

*Hutchinson J.W.* A phenomenological theory for gradient effects in plasticity // *J. Mech. Phys. Solids*. 1993. – V. 41. – P. 1825-1857. **9.** *Кунин И.А.* Теория упругих сред с микроструктурой: нелокальная теория упругости. – М., Наука, 1975. – 415с. **10.** *Dowell E.H., Tang D.* Multiscale, multiphenomena modelling and simulation at the nanoscale: on constructing reduced-order models for nonlinear dynamical systems with many degrees-of-freedom // *J. Appl. Mech.* 2003. – V. 70. – P. 328-338. **11.** *Paroni R.* From discrete to continuum: a Young measure approach // *ZAMP*. 2003. – V. 54. № 2. – P. 328-348. **12.** *Pagano S., Paroni R.* A simple model for phase transition: from the discrete to the continuum problem // *Quart. Appl. Math.* 2003. – V. 61. – P. 89-109. **13.** *Лизина С.А., Потанов А.И., Нестеренко В.Ф.* Нелинейная гранулированная среда с вращающимися частицами: одномерная модель // *Акустический журнал*. 2001. – Т. 47. № 5. – С. 685-693. **14.** *Курчанов П.Ф., Мышкис А.Д., Филимонов А.М.* Колебания железнодорожного состава и теорема Кронекера // *ПММ*. 1991. – Т. 55. № 6. – С. 989-995. **15.** *Filimonov A.* Some unexpected results on the classical problem of the string with N beads. The case of multiple frequencies // *Comptes Rendus Acad. Sci. Paris. Serie I*. 1992. – V.315. – P.957-961. **16.** *Filimonov A.M.* Continuous approximations of difference operators // *J. Difference Equations and Applications*. 1996. – V.2. № 4. – P.411-422. **17.** *Rosenau Ph.* Dynamics of nonlinear mass-spring chains near the continuum limit // *Physics Letters A*. 1986. – V. 118. № 5. – P. 222-227. **18.** *Duncan D.B., Eilbeck J.C., Feddersen H., Wattis J.A.D.* Solitons on lattices // *Physica D*. 1993. – V. 68. – P. 1-11. **19.** *Бейкер Дж., Грейвс-Моррис П.* Аппроксимации Паде. – М., Мир, 1986. – 502 с. **20.** *Косевич А.М., Ковалев А.С.* Введение в нелинейную физическую механику. – Киев, Наукова думка, 1989. – 304 с. **21.** *Андрианов И.В.* Континуальная аппроксимация для высокочастотных колебаний цепочки // *ДАН УССР. Сер. А*. 1991. – С. 13-15. **22.** *Андрианов И.В.* Об особенностях предельного перехода от дискретной упругой среды к непрерывной // *ПММ*. 2002. – Т. 66. № 2. – С. 271-275. **23.** *Калякин Л.А.* Длинно-волновые асимптотики. Интегрируемые уравнения как асимптотический предел нелинейных систем // *УМН*. 1989. – Т. 44. № 1. – С. 5-33. **24.** *Manevitch L.I., Pervouchine V.P.* Transversal dynamics of one-dimensional chain on nonlinear asymmetric substrate // *Meccanica*. 2003. – V. 38. – P. 669-676.

*Поступила в редколлегию 25.03.2005.*

УДК 534.1:621.5

**А.Е.БОЖКО**, член-кор. НАНУ; **В.И.БЕЛЫХ**, канд.техн.наук;  
**О.А.ЗАЛИЗНЯК**, ИПМаш НАН Украины, Харьков

## **ИСКЛЮЧЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТУРБОАГРЕГАТОВ НА ПРОЦЕСС ДИАГНОСТИРОВАНИЯ КОМПЛЕКСНЫМ МЕТОДОМ**

Показано необхідність комплексного аналізу коливань опорного та упорного підшипників і контролю моментів зміни швидкості обертання ротора турбомашин при вібраційній діагностиці. Приведено систему контролю зміни швидкості обертання ротора для застосування її при часовій селекції вібраційного сигналу.

The necessity of the complex analysis of fluctuations of basic and persistent bearings and control of the moments of change of speed the circulation of a rotor turbo-machines is shown at vibrating diagnostics. The monitoring system of change of speed the circulation of a rotor for application it is indicated at temporary selection of a vibrating signal.

Задача идентификации сигналов вибропреобразователей при контроле продольных колебаний турбомашин является весьма актуальной. Действительно, при работе турбины часть энергии пара расходуется на создание осевого усилия, кото-

рое воспринимает упорный подшипник. При контроле продольной вибрации сигнал вибропреобразователя будет соответствовать осевому усилию, действующему на ротор и воспринимаемому упорным подшипником [1]

$$P_{OC} = P_L + P_D + P_V, \quad (1)$$

где  $P_L$  – суммарное осевое усилие на лопатки всех ступеней;  $P_D$  – суммарное осевое усилие на диски всех ступеней;  $P_V$  – суммарное осевое усилие на уступы ротора.

Комплексный метод вибродиагностики [2] включает в себя спектральный анализ продольных и поперечных колебаний опор и контроль изменения скорости вращения ротора.

Как известно, основными дефектами турбин являются трещина вала, дефекты лопаток, разрушение бандажа, а также дефекты опор. В результате возникновения указанных дефектов увеличивается уровень вибрации в плоскости, перпендикулярной оси вращения турбины, однако получение информации о дефектах можно получить при анализе вибрационного сигнала и в продольном направлении. Покажем это на отдельных примерах.

В процессе формирования трещины упругие характеристики материала ротора будут изменяться и, следовательно, угол наклона оси (прогиб вала) будет увеличиваться в моменты, когда в нижней точке плоскости вращения находятся участки поверхности вала с более низкими упругими свойствами. Это, в свою очередь, приводит к увеличению давления на упорный подшипник. Таким образом, одновременный контроль вибрации в двух плоскостях дает возможность идентифицировать данный дефект до его возникновения.

Дефекты лопаток диагностируются по скачкообразному изменению дисбаланса ротора при контроле вибрации в плоскости вращения. Однако известно [3], что при формировании микротрещины в пластине, которой можно представить лопатку, изменяются ее упругие характеристики. Вследствие большого числа рабочих и неподвижных лопаток, а также высоких оборотов турбин возникающая вибрация будет высокочастотной [4]. Следовательно, в высокочастотной области спектра вибрационного сигнала, получаемого с вибропреобразователя, установленного на корпусе упорного подшипника, будет наблюдаться смещение информативных частот в сторону уменьшения, причем в процессе накопления усталости материалом лопатки изменение спектра будет более заметным. Таким образом, контроль высокочастотной вибрации в продольном направлении позволяет предотвратить поломку лопатки турбины.

Разрушение бандажа можно определить в высокочастотной области вибрации при контроле продольных колебаний, а также по величине изменения окружной скорости вращения вала за счет неоднородности лобового сопротивления лопаток с разорванным бандажом.

Дефекты каждой из опор турбины проявляются в той плоскости, для работы в которой предназначен данный подшипник.

В таблице приведены результаты анализа взаимосвязи вибрации в раз-

личных плоскостях ротора с возможными дефектами.

Идентификация дефектов турбомашин по комплексным показателям  
( $t$  – время;  $T$  – период вращения; + – наличие взаимосвязи)

№ п/п	Вид дефекта	Плоскость контроля				Изменение скорости вращения при $t < T$	Изменение скорости вращения при $t > T$
		попереч- ная		продоль- ная			
		Z	Y	$X_Z$	$X_Y$		
1	Трещина вала	+	+	+	-	+	-
2	Дефект лопаток	+	+	+	+	+	+
3	Дефект бандажа	-	-	+	+	-	+
4	Дефект опорного подшипника	+	+	-	-	-	+
5	Дефект упорного подшипника	-	-	+	+	-	+
6	Дисбаланс	+	+	-	-	-	-

Таким образом, комплексный анализ вибрации позволяет увеличить информативность диагностического сигнала, причем это достигается как за счет сравнения спектров в продольном и поперечном направлении, так и за счет контроля во временной области с учетом скорости изменения частоты вращения ротора.

Это можно пояснить следующим образом. В спектре продольной и поперечной вибрации имеются составляющие, связанные с переменными режимами работы турбоагрегата и не несущими информации о дефектах элементов турбины, то есть увеличивающими величину помехи. Исходя из этого, выражение (1) можно представить в следующем виде

$$P_{OC} = P_{ОСИ} + P_{ПРР}, \quad (2)$$

где  $P_{ОСИ}$  – осевое усилие, несущее информацию о дефектах;  $P_{ПРР}$  – осевое усилие, связанное с переменными режимами работы турбоагрегата

Переменные режимы работы турбоагрегатов приводят к изменению мощности и, следовательно, к изменению скорости вращения ротора. Основными факторами, вызывающими переменные режимы работы являются уменьшение давления подачи топлива, резкое изменение температурных режимов, отбор пара для технологических целей.

Если во временной области исключить эти составляющие, то отношение полезного сигнала и помехи в продольном направлении будет увеличиваться. Это можно достичь за счет использования временной селекции сигнала. В качестве критерия в этом случае может быть использованы моменты скачкообразных непериодических изменений скорости вращения ротора, вызванных переменными режимами работы турбоагрегата. На рис. 1 приведена блок-схема системы контроля изменения скорости вращения ротора.

Здесь ВП<sub>1</sub>, ВП<sub>2</sub>, ВП<sub>3</sub>, ВП<sub>4</sub> – вибропреобразователи; СУ<sub>1</sub>, СУ<sub>2</sub>, СУ<sub>3</sub>, СУ<sub>4</sub> – согласующие усилители; М<sub>1</sub>, М<sub>2</sub>, М<sub>3</sub>, М<sub>4</sub> – блоки модуля; БД<sub>1</sub>, БД<sub>2</sub> – блоки деления; БС – блок сравнения; БВМ<sub>1</sub>, БВМ<sub>2</sub> – блоки выделения максимума; *arctg* – блок вычисления *arctg*; *d/dt* – блок вычисления производной; К<sub>1</sub>, К<sub>2</sub> – управляемые ключи; БВВИ – блок выделения временного интервала; ЛЗ – линия задержки; БИ – блок индикации.

В представленной системе используются сигналы двух пар вибропреобразователей ВП<sub>1</sub>, ВП<sub>2</sub> и ВП<sub>3</sub>, ВП<sub>4</sub>, которые устанавливают на опорном и упорном подшипниках соответственно. Это связано с тем, что при вращении ротора могут возникнуть прецессионные режимы работы. Обычно ротор турбины вращается во вкладышах опорных подшипников на масляном клине, давление в котором достаточно для того, чтобы приподнять вал и переместить его в сторону вращения. При увеличении скорости вращения ротора давление в клиновидном зазоре увеличивается и максимально возможное смещение центра вала влево может составить четверть диаметрального зазора.

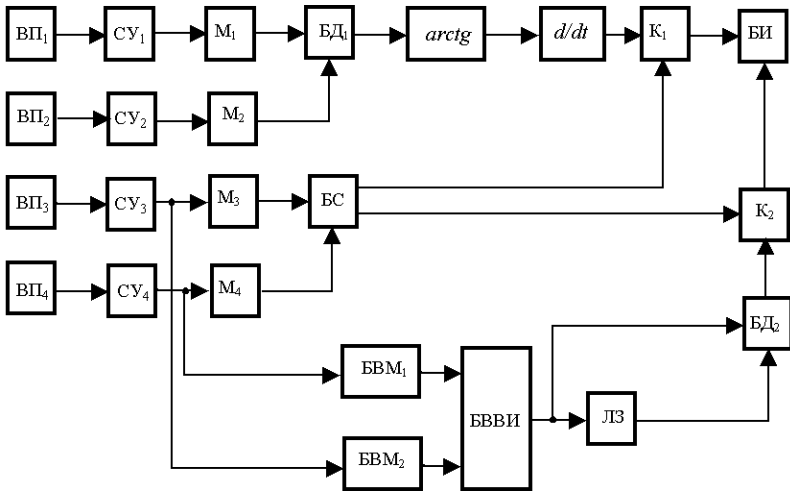


Рисунок 1 – Блок-схема системы контроля изменения скорости вращения ротора

При нормальном вращении ротора величина сигнала ВП<sub>3</sub>, установленного в нижней точке опоры на оси  $\theta_{1z1}$  и измеряющего осевую вибрацию, всегда больше значения сигнала ВП<sub>4</sub>, установленного на оси  $\theta_{1y1}$ . В результате этого ключ К<sub>1</sub> будет открыт, а ключ К<sub>2</sub> – закрыт и по сигналам вибропреобразователей ВП<sub>1</sub> и ВП<sub>2</sub> будет фиксироваться изменение скорости вращения вала в соответствии с выражением

$$\varepsilon = \frac{d}{dt} (\arctg \delta) = \frac{d}{dt} \left( \arctg \frac{|U_{ВП1}|}{|U_{ВП2}|} \right),$$

где  $\delta$  – угол между линией приложения суммарного усилия к вкладышу опорного подшипника и осью  $0_1 z_1$ ;  $U_{ВП1}$ ,  $U_{ВП2}$  – сигналы вибропреобразователей ВП<sub>1</sub> и ВП<sub>2</sub> соответственно (рис. 2).

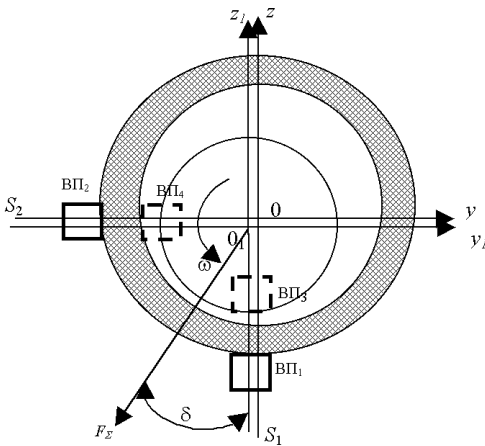


Рисунок 2 – Схема размещения вибропреобразователей по отношению к ротору

В случае прецессионного вращения вала изменение скорости вращения вала определяется по сигналам вибропреобразователей ВП<sub>3</sub> и ВП<sub>4</sub>. В этом случае за период вращения возникает момент, когда  $U_{ВП3} < U_{ВП4}$ , тогда ключи  $K_1$  и  $K_2$  переключаются и на блок индикаторов поступает сигнал в виде отношения  $\omega_2/\omega_1$ , причем выбор  $\Delta\omega$  осуществляется подбором времени задержки.

Действительно, в этом случае время прохождения точки торца вала от ВП<sub>3</sub> до ВП<sub>4</sub>, которые определяют блоком БВВИ, будет зависеть от скоро-

сти вращения ротора, а отношение текущего времени к предшествующему будет соответствовать отношению скоростей. Если дополнительно контролировать знак изменения скорости, то можно определить вид прецессионного движения.

Предложенный метод комплексного анализа вибрации турбомашин расширяет возможности диагностирования методом, рассмотренным в работе [5]. Предложенная система контроля изменения скорости вращения ротора может быть реализована на ЭВМ и иметь самостоятельное значение при исследовании различных режимов работы турбомашин.

**Список литературы:** 1. Смоленский А.Н. Паровые и газовые турбины. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с. 2. Божко А.Е., Белых В.И. Методика и система контроля подшипников скольжения газоперекачивающих агрегатов // Тез. докл. междунар. науч.-техн. конф. «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования». – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2000. – С. 103. 3. Левин А.В. Боршанский К.Н., Консон Е.Д. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. – М.: Машиностроение, 1981. – 710 с. 4. Сидоренко М.К. Виброметрия газомоторных двигателей. – М.: Машиностроение, 1973. – 224 с. 5. Глебов И.А. Данилевич Я.Б. Диагностика турбоагрегатов. – Л.: Наука, 1989. – 119 с.

Поступила в редколлегию 23.02.2005