

УДК 621.539.822

Ю.Б. Назаренко, А.Ю. Потапов

Федеральное Государственное унитарное предприятие «Научно-производственный центр Газотурбостроения» «Салют», Россия

ОТСТРОЙКА РОТОРОВ ГАЗОТУРБИНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТАХ ВРАЩЕНИЯ С ПОМОЩЬЮ ОВАЛИЗАЦИИ КОЛЕЦ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

Рассматривается возможность предотвращения потери устойчивости ротора газотурбинного двигателя при критической частоте его вращения с помощью оваллизации дорожки качения неподвижного кольца роликового подшипника на абсолютно жесткой опоре. Для реализации этого необходимо применение метода определения собственной частоты ротора при одной свободной опоре, на которой определенную часть периода вращения отсутствует реакция на опоре с овальной дорожкой качения и вал совершает свободное перемещение в пределах овалности кольца подшипника, который также рассмотрен в данной статье.

Ключевые слова: ротор, вал, опора ротора, роликовый подшипник, овальная дорожка качения кольца, критическая частота, собственная частота колебаний ротора, дисбаланс ротора, синхронная прецессия.

Введение

Одной из основных проблем надежности газотурбинных двигателей является устранение резонанса роторов при критических частотах их вращения по изгибной форме колебаний.

Известные способы изменения критических частот вращения роторов, при которых они теряют устойчивость (резонанс) за счет изменения конструкции: массовых, геометрических характеристик и жесткостей валов $1/\omega$, часто затруднительны в реализации. Это связано с отсутствием возможности проводить конструктивные изменения на существующих двигателях и ввиду ряда ограничений, а также из-за того, что для высокооборотных двигателей невозможно избежать нахождения критических частот вращения в рабочем диапазоне их эксплуатации.

Наиболее простой способ управления критическими частотами за счет изменения жесткостей опор применим только для скалочной формы колебаний, где он, безусловно, эффективен и, совершенно не приемлем для отстройки по изгибной форме колебаний.

В данной публикации рассматривается возможность устранения резонанса ротора при критической частоте его вращения с помощью оваллизации дорожки качения неподвижного кольца роликового подшипника на абсолютно жесткой опоре.

При овальных дорожках качения кольца подшипника круговое перемещение вектора центробежной силы от неуравновешенной массы ро-

тора в зонах кольца, где радиус-вектор контура кольца подшипника возрастает, приводит к тому, что реакция опоры будет отсутствовать, и вал под действием неуравновешенной центробежной силы получит ускорение.

При полном отсутствии реакции опоры за время, равное четверти периода собственных колебаний ротора при свободной одной опоре, приведет к тому, что прогиб вала устранится, и это явление будет предотвращать потерю устойчивости ротора при критической частоте.

Устранение прогиба вала будет происходить в двух четвертях оборота вала, где радиус-вектор контура кольца возрастает.

В двух других четвертях реакция опоры восстановится, и в этот период ротор будет находиться в режиме, который подвержен потери устойчивости, но так как этот процесс будет чрезвычайно кратковременным, потери устойчивости ротора не будет. Это подтверждает тот факт, что при пребывании на критических оборотах роторов на проходных режимах, в течение времени, большем, чем четверть оборота, потери устойчивости роторов не происходит. Достаточно, чтобы было обеспечено устранение прогиба вала в одной четверти оборота.

1. Радиальное перемещение вала ротора на опоре при вертикальном расположении овальной дорожки качения

Уравнение контура кольца овальной формы опишем тригонометрической функцией (рис. 1).

$$R = R_0 + \Delta \sin(\omega t), \quad (1)$$

где R_0 - радиус кольца подшипника на малой оси овала;

Δ - амплитуда (максимальное значение) отклонения контура кольца на большой оси овала относительно малой оси;

ω - круговая скорость вращения ротора.

Увеличение радиуса дорожки качения кольца при движении ротора в первом и третьем квадрантах по круговой орбите устраняет реакцию опоры (рис. 1), а на вал ротора будет действовать неуравновешенная центробежная сила, направленная от центра.

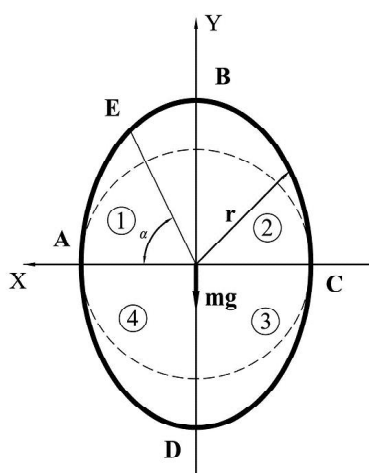


Рис. 1. Вертикальная овальная дорожка качения кольца подшипника

Под действием центробежной силы от неуравновешенной массы ротора (статический дисбаланс) без учета собственного веса ротора и его динамического дисбаланса перемещение будет максимальным при посадке вала ротора в т. В

$$\Delta = \frac{1}{m} \int_0^{T/4} \delta \omega^2 t dt = \frac{\delta}{m} * \frac{\pi^2}{8} = 1.234 \frac{\delta}{m}, \quad (2)$$

где Δ - параметр овализации, $\Delta = (D_{\max} - D_{\min})/2$;
 δ - начальный статический дисбаланс ротора, приходящийся на опору с овальной дорожкой кольца подшипника;

m - масса диска, приходящаяся на опору;
 $T/4 = \pi/2\omega$.

При радиальном перемещении вала ротора на опоре будет происходить увеличение его дисбаланса.

Определим радиальное перемещение ротора от статического дисбаланса при перемещении вектора центробежной силы от горизонтальной оси

до вертикальной (от т.А до т.В) без учета его собственного веса.

Распределение перемещения конца вала ротора от статического дисбаланса в первом квадранте (рис. 1) во времени представим в виде полинома второй степени

$$\Delta = \frac{1}{m} \int \delta \omega^2 t dt = \frac{\delta \omega^2}{m} * \frac{t^2}{2}. \quad (3)$$

Увеличение перемещения вала ротора в интервале времени от $t_1 = 0$ до $t_2 = T/4$ периода (3) от статического дисбаланса приведет к увеличению дисбаланса ротора. Максимальное перемещение от центробежной силы, возникающей от динамического дисбаланса, будет равно

$$\Delta' = \frac{1}{m} \int_0^{T/4} \Delta m \omega^2 t dt = \frac{\delta \omega^4}{m} * \frac{t^4}{8} = 0.761 \frac{\delta}{m}. \quad (4)$$

Определим перемещение ротора от его веса при перемещении вектора центробежной силы от т. А до т. В

$$\begin{aligned} \Delta'' &= \frac{1}{m} \int_0^{T/4} \pm mg * \sin(\omega t) dt = \\ &= \frac{\pm mg}{m} * \frac{[-(\omega t) \cos(\omega t) + \sin(\omega t)]}{\omega^2} = \pm g / \omega^2. \quad (5) \end{aligned}$$

Здесь знак минус принимается в первом квадранте, а знак плюс - в третьем.

Максимальное перемещение ротора с учетом статического и динамического дисбалансов, а также его веса определяет максимальное значение овала, когда устранение реакции на опоре будет максимально продолжительным и оно составит

$$\Delta_{\max} = \frac{\delta}{m} \left[\frac{\pi^2}{8} + 0.761 \right] \pm \frac{g}{\omega^2} = \frac{1.995\delta}{m} \pm \frac{g}{\omega^2}. \quad (6)$$

При устранении реакции на одной опоре вал ротора под действием потенциальной энергии изогнутого вала будет распрямляться. Устранение прогиба будет реализовываться в соответствии со своей собственной частотой колебаний за четверть периода. Собственная частота изгибных колебаний при отсутствии одной опоры, как будет показано ниже, будет всегда выше, чем на двух опорах, и даже может быть выше критической частоты вращения. В этом случае посадка вала ротора на опору и возникновение реакции на ней может быть раньше, чем в т. В (рис. 1), и угол посадки ротора может определяться из условия

$$\alpha = \frac{f_k}{f_c} * \frac{\pi}{2}, \quad (7)$$

где f_k – критическая частота вращения ротора, при которой он теряет устойчивость;

f_c – собственная частота колебаний ротора при устранении реакции на одной опоре.

Определим дополнительное перемещение ротора от неуравновешенной центробежной силы, когда контакт вала ротора происходит при угле α

$$\Delta = \frac{1}{m} \int_0^{T\beta/4} \delta \omega^2 t dt = \frac{\delta \omega^2}{m} * \frac{t^2}{2} = \frac{\delta}{m} * \frac{\pi^2}{8} * \beta^2, \quad (8)$$

где β – коэффициент, равный, $\beta = f/f_c$.

Увеличение перемещения конца вала ротора на опоре с овальной дорожкой качения в интервале времени от $t_1 = 0$ до $t_2 = T\beta/4$ периода (8) от статического дисбаланса приведет к увеличению дисбаланса ротора. Перемещение вала ротора от центробежной силы, возникающей от динамического дисбаланса в интервале времени от $t_1 = 0$ до $t_2 = T\beta/4$, составит

$$\begin{aligned} \Delta' &= \frac{1}{m} \int_0^{T\beta/4} \Delta m \omega^2 t dt = \frac{1}{m} \int_0^{T\beta/4} \frac{\delta \omega^4 m}{m} * \frac{t^2}{2} t dt = \\ &= \frac{\delta * \omega^4}{m} * \frac{t^4}{8} = 0.761 \frac{\delta * \beta^4}{m}. \end{aligned} \quad (9)$$

Перемещение ротора с учетом его собственного веса определится из условия

$$\begin{aligned} \Delta'' &= \frac{1}{m} \int_0^{T\beta/4} \pm mg * \sin(\omega t) dt = \pm g \frac{[-\omega t \cos(\omega t) + \sin(\omega t)]}{\omega^2} \\ &= \pm g * \frac{[-(\pi\beta/2) \cos(\pi\beta/2) + \sin(\pi\beta/2)]}{\omega^2}. \end{aligned} \quad (10)$$

Перемещение ротора с учетом статического и динамического дисбалансов, а также собственного веса при посадке в т. Е определим из выражения

$$\Delta_E = \frac{\delta}{m} \left[\frac{\pi^2 \beta^2}{8} + 0.761 \beta^4 \right] \pm \frac{\rho g}{\omega^2}, \quad (11)$$

где ρ – коэффициент, учитывающий уменьшение перемещения в т. Е по сравнению с посадкой в т. В ($\rho = 0.767$ при $\beta = 0.9$; $\rho = 0.563$ при $\beta = 0.8$ и $\rho = 0.392$ при $\beta = 0.7$).

Принимая изменение радиус-вектора кольца подшипника в виде (1)

$$\Delta_E = \Delta_{\min} \sin \alpha, \quad (12)$$

определим минимальное значение овала при посадке в т. Е, когда вал ротора полностью распрямится

$$\Delta_{\min} = \frac{\delta}{m} \left[\frac{\pi^2 \beta^2}{8} + 0.761 \beta^4 \right] / \sin \alpha \pm \frac{\rho g}{\sin \alpha \omega^2}. \quad (13)$$

2. Радиальное перемещение вала ротора на опоре при горизонтальном расположении овальной дорожки качения

При расположении овала в горизонтальном положении (рис. 2) радиальное перемещение от центробежной силы при круговом перемещении ротора от т. А до т. В будет таким, как и при вертикальном положении овала.

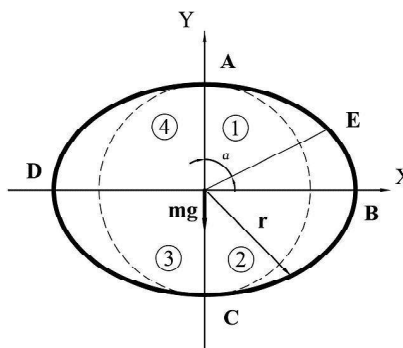


Рис. 2. Горизонтальная овальная дорожка качения кольца подшипника

Перемещение от собственного веса ротора при посадке его в т. В определим из выражения

$$\begin{aligned} \Delta'' &= \frac{1}{m} \int_0^{T/4} \pm mg * \cos(\omega t) dt = \pm \frac{mg}{m} * \\ &\frac{[(\omega t) \sin(\omega t) + \cos(\omega t)]}{\omega^2} = \pm 0.5708 g / \omega^2. \end{aligned} \quad (14)$$

Здесь знак минус принимается в первом квадранте, а знак плюс – в третьем.

Максимальное перемещение ротора с учетом статического и динамического дисбалансов, а также веса ротора определяет максимальное значение овала, и оно составит

$$\Delta_{\max} = \frac{1.995 \delta}{m} \pm \frac{0.5708 g}{\omega^2}. \quad (15)$$

При устранении реакции на одной опоре один конец вала будет в свободном состоянии. При собственной частоте колебаний ротора при одной свободной опоре более высокой, чем критическая частота вращения ротора при круговых кольцах подшипника посадка ротора на опору и

возникновение реакции на ней может быть раньше, чем в т. В (рис. 2), и угол посадки ротора может определяться из условия (7).

Перемещение ротора от неуравновешенной части центробежной силы, когда контакт вала ротора происходит при угле α , определится по формуле (8), а с учетом увеличения дисбаланса — (9).

Перемещение ротора с учетом его собственного веса определится из условия

$$\Delta'' = \frac{1}{m} \int_0^{T\beta/4} \pm mg \cdot \cos(\omega t) dt = \frac{\pm mg}{m} \cdot \frac{[(\omega t) \sin(\omega t) + \cos(\omega t)]}{\omega^2} = \pm g \frac{[(\pi\beta/2) \sin(\pi\beta/2) + \cos(\pi\beta/2)]}{\omega^2}. \quad (16)$$

Перемещение ротора с учетом статического и динамического дисбалансов, а также собственного веса при посадке в т. Е определяется из выражения (11), а минимальное значение овала при посадке в т. Е — (13). При этом значения параметра β будут равны 0.5527, 0.5041 и 0.4337 при величинах β равных соответственно 0.9, 0.8 и 0.7.

При определении параметра ρ возможна линейная экстраполяция между значениями параметра $\beta = 0.8$ и $\beta = 0.9$, а также между $\beta = 0.7$ и $\beta = 0.8$. Это применимо и при определении минимального значения овала при его вертикальном расположении.

3. Определение собственной частоты ротора при одной свободной опоре

При устранении прогиба вала при свободном перемещении его на опоре с овальной дорожкой качения на нем имеется неподвижная точка (кроме неподвижной опоры), относительно которой происходит перемещение дисков и вал переходит в прямолинейное положение (рис. 3).

Неподвижная точка определяется из условия равенства нулю суммы моментов инерционных сил дисков относительно неподвижной опоры с круговой дорожкой качения кольца подшипника.

В этом случае собственную частоту колебаний ротора при одной свободной опоре можно вычислить стандартными методами теоретическим или численным при переносе свободной опоры в неподвижную точку.

Инерционные моменты дисков при угловых перемещениях и гироскопические моменты в расчет не принимаются, так как при плоских колебаниях вращающегося ротора они погашают друг друга /2-4/.

Рассмотрим уравнения динамического равновесия инерционных и упругих сил вала одного диска при невращающемся роторе

$$\begin{aligned} m \ddot{y} + \alpha y - \delta v &= 0; \\ J_c \ddot{v} - \gamma y + \beta v &= 0, \end{aligned} \quad (17)$$

где α и γ — поперечная сила и момент от единичного прогиба вала;

σ и β — поперечная сила и момент от единичного углового смещения;

J_c — осевой момент инерции диска;

y и v — поперечное перемещение, и угол поворота диска.

Подставляя решение уравнений (17) в виде $y = y_0 \cdot \cos \eta t$ и $v = v_0 \cdot \cos \eta t$ будем иметь

$$\begin{aligned} -m\eta^2 y_0 + \alpha y_0 - \delta v_0 &= 0; \\ J_c \eta^2 v_0 - \gamma y_0 + \beta v_0 &= 0, \end{aligned} \quad (18)$$

где y_0 и v_0 — амплитуда поперечных и угловых перемещений плоских колебаний;

η — круговая частота плоских колебаний.

При плоских колебаниях вращающегося диска в системе координат, связанной с ним (совершающей круговое движение с частотой ω), в уравнение (17) необходимо добавить центробежные силы и гироскопический момент

$$\begin{aligned} m \ddot{y} + m\omega^2 y + \alpha y - \delta v &= 0; \\ J_c \ddot{v} - (J_c \lambda - J_p \omega) \cdot v \lambda - \gamma y + \beta v &= 0, \end{aligned} \quad (19)$$

где J_p — полярный момент инерции;

λ — частота прецессии.

Во вращающейся системе координат ротора в плоскости, где происходят его колебания, будет происходить два вида движения диска.

Первое связано с колебаниями вала, а второе — с его круговым движением. Гироскопический момент диска в этом случае можно определить как при синхронной прецессии только при изменяющемся угле поворота диска в соответствии с фазой его колебаний.

Принимая частоту прецессии λ , равной угловой скорости вращения вала ω и полагая для тонких дисков $J_c = J_p/2$, получим значение гироскопического момента

$$M = (J_c \lambda - J_p \omega) \cdot v \lambda = -J_c v \omega^2. \quad (20)$$

Подставляя решение уравнений (19) в виде $y = y_0 \cdot \cos \omega t$ и $v = v_0 \cdot \cos \omega t$ и после упрощений (20), получим уравнение плоских колебаний вращающегося ротора

$$\begin{aligned} -2m\omega^2 y_0 + \alpha y_0 - \delta v_0 &= 0; \\ -\gamma y_0 + \beta v_0 &= 0, \end{aligned} \quad (21)$$

где u_0 и v_0 – амплитуда поперечных и угловых перемещений плоских колебаний вращающегося ротора.

Как видно из уравнений (21), динамический момент диска при плоских колебаниях и гироскопический момент при вращении диска погашают друг друга.

Определим собственную частоту ротора при свободной одной опоре при отсутствии реакции на ней по изгибной форме колебаний. В качестве примера рассмотрим стальной вал с тремя дисками (рис. 3), два из которых расположены на удалении от опор на расстоянии $L/4$ и один – посередине вала. Длина вала составляет $L = 0.5$ м, внешний и внутренний диаметры вала равны 80 мм и 60 мм. Массы каждого диска (m_1, m_2, m_3) одинаковы и равны 11.3 кг, диаметр $D = 300$ мм и толщина $t = 20$ мм.

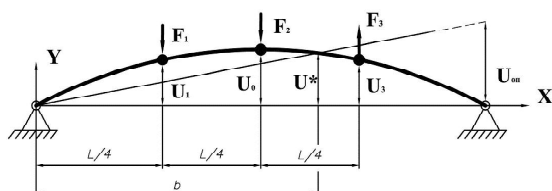


Рис. 3. Расчетная схема для определения неподвижной точки на валу

Прогиб вала под действием центробежных сил от неуравновешенных масс при равных массах дисков и симметричном их положении относительно опор представим в виде

$$U = U_0 \sin(x\pi / L). \quad (22)$$

При устранении реакции на одной из опор вал будет перемещаться с ускорением, и в этом случае центробежные силы не будут больше изгибать вал и вал будет свободен от нагрузки. Устранение прогиба будет происходить по гармоническому закону

$$U = U_0 \cos(\omega_c t), \quad (23)$$

где U_0 – амплитуда колебаний вала;
 ω_c – круговая частота колебаний вала с дисками при свободной одной опоре.

При этом движение дисков относительно неподвижной точки на валу будет происходить в разных направлениях. Неподвижная точка на валу будет определяться исходя из равенства нулю суммы моментов сил, действующих на диски относительно неподвижной опоры с круговой дорожкой чашечки кольца.

Уравнение прямой линии вала, в которую вал перейдет после устранения прогиба, представим в виде

$$Y = \frac{U^*}{b} x, \quad (24)$$

где U^* и b – поперечное перемещение ротора при изогнутой оси вала в точке, относительно которой будет происходить перемещение дисков, и ее координата.

Силы, действующие на диски, будут равны

$$F = m\dot{U} \sin(x\pi / L). \quad (25)$$

Сумма моментов инерционных сил дисков относительно неподвижной опоры будет равна

$$m_1 \omega_c^2 * (0.707U_0 - U^*L/4b) * L/4 + \\ + m_2 \omega_c^2 (U_0 - U^*L/2b) * L/2 - \quad (26)$$

$$- m_3 \omega_c^2 * (U^*3L/4b - 0.707U_0) * (3L/4) = 0.$$

Условие (26) выполняется при значении $b=0.648L$.

Как видно (рис. 3), при устранении прогиба вала крайняя точка вала будет совершать поперечное перемещение в соответствии с (24), и на эту величину овал должен быть больше.

Для надежной реализации эффекта устранения критики ротора необходимо учесть увеличение параметра овала за счет выпрямления вала.

Для принятых исходных данных собственная частота колебаний вала с дисками на двух опорах составила $f_c = 291.4$ Гц, а критическая частота вращения вала – 315.6 Гц. Собственная частота колебаний вала при отсутствии одной опоры и задании массовых характеристик дисков точечными массами при отсутствии их осевого момента инерции составила 558.5 Гц. В этом случае посадка ротора на опору может происходить в т. Е, расположенной под углом к оси X (малая ось овала), равным 50.9° , и за время, которое центробежная сила от неуравновешенной массы ротора будет перемещаться от т. А до т. Е, вал полностью распрямится.

В случае несимметричного расположения дисков и разных их масс уравнение прогибов можно получить при моделировании прогиба вала ротора от центробежных сил при его вращении в программных комплексах Ansys или Patran при задании начального дисбаланса.

Для определения собственной частоты ротора при отсутствии реакции на одной из опор необходимо определить неподвижную точку на валу, относительно которой будут перемещаться диски, и перенести свободную опору в эту точку и определить собственную частоту при уменьшении пролета вала стандартными методами.

Кроме этого собственная частота колебаний ротора без одной опоры может быть определена экспериментально при вертикальном подвешивании

вании ротора за один конец методом простукивания и фиксирования частоты колебаний.

Заключение

Устранение резонанса при критической частоте вращения ротора возможно при создании овальности дорожки качения в диапазоне от минимального значения параметра овала Δ_{\min} и до максимального Δ_{\max} , определяемых по рассмотренной методике и при удалении центра масс ротора не более половины пролета вала от опоры с овальной дорожкой качения подшипника. При этом определенные параметры овальности отстраивают ротор только от одной критической частоты.

Литература

1. Хронин Д.В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов [Текст]/ Д.В.Хронин.- М.: Машиностроение, 1970. – 411 с.

2. Назаренко Ю.Б. Плоские колебания вращающихся роторов газотурбинных двигателей при ударных нагрузках на опорах [Текст] /Ю.Б. Назаренко, Л.Ф. Светашова // Научно-технический конгресс по двигателестроению: сб. тез.- М., 2010. –С.117-120.

3. Назаренко Ю.Б. Проблемы надежности межроторного подшипника при динамическом взаимодействии роторов двухвальных турбореактивных двигателей [Текст] / Ю.Б. Назаренко, Л.Ф. Светашова // Двигатель.- 2010.- №3. – С.32-34.

4. Назаренко Ю.Б. Критические частоты роторов газотурбинных двигателей [Текст] / Ю.Б. Назаренко, Л.Ф. Светашова // Вестник двигателестроения. - 2010. - №2. - С. 146-149.

Поступила в редакцию 14.05.2012

Ю.Б. Назаренко, А.Ю. Потапов. Регулювання роторів газотурбінних двигунів на критичних частотах обертання за допомогою овалізації кілець роликових підшипників

Розглядається можливість запобігання втрати стійкості ротора газотурбінного двигуна при критичній частоті його обертання за допомогою овалізації дорожки качення нерухомого кільця роликового підшипника на абсолютно жорсткій опорі. Для реалізації цього необхідно використовувати засіб знаходження власних частот ротора при одній вільній опорі, на якій деяку частину періоду обертання відсутня реакція на опорі з овалізованою дорожкою качення і вал робить вільне переміщення в межах овальності кільця підшипника, який також розглядається в данній роботі.

Ключові слова: ротор, вал, опора ротора, роликовий підшипник, овальна дорожка качення кільця, критична частота, власна частота коливань ротора, дисбаланс ротора, регулярна синхронна прецесія.

Yu.B. Nazarenko, A.Yu.Potapov. Gaz turbine engine rotors regulation in case of critical revolution frequency with rotor bearing ovalization

In this article the analysis of the possibility of prevention of the gas-turbine engine rotor buckling failure in case of critical revolution frequency is presented. It is suggested to ovalize the fixed rotor bearing race on the non-flexible support bearing. To carry out this process the method of the self-resonant frequency of the rotor on one swivel support bearing estimation is argued. The frequency is defined providing that there is no reaction on the support bearing with the oval bearing race for the definite period of the revolving and the bearing shaft turns freely in the ovality bearing race limits.

Key words: rotor, bearing shaft, rotor support bearing, roller bearing, oval bearing race, critical revolution frequency of the rotor, self-resonant frequency of the rotor, rotor imbalance, synchronous precession.