© Л.Б. Алексеева, В.П. Уваров, 2014

УДК 621.313: 531.3

*Л.Б. Алексеева, В.П. Уваров*

# *ОСОБЕННОСТИ ПОВЕДЕНИЯ ЖЕСТКОГО РОТОРА НА ОПОРАХ С ПОДШИПНИКАМИ СКОЛЬЖЕНИЯ*

*Рассматриваются колебания ротора, вращающегося в подшипниках с зазором. Характер движения цапф ротора зависит от многих причин: соотношения статической и динамической нагрузок, действующих на подшипник; величины радиального зазора; наличие масляного слоя между цапфой и подшипником; упругих и инерционных характеристик опорного узла. Без учета влияния масляной пленки выделяются три режима поведения цапфы. В этом случае самым неблагоприятным является режим, при котором статическая и амплитуда динамической нагрузки равны. В высокооборотных роторных машинах существенно влияние масляной пленки на динамику подшипникового узла. При наличии масляной пленки возможна потеря устойчивости и появление самовозбуждения ротора. Исследуется устойчивость движения ротора в малом. При этом рассматриваются различные схемы. Найдены выражения, определяющие области устойчивости жесткого ротора на жестких опорах и на опорах, содержащих упругие и инерционные элементы. Автоколебания с большими амплитудами могут возникнуть только тогда, когда порог устойчивости в малом перейден.*
*Ключевые слова: ротор, цапфа, устойчивость, подшипник, масляная пленка, опора, динамическая нагрузка, жесткость, колебания.*

Рассмотрим простейшую модель колебаний ротора в подшипниках с зазором. Характер движения цапфы ротора будет зависеть от соотношения динамической нагрузки от неуравновешенной центробежной силы инерции ротора и статической нагрузки на подшипник [1].

Если динамическая нагрузка меньше статической, то центр цапфы ротора будет совершать колебательное движение по дуге окружности.

При равенстве этих сил наступает самый неблагоприятный режим. Цапфа отрывается от подшипника. Амплитуда колебаний достигает 90°. Наступление этого этапа зависит не только от величины указанных сил, но и от величины зазора. В конечном итоге это вызывает повышенную виброактивность подшипника и его преждевременный износ [2].

В высокооборотных роторных машинах существенно влияние масляной пленки на динамику подшипникового узла. В этом случае возможна потеря устойчивости и появление самовозбуждения [3]. Из-за влияния масляной пленки действительная критическая скорость ротора может оказаться на 30–50% ниже расчетной.

При оценке устойчивости движения цапфы на масляной пленке будем учитывать следующее. Во-первых, возмущенное движение происходит при тех же силах (источников энергии), что и невозмущенное движение.

Во-вторых, устойчивость будем рассматриваться на бесконечно большом промежутке времени [4].

Основные трудности, возникающие при расчете устойчивости движения ротора на масляной пленке, связаны с определением коэффициентов жесткости и демпфирования [3], [5].

Соответствующие силы в общем случае представляют собой нелинейные функции скоростей, координат, определяющих положении цапфы.

Если же принять, что цапфа совершает малые перемещения, то можно выражения для гидродинамических сил линеаризовать.

При постоянной скорости и нагрузке цапфа будет занимать определенное положение на так называемой кривой подвижного равновесия, характеризуемое относительным эксцентриситетом $\chi = \varepsilon/\Delta$, где $\varepsilon$ – эксцентриситет; $\Delta$ – радиальный зазор.

При этом внешние силы и поддерживающие силы масляного слоя находятся в равновесии. При действии на цапфу малых возмущений центр цапфы отклонится с кривой подвижного равновесия и будет совершать колебания с возрастающей амплитудой. Такое исходное положение будем называть неустойчивым. Оно может возникнуть при $\chi < 0{,}7$ [5].

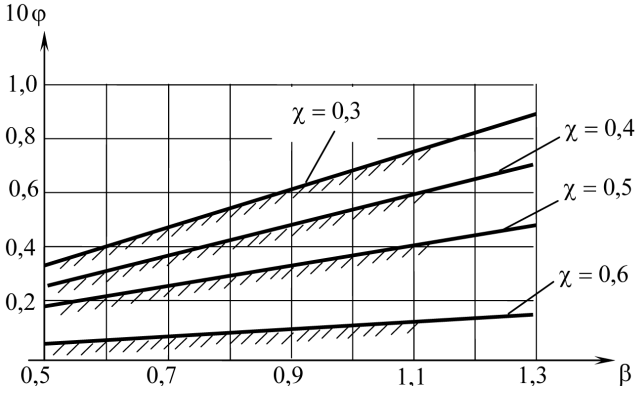


***Рис. 1. Области устойчивости ротора на жестких опорах***

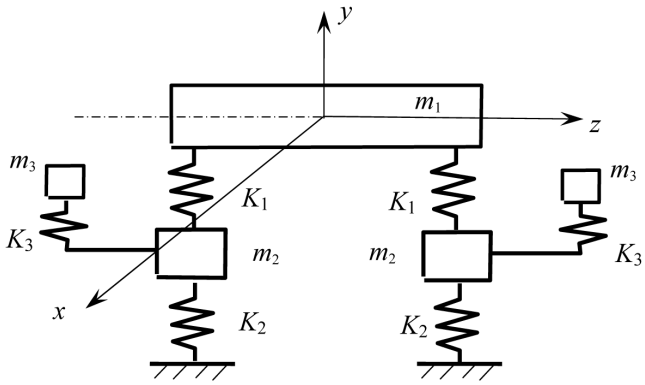


***Рис. 2. Расчетная схема***

Влияние масс и податливостей опор может существенно влиять на изменение областей устойчивости.

Рассмотрим устойчивость жесткого ротора на жестких опорах. Введем неподвижную систему координат *xyz*. Следует учесть, что система с масляной пленкой не консервативна. В рассматриваемом случае колебания по оси x и y связаны и дифференциальные уравнения поступательного движения ротора будут иметь вид

$$\left.\begin{aligned} m_1\ddot{x} + 2F_x = 0; \\ m_1\ddot{y} + 2F_y = 0, \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

где $m_1$ – масса ротора; $F_x$, $F_y$ – линеаризованные значения гидродинамических сил.

Решение системы (1) ищем в виде

$$x = \overline{x}\, e^{pt}\ ;\ \ y = \overline{y}\, e^{pt}\ . \qquad (2)$$

Для построения областей устойчивости получено характеристическое уравнение, степень которого равна четырем. В этом случае удобно использовать критерий Гурвица [4]. На рис. 1 построены границы области устойчивости

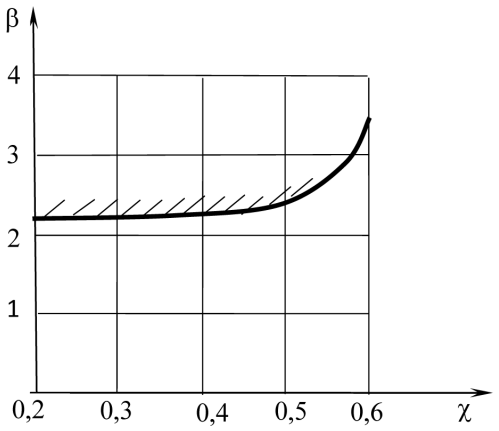


***Рис. 3. Область устойчивости ротора на упругоинерционных опорах***

ротора в плоскости параметров φ, β.

$$\varphi = \frac{2\mu l_n}{m_1 \psi^3 \omega_p};$$

$$\beta = \omega / \omega_p,$$

где μ – динамическая вязкость масла; $l_n$ – длина подшипника; $\psi = \Delta/r$; $r$ – радиус цапфы; ω – угловая скорость ротора; $\omega_p$ – рабочая скорость ротора.

Рассмотрим более сложную схему, включающую двухкаскадную виброизоляцию роторных машин с динамическим гасителем колебаний (антивибратором) (рис. 2) [6]. Для такой системы уравнения движения имеют вид

$$\left.\begin{aligned}
&m_1\ddot{x}_1 + 2F_x = 0;\\
&m_1\ddot{y}_1 + 2F_y = 0;\\
&m_1\ddot{x}_1 + K_3(x_2 - x_3) + K_2x_2 - 2F_x = 0;\\
&m_2\ddot{y}_2 + K_3(y_2 - y_3) + K_2y_2 - 2F_y = 0;\\
&m_3\ddot{x}_3 + K_3(x_3 - x_2) = 0;\\
&m_3\ddot{y}_3 + K_3(y_3 - y_2) = 0.
\end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

где $m_2$, $m_3$ – величины масс промежуточных тел, антивибраторов; $K_2$, $K_3$ – коэффициенты жесткостей второго каскада амортизации и упругих связей «антивибратор-промежуточное тело»; $x_1 y_1$, $x_2 y_2$ – перемещения центров масс ротора, промежуточных тел.

В качестве первого каскада амортизации можно использовать масляный клин, возникающий при движении цапфы в подшипнике. Коэффициент жесткости масляного клина $K_1$.

После преобразований получим характеристическое уравнение, степень которого равна 12. В этом случае использование критерия Гурвица малопригодно для решения задач в общем виде. В работе использован метод Д-разбиений, суть которого заключается в отображении мнимой оси корней характеристического уравнения на плоскость исследуемых параметров, влияющих на устойчивость системы [4].

На рис. 3 определена граница устойчивости в плоскости параметров β, χ.

В рассматриваем случае неустойчивый режим (заштрихованная область) может наступить только при $\omega > 2\omega_p$.

Исследование колебаний внутри областей неустойчивости и их взаимодействии с вынужденными колебаниями возможно только с помощью нелинейной теории. Однако автоколебания с большими амплитудами могут возникнуть только тогда, когда порог устойчивости в малом перейден.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ


1. *Вибрации* энергетических машин: Справочное пособие / Под ред. Н.В. Григорьева. – М.: Машиностроение, 1974. – 464 с.

2. *Алексеева Л.Б., Романов А.Н.* Источники вибраций и шума электрических машин. Материалы I международной научно-практической конференции «Технические науки: современные проблемы и перспективы развития». – Йошкар-Ола: Научно-издательский центр «Коллоквиум», 2013. – С. 36–37.

3. *Тондл А.* Динамика роторов турбогенераторов. – Л.: Энергия, 1971. – 377 с.

4. *Меркин Д.Р.* Введение в теорию устойчивости движения. – М.: Наука, 1971. – 312 с.

5. *Чернавский С.А.* Подшипники скольжения. – М.: Машгиз, 1963. – 243 с.

6. *Алексеева Л.Б., Уваров В.П.* Оценка эффективности двухкаскадной амортизации роторных машин. Материалы I международной научно-практической конференции «Технические науки: современные проблемы и перспективы развития». – Йошкар-Ола: Научно-издательский центр «Коллоквиум», 2013. – С. 19–21. ГИАБ


## КОРОТКО ОБ АВТОРАХ


*Алексеева Любовь Борисовна* – кандидат технических наук, доцент, *e*-mail: lbalek@rambler.ru,
*Уваров Виктор Павлович* – доктор технических наук, профессор, *e*-mail: uvpav@rambler.ru,
Национальный минерально-сырьевой университет «Горный».



UDC 621.313: 531.3


### BEHAVIOUR SPECIFICS OF RIGID ROTOR WITH SUPPORTS WITH SLEEVE BEARINGS


*Alexeeva L.B.*, Candidate of Engineering Sciences, Assistant Professor, *e*-mail: lbalek@rambler.ru,
*Uvarov V.P.*, Doctor of Technical Sciences, Professor, *e*-mail: uvpav@rambler.ru,
National Mineral Resource University «University of Mines».



*The paper considers fluctuations of a rotor that rotates in clearance bearings. A motion nature of rotor pivots depends on many factors: a ratio of static and dynamic loads acting on a bearing; a radial clearance; an available oil film between the pivot and the bearing; elastic and inertial properties of a supporting node.*

*Excluding an impact of the oil film, there are three modes of the pivot behaviour. In this case, the most unfavourable is a mode, in which amplitudes of the static and dynamic loads are equal.*

*In high-speed rotary machines, the oil film significantly influences the dynamics of a bearing unit. In that case, buckling and emergentt self-excited oscillations of the rotor are possible.*

*The rotor motion stability is explored in small. Herewith, various schemes are addresses. We have found expressions that define fields of stability for the rigid rotor on rigid supports and supports that include elastic and inertial elements.*



*Key words: rotor, pivot, stability, bearing, oil film, support, dynamic load, stiffness, oscillations.*


### REFERENCES


1. *Vibratsii energeticheskikh mashin: Spravochnoe posobie*. Pod red. N.V. Grigor'eva (Vibrations of energy machines: handbook, Grigor'ev N.V. (Ed.)), Moscow, Mashinostroenie, 1974, 464 p.

2. Alekseeva L.B., Romanov A.N. *Materialy I mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii «Tekhnicheskie nauki: sovremennye problemy i perspektivy razvitiya»* (Proceedings of the 1st International Scientific-Practical Conference «Engineering Sciences: Relevant Issues and Prospects for Development»), Yoshkar-Ola: Nauchno-izdatel'skii tsentr «Kollokvium», 2013, pp. 36–37.

3. Tondl A. *Dinamika rotorov turbogeneratorov* (Dynamics of rotors in turbo generator sets), Leningrad, Energiya, 1971, 377 p.

4. Merkin D.R. *Vvedenie v teoriyu ustoichivosti dvizheniya* (Introduction to motion stability theory), Moscow, Nauka, 1971, 312 p.

5. Chernavskii S.A. *Podshipniki skol'zheniya* (Sleeve bearings), Moscow, Mashgiz, 1963, 243 p.

6. Alekseeva L.B., Uvarov V.P. *Materialy I mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii «Tekhnicheskie nauki: sovremennye problemy i perspektivy razvitiya»* (Proceedings of the 1st International Scientific-Practical Conference «Engineering Sciences: Relevant Issues and Prospects for Development»), Yoshkar-Ola: Nauchno-izdatel'skii tsentr «Kollokvium», 2013, pp. 19–21.