

Г.Г. ШЕКЯН, А.П. ХАЛАТЯН, Э.П. ХАЛАТЯН, Р.П. ХАЛАТЯН

ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ВИБРОАКТИВНОСТЬ РОТОРНЫХ МАШИН

Показана зависимость расчетного уровня колебаний от выбора адекватных динамических моделей и точности математического описания колебательных процессов. Приведены результаты теоретических исследований для двигателей на сплошном упругом основании, где учтена нелинейная жесткость шарикоподшипника.

Ключевые слова: колебательный процесс, резонансные характеристики, динамическая модель, виброактивность.

Колебательные процессы во многих машинах, зачастую, имеют резонансный характер, особенно, когда есть тенденция неуклонного уменьшения весогабаритных показателей. Поэтому при исследовании этих процессов обычно рассматривают не только параметры возмущающих сил, но и динамические свойства машины в целом, которые проявляются в нелинейно упругих характеристиках подшипников и упругих характеристиках щитов. Как и в любых задачах динамики, исходным для проведения исследований и выявления резонансных частот является составление динамической модели системы, отражающей качественные характеристики отдельных элементов машины.

Расчетно-динамическая модель роторной машины для исследования собственных частот представляется в виде упруго-массовой системы с сосредоточенными параметрами. При этом предполагается, что в местах крепления станины она не деформируется. Корпус машины в этих задачах моделируется в виде балки постоянного или переменного сечения. Условия опирания балки определяются креплением корпуса на объекте. В случае, если корпус по длине практически постоянного сечения, расчет собственных частот необходимо произвести по формуле

$$\omega_i = \frac{r_i}{l^2} \sqrt{EJ/\gamma}, \quad (1)$$

где l - длина балки; J - момент инерции сечения; E - модуль упругости материала; r_i - коэффициент, учитывающий форму колебаний.

Частоты корпусов переменного сечения определяются по дискретной модели. При изучении радиальных колебаний правомерны схемы тонкого кольца или цилиндрической оболочки [1]. Иногда подшипниковые щиты моделируются, исходя из конструктивных признаков, т.е. могут быть представлены в виде плоских или трубчатых элементов [2,3]. В случае исследования колебательных процессов в аксиальном направлении подшипниковый щит моделируется в виде пластины постоянной толщины. При этом расчет круговых частот поперечных колебаний производится по формуле [4]

$$\omega = \lambda \sqrt{Eh^2 / \gamma R^4}, \quad (2)$$

где γ - плотность материала; h - толщина пластины; R - радиус пластины; λ - корень частотного уравнения.

В зависимости от граничных условий задачи λ принимает различные значения [5].

Для определения собственных частот роторов применяется также модель шарнирно опертой по концам балки. Практические расчеты производятся, исходя из следующих соображений: балка постоянного сечения с распределенными параметрами или балка невесомая с распределенными параметрами. Первая схема позволяет определить любые формы колебаний по (1). Вторая схема предполагает приведение распределенной массы вала к точечной и позволяет определить только собственные частоты, обусловленные количеством сосредоточенных масс.

При малом числе точечных масс принимаются формулы, полученные классическим методом [6]. Результирующие значения частот определяются по формуле Донкерли

$$\frac{1}{\omega^2} = \frac{1}{\omega_0^2} + \sum_{j=1}^n \frac{1}{\omega_j^2}, \quad (3)$$

где ω_0 - частота вала постоянного сечения без точечных сосредоточенных масс; ω_j - частота изгибных колебаний невесомого упругого вала с данной j -й массой.

Формулы определения собственных частот отдельных элементов обобщаются в зависимости от влияния различных факторов: упругой податливости опор, магнитных сил, гироскопического момента, продольной силы на ротор и других конструктивных особенностей [7]. Однако значения парциальных собственных частот отдельных элементов и узлов машины пока еще не дают возможность установить их взаимосвязь в собранной машине при различных возбуждениях. Эти частоты могут быть определяющими, если связь между элементами весьма "слабая", или имеется возможность мысленного расчленения машины на свободные от взаимосвязи элементы, но с введением соответствующих поправок.

Рассмотрение динамической модели в виде упруго-массовой системы с сосредоточенными элементами приводит к неучету влияния распределенных элементов на высшие формы колебаний. Наиболее пригодной для расчетов является формула (2), которая косвенно применяется во многих работах при определении собственных частот, хотя определение конкретных значений корней частотного уравнения не всегда представляется возможным. Кроме того, если в исследуемой задаче граничные условия имеют нестандартный характер, то применение данного метода вообще исключается.

Частотное уравнение машин в радиальном направлении имеет вид

$$\lambda^8 + a_1\lambda^7 + a_2\lambda^6 + a_3\lambda^5 + a_4\lambda^4 + a_5\lambda^3 + a_6\lambda^2 + a_7\lambda + a_8 = 0, \quad (4)$$

где коэффициенты a_1, a_2, \dots, a_8 обусловлены упруго-массовыми характеристиками машины в радиальном направлении. В выражении (4) не учтены реальные распределенные параметры системы. Кроме того, в качестве жесткости опор фигурирует некоторая приведенная линейная жесткость. Такая модель несостоятельна для проведения серьезных исследований динамических процессов и устойчивых зон колебания, т.к. заведомо не учитывается ряд важнейших факторов. Поэтому решение задач исследования колебательных процессов аналогичными методами для объектов, где имеются нелинейные элементы или элементы с распределенными параметрами, привело бы к большим ошибкам.

Исследования, проведенные для роторных машин на сплошном упругом основании с учетом нелинейного характера жесткости шарикоподшипников, позволили выявить такие свойства системы, как раздвоение частоты радиальных колебаний, сдвиг частот и появление свободных от резонансов интервалов. Для удобства качественного анализа частотное уравнение представлено в виде отношения полиномов

$$\Omega_p^2 = \lambda^2 L(\lambda^2, \Omega^2) / L(\lambda^2, \omega^2),$$

$$L(\lambda^2, \Omega^2) = [(\lambda^2 - \omega^2)(\lambda^2 - s^2) - \chi^2 \omega^2 s^2] \times \\ \times \{(\lambda^2 - \omega_0^2)(\lambda^2 - \omega^2)(\lambda^2 - s^2) - \omega^2 s^2 [\chi^2(\lambda^2 - \omega_0^2) + \varepsilon^2(\lambda^2 - \omega_k^2)]\}, \quad (5)$$

где Ω_p, Ω - частоты нутационных и угловых колебаний системы; $\omega, \omega_0, \omega_k$ - соответственно частоты радиальных, осевых и угловых колебаний корпуса при неподвижном роторе; ε, χ - параметры, учитывающие влияние массы ротора и корпуса,

$$\Omega_p = J_0 \omega_\beta / J_\Omega, \quad \omega^2 = C / M, \quad \omega_0^2 = C_0 / M, \quad \omega_k^2 = C \ell^2 / J_k, \\ \Omega = (J_\Omega + J_k) C \ell^2 / J_\Omega J_k, \quad \varepsilon = M_p g \cos \theta \tan \beta / 3N, \quad (6) \\ \chi = M_p g \sin \theta / 6N, \quad M = M_p M_k / (M_p + M_k).$$

Здесь C, C_0 - приведенные жесткости подшипников в радиальном и аксиальном направлениях соответственно; M_p, M_k - массы ротора и корпуса; θ - угол наклона ротора относительно горизонтальной плоскости; β - угол контакта; N - осевой натяг; J_Ω, J_0 - эквивалентный и осевой моменты инерции ротора; J_k - момент инерции корпуса; ω_β - частота вращения ротора; ℓ - длина корпуса.

Результаты этих исследований могут быть использованы для расчета собственных частот машин при условии выполнения принятых допущений.

Упругая податливость подшипниковых щитов в осевом направлении может быть учтена приведением ее к податливости опор по

схеме последовательного соединения жесткостей. Однако в этом случае будет возможно учитывать только первую форму колебаний подшипниковых щитов.

Анализ исследований показывает, что нелинейные характеристики подшипника допускают определение собственных частот системы амплитудно зависимыми. Теоретическое исследование моделей роторных машин (в том числе и электрических) всегда несколько идеализировано. Эти модели отражают лишь небольшое число принципиальных особенностей реальных машин и не учитывают значительных факторов, имеющих на практике. При разработке методик расчета реальных машин и определении путей понижения виброактивности и повышения надежности основная трудность заключается в выборе достаточно адекватных неидеальных моделей, в наибольшей степени учитывающих именно те факторы, которые присущи конкретному типу машин и играют наиболее значимую роль.

Для решения подобных задач особое внимание должно быть сконцентрировано на выделении главных элементов и процессов, которые обуславливают динамическое состояние машины. При этом необходимо уделить внимание также упругим свойствам шарикоподшипников и подшипниковых щитов. На основе жесткостной модели элементов машины должна строиться обобщенная жесткостная матрица машины, которая играет решающую роль в формировании основных гармоник вибраций машины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Маслов Г.С.** Расчет колебаний валов: Справочник. - М.: Машиностроение, 1980.- 151 с.
2. **Пановко Я.Г.** Введение в теорию механических колебаний. - М.: Наука, 1970.- 270 с.
3. **Хронин Д.В.** Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1970.- 412 с.
4. **Филиппов А.П.** Колебания деформируемых систем. - М.: Машиностроение, 1980.- 760 с.
5. **Фогель С.** Собственные частоты однородных кольцевых пластин при поперечных колебаниях // Тр. американского общества инженеров-электротехников. Прикладная механика. - 1965.- ¹ 4.- С.198-204.
6. **Тандал А.** Динамика роторов турбогенераторов. - Л.: Энергия, 1971.- 387 с.
7. **Дименко Ф.М., Загородная Г.А.** Прочность и колебания электрических машин. - Л.: Энергия, 1969.- 440 с.

Институт механики НАН РА, ГИУА. Материал поступил в редакцию 27.11.1998.

Հ.Գ. ՇԵԿՅԱՆ, Հ.Պ. ԽԱԼԱԹՅԱՆ, Է.Պ. ԽԱԼԱԹՅԱՆ, Ռ.Պ. ԽԱԼԱԹՅԱՆ

ՌՈՏՈՐԱՑԻՆ ՄԵՔԵՆԱՆԵՐԻ ՎԻԲՐՈԱԿՏԻՎՈՒԹՅԱՆ ՎՐԱ ԱԶԴՈՂ ԳՈՐԾՈՆՆԵՐԸ

Ցույց է տրված տատանումների հաշվարկային մակարդակի կախվածությունը մեքենայի համարժեք մոդելի ընտրությունից և տատանողական գործընթացների մաթեմատիկական նկարագրման ճշտությունից: Բերված են ուսումնասիրությունների արդյունքները հոծ առաձգական հիմքի վրա դրված շարժիչների համար, որտեղ հաշվի է առնված գնդառանցքակալների կոշտությունների ոչ գծայնությունը:

H.G. SHEKYAN, H.P. KHALATYAN, E.P. KHALATYAN, R.P. KHALATYAN

**FACTORS AFFECTING THE VIBROACTIVITY OF
ROTOR MACHINES**

The calculated level dependence of vibrations on the selection of adequate dynamic models and the accuracy of the mathematical description of the vibrational processes are shown. The theoretical investigation results are described for the engines on the continuous elastic base where the nonlinear rigidity of the ball bearing is taken into account.