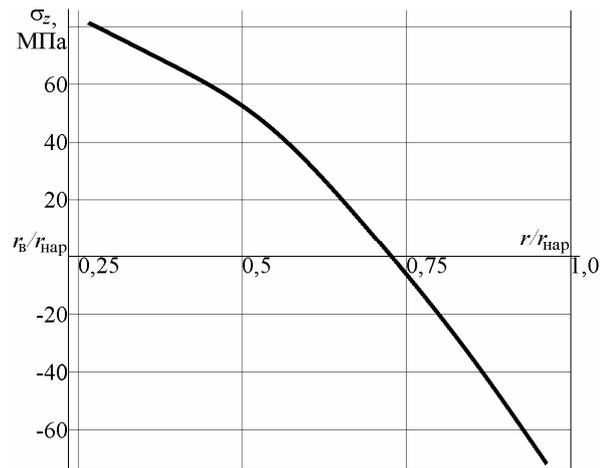
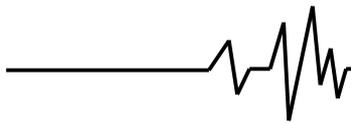


Рис. 3. Осевое термонапряжение на валу цельного ротора

Расчетные исследования при учете температурного поля с максимальным радиальным перепадом показывают, что влияние температурных напряжений значительное, что проявляется в неизменной зоне контактирования берегов поперечной трещины при различных частотах вращения ротора. Контактное состояние берегов трещины показано на рис. 4, где зона контакта занимает периферию сечения (более высокая температура осесимметричного поля и температурные напряжения сжатия), а зона отрыва – сердцевину сечения (более низкая температура и температурные напряжения растяжения). При более детальном рассмотрении контактирования можно ожидать некоторого изменения расположения линии,



разграничивающей области контакта и отрыва при вращении ротора.

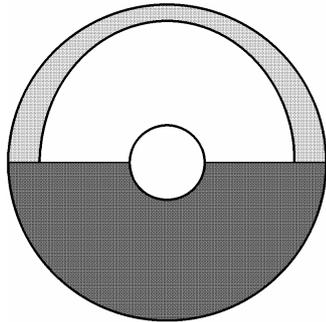
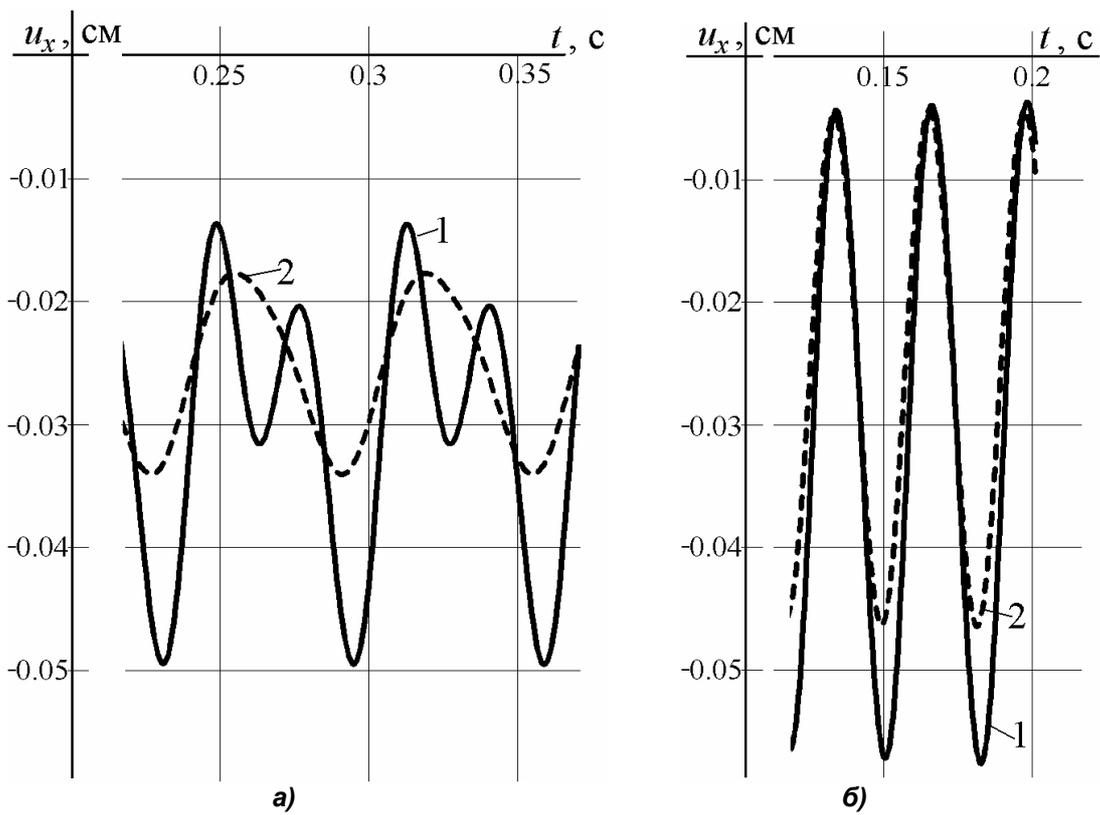


Рис. 4. Зоны контакта берегов трещины под действием температуры и веса:

■ – целая часть сечения вала, ■ – зона контакта, □ – отсутствие контакта

Изменения в характере колебаний ротора (точка оси ротора в сечении с

трещиной) под влиянием веса и температурного поля с максимальным радиальным перепадом (кривые 2) при различных частотах вращения представлены на рис. 5, где для сравнения приводятся данные расчетов в отсутствии температурного поля (кривые 1). Результаты показывают, что данное температурное поле в целом значительно уменьшает максимальные значения прогибов и размахи колебаний. При этом вид колебаний приближается к моногармоническим, что объясняется почти постоянной областью контактирования берегов трещины. При постоянной области контакта задача почти линейная, но с переменной жесткостью, обусловленной не изменением зон контакта, а положением сечения (аналогично валу двоякой жесткости). При этом добавляется составляющая от прецессии искривленного вследствие температурного поля ротора.

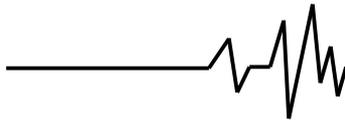


1 – вес; 2 – вес и температурное поле

Рис. 5. Вертикальные колебания ротора на резонансах:
а) – суперрезонанс $2/1 \omega=98 \text{ с}^{-1}$; б) – основного резонанс $\omega=195 \text{ с}^{-1}$

Выводы. Расчеты колебаний реального ротора на жестких опорах (турбина Т-250/300-240) с поперечной "дышащей" трещиной без учета влияния температурного поля

показывают в рабочем диапазоне частот наличие зон неустойчивости колебаний. Границы зоны неустойчивости коррелируют с собственными частотами колебаний ротора с

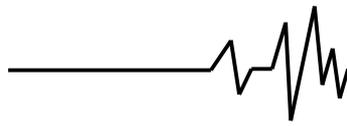


трещиной, уменьшаются и исчезают при увеличении демпфирования. В рабочем диапазоне частот вращения имеется два резонанса – суперрезонанс 2/1 при частоте, близкой к половине расслоившихся из-за трещины низших собственных частот, на которой вторая гармоника достигает максимума, и основной резонанс при максимальной оборотной гармонике.

Наибольший эффект влияния нестационарного температурного поля в роторе с поперечной трещиной на его колебания проявляется при максимальном радиальном перепаде температуры. Контактное взаимодействие берегов трещины при отсутствии температурного воздействия переменное во времени, а при его наличии зоны контакта и отрыва берегов неизменные. Влияние температурного поля проявляется в сглаживании эффектов (резонансов) "дышащей" трещины и приводит к моногармоничности колебаний.

Список использованных источников

1. Матвеев В.В. К определению вибрационных характеристик стержня с закрывающейся трещиной при изгибных колебаниях / В.В. Матвеев, А.П. Бовсуновский // Проблемы прочности. – 2000. – № 3. – С. 5 – 23.
2. Sekhar A.S. Vibrations of cracked rotor system: transverse crack versus slant crack / A.S. Sekhar, A.R. Mohanty, S. Prabhakar // J. of Sound and Vibration. – 2005. – 279. – P. 1203–1217.
3. Kicinski J. Non-linear interactions in large power machine with cracked rotor / J. Kicinski, S. Banaszek // ISCORMA-3, Cleveland, Ohio, 19–23 September 2005.
4. Bachschmid N. Crack in rotating shafts: experimental behaviour, modeling and identification / N. Bachschmid, P. Pennacchi, E. Tanzi, A. Vania // Proceedings of SURVEILLANCE 5 international conference on acoustical and vibratory surveillance methods and diagnostic technical, Senlis, France. – 11-13 October 2004.
5. Matveev V.V. Vibration-based diagnostics of fatigue damage of beam-like structures / V.V. Matveev, A.P. Bovsunovsky // J. of Sound and Vibration. – 2002. – Vol. 249, № 1. – P. 23–40.
6. Матвеев В.В. Метод приближенного аналитического определения вибродиагностического параметра наличия трещины в упругой системе с распределенными параметрами при супер- и субгармоническом резонансах / В.В. Матвеев, О.Е. Богинич, А.П. Яковлев // Проблемы прочности. – 2010. – № 5. – С. 62–83.
7. Pennacchi P. A model-based identification method of transverse cracks in rotating shafts suitable for industrial machines / P. Pennacchi, N. Bachschmid, A. Vania // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2000. – Vol. 20. – P. 2112 – 2147.
8. Friswell M.I. Damage identification using inverse methods // Philos Trans R Soc A. – 2007. – 365. – P. 393–410.
9. Sabnavis G. Cracked shaft detection and diagnostics: a literature review / G. Sabnavis, R.G. Kirk, M. Kasarda // Shock Vib. Dig. – 2004. – 36(4). – P. 287–296.
10. Gasch R. Dynamic behaviour of the Laval rotor with a transverse crack // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2008. – 22(4). – P. 790–804. (Special Issue: Crack Effectisin Rotor dynamics, N. Bachschmid and P. Pennacchi quest editors).
11. Bachschmid N. Transverse crack modeling and validation in rotor systems, including thermal effects / N. Bachschmid, P. Pennacchi, E. Tanzi, S. Audebert // International Journal of Rotating Machinery. – 2003. – 9(2). – P. 113–126.
12. Шульженко Н.Г. Оценка влияния температурных напряжений на колебания ротора с поперечной трещиной с учетом контактирования берегов / Н.Г. Шульженко, Б.Ф. Зайцев, Е.К. Руденко, А.В. Асаёнок // Вісник Запорізького національного університету: збірник наукових статей. Фізико-математичні науки. – Запоріжжя: Запорізький національний університет, 2015. – С. 218–226.
13. Шульженко Н.Г. Расчет колебаний ротора с "дышащей" трещиной по трехмерной модели / Н.Г. Шульженко, Б.Ф. Зайцев, Н.Е. Викман, А.В. Асаёнок // Проблемы прочности. – 2012. – № 6 (420). – С. 137 – 145.
14. Асаёнок А.В. Методика введения разрезов в схеме метода конечных элементов в задачах статики и собственных колебаний трехмерных конструкций / А.В. Асаёнок, Б.Ф. Зайцев, Н.Г. Шульженко // Проблемы машиностроения. – 2003. – 6, № 3. – С. 58 – 63.
15. Зайцев Б.Ф. Метод расчета колебаний тел, содержащих трещины с контактирующими берегами / Б.Ф. Зайцев, Н.Г. Шульженко, А.В. Асаёнок, Н.Е. Ерецкая // Проблемы машиностроения. – 2008. – Том 11, № 4. – С. 34 – 42.
16. Шульженко Н.Г. Задачи термочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований): монография / Н.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровский, Б.Ф. Зайцев. – Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. – 370 с.



17. Бате К. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вильсон. – М.: Стройиздат, 1982. – 448 с.

18. Джемери А.Ф. Оценка применимости МКЭ при расчетах температуры / А.Ф. Джемери, В.В. Карлсон // Теплопередача. – 1971. – № 2. – С. 6 – 17.

19. Асаёнок А.В. Расчет колебаний циклически симметричных конструкций трехмерными конечными элементами / А.В. Асаёнок, Б.Ф. Зайцев, Н.Г. Шульженко // Проблемы машиностроения. – 2000. – 3, № 3–4. – С. 22–28.

20. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. – М., «Высшая школа», 1972. – 416 с.

Список источников в транслитерации

1. Matveev V.V. K opredeleniyu vibratsionnyh karakteristik sterzhnya s zakryvayushcheyshya treshchinoy pri izgibnyh kolebaniyah / V.V. Matveev, A.P. Bovsunovskiy // Problemy prochnosti. – 2000. – № 3. – S. 5 – 23.

2. Sekhar A.S. Vibrations of cracked rotor system: transverse crack versus slant crack / A.S. Sekhar, A.R. Mohanty, S. Prabhakar // J. of Sound and Vibration. – 2005. – 279. – P. 1203–1217.

3. Kicinski J. Non-linear interactions in large power machine with cracked rotor / J. Kicinski, S. Banaszek // ISCORMA-3, Cleveland, Ohio, 19–23 September 2005.

4. Bachschmid N. Crack in rotating shafts: experimental behaviour, modeling and identification / N. Bachschmid, P. Pennacchi, E. Tanzi, A. Vania // Proceedings of SURVEILLANCE 5 international conference on acoustical and vibratory surveillance methods and diagnostic technical, Senlis, France. – 11-13 October 2004.

5. Matveev V.V. Vibration-based diagnostics of fatigue damage of beam-like structures / V.V. Matveev, A.P. Bovsunovsky // J. of Sound and Vibration. – 2002. – Vol. 249, № 1. – P. 23–40.

6. Matveev V.V. Metod priblizhennogo analiticheskogo opredeleniya vibrodiagnosticheskogo parametra nalichiya treshchiny v uprugoy sisteme s raspredelelynymi parametrami pri super- i subgarmonicheskom rezonansah / V.V. Matveev, O.E. Boginich, A.P. Yakovlev // Problemy prochnosti. – 2010. – № 5. – S. 62–83.

7. Pennacchi P. A model-based identification method of transverse cracks in rotating shafts suitable for industrial machines / P. Pennacchi, N. Bachschmid, A. Vania //

Mechanical Systems and Signal Processing. – 2000. – Vol. 20. – P. 2112 – 2147.

8. Friswell M.I. Damage identification using inverse methods // Philos Trans R Soc A. – 2007. – 365. – P. 393–410.

9. Sabnavis G. Cracked shaft detection and diagnostics: a literature review / G. Sabnavis, R.G. Kirk, M. Kasarda // Shock Vib. Dig. – 2004. – 36(4). – P. 287–296.

10. Gasch R. Dynamic behaviour of the Laval rotor with a transverse crack // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2008. – 22(4). – P. 790–804. (Special Issue: Crack Effectisin Rotor dynamics, N. Bachschmid and P. Pennacchi quest editors).

11. Bachschmid N. Transverse crack modeling and validation in rotor systems, including thermal effects / N. Bachschmid, P. Pennacchi, E. Tanzi, S. Audebert // International Journal of Rotating Machinery. – 2003. – 9(2). – P. 113–126.

12. Shulzhenko N.G. Otsenka vliyaniya temperaturnyh napryazheniy na kolebaniya rotora s poperechnoy treshchinoy s uchetom kontaktirovaniya beregov / N.G. Shulzhenko, B.F. Zaytsev, E.K. Rudenko, A.V. Asaenok // Visnik Zaporizkogo natsionalnogo universitetu: zbirnik naukovih statey. Fiziko-matematichni nauki. – Zaporizhzhya: Zaporizkiy natsionalniy universitet, 2015. – S. 218–226.

13. Shulzhenko N.G. Raschet kolebaniy rotora s "dyshashchey" treshchinoy po trehmernoy modeli / N.G. Shulzhenko, B.F. Zaytsev, N.E. Vikman, A.V. Asaenok // Problemy prochnosti. – 2012. – № 6 (420). – S. 137 – 145.

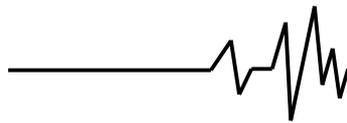
14. Asaenok A.V. Metodika vvedeniya razrezov v sheme metoda konechnykh elementov v zadachah statiki i sobstvennykh kolebaniy trehmernykh konstruktsiy / A.V. Asaenok, B.F. Zaytsev, N.G. Shulzhenko // Problemy mashinostroeniya. – 2003. – 6, № 3. – S. 58 – 63.

15. Zaytsev B.F. Metod rascheta kolebaniy tel, soderzhashchih treshchiny s kontaktiruyushchimi beregami / B.F. Zaytsev, N.G. Shulzhenko, A.V. Asaenok, N.E. Eretskaya // Problemy mashinostroeniya. – 2008. – Tom 11, № 4. – S. 34 – 42.

16. Shulzhenko N.G. Zadachi termoprochnosti, vibrodiagnostiki i resursa energoagregatov (modeli, metody, rezultaty issledovaniy): monografiya / N.G. Shulzhenko, P.P. Gontarovskiy, B.F. Zaytsev. – Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. – 370 s.

17. Bate K. Chislennyye metody analiza i metod konechnykh elementov / K. Bate, E. Vilson. – М.: Stroyizdat, 1982. – 448 s.

18. Dzhemeri A.F. Otsenka primenimosti MKE pri raschetah temperatury / A.F. Dzhemeri,



V.V. Karlson // Teploperedacha. – 1971. – № 2. – S. 6–17.

19. Asaenok A.V. Raschet kolebaniy tsiklicheski simmetrichnyh konstruksiy trehmernymi konechnymi elementami / A.V. Asaenok, B.F. Zaytsev, N.G. Shulzhenko // Problemy mashinostroeniya. – 2000. – 3, № 3–4. – S. 22–28.

20. Biderman V.L. Prikladnaya teoriya mehanicheskikh kolebaniy. – M., «Vysshaya shkola», 1972. – 416 s.

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ НА РЕЗОНАНСНІ КОЛИВАННЯ РОТОРА З ПОПЕРЕЧНОЮ "ДИХАЮЧОЮ" ТРІЩИНОЮ

Анотація. Розглядаються коливання нагрітого ротора на жорстких опорах, що має поперечну тріщину, берега якої контактують. Використано тривимірну скінченноелементну модель, в якій за спеціальною методикою вводиться тріщина, яку навантажено по берегах невідомими контактними силами, що підлягають визначенню. Демпфірування коливань прийнято за схемою в'язкого тертя для точок вісі ротора. Початкова задача коливань розв'язується із застосуванням неявної скінченнорізницевої схеми Ньюмарка.

Чисельні дослідження виконано на прикладі реального ротора турбіни T-250/300-240. В робочому діапазоні частот обертання спостерігається область нестійкості коливань, розташування якої корелює з власними частотами, що розшарувалися після введення тріщини. Область нестійкості зменшується та зникає при збільшенні демпфірування. Спостерігаються два резонанси: суперрезонанс 2/1 з максимумом другої гармоніки та основний резонанс з максимумом обертової гармоніки, для який досліджено вплив температурного поля.

Зі змінного температурного поля ротора виділено стан з максимальним радіальним перепадом, при якому вплив на коливання найбільший. Зони контакту берегів тріщини на розглянутому температурному режимі майже незмінні внаслідок впливу

температурних напружень, максимальні значення прогинів та розмах коливань зменшуються, а їхній вид наближається до моногармонічного.

Ключові слова: ротор, коливання, тривимірна модель, поперечна тріщина, контакт берегів, температурне поле, скінчений елемент, резонанс.

THE TEMPERATURE FIELD INFLUENCE ON RESONANCE VIBRATION OF ROTOR WITH TRANSVERSE "BREATHING" CRACK

Annotation. The vibration of heated rotor on rigid support having transverse crack with contacting edge is considered. Used three-dimensional finite element model in which a special technique introduced crack. It is loaded on the edge by the unknown contact forces to be determined. The vibration damping is described by viscous friction scheme for the rotor axis points. The vibration initial value problem is solved using Newmark implicit finite-difference scheme.

The computational investigation carried out on the example of a real T-250/300-240 turbine rotor. The vibration unstable region is occurring in effective speed range. Its location is correlated with natural frequency which exfoliated after crack adding. The unstable region decreases and vanishes at damping increase. There are two resonances: the super-resonance 2/1 with second harmonic component maximum and basic resonance with reversing harmonic component maximum for which analyzed the temperature field influence.

The maximum radial gradient state with greatest impact on the vibration is selected from rotor variable temperature field. The contact area of the crack edges is semi permanent at this temperature conditions as a result of thermal stresses influence. The deflection maximal value and vibration range are decreases, but its form approximating simple harmonic.

Key words: rotor, vibrations, three-dimensional model, transverse crack, banks contact, temperature field, finite element, resonance.