

УДК 621.01

ОБ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ РОТОРОВ В ПЛАВАЮЩИХ УПЛОТНЕНИЯХ

Л.Я.Банах, А.Н.Никифоров

В работе исследуется влияние радиальной подвижности уплотнительного кольца на устойчивость движения ротора с учетом гидродинамических сил, действующих между ротором и кольцом, а также силы трения скольжения кольца о корпус.

В роторных машинах особенно в быстровращающихся применяются бесконтактные уплотнения в виде плавающих колец [1]. Уплотняющий эффект данных уплотнений заключается не в устранении, а лишь в ограничении перетоков между полостями и зависит от гидравлического сопротивления дросселирующих каналов, образуемых ротором и кольцами. Благодаря подъемным (газо)гидродинамическим силам, действующим в зазорах, плавающие кольца способны самоцентрироваться относительно вибрирующего ротора. В зазорах также возникают неконсервативные (газо)гидродинамические силы, которые могут вызвать потерю устойчивости движения ротора [2].

Для турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей характерна устойчивая тенденция к повышению подач, скоростей и давлений [3]. Например, частота вращения турбонасоса фирмы “Аэроджетликвид рокет” (США) достигает 200000 об/мин, а давление на выходе – 180 МПа.

Повышать частоту вращения ротора с уплотнительными кольцами в первую очередь не позволяет явление потери его динамической устойчивости. Влияние радиальной подвижности кольца на устойчивость движения ротора исследуется на основе двухмассовой расчетной модели “ротор–кольцо” (рис.1).

Рассматривается динамика ротора с центрально-расположенным между опорами неуравновешенным диском массой - m , с учетом податливости вала и опор - k , а также

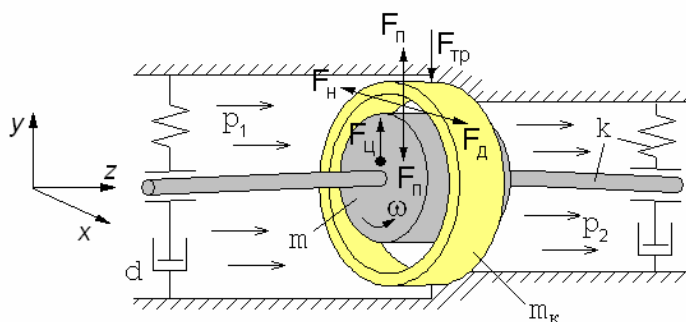


Рис.1 Расчетная модель “ротор–кольцо”

демпфирования в опорах - d . Диск связан с твердым плавающим кольцом массой - m_k средой, протекающей в радиальном зазоре под действием перепада давлений. Реакция среды при комплексных перемещениях диска ротора и плавающего кольца $q = x + iy$ и $q_k = x_k + iy_k$ учтена тремя составляющими

(газо)гидродинамических сил. В их числе подъемная - $F_n = h_1 |q - q_k|$, демпфирующая - $F_d = h_2 |\dot{q} - \dot{q}_k|$, неконсервативная - $F_н = 0.5\omega h_2 |q - q_k|$. Согласно гидродинамической теории коэффициенты гидродинамических сил определяются следующими

зависимостями [4]:

$$h_1 = \frac{\pi LR \Delta p \eta}{2 \delta_0 (1 + \eta)^2}, \quad h_2 = \frac{\pi \mu k_z L^3 R}{12 \delta_0^3},$$

где $\Delta p = p_1 - p_2$ - перепад давления на кольце, R - внутренний радиус кольца, L - длина уплотняющей поверхности кольца, δ_0 - радиальный зазор, μ - динамическая вязкость, $\eta \approx 75 \delta / L$ - гидравлическое сопротивление зазора, $k_z = 0.005 Re$ - коэффициент турбулентности, как функция числа Рейнольдса ($k_z = 12$ при ламинарном течении среды в зазоре).

Также учитывается, что самоцентрированию кольца относительно прецессирующего ротора под действием центробежной силы - $F_{\text{ц}} = m \omega^2$, препятствует сила сухого трения на кольце - $F_{\text{тр}} = f S_{\text{тр}} \Delta p$. Трение связано с тем, что кольцо прижато к корпусу давлением уплотняемой среды - $(p_1 - p_2) S_{\text{тр}}$. При этом, поверхность трения кольца $S_{\text{тр}}$ работает без вращения (в конструкциях оно предотвращается штифтами).

Соотношение силы сухого трения и подъемной силы $c = F_{\text{тр}} / F_{\text{ц}}$ определяет радиальную подвижность кольца. При $c = 0$ амплитуда кольца наибольшая - $A_{\text{к}}^{\text{max}}$, и оно хорошо самоцентрируется. При $c \geq 1$ кольцо неподвижно. При $0.5 < c < 1$ движение кольца сопровождается периодическими залипаниями.

Расчет поперечных колебаний ротора и кольца при постоянных скоростях вращения, согласно уравнений

$$m \ddot{q} + d \dot{q} + k q + h_1 (q - q_{\text{к}}) + h_2 (\dot{q} - \dot{q}_{\text{к}}) - i (0.5 \omega h_2 + h_3) (q - q_{\text{к}}) = m a \omega^2 e^{i \omega t}$$

$$m_{\text{к}} \ddot{q}_{\text{к}} + h_1 (q_{\text{к}} - q) + h_2 (\dot{q}_{\text{к}} - \dot{q}) - i (0.5 \omega h_2 + h_3) (q_{\text{к}} - q) + \Delta p f S_{\text{тр}} \text{sign} \dot{q}_{\text{к}} = 0$$

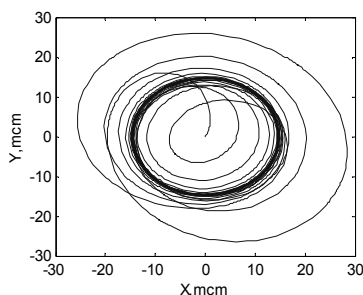
показал, что возможны 4 вида колебательного движения ротора (рис.2):

1) устойчивая синхронная прецессия с частотой, равной частоте вращения - ω , вследствие неуравновешенности ротора;

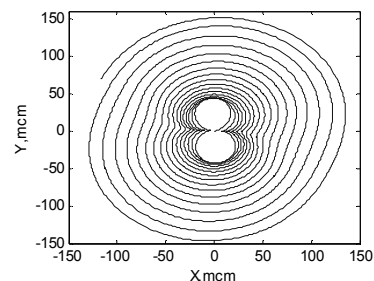
2) неустойчивая асинхронная прецессия с частотой собственных колебаний ротора - $\Omega = \sqrt{(k + h_1) / m}$ при потере устойчивости;

3) квазиустойчивая бигармоническая прецессия при частотных составляющих ω и Ω с постоянной амплитудой ротора, равной амплитуде устойчивой прецессии;

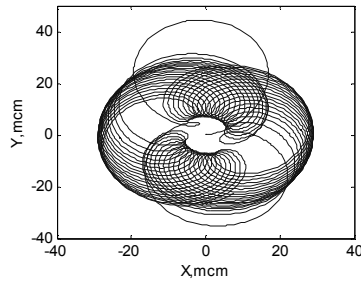
4) биения с постепенно возрастающей амплитудой вблизи критической скорости $\omega_{\text{кр}} \approx \omega_0 = \sqrt{k / m}$ при совпадении парциальных частот ротора $p = \sqrt{(k + h_1) / m}$ и кольца $p_{\text{к}} = \sqrt{h_1 / m_{\text{к}}}$, т.е. в ситуации $\omega = \omega_{\text{кр}} = p = p_{\text{к}}$.



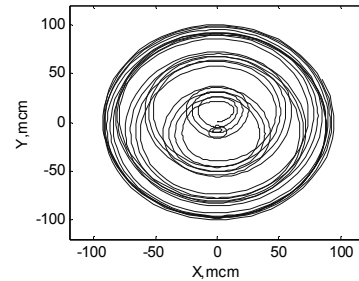
1) Устойчивая синхронная прецессия



2) Неустойчивая асинхронная прецессия



3) Квазиустойчивая бигармоническая прецессия



4) Биения

Рис.2 Виды колебательного движения ротора в плавающем кольце

На рис.3 показаны области существования данных режимов в зависимости от частоты вращения и коэффициента радиальной подвижности.

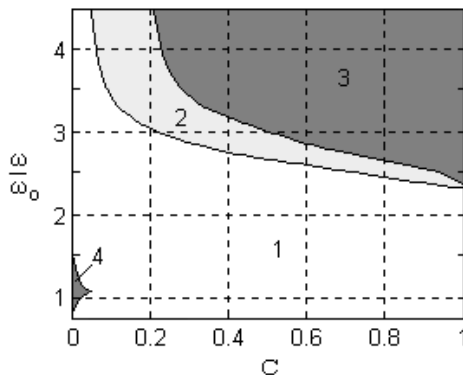


Рис.3 Области колебаний ротора: устойчивых-1, квазиустойчивых-2, неустойчивых-3, биений-4

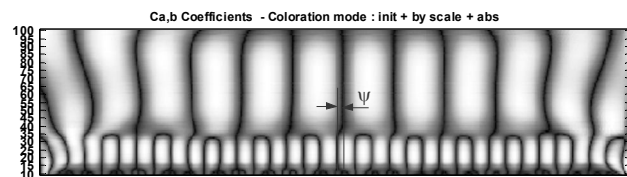


Рис.4 Вейвлет-спектр квазиустойчивых колебаний ротора ($\omega = 3\omega_0, c = 0.4$)

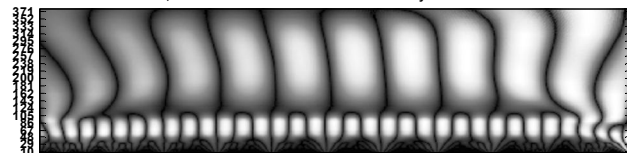


Рис.5 Вейвлет-спектр неустойчивых колебаний ротора ($\omega = 3\omega_0, c = 0.6$)

Квазиустойчивая прецессия ротора вызвана залипаниями кольца при движении. Пока кольцо движется, радиальный зазор по окружности остается более или менее равномерным. Действующая неконсервативная сила мала и ротор совершает прецессионное движение с частотой, равной угловой скорости ω . В момент залипания зазор между кольцом и ротором резко становится неравномерным. В силу неравномерного распределения давления в зазоре возрастает неконсервативная сила, перпендикулярная смещению ротора, и провоцирует его прецессию с частотой собственных колебаний Ω . Периодические залипания кольца приводят к возбуждению двухчастотного, с частотами ω и Ω , колебательного движения ротора. При кратном отношении между частотой вращения и частотой собственных колебаний ротора $\omega = n\Omega$, колебания ротора чисто периодические. Прецессия геометрического центра ротора представляет собой эпитрохиду с числом петель $n-1$. В случае некратного отношения частот происходит низкочастотный дрейф траектории рис.2(3). Время залипаний невелико, поэтому амплитуда ротора остается небольшой, как в случае устойчивых колебаний. Отсюда, квазиустойчивые колебания нельзя выявить, оценивая только лишь амплитуду ротора.

С ростом частоты вращения время залипания увеличивается, и квазиустойчивые колебания с гармониками ω и Ω постепенно становятся неустойчивыми с частотой Ω . Переход к неустойчивой прецессии ротора в плавающем кольце не имеет ярко выраженной границы, как при жестком щелевом уплотнении (радиально-неподвижное

кольцо). У роторов с щелевыми уплотнениями при частотах вращения в 2 раза превышающих первую критическую скорость, резко увеличивается амплитуда [5].

Области существования квазиустойчивых и неустойчивых колебаний ротора можно определить с помощью вейвлет-анализа [6]. Рассмотрение вейвлет-спектров колебаний при фиксированной частоте вращения выявляет особенности динамики ротора. Для устойчивых и квазиустойчивых колебаний характерна вертикальность как высокочастотных полос частоты вращения (в нижней части), так и низкочастотных полос частоты собственных колебаний ротора (рис.4). Когда ротор находится в динамически неустойчивом состоянии, особенностью вейвлет-спектров является наклон низкочастотных полос (рис.5).

Итак расчеты показали, что модельный одномассовый ротор при высокой радиальной подвижности уплотнительного кольца ($c < 0.2$) сохраняет устойчивость при частотах вращения, превышающих $4\omega_0$.

Список литературы

1. Белоусов А.И., Зрелов В.А. Конструкция и проектирование уплотнений вращающихся валов турбомашин двигателей летательных аппаратов. Куйбышев: Изд-во Куйбышевского авиационного института, 1989. 108 с.
2. Меркин Д.Р. Введение в теорию устойчивости движения. М.: Наука, 1971. 312 с.
3. Овсяников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. 3-е издание. М.: Машиностроение, 1986. 376 с.
4. Симоновский В.И. Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин. Харьков: Изд-во «Вища школа», 1986. 128 с.
5. Марцинковский В.А., Рудис М.А. О динамике роторов гидромашин // Теория механизмов и машин, 1964, вып. 98, 99, с. 18-27.
6. Дьяконов В. Вейвлеты. От теории к практике. М.: СОЛОН-Р, 2002. 448 с.

Институт машиноведения РАН, Россия, Москва

Поступила: 15.03.08.