ВЫЧИСЛЕНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ РАДИАЛЬНО-УГЛОВЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА В ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЯХ

Жулёв А.А., студент, СумГУ, г. Сумы

Вибросостояние любой роторной машины, в том числе центробежной, определяется, прежде всего, динамикой ротора. Отстройка ротора от резонансных режимов на стадии проектирования требует вычисления его собственных и критических частот. Особенностью роторов центробежных насосов является то, что они вращаются в щелевых уплотнениях, на которых дросселируются большие перепады давления. В результате, со стороны нестационарного потока вязкой жидкости в кольцевых зазорах уплотнений на ротор действуют радиальные гидродинамические силы и моменты, оказывающие решающее влияние на динамику ротора и на вибросостояние машины в целом.

На ротор действуют силы давления различной природы: инерционные, потенциальные, демпфирующие, гироскопические и циркуляционные. Все они зависят от конструкции уплотнений и по-разному влияют на вибрации. Оценка этого влияния на собственные частоты позволяет создавать конструкции щелевых уплотнений, обеспечивающих требуемую отстройку от резонансных режимов. Таким образом, задача вычисления собственных частот ротора в щелевых уплотнениях имеет важное практическое значение.

Для решения поставленной задачи используются выражения сил и моментов, полученные в работе [1]. В качестве объекта анализа принят однодисковый невесомый, упругий ротор с диском между жесткими опорами и консольный ротор (рис.1). Диск расположен в двух одинаковых щелевых уплотнениях, на которых дросселируется одинаковый осевой перепад давления Δp_0.

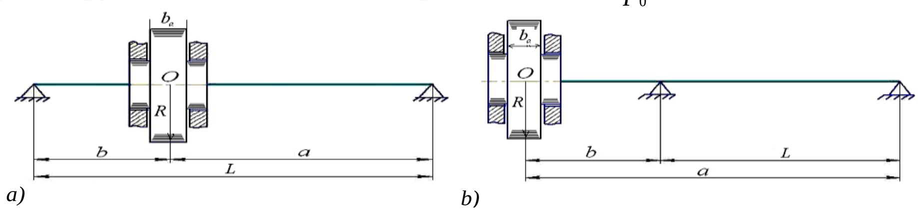

Рисунок 1 – Типовые схемы однодискового ротора в щелевых уплотнениях: *a* – с диском между опорами, *b* – консольного

Колебания диска определяются двумя радиальными координатами его геометрического центра и двумя углами поворота главных центральных осей инерции относительно их положения в начальном недеформированном состоянии вала. Осевые смещения диска не учитываются из-за их малости.

С учетом гидродинамических сил и моментов уравнения свободных колебаний с комплексными переменными имеют вид:

$$a_1\ddot{u} + a_2\dot{u} + a_3 u \mp i\left(a_4\dot{u} + a_5 u\right) - \left(\alpha_2\dot{\theta} + \alpha_3\theta\right) \mp$$

$$\mp i\left(\alpha_4\dot{\theta} + \alpha_5\theta - \alpha_0\theta\right) = \omega^2 a^* = \omega^2\left|a^*\right|e^{\pm i\omega t},$$

$$b_1\ddot{\theta} + b_2\dot{\theta} + b_3\theta \mp i\left(b_4\dot{\theta} + b_5\theta\right) + \left(\beta_2\dot{u} - \beta_3 u\right) \mp$$

$$\mp i\left(\beta_4\dot{u} + \beta_5 u + \beta_0 u\right) = \left(1 - j_0\right)\omega^2\gamma^* = \left(1 - j_0\right)\omega^2\left|\gamma^*\right|e^{\pm i\omega t}$$

Собственные числа этой системы получены численно для типовых конструкций однодискового ротора. Пример частотной диаграммы для постоянного перепада давления показан на рисунке. Критические частоты вращения ротора расположены на линиях $\overline{\omega}_{i*}$ пересечения плоскостей $\overline{s}_i\left(\theta,\overline{\omega}\right)$ и $\overline{s}\left(\theta_0,\overline{\omega}\right) = \overline{\omega}$. Подобные диаграммы построены для $\Delta p = 1{,}5$ и $\Delta p = 13{,}3$ *МПа,* а также для квадратичной зависимости перепада давления от частоты вращения ротора.

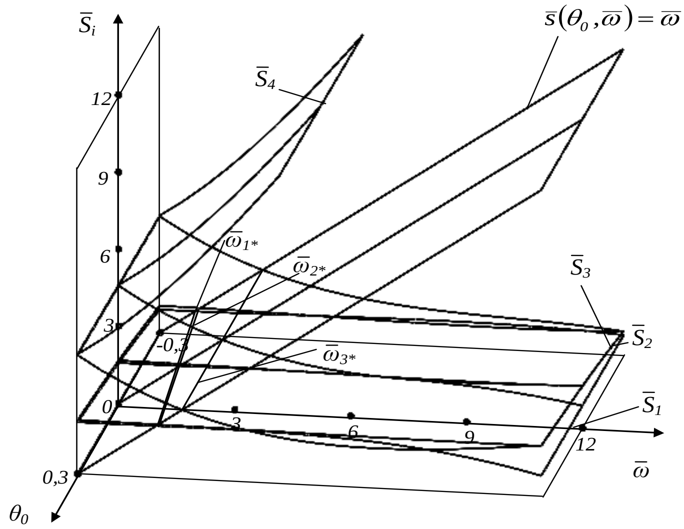

Рисунок 2 – Частотные диаграммы для $\Delta p = 1{,}5 МПа$

Список литературы

1. Марцинковский В.А**.** Щелевые уплотнения: теория и практика. **-** Сумы.: Изд-во СумГУ, 2005. – 416 с.

Работа выполнена под руководством профессора Марцинковского В.А