

УДК 629.7

С. В. ФИЛИПКОВСКИЙ

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина***НЕЛИНЕЙНЫЕ КОЛЕБАНИЯ РОТОРА ТУРБОХОЛОДИЛЬНИКА САМОЛЁТА**

Разработана новая расчётная модель ротора турбохолодильника на радиально-упорных шарикоподшипниках с предварительным осевым поджатием. Анализ нелинейной динамики ротора показал, что при совместном действии дисбаланса и вибрации опор возбуждаются все формы колебаний ротора. При этом колебания возникают не только на основных резонансных частотах, но и на частотах относящихся как целые числа. Анализ амплитудно-частотных характеристик показал, что они мягкие и на левых и правых ветвях имеются неустойчивые режимы разного типа. Зависимости фазовых координат от времени и отображения Пуанкаре для этих режимов показывают, что эти колебания неперiodические с ограниченными амплитудами.

Ключевые слова: турбохолодильник, ротор, радиально-упорный шарикоподшипник, нелинейные колебания, амплитудно-частотная характеристика, бифуркация.

Введение

Турбохолодильники – это лопаточные машины, в которых осуществляется близкий к адиабатическому процесс расширения потока воздуха с понижением его температуры. Расширение происходит в сопловом аппарате и рабочем колесе турбины 1 (рис. 1). Возникающий на рабочем колесе момент вращения передаётся через вал 2, установленный в подшипниках 3 и 4, к рабочему колесу 5 вентилятора, выполняющему в данном случае роль потребителя энергии, отводимой от потока воздуха в турбине [1]. Турбохолодильник охлаждает воздух, который поступает от компрессора двигателя, поэтому он находится вблизи двигателя в зоне повышенных вибраций, которые воздействуют на опоры ротора. Скорость вращения ротора может достигать величин от 40000 до 100000 об/мин, что соответствует частоте от 667 до 1667 Гц. Диапазон частот вибраций планера в области двигателей (от 10 до 2000 Гц) накладывается на диапазон частот вращения.

Ротор турбохолодильника испытывает продольную нагрузку, поэтому его устанавливают на радиально-упорных подшипниках, он также должен быть защищен от ударов, которые могут возникнуть в результате раскрытия и закрытия зазоров между шариками и канавками качения подшипников при поперечной вибрации турбохолодильника. Такие роторы устанавливают на радиально-упорных шарикоподшипниках с предварительным осевым поджатием, которое осуществляется в турбохолодильнике пружиной 6. В настоящее время вибрации таких роторов рассчитывают в линейной постановке [2], но исследование нелинейных вибраций представляет практический интерес.

Уравнения для определения нелинейной жёсткости предварительно поджатых подшипников выведены в [3], однако для выполненных в этой статье исследований они линеаризованы.

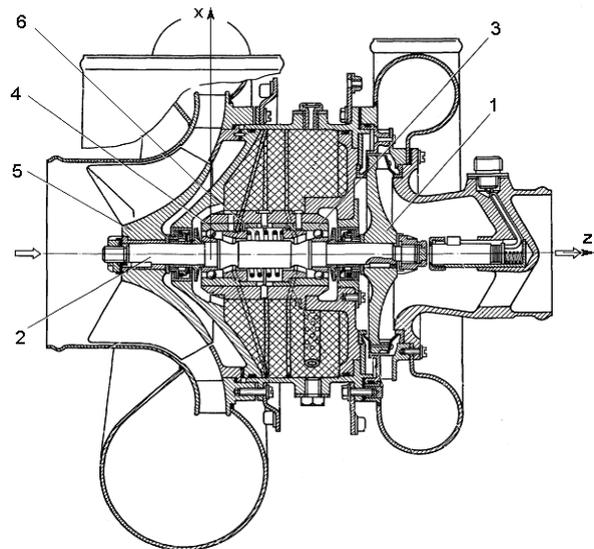


Рис. 1. Турбохолодильник

В статье [4] изучено влияние дисбаланса и угловой скорости ротора на колебания, удвоение периода и перемежаемость, ведущие к хаосу. В работе [5] рассмотрен ротор с диском на двух шарикоподшипниках, упругие деформации подшипников считаются линейными, а нелинейность обусловлена зазорами в подшипниках, проанализирована устойчивость колебаний. В статье [6] принята линейная модель шарикоподшипника и исследовано влияние дефектов внутреннего и внешнего колец подшипников на динамику ротора.

В работе [7] исследовано влияние предварительного осевого натяга радиально-упорных шарикоподшипников на динамику ротора. В работе [8] эквивалентная линейная жёсткость предварительно нагруженных шарикоподшипников определяется путём минимизации невязки работы нелинейной силы упругости и линейной силы упругости за один период колебаний, далее решаются линейные уравнения движения.

В статье [9] численно и экспериментально исследованы поперечные колебания ротора на радиально-упорных предварительно поджатых шарикоподшипниках, вызванные дисбалансом диска и показана их зависимость от нелинейных контактных сил. В статье [10] исследована параметрическая неустойчивость вала на шарикоподшипниках под действием переменной осевой силы.

В статье [11] исследованы свободные колебания ротора на радиально-упорных шарикоподшипниках с предварительным поджатием и получены скелетные кривые и нелинейные нормальные формы колебаний при разных углах между линией действия контактных сил и осью подшипника. Влияние вибраций планера самолёта на вынужденные колебания ротора, установленного в нём агрегата остались не исследованными.

Целью настоящей работы является исследование нелинейных колебаний ротора турбохолодильника на шарикоподшипниках с предварительным осевым поджатием, вызванные одновременным действием дисбаланса и вибрации опор.

1. Расчётная схема

Ротор моделируется валом с двумя дисками, закреплённым вблизи опор. Конструкция агрегата такова, что расстояние между опорами менее чем в пять раз превышает диаметр вала. Такое соотношение длины и диаметра вала обуславливают жёсткость вала на порядок больше жёсткости подшипников. Поэтому считаем вал недеформируемым телом, а степенями свободы являются перемещения цапф относительно внешних колец подшипников.

Компоненты упругих реакций подшипника (рис. 2) вдоль осей x, y, z получены в работе [11]. Они имеют следующий вид:

$$\begin{aligned}
 P_{x_i} &= K \sum_{v=1}^{N_B} [x_i \cos \alpha \cos \beta_v + y_i \cos \alpha \sin \beta_v + \\
 &+ (z + z_0) \sin \alpha]^{3/2} \cos \alpha \cos \beta_v, \\
 P_{y_i} &= K \sum_{v=1}^{N_B} [x_i \cos \alpha \cos \beta_v + y_i \cos \alpha \sin \beta_v + \\
 &+ (z + z_0) \sin \alpha]^{3/2} \cos \alpha \sin \beta_v,
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 P_{z_i} &= K \sum_{v=1}^{N_B} [x_i \cos \alpha \cos \beta_v + y_i \cos \alpha \sin \beta_v + \\
 &+ (z + z_0) \sin \alpha]^{3/2} \sin \alpha,
 \end{aligned}$$

где $K = \frac{3P_0}{2N_B} z_0^{-3/2} \sin^{-5/2} \alpha$,

x_i, y_i, z – смещения центра внутреннего кольца относительно центра наружного кольца;

$i = 1, 2$ – номер обобщённой координаты цапфы (1 – на левой опоре, 2 – на правой опоре рис. 1);

α – угол контакта (угол между линией действия контактных сил и плоскостью, перпендикулярной оси вращения подшипника) (рис. 2);

β_v – угол между координатной плоскостью xOz и плоскостью, проходящей через ось вращения и центр шарика (рис. 2);

v и N_B – номер и количество шариков;

P_0 – сила предварительного осевого натяга,

z_0 – осевое смещение внутреннего кольца относительно внешнего кольца от действия силы P_0 . Величина z_0 определяется из геометрических соотношений в зонах контакта

$$z_0 = (2R_K + w_1 + w_2 - d_B) \sin \alpha,$$

где R_K – поперечные радиусы канавок в кольцах подшипника,

w_1 и w_2 – сближения внутреннего и внешнего колец с шариком по направлению линии контакта, вызванное предварительным осевым поджатием;

d_B – диаметр шарика. Сближения вычисляем по формуле Герца [12]

$$w_i = b_i P_K^{2/3}; \quad i = 1, 2,$$

где b_1 и b_2 – коэффициенты формулы Герца;

P_K – сила сжатия, действующая по направлению линии контакта

$$P_K = P_0 / (N_B \sin \alpha).$$

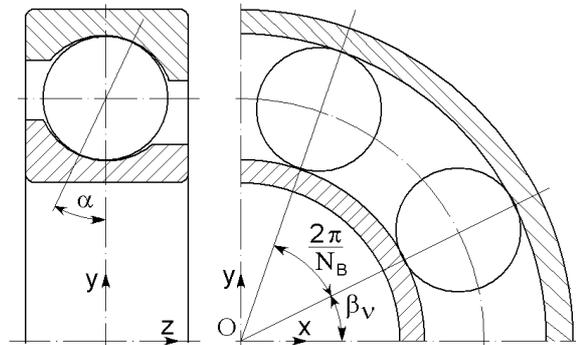


Рис. 2. Схема шарикоподшипника

Угол α находится из уравнения
 $(2R_K + w_1 + w_2 - d_B) \cos \alpha = R_1 + 2R_K - R_2$,

где R_1 и R_2 – радиусы внутреннего и внешнего колец, измеренные от оси подшипника до середин канавок качения.

Коэффициенты формулы Герца определены выражением [12]

$$b_1 = \frac{3}{2} F_1^3 \sqrt{\frac{(K_{11} + K_{12} + K_{21} + K_{22}) k^2 (\Theta_1 + \Theta_2)^2}{3F_2}}$$

где F_1, F_2 – эллиптические интегралы первого и второго рода;

$K_{11}, K_{12}, K_{21}, K_{22}$ – кривизны главных нормальных сечений контактирующих поверхностей внутреннего кольца и шарика;

k – корень трансцендентного уравнения

$$\frac{F_1 - F_2}{F_1 - F_2/k^2} = \frac{K_{11} - K_{21}}{K_{12} - K_{22}},$$

b_2 определяем аналогично, подставляя в ту же формулу кривизны главных нормальных сечений контактирующей поверхности внешнего кольца.

Величины Θ_1 и Θ_2 зависят от свойств материалов контактирующих тел. Они определяются следующим образом:

$$\Theta_i = (1 - \mu_i^2) / (\pi E_i); i = 1, 2,$$

где μ_i и E_i – коэффициенты Пуассона и модули упругости материалов подшипниковых колец и шариков.

2. Уравнения колебаний ротора

Используем уравнения колебаний, полученные с помощью уравнений Лагранжа II-го рода в работе [13]. Их можно записать в следующем виде

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{G} \cdot \dot{\mathbf{X}} + \mathbf{C} \cdot \mathbf{X} + \mathbf{K}(\mathbf{X}) = \mathbf{Q}(t), \quad (2)$$

где \mathbf{M} – матрица масс;

\mathbf{G} – гироскопическая матрица;

\mathbf{C} – матрица демпфирования;

$\mathbf{K}(\mathbf{X})$ – вектор, компонентами которого являются нелинейные функции упругих сил в подшипниках (1);

\mathbf{X} – вектор обобщённых координат;

$\mathbf{Q}(t)$ – вектор правой части.

Колебания возбуждаются совместным действием силы дисбаланса дисков и вибрации опор, поэтому

$$\mathbf{Q}(t) = \mathbf{Q}_D(\Omega, t) + \mathbf{Q}_\Pi(\omega, t),$$

где $\mathbf{Q}_D(\Omega, t)$ – вектор сил обусловленных дисбалансом диска,

Ω – угловая скорость вращения ротора,

$\mathbf{Q}_\Pi(\omega, t)$ – вектор кинематического возбуждения колебаний,

ω – круговая частота вибрации опор.

Первый вектор

$$\mathbf{Q}_D(\Omega, t) = m_0 a \Omega^2 \times \left[\bar{I}_1 \cos \Omega t \quad \bar{I}_2 \sin \Omega t \quad \bar{I}_1 \cos \Omega t \quad \bar{I}_2 \sin \Omega t \quad 0 \right]^T,$$

где $\bar{I}_1 = \left(1 - \frac{\zeta_D}{l}\right)$, $\bar{I}_2 = \frac{\zeta_D}{l}$,

a – эксцентриситет,

ζ_D – координата диска на валу,

l – расстояние между опорами вала

получаем в результате дифференцирования уравнений Лагранжа. Второй вектор следует записать следующим образом [14]:

$$\mathbf{Q}_\Pi(\omega, t) = \mathbf{M} \cdot \mathbf{A}_\Pi(\omega, t),$$

где \mathbf{M} – матрица масс,

$\mathbf{A}_\Pi(\omega, t)$ – вектор виброускорений опор.

$$\mathbf{A}_\Pi(\omega t) = \left[A_{\Pi x} \quad A_{\Pi y} \quad A_{\Pi x} \quad A_{\Pi y} \quad A_{\Pi z} \right]^T \sin \omega t,$$

где $A_{\Pi x}, \dots, A_{\Pi z}$ – амплитуды виброускорений.

3. Численные исследования амплитудно-частотной характеристики

Под амплитудно-частотной характеристикой (АЧХ) понимаем зависимость полуразмаха колебаний от частоты ω , частоту Ω считаем фиксированной. Определим безразмерные параметры следующим образом: $x_A = x_1/z_0$, $y_A = y_1/z_0$, $x_B = x_2/z_0$, $y_B = y_2/z_0$, $z_A = z/z_0$, $\bar{\omega} = \omega/\omega_1$, $\tau = t \cdot \omega_1$, где ω_1 – основная резонансная частота линеаризованной системы. Уравнение (2) можно записать в виде:

$$\ddot{\mathbf{U}} = \mathbf{f}(\mathbf{U}, \dot{\mathbf{U}}, \tau), \quad (3)$$

где \mathbf{f} – n -мерная вектор-функция,

$$\mathbf{U} = [x_A \quad y_A \quad x_B \quad y_B \quad z]^T$$

– вектор безразмерных обобщённых координат. АЧХ строим методом продолжения по параметру, уравнения которого выведены в работе [13]. После выполнения итераций в каждой точке АЧХ вычисляем матрицу монодромии, мультипликаторы которой определяют устойчивость и характер бифуркаций периодического решения.

Параметры ротора следующие: $L = 0,192$ м – длина вала; $l = 0,073$ м – расстояние между опорами; $\zeta_1 = -0,026$ м – координата вентилятора; $\zeta_2 = 0,104$ м – координата турбины; $d = 0,015$ м – диаметр вала; $m_B = 0,551$ кг, $I_{Bx} = 0,00075$ кг·м², $I_{Bz} = 0,00136$ кг·м² – масса и центральные моменты инерции вентилятора; $m_T = 0,431$ кг, $I_{Tx} = 0,00050$ кг·м², $I_{Tz} = 0,00099$ кг·м² – масса и центральные моменты

инерции турбины.

Радиально-упорные подшипники средней серии по ГОСТ 831-75 имеют следующие параметры: $\alpha = 15^\circ$ – угол контакта; $R_2 = 15,312$ мм - радиус внешней канавки качения; $R_1 = 9,750$ мм – радиус внутренней канавки качения; $R_K = 2,868$ мм – радиус поперечного сечения канавок качения; $d_B = 5,556$ мм - диаметр шарика; $N_B = 7$ – количество шариков; $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па – модуль упругости; $\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона.

Параметры возмущающих воздействий такие: $f_\Omega = \Omega / 2\pi = 770$ Гц – частота вращения ротора; $a_B = 0,018$ мм – эксцентриситет вентилятора; $a_T = 0,020$ мм – эксцентриситет турбины; $A_{Гк} = 0$, $A_{Гу} = 2g$ – амплитуды виброускорений. В настоящей работе полагаем, что эксцентриситеты вентилятора и турбины лежат в одной плоскости с осью вращения вала.

При совместном действии дисбаланса и вибрации опор проявляются резонансы всех форм колебаний ротора, а также резонансы с кратными частотами. АЧХ обобщенной координаты y_B ротора турбохолодильника представлена на рис. 3. Характеристики остальных обобщенных координат аналогичны.

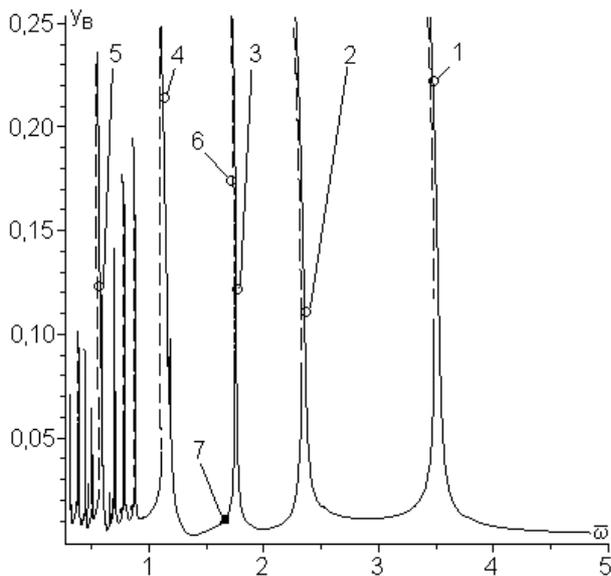


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика

Резонансы, на которых отмечены точки 1 и 3, соответствуют форме колебаний, когда цапфы вала находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся в сторону вращения ротора. Их частоты относятся как целые числа – 2/1. Резонанс, на котором отмечена точка 2, соответствует форме колебаний, когда цапфы вала находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся противоположно вращению

ротора. На АЧХ заметны резонансы и с более низкими частотами, соответствующими этим формам колебаний. Их амплитуды невелики, а частоты также относятся как целые числа.

Резонансы, на которых отмечены точки 4 и 5, соответствуют форме колебаний, когда цапфы вала находятся с одной стороны от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся в сторону вращения ротора. Их частоты относятся как 2/1. В низкочастотном диапазоне могут возникать резонансы с такой же формой колебаний и отношениями частот 3/1, 4/1 и т.д.

4. Анализ устойчивых режимов колебаний

Траектории центров цапф на основных резонансах каждой формы колебаний близки к окружностям, как показано на рис. 4 для точки 1 (рис. 3). Для кратных частот за каждый цикл колебаний цапфа описывает столько круговых петель, во сколько раз частота ниже основной частоты для этой формы, как показано на рис. 5 для точки 3 (см. рис. 3).

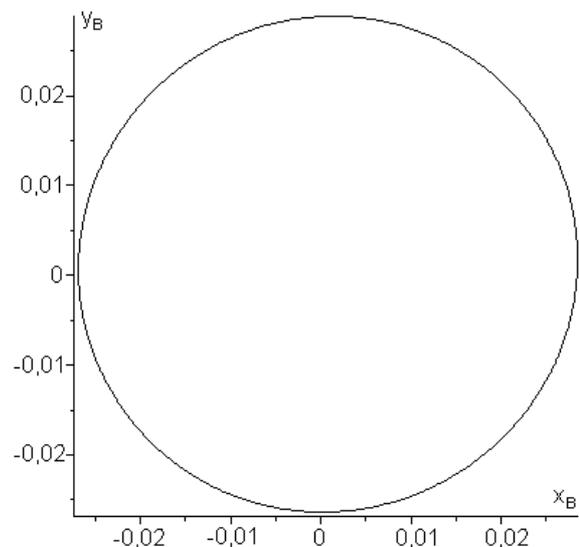


Рис. 4. Траектория цапфы вала в резонансной точке 1, $\bar{\omega} = 3,4792$

Между резонансами с большими амплитудами, на которых отмечены точки 4 и 5 (см. рис. 3), хорошо видны резонансы с относительно малыми амплитудами и частотами, кратными частотам резонансов с формами колебаний, когда цапфы вала находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников. В результате наложения колебаний по нескольким формам здесь траектории центров цапф более сложные, как показано на рис. 6 для точки 5 (см. рис. 3).

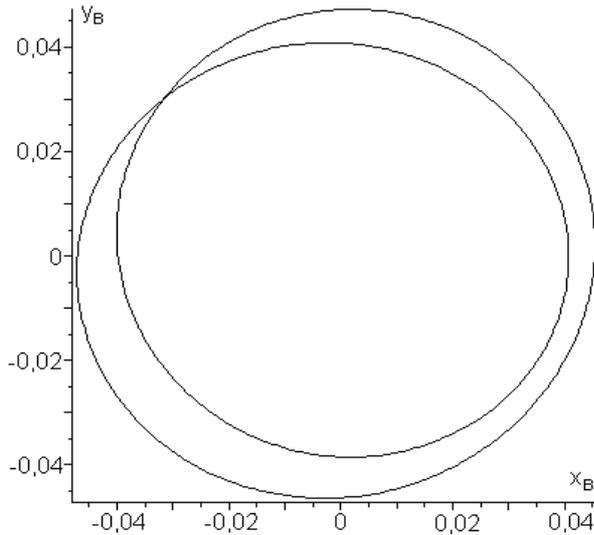


Рис. 5. Траектория цапфы вала в резонансной точке 3, $\bar{\omega} = 1,7546$

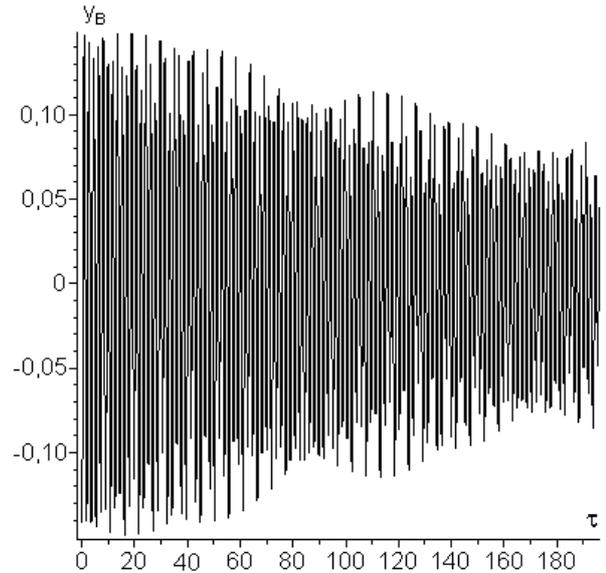


Рис. 7. Зависимость фазовой координаты от времени в резонансной точке 6, $\bar{\omega} = 1,7427$

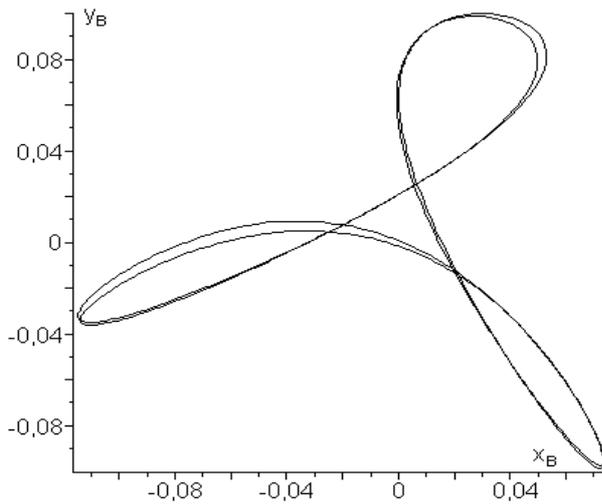


Рис. 6. Траектория цапфы вала в резонансной точке 5, $\bar{\omega} = 0,5885$

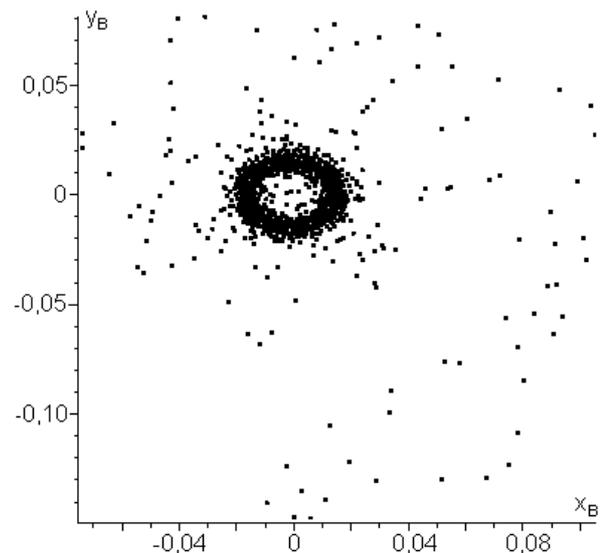


Рис. 8. Отображение Пуанкаре в резонансной точке 6, $\bar{\omega} = 1,7427$

5. Анализ неустойчивых режимов колебаний

На левых ветвях резонансных пиков наблюдаются неустойчивые режимы колебаний, для которых наибольший мультипликатор матрицы монодромии становится действительным числом $\lambda_1 > 1$, это седло-узловая бифуркация [15]. На правых ветвях неустойчивые режимы появляются возле самых вершин резонансных пиков и в отдельных точках между резонансами. В этих точках модули наибольших комплексно-сопряжённых мультипликаторов возрастают до величин $|\lambda_{1,2}| > 1$, это бифуркация рождения двумерного тора [15].

Для анализа динамики ротора на неустойчивых режимах построены зависимости обобщённых координат от времени. На левых ветвях резонансов наблюдаются колебания с переменным размахом, как показано на рис. 7 для резонансной точки 6. Отображение Пуанкаре для этого режима представлено на рис. 8. На правых ветвях резонансов и между резонансами наблюдаются колебания похожие на биевания, как показано на рис. 9 для колебаний по форме, когда цапфы вала находятся с одной стороны от оси симметрии подшипников. Отображение Пуанкаре для этого режима показано на рис. 10.

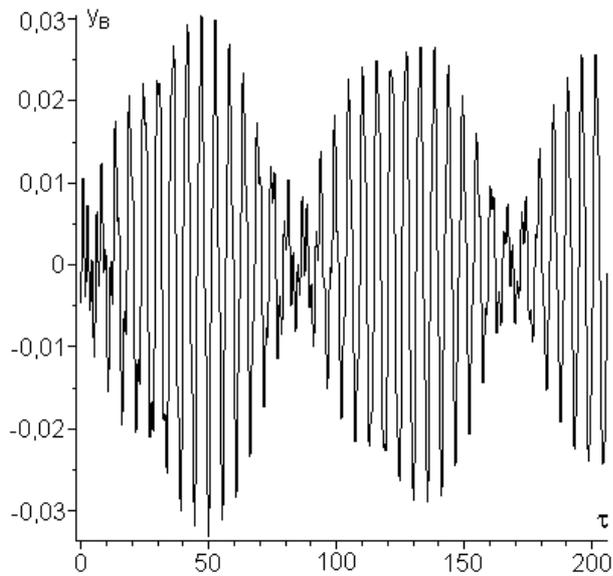


Рис. 9. Зависимость фазовой координаты от времени в точке 7, $\bar{\omega} = 1,6594$

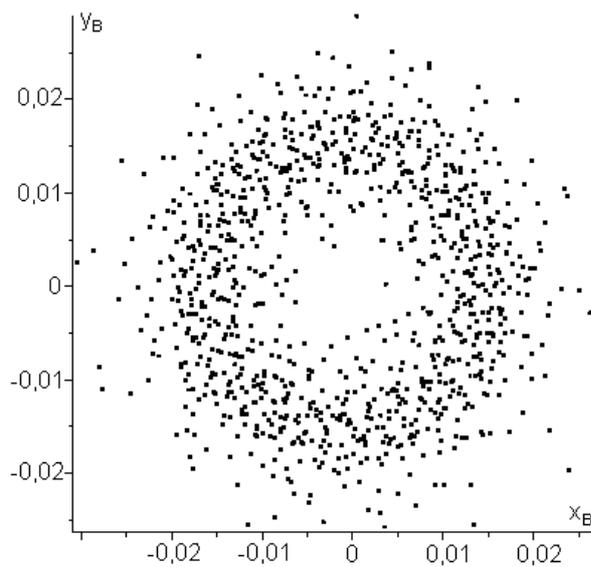


Рис. 10. Отображение Пуанкаре в точке 7, $\bar{\omega} = 1,6594$

Заключение

Анализ нелинейной динамики ротора на радиально-упорных шарикоподшипниках с предварительным поджатием показал, что при совместном действии дисбаланса и вибрации опор возбуждаются все формы колебаний ротора. При этом колебания возникают не только на основных резонансных частотах, но и на частотах относящихся как целые числа.

Резонансы, соответствующие форме колебаний, когда цапфы вала находятся с одной стороны от оси

симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся в сторону вращения ротора, имеют наибольшую амплитуду. Резонансы, соответствующие форме колебаний, когда цапфы вала находятся с противоположных сторон от оси симметрии подшипников и в процессе колебаний движутся противоположно вращению ротора, – наименьшую амплитуду. При этом все АЧХ мягкие и на левых и правых ветвях АЧХ имеются неустойчивые режимы разного типа. Зависимости фазовых координат от времени и отображения Пуанкаре для этих режимов показывают, что эти колебания неперiodические с ограниченными амплитудами.

Такое поведение системы объясняется тем, что частота вибрации опор близка к частоте вызванных дисбалансом резонансных колебаний. Частоты резонирующих форм колебаний имеют тот же порядок. Наложение этих возмущающих колебаний порождает биения суммарной возбуждающей вибрации с разными частотами, которые вызывают все рассмотренные резонансы.

Литература

1. Воронин, Г. И. Системы кондиционирования воздуха на летательных аппаратах [Текст] / Г. И. Воронин. – М.: Машиностроение, 1973. – 444 с.
2. Вибрации в технике. Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов [Текст] / Под ред. Ф. М. Диметберга и К. С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.
3. Новиков, Л. З. Определение собственных частот колебаний электродвигателя, связанных с нелинейной упругостью подшипников [Текст] / Л. З. Новиков // Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. – 1961. – № 6. – С. 84–91.
4. Harsha, S. Nonlinear dynamic analysis of an unbalanced rotor supported by roller bearing [Text] / S. Harsha // Chaos, Solitons & Fractals. – 2005. – V. 26, № 1. – P. 47–66.
5. Villa, C. Stability and vibration analysis of a complex flexible rotor bearing system [Text] / C. Villa, J.-J. Sinou, F. Thouverez // Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation. – 2008. – V. 13, № 4. – P. 804–821.
6. Vibration model of rolling element bearings in a rotor-bearing system for fault diagnosis [Text] / F. Cong, J. Chen, G. Dong, M. Pecht // Journal of Sound and Vibration. – 2013. – V. 332, № 8. – P. 2081–2097.
7. Alfares, M. Effects of axial preloading of angular contact ball bearings on the dynamics of a grinding machine spindle system [Text] / M. Alfares, A. Elsharkawy // Journal of Materials Processing Technology. – 2003. – V. 136. – P. 48–59.
8. Panda, K. Optimum support characteristics for rotor–shaft system with preloaded rolling element bear-

ings [Text] / K. Panda, J. Dutt // *Journal of Sound and Vibration*. – 2003. – V. 260, № 4. – P. 731–755.

9. Bai, C. Subharmonic resonance of a symmetric ball bearing-rotor system [Text] / C. Bai, H. Zhang, Q. Xu // *International Journal of Non-Linear Mechanics*. – 2013. – V. 50. – P. 1–10.

10. Young, T. H. Dynamic stability of rotor-bearing systems subjected to random axial forces [Text] / T. H. Young, T. N. Shiau, Z. H. Kuo // *Journal of Sound and Vibration*. – 2007. – V. 305(3). – P. 467–480.

11. Филипковский, С. В. Свободные нелинейные колебания многодисковых роторов на шарикоподшипниках [Текст] / С. В. Филипковский, К. В. Аврамов // *Проблемы прочности*. – 2013. – № 3. – С. 86–96.

12. Лейбензон, Л. С. Курс теории упругости [Текст] / Л. С. Лейбензон. – М.–Л. : Гостехтеориздат, 1947. – 464 с.

13. Филипковский, С. В. Нелинейные колебания ротора на радиально-упорных шарикоподшипниках [Текст] / С. В. Филипковский, А. С. Беломытцев // *Вестник ХНАДУ*. – 2014. – Вып. 64. – С. 66–73.

14. Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле [Текст] / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Уивер. – М. : Машиностроение, 1985. – 472 с.

15. Анищенко, В. С. Сложные колебания в простых системах [Текст] / В. С. Анищенко. – М. : Наука, 1990. – 312 с.

Поступила в редакцию 31.08.2015, рассмотрена на редколлегии 14.10.2015

НЕЛІНІЙНІ КОЛИВАННЯ РОТОРА ТУРБОХОЛОДИЛЬНИКА ЛІТАКА

С. В. Філіпковський

Розроблено нову розрахункову модель ротора турбоохолодильника на радіально-упорних шарікопідшипниках з попереднім осьовим підтисненням. Аналіз нелінійної динаміки ротора показав, що при спільній дії дисбалансу і вібрації опор збуджуються всі форми коливань ротора. При цьому коливання виникають не тільки на основних резонансних частотах, але і на частотах які відносяться як цілі числа. Аналіз амплітудно-частотних характеристик показав, що вони м'які і на лівих і правих гілках маються нестійкі режими різного типу. Залежності фазових координат від часу і відображення Пуанкаре для цих режимів показують, що ці коливання неперіодичні з обмеженими амплітудами.

Ключові слова: турбоохолодильник, ротор, радіально-упорний шарікопідшипник, нелінійні коливання, амплітудно-частотна характеристика, біфуркація.

NONLINEAR OSCILLATIONS OF A ROTOR OF COOLING TURBINE OF PLANE

S. V. Filipkovsky

A new computational model of the cooling turbine rotor on axial preload angular contact ball bearing was developed. Analysis of nonlinear dynamics of the rotor showed that the combined effect of the imbalance and supports vibration excites all modes of the rotor vibration. In this case oscillations occur not only at the fundamental resonant frequencies, but at frequencies related as integers. Analysis of amplitude-frequency characteristics showed that they are soft and on left and right branches are unstable regimes of various types. The dependence of the phase coordinates on time and Poincare map for these regimes show that these oscillations are aperiodic with limited amplitudes.

Key words: cooling turbine, rotor, angular ball bearing, nonlinear vibrations, frequency response, bifurcation.

Філіпковський Сергей Владимирович – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., доцент кафедри теоретической механики и гидравлики, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков, Украина, e-mail: svfil@inbox.ru.