

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

М.В. Бойко, канд. физ.-мат. наук,

Украинский научно-исследовательский институт природных газов,

г. Харьков, Украина

Широкое применение газотурбинных двигателей (ГТД) в качестве авиационных силовых установок, в наземной энергетике, в газоперекачивающих агрегатах (ГПА) и в других системах связано с рядом важнейших их преимуществ над другими типами приводов. Одним из таких преимуществ является хорошая уравновешенность вращающихся деталей и узлов при сравнительно больших передаваемых крутящих моментах [1]. Эта уравновешенность определяется как установившимися режимами работы роторных элементов и сравнительно небольшими их массами и моментами инерции, так и осевой симметрией, обеспечивающей их идеальный баланс. Вместе с тем высокие частоты вращения роторов и температурные нагрузки на лопатках турбин или нестационарные аэродинамические силы на лопатках компрессоров создают условия, при которых происходят разрушения лопаток, а иногда и ответственных деталей.

Перевод эксплуатации и обслуживания двигателей по техническому состоянию требует применения диагностических систем, своевременно предупреждающих о приближении аварийных ситуаций. Сравнительно большая часть таких ситуаций может быть выявлена применением средств вибрационного контроля и вибродиагностики [2 - 5]. Однако при этом необходимо учитывать, что возможны ложные срабатывания и отказы систем виброконтроля, а также вероятностный характер многих методов вибродиагностики [6].

Проблема создания надежных систем вибродиагностики для определения технического состояния ГТД далека от ее полного разрешения несмотря на то, что колебания турбомеханических систем уже достаточно хорошо изучены [2] и имеются соответствующие

математические подходы к анализу возникновения колебаний, как случайных процессов для определения критических условий, предшествующих разрушению деталей двигателей [7] на основе спектрального анализа [8], теоретического описания колебаний [9], или с помощью дискретно-фазового метода [10].

Сложность задач вибродиагностики заключается, прежде всего, в ее многофакторности. Газотурбинный двигатель является сложной системой, в которой одновременно протекают многие процессы: гидродинамические процессы течения газа, процессы горения топлива, механическое вращение роторных деталей, тепловые процессы нагрева деталей и организации их охлаждения, работа топливной системы, системы смазки и др. Большинство этих процессов могут быть источниками возникновения колебаний, таких как флаттер, помпаж, вращающийся срыв, вибрационное горение, нарушение соосности валов, дисбаланс, прецессии и другие колебания роторных деталей, трение в подшипниках, редукторах, мультипликаторах, муфтах и др. Характеристики разных источников существенно отличаются между собой по частоте, амплитуде и степени опасности разрушения. В работе [9] рассмотрена задача идентификации динамических параметров ротора в упругих опорах без учета влияния массы корпуса газотурбинной установки (ГТУ) с использованием обобщенных координат.

Целью данной статьи является создание математической модели для идентификации динамических параметров ротора и корпуса ГТУ по результатам измерения параметров колебаний ротора и корпуса.

Рассмотрим горизонтально расположенный жесткий ротор, обладающий осевой симметрией и вра-

щающийся с угловой скоростью ω в двух упругих опорах, расположенных на корпусе. Корпус установлен на неподвижном фундаменте на упругих опорах. Обозначим через $O_2\xi''\eta''\zeta''$ систему координат с началом в центре масс корпуса (рис. 1). Ось ζ'' направлена параллельно центральной оси подшипников в положении равновесия и расположена перпендикулярно плоскости рисунка. Ось $O_2\xi''$ направлена горизонтально, а ось $O_2\eta''$ - вертикально. Положение корпуса определяется положением координатной системы $O_2x''y''z''$ с началом координат в центре масс и осями, направленными вдоль главных осей инерции корпуса. Линия пересечения плоскостей $O_2\xi''\eta''$ и $O_2x''y''$ обозначена O_2K'' и называется линией узлов. Проекция оси O_2z'' на плоскость $O_2\xi''\eta''$ обозначена O_2N'' . Эйлеровыми углами координат [14] будут: φ_2 - угол между линией O_2K'' и осью O_2x'' , ψ_2 - угол между осью $O_2\xi''$ и линией узлов O_2K'' , θ_2 - угол между осями $O_2\zeta''$ и O_2z'' . Аналогично [9] вводятся Эйлера координаты положения ротора. Точка O_1 определяет пересечение линии центров подшипников с плоскостью $O\xi'\eta'$. Угол γ_0 в положении равновесия и расстояние ρ от

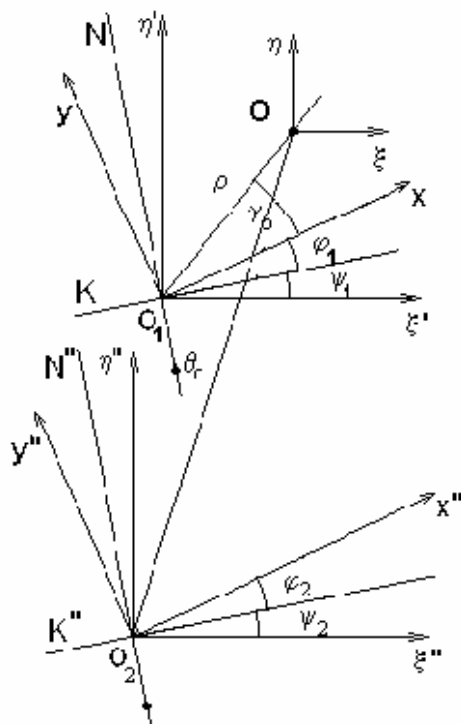


Рис. 1. Система координатных осей корпуса и ротора в упругих опорах

точки O_1 до центра масс ротора характеризуют статический дисбаланс ротора. Угол θ_0 между осями $O\zeta'$ и Oz' в положении равновесия характеризует динамический дисбаланс ротора. Обозначим через $O\xi\eta\zeta$ неподвижную систему координат с началом в точке, совпадающей с точкой O_1 в положении равновесия ротора и осями параллельными $O_1\xi'_1\eta'_1\zeta'_1$ (на рис. 1 показаны системы координат в положении, отличном от положения равновесия). Предполагается, что расстояние ρ и угол θ малые величины и в дальнейшем будут учитываться только малые величины первого порядка. Перемещения вдоль оси $O_1\zeta$ не учитываются, поэтому положение ротора будет определяться пятью координатами: тремя углами Эйлера $\varphi_1, \psi_1, \theta_1$ и координатами ξ_1, η_1 точки O_1 , и положение корпуса - пятью координатами - тремя углами Эйлера $\varphi_2, \psi_2, \theta_2$ и координатами ξ_2, η_2 точки O_2 .

Кинетическую энергию ротора и корпуса можно записать в виде:

$$T = \frac{1}{2} [M_p (\dot{\xi}_1^2 + \dot{\eta}_1^2 + \rho^2 (\dot{\psi}_1 + \dot{\varphi}_1)^2 + 2\rho\dot{\xi}_1(\dot{\varphi}_1 + \dot{\psi}_1)\sin(\gamma_0 + \varphi_1 + \psi_1) - 2\rho\dot{\eta}_1(\dot{\varphi}_1 + \dot{\psi}_1)\cos(\gamma_0 + \varphi_1 + \psi_1)) + M_k (\dot{\xi}_2^2 + \dot{\eta}_2^2 + \rho^2 (\dot{\psi}_2 + \dot{\varphi}_2)^2 + 2\rho\dot{\xi}_2(\dot{\varphi}_2 + \dot{\psi}_2)\sin(\gamma_0 + \varphi_2 + \psi_2) - 2\rho\dot{\eta}_2(\dot{\varphi}_2 + \dot{\psi}_2)\cos(\gamma_0 + \varphi_2 + \psi_2)) + A_p (\dot{\psi}_1^2 + \dot{\theta}_1^2) + C_p (\dot{\psi}_1 + \dot{\varphi}_1)^2 + A_k (\dot{\psi}_2^2 + \dot{\theta}_2^2) + C_k (\dot{\psi}_2 + \dot{\varphi}_2)^2], \quad (1)$$

где $M_p, M_k, A_p, C_p, A_k, C_k$ - соответственно массы и моменты инерции ротора и корпуса.

Перемещения опор ротора записываем в виде

$$\begin{aligned} \xi_{p1} &= \xi_1 + z_{p1}(\theta_1 \sin \psi_1 - \theta_0 \sin(\psi_1 + \varphi_1)); \\ \eta_{p1} &= \eta_1 - z_{p1}(\theta_1 \cos \psi_1 + \theta_0 \cos(\psi_1 + \varphi_1)); \\ \xi_{p2} &= \xi_1 + z_{p2}(\theta_1 \sin \psi_1 - \theta_0 \sin(\psi_1 + \varphi_1)); \\ \eta_{p2} &= \eta_1 - z_{p2}(\theta_1 \cos \psi_1 + \theta_0 \cos(\psi_1 + \varphi_1)), \end{aligned}$$

где $\xi_{p1}, \eta_{p1}, \xi_{p2}, \eta_{p2}$ - соответственно перемещения опор ротора в направлениях ξ_1, η_1 .

Функции $\xi_{p1} = \xi_{p1}(t), \eta_{p1} = \eta_{p1}(t), \xi_{p2} = \xi_{p2}(t), \eta_{p2} = \eta_{p2}(t)$ и их производные считаются известными, так как могут быть измерены;

z_{p1}, z_{p2} - координаты подшипников вдоль оси O_z .

Перемещения опор корпуса записываем в виде

$$\begin{aligned}\xi_{k1} &= \xi_2 + z_{k1}(\theta_2 \sin \psi_2 - \theta_0 \sin(\psi_2 + \varphi_2)); \\ \eta_{k1} &= \eta_2 - z_{k1}(\theta_2 \cos \psi_2 + \theta_0 \cos(\psi_2 + \varphi_2)); \\ \xi_{k2} &= \xi_2 + z_{k2}(\theta_2 \sin \psi_2 - \theta_0 \sin(\psi_2 + \varphi_2)); \\ \eta_{k2} &= \eta_2 - z_{k2}(\theta_2 \cos \psi_2 + \theta_0 \cos(\psi_2 + \varphi_2)),\end{aligned}$$

где $\xi_{k1}, \eta_{k1}, \xi_{k2}, \eta_{k2}$ - соответственно перемещения опор корпуса в направлениях ξ_2, η_2 .

Функции $\xi_{k1}=\xi_{k1}(t), \eta_{k1}=\eta_{k1}(t), \xi_{k2}=\xi_{k2}(t), \eta_{k2}=\eta_{k2}(t)$ и их производные считаются известными, так как могут быть измерены; z_{p1}, z_{p2} - координаты опор по оси O_z .

Потенциальная энергия системы корпуса и ротора определяется формулой

$$\begin{aligned}\Pi &= \frac{1}{2}[c_{k1\xi}(\xi_2 + z_{k1}(\theta_2 \sin \psi_2 - \theta_0 \sin(\psi_2 + \varphi_2)))^2 + \\ &+ c_{k1\eta}(\eta_2 - z_{k1}(\theta_2 \cos \psi_2 + \theta_0 \cos(\psi_2 + \varphi_2)))^2 + \\ &+ c_{k2\xi}(\xi_2 + z_{k2}(\theta_2 \sin \psi_2 - \theta_0 \sin(\psi_2 + \varphi_2)))^2 + \\ &+ c_{k2\eta}(\eta_2 - z_{k2}(\theta_2 \cos \psi_2 + \theta_0 \cos(\psi_2 + \varphi_2)))^2] + \\ &+ c_{p1\xi}(\xi_1 - \xi_2 + z_{p1}(\theta_1 \sin \psi_1 - \theta_0 \sin(\psi_1 + \varphi_1) - \\ &- \theta_2 \sin \psi_2 + \theta_0 \sin(\psi_2 + \varphi_2)))^2 + \\ &+ c_{p1\eta}(\eta_1 - \eta_2 + z_{p1}(\theta_1 \cos \psi_1 - \theta_0 \cos(\psi_1 + \varphi_1) - \\ &- \theta_2 \cos \psi_2 - \theta_0 \cos(\psi_2 + \varphi_2)))^2 + \\ &+ c_{p2\xi}(\xi_1 - \xi_2 + z_{p2}(\theta_1 \sin \psi_1 - \theta_0 \sin(\psi_1 + \varphi_1) - \\ &- \theta_2 \sin \psi_2 + \theta_0 \sin(\psi_2 + \varphi_2)))^2 + \\ &+ c_{p2\eta}(\eta_1 - \eta_2 + z_{p2}(\theta_1 \cos \psi_1 - \theta_0 \cos(\psi_1 + \varphi_1) - \\ &- \theta_2 \cos \psi_2 - \theta_0 \cos(\psi_2 + \varphi_2)))^2,\end{aligned}\quad (2)$$

где $c_{p1\xi}, c_{p1\eta}, c_{p2\xi}, c_{p2\eta}, c_{k1\xi}, c_{k1\eta}, c_{k2\xi}, c_{k2\eta}$ - коэффициенты жесткости подшипниковых опор и опор корпуса.

Уравнения Лагранжа [14] для ротора и корпуса в упругих опорах могут быть записаны в общем виде:

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\xi}_i}\right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \xi_i}\right) &= \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \xi_i}\right), \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\eta}_i}\right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \eta_i}\right) = \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \eta_i}\right), \\ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i}\right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \varphi_i}\right) &= \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i}\right), \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}_i}\right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \psi_i}\right) = \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \psi_i}\right), \\ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_i}\right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \theta_i}\right) &= \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \theta_i}\right), \quad i=1,2,\end{aligned}\quad (3)$$

где T, Π соответственно, значения кинетической и потенциальной энергии определяются формулами из (1) и (2). Десять уравнений (3) описывают колебания ротора и корпуса. Вибрация подшипниковых опор часто представляет собой полигармонические колебания, параметры которых (амплитуды и фазы) могут быть экспериментально измерены и подставлены в систему уравнений (3). Используя условие малости измеренных параметров колебаний, система (3) линейзируется, приравниваются коэффициенты при одинаковых гармониках колебаний в левой и правой части уравнений этой системы. В результате получается система алгебраических уравнений относительно неизвестных параметров $\rho, \theta_0, \gamma_0, c_{p1\xi}, c_{p1\eta}, c_{p2\xi}, c_{p2\eta}, c_{k1\xi}, c_{k1\eta}, c_{k2\xi}, c_{k2\eta}$. Найденные величина $\rho, \theta_0, \gamma_0, c_{p1\xi}, c_{p1\eta}, c_{p2\xi}, c_{p2\eta}, c_{k1\xi}, c_{k1\eta}, c_{k2\xi}, c_{k2\eta}$ характеризуют статический и динамический дисбаланс ротора и состояние упругих подшипниковых опор, а также опор корпуса.

По результатам измерения параметров колебаний определяются параметры состояния динамической системы. Эти характеристики могут быть получены с помощью изложенного метода и использованы для вибродиагностирования газотурбинных установок.

Таким образом, предложенная математическая модель колебательных процессов ротора и корпуса в газотурбинной установке позволяет идентифицировать и выявлять причины повышенной вибрации из-за: деформации ротора на рабочих частотах вращения; остаточного статического дисбаланса при сохранении жесткости ротора; динамического дисбаланса при сохранении жесткости ротора и обнаруживать неудовлетворительную жесткость подшипников.

Предложенный метод определения динамических характеристик ротора и корпуса может быть также полезен при выполнении балансировки роторов.

Дальнейшие исследования следует проводить в направлении создания моделей для идентификации и определения динамических характеристик двухвальных и трехвальных газотурбинных установок, а также

моделей, учитывающих влияние внешних нагрузок на параметры вибрации.

Литература

1. Добрянский Т.В., Мартянова Т.С. Динамика авиационных ГТД.- М: Машиностроение, 1989.-240 с.
2. Воробьев Ю.С., Шульженко Н.Г. Исследование колебаний систем элементов турбоагрегатов.- К: Наук. думка, 1976.- 135 с.
3. Сидоренко М.К. Виброметрия газотурбинных двигателей.- М: Машиностроение, 1973.- 224 с.
4. Генкин М.Г., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов.- М.: Машиностроение, 1987.- 288 с.
5. Вибрационный контроль технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов / Ю.Н. Васильев, М.Е. Бесклетный, Е.А. Игуменцев, В.Л. Христензен.- М.: Недра, 1987.– 197 с.
6. Харитонов В.Н., Адаменко В.А. Методы диагностики состояния бортовой аппаратуры контроля вибрации // Авиационно-космическая техника и технология: Сб.: науч. тр.- Харьков: Гос. аэрокосмический ун-т. "ХАИ", 1999.- Вып. 9. Тепловые двигатели и энергоустановки.- С. 214-218.
7. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф.Я. Балицкий, М.А. Иванова, А.Г. Соколова, Е.И. Хомяков.- М.: Наука, 1984.– 120 с.
8. Марпл-мл. С.Л. Цифровой спектральный анализ и его применение / Пер. с англ.- М.: Мир, 1990.- 584 с.
9. Бойко М.В. Вибрации газотурбинных установок и их моделирование в обобщенных координатах. // Авиационно-космическая техника и технология: Сб.: науч. тр.- Харьков: Национальный аэрокосмический ун-т. "ХАИ", 2002.- Вып. 31. Двигатели и энергоустановки.- С. 443-448.
10. Экспериментальное определение вибрационного состояния рабочих лопаток турбомашин /

К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев
А.В. Груздев, А.В. Наумов // Авиационно-космическая техника и технология: Сб.: науч. тр. - Харьков: Национальный аэрокосмический ун-т. "ХАИ", 2002.- Вып. 34. Двигатели и энергоустановки.- С. 169-172.

11. Кидд. Разработка системы измерений вибрации корпуса газовой турбины DC-990 // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.- 1984.- Т. 106, № 4.– С. 165-170.

12. Менк, Гриффин, Белак. Влияние переменной нормальной нагрузки на вынужденные колебания конструкций, демпфированных трением // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.- 1986.- Т. 108, № 2.– С. 54 - 61.

13. Эртас, Козик. Усталостные нагрузки на фундамент, обусловленные эксцентриситетом роторов турбин // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.- 1988.- Т. 110, № 4.- С. 165-170.

14. Бухгольц Н.Н. Основной курс теоретической механики.- М.: Наука, 1972.- 332 с.

Поступила в редакцию 22.05.03

Рецензенты: канд. техн. наук, доцент В.С. Чигрин, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «ХАИ», г. Харьков; канд. техн. наук, старший научный сотрудник О.Ф. Полищук, ИПМАШ НАН Украины, г. Харьков.