

КРИТИЧЕСКАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ РОТОРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ АИ-222-25

Юрий Борисович Назаренко, к.т.н., ведущий конструктор ФГУП "НПЦ газотурбостроения "Салют"

Рассматриваются плоские колебания вращающегося ротора низкого давления при консольном расположении первой ступени. Предлагается способ, позволяющий погашать колебания ротора при критической частоте вращения ротора на основе применения некруговых колец подшипников.

The planar vibrations of a rotating low pressure rotor with cantilever arrangement of the first stage rotor. Proposes a way to repay the vibrations of the rotor at the critical speed of the rotor based on the use of non-circular rings of bearings.

Ключевые слова: ротор, вал, роликовый подшипник, критическая частота вращения ротора, плоские колебания, собственная частота колебаний, овальное кольцо подшипника.

Keywords: rotor, bearing shaft, roller bearing, critical revolution frequency of the rotor, planar vibrations, self-resonant frequency, bearing oval ring.

Введение

Весьма распространен класс двигателей с консольным расположением одной или нескольких ступеней относительно одной из опор ротора, в частности для компрессоров низкого давления (КНД). При консольном расположении дисков ротора применяются опоры, имеющие высокие жесткостные характеристики. Это связано с увеличением смещений дисков при упругом деформировании опор незначительной жесткости, и как следствие - увеличением центробежных сил дисков от неуравновешенных масс.

Критическая частота вращения ротора НД

Консольное расположение дисков ротора имеет особенность, обусловленную тем обстоятельством, что радиальная нагрузка на опору, у которой имеются консольно расположенные диски, значительно возрастает. Это приводит к увеличению первой критической частоты вращения ротора, которая связана с колебаниями ротора без изгиба вала, а определяется упругим деформированием опоры по типу "скалочная форма" и может находиться в рабочем диапазоне частот вращения роторов [1].

Консольное расположение дисков ротора имеет двигатель АИ-222-25, применяемый на учебно-боевых самолетах Як-130 и у которого центр масс компрессора низкого давления расположен на расстоянии 56 мм впереди передней опоры (рис. 1).

Ротор НД состоит из ротора КНД и ротора турбины низкого давления (ТНД) и в [1] была определена критическая частота ротора КНД совместно с ТНД как двухпролетной балки при расположении масс двух дисков КНД в одной точке

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{C}{m \left[\left(\frac{L_1 + b}{L_1} \right)^2 \left(1 - \frac{3EJ_{КНД} \cdot \xi}{C \cdot L_1^2} \right) + \frac{b \cdot \xi}{2} \cdot \frac{L_1 + b}{L_1} \right] - \frac{J}{L_1^2}}},$$

где $\xi = J_{ТНД} / (L_1 J_{ТНД} + L_2 J_{КНД})$; C - жесткость передней опоры;

L_1 , m и b - пролет вала КНД, масса и консольное удаление центра масс дисков КНД от опоры; $J_{КНД}$ и $J_{ТНД}$ - моменты инерции валов КНД и ТНД; L_2 - пролет вала ТНД; J - осевой момент инерции дисков КНД.

При расположении дисков вблизи опоры собственный вес ротора, приходящийся на опору, может превышать центробежную силу от неуравновешенных масс дисков (дисбаланс). В этом случае на опору в вертикальном направлении постоянно действует сила, направленная вниз, и центробежная сила, изменяющаяся по гармоническому закону.

Собственная частота вращения ротора, совершающего плоские колебания, была определена в [1-3] на основе рассмотрения уравнений динамического равновесия инерционных сил дисков и упругого сопротивления вала, а также центробежных сил и гироскопических моментов:

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

где α и γ - поперечная сила и момент от единичного прогиба вала; δ 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 (2) в виде $y = y_0 \cdot \cos \omega t$ и $v = v_0 \cdot \cos \omega t$, получим уравнение плоских колебаний вращающегося ротора:

$$\begin{aligned} -2m\omega^2 y_0 + \alpha y_0 - \delta v_0 &= 0; \\ -\gamma y_0 + \beta v_0 &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Как видно из уравнений (3), динамический момент диска при плоских колебаниях и гироскопический момент при вращении диска погашают друг друга, а инерционная поперечная и центробежная силы действуют совместно и равны между собой.

Если рассматривать гармонический анализ модели непод-

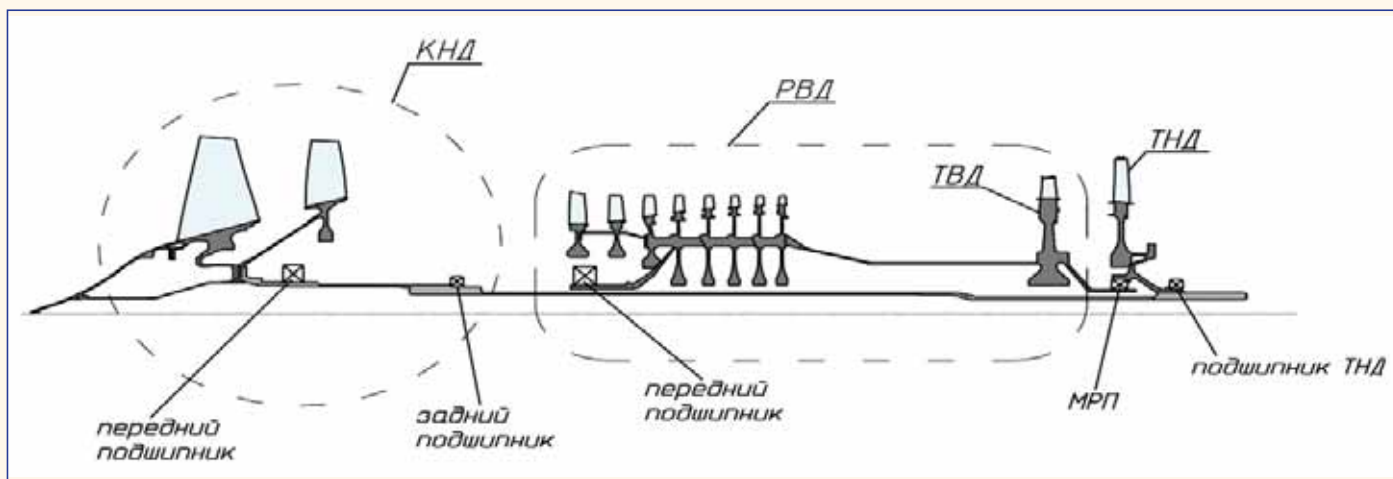


Рис. 1 Кинематическая схема двигателя АИ-222-25

вижного ротора с дисками и лопатками, у которых осевые моменты инерции равны нулю и при увеличении их массы в два раза, то это будет соответствовать плоским колебаниям вращающегося ротора. Критическую частоту можно определить в программном комплексе "Ansys" или "Patran" или по выражению (1) при подстановке нулевого осевого момента инерции и удвоенной массы каждого диска, которая составляет для ротора НД 212 Гц.

Одним из путей преодоления резонанса при критической частоте вращения роторов является применение некруговых колец подшипников, которые способствуют погашению резонансных колебаний [4]. Это достигается путём устранения реакции на опоре в определенные моменты времени и устранения прогиба вала, что предотвращает резонанс при изгибной форме колебаний.

Этот подход применим также и при резонансе ротора по первой (скалочной) форме колебаний, которые присущи для роторов с консольным расположением дисков, расположенных на жестких опорах, и у которых собственный вес ротора, приходящийся на опору с консольным расположением дисков, превосходит центробежную силу от неуравновешенных масс дисков.

Рассмотрим опору ротора, на который установлен роликовый подшипник с круговым неподвижным внешним кольцом, связанным силовыми элементами со статором двигателя и с внутренним кольцом при овальной его беговой дорожке, установленным на валу ротора (рис. 2).

При вращении внутреннего кольца подшипника, связанного с валом ротора от горизонтального положения малой оси овала до вертикального, образующийся зазор между внешним и внутренним кольцами подшипника будет мгновенно компенсирован упругим перемещением опоры. Реакция опоры и колебания за этот отрезок времени погашаются.

При направлении центробежной силы ротора от его дисбаланса по направлению малой оси и расположении малой оси горизонтально вес ротора компенсируется реакцией опоры, и упругое деформирование опоры составит:

$$\Delta_{mg} = mg/C. \quad (4)$$

Принимая уравнение контура кольца овальной формы по синусоидальному закону и при угловом перемещении малой оси овальной беговой дорожки от горизонтального до вертикального положения и при параметре овала, равного упругому смещению опоры Δ_{mg} , реакция опоры будет уменьшаться по синусоидальному закону, а на опору вертикально будет действовать неуравновешенная сила.

Эта сила приведет к перемещению вала ротора на опоре, которое определяется за четверть оборота вала из выражения:

$$\Delta' = \iint \varepsilon L dt = \iint \frac{mg \sin(\omega t) \cdot L^2 dt}{J_O} = \frac{0,57 mg \cdot L^2}{J_O \cdot \omega^2}, \quad (5)$$

где ε - угловое ускорение ротора при его перемещении отно-

сительно опоры с круговыми кольцами в вертикальном направлении; L - пролет ротора; J_O - осевой момент инерции ротора при его угловом перемещении относительно опоры с круговыми кольцами; m - масса ротора на опоре с овальным кольцом подшипника, g - ускорение свободного падения.

Перемещение вала ротора под действием неуравновешенной силы на опоре вызывает дополнительную величину упругого отпора опоры $F = \Delta \cdot C$, изменение которой принимаем по линейному закону от 0 до максимального значения $F = \Delta \cdot C \cdot t / (T/4)$, и с учетом упругого отпора перемещение вала ротора на опоре составит:

$$\Delta = \Delta' - \int_0^{T/4} \frac{\Delta \cdot C \cdot L^2 \cdot t^2 dt}{2 J_O (T/4)} = \frac{0,57 mg \cdot L^2}{J_O \cdot \omega^2} - \frac{\Delta \cdot C \cdot L^2 \pi^2}{24 J_O \cdot \omega^2}, \quad (6)$$

Из последнего выражения получаем перемещение вала ротора на опоре от действия собственного веса ротора с учетом упругого отпора опоры:

$$\Delta = \frac{0,57 mg \cdot L^2}{J_O \cdot \omega^2 \cdot [1 + CL^2 \pi^2 / 24 J_O \cdot \omega^2]}. \quad (7)$$

Кроме этого, за данный отрезок времени на вал ротора будет действовать центробежная сила, которая приведет к его перемещению в вертикальном направлении:

$$\Delta = \iint \delta \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \cdot L^2 dt / J_O = 0,57 \delta \cdot L^2 / J_O, \quad (8)$$

где δ - дисбаланс ротора.

Суммируя величину упругого деформирования опоры от действия собственного веса ротора (4), когда малая ось овала находится в горизонтальном положении с перемещением опоры от собственного веса ротора за четверть периода вращения внутреннего кольца подшипника (7) и от центробежной силы от неуравновешенной массы ротора (8), находим параметр овала, при котором будет происходить полное устранение реакции и упругого деформирования опоры.

Устранение упругого деформирования опоры за четверть оборота ротора будет погашать резонанс ротора при скалочной форме колебаний ротора. 

Литература

1. Назаренко Ю.Б. Динамика роторов газотурбинных двигателей: монография/Ю.Б.Назаренко. -М., 2014. -123с.
2. Назаренко Ю.Б., Светашова Л.Ф. Критические частоты роторов газотурбинных двигателей при ударных нагрузках на опорах//Вестник двигателестроения. - Запорожье. - 2010. №2. - С.146-149.
3. Назаренко Ю.Б. Влияние колебаний роторов при ударных нагрузках на опорах на критические частоты их вращения//Материалы XII Всероссийского симпозиума по механике и процессам управления/сборник научных трудов, т. 2. - Миасс.: РАН, 2012. - С.162-169.
4. Патент №2528789 РФ/Ю.Б. Назаренко. - Опубл. 20.09.14 г. Бюл. №26.

Связь с автором: nazarenkojb@rambler.ru



АИ-222-25

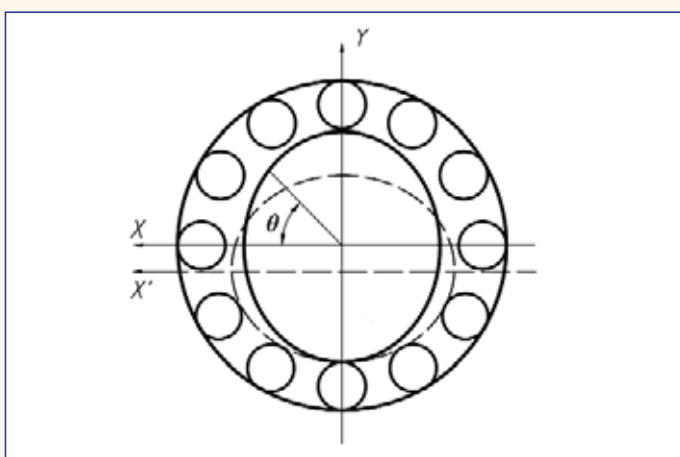


Рис. 2 Роликовый подшипник с круговым внешним кольцом и с овальной беговой дорожкой внутреннего кольца