

УДК 621.539.822

**Ю.Б. Назаренко, Л.Ф. Светашова***Федеральное государственное унитарное предприятие «Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют», Россия*

## КРИТИЧЕСКИЕ ЧАСТОТЫ РОТОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ УДАРНЫХ НАГРУЗКАХ НА ОПОРАХ

*Разработанная модель кинематики тел качения подшипников позволяет оценивать возможность зависания роторов, когда ротор через ролики не контактирует с валом, и при посадке возникает динамический удар. Ударные нагрузки, действующие синхронно с частотой вращения ротора, могут возбуждать плоские колебания ротора во вращающейся системе координат. На основе рассмотрения уравнений динамического равновесия вращающегося ротора при изгибных колебаниях получено решение и разработана методика определения собственных частот плоских колебаний, которые являются также и критическими частотами роторов при ударных нагрузках на опорах.*

***Ротор высокого давления, вал, межроторный подшипник, критическая частота ротора, плоские колебания, собственная частота колебаний, прецессия***

### Введение

Динамические расчеты вращающихся роторов основываются, как правило, на рассмотрении регулярной прецессии. При синхронной прецессии изогнутая ось вала вращается с частотой вращения ротора и не совершает физических колебаний. Возникновение в этом случае физических колебаний ротора невозможно, так как центробежные силы будут этому препятствовать.

В данной работе рассматривается возможность возникновения плоских колебаний во вращающихся роторах при ударных нагрузках на опорах. Это возможно при сильных воздействиях, действующих синхронно с вращением ротора и попадающим в такт с колебаниями.

Формирование ударных нагрузок на опорах и динамическое поведение ротора рассмотрим на примере ротора высокого давления (ВД) двигателя АЛ-31Ф на опоре (межроторный подшипник).

### 1. Кинематика тел качения межроторного подшипника

Для оценки формирования ударных нагрузок, возникающих при каждом обороте ротора в одном и том же направлении, рассмотрим кинематику тел качения подшипника под действием только статической нагрузки от собственного веса ротора ВД и центробежных сил от его дисбаланса (без перегрузок и гироскопических моментов от эволюции). При этом кинематика тел качения определяется в основном соотношением сил

от дисбаланса и собственного веса ротора, которые формируют три типа их поведения.

Первый случай, когда центробежная сила от дисбаланса не превышает собственный вес ротора, которые приходятся на заднюю опору. В этом случае ролики всегда будут прижаты весом ротора ВД в верхней части подшипника и находиться с зазором в нижней части. При этом по мере кругового перемещения центробежной силы точка контакта ролика с максимальным прижимом будет перемещаться на некоторый угол, но не более 45° от вертикальной оси.

Второй случай, когда центробежная сила от дисбаланса ротора намного превышает собственный вес ротора. В этом случае внешнее кольцо подшипника, связанное с ротором ВД от действия центробежной силы будет смещаться в сторону действия силы и прижимать ролики к внутреннему кольцу. Так как центробежная сила совершает круговое движение, то прижим роликов будет также перемещаться и отслеживать частоту вращения ротора ВД.

Третий случай, когда центробежная сила немалого превышает собственный вес ротора. В этом случае при определенных условиях происходит зависание ротора ВД, когда в определенный момент времени ротор не контактирует через ролики с посадочным кольцом и валом, а при контакте происходит удар.

Вертикальная составляющая центробежной силы от дисбаланса ротора, направленная снизу вверх при некотором угле (от вертикальной оси), становится равной силе от собственного веса, и

при перемещении центробежной силы в определенном секторе (от т. А до т. С) будет происходить подъем ротора ВД (рис. 1). Здесь принято вращение по часовой стрелке.

$$h = \int_{t_1}^{t_2} [-g + \gamma g \cos(\zeta t)] \cdot dt = -\frac{g\Delta t^2}{2} + \frac{\gamma g t \sin(\zeta t_2)}{\zeta}, \quad (1)$$

где  $\gamma$  – отношение центробежной силы к весу ротора ВД, приходящиеся на заднюю опору;  $g$  – ускорение свободного падения;  $T$  – время одного оборота ротора ВД;  $t_1$  и  $t_2$  – время начала и окончания подъема;  $\xi = 2\pi/T$ ;  $\Delta t = t_2 - t_1$ .

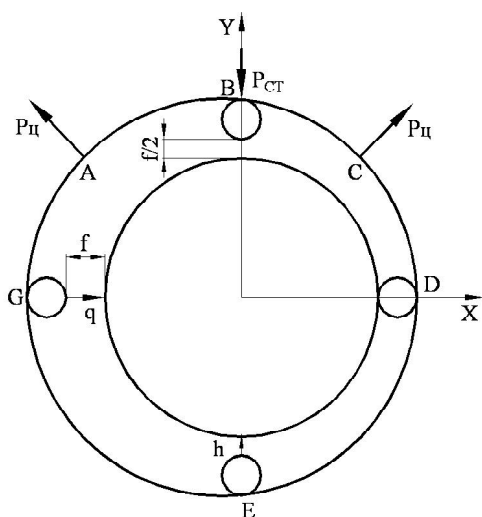


Рис.1. Кинематика роликов для оценки ударных контактов на дорожках качения

Если величина подъема не превысит зазор подшипника на вертикальной оси, то при дальнейшем перемещении центробежной силы от вертикальной оси (т. В) до горизонтальной оси (т. С) будет происходить горизонтальное перемещение ротора.

$$\delta = \int_0^{T/4} \gamma g \sin(\zeta t) dt = \frac{\gamma g [-\zeta t \cos(\zeta t) + \sin(\zeta t)]}{\zeta^2}. \quad (2)$$

В формуле (2) оценивается сближение ротора на горизонтальном диаметре. При посадке ротора в любой точке в ФГУП ММП «Салют» разработана программа на ЭВМ.

Также оценим величину опускания ротора ВД с момента окончания всплывтия  $t_2$ , когда проекция центробежной силы на вертикальную ось и собственный вес ротора равны, и до момента посадки ротора на горизонтальном диаметре при ли-

нейной экстраполяции изменения ускорения от нулевого значения  $drg$  (погрешность не более 5%).

$$h_{оп} = \int_0^{\Delta t} \frac{gt^2}{\Delta t} dt = \frac{g\Delta t^2}{3}. \quad (3)$$

Здесь  $\Delta t = T/4 - t_2$ . Если опускание не будет превышать величину подъема ротора, а горизонтальное сближение будет больше люфта подшипника, то произойдет динамический удар.

Напряжения и перемещения при ударе будут равны статическим умноженным на коэффициент динамичности /3/, который определим из выражения

$$K_D = 1 + \sqrt{1 + T_0 / U_c}, \quad (4)$$

где  $T_0$  – кинетическая энергия ротора ВД, которая приходится на один ролик;  $U_c$  – энергия упругого статического вдавливания ролика в дорожку качения.

Для оценки кинетической энергии ротора ВД при его соударении определим его скорость

$$V = \int_0^{T/4} \gamma g \sin(\zeta t) dt = \frac{\gamma g T \cos(\zeta t)}{2\pi}. \quad (5)$$

Тогда кинетическая энергия ротора ВД при его соударении, которая будет приходиться на один ролик, составит

$$T_0 = \frac{1}{2} MV^2 \frac{4.6}{Z}, \quad (6)$$

где  $Z$  – количество роликов в подшипнике.

Упругое сближение при контакте ролика с обоймой подшипника определяется на основании экспериментальных и теоретических исследований ВНИИП /2/

$$\Delta_{ст} = \frac{8.1 \cdot P^{0.925}}{10^5 \cdot L_{эф}^{0.85}}, \quad (7)$$

где  $P$  – контактная сила на один ролик,  $P = P_{ц} * 4.6 / Z$ ;  $P_{ц}$  – центробежная сила ротора от дисбаланса, приходящаяся на заднюю опору;  $L_{эф}$  – эффективная (линия контакта) длина ролика.

Тогда энергия упругого статического вдавливания ролика в дорожку качения определится из выражения

$$U_c = \frac{4.6 \gamma P_{ц}}{Z} \cdot \Delta_{ст}. \quad (8)$$

Вертикальные и горизонтальные перемещения при превышении центробежной силы в

1.4 раза собственного веса ротора, приходящиеся на заднюю опору для 100, 90 и 85% приведены в таблице 1.

В таблице 2 приведены коэффициенты динамичности при ударе ротора о внутренне кольцо, посаженное на вал ротора турбины низкого давления.

Таблица 1

Режим, %	q, мкм	h под, мкм	h оп, мкм
100	7.1	1.57	0.76
90	8.7	1.94	0.94
85	9.8	2.17	1.06

Таблица 2

Режимы, %	V, м/с	T <sub>0</sub> *10 <sup>4</sup> , Н*м	K <sub>д</sub>
100	0.01	7.37	2.75
90	0.011	8.9	2.88
85	0.012	9.92	2.95

Как видно из приведенных данных, коэффициент динамичности изменяется от 2.75 до 2.95, т.е. гораздо больше двухкратного превышения центробежной силы и ударная нагрузка действует синхронно с вращением ротора и попадает в такт с колебаниями. Такие сильные ударные воздействия могут обеспечить преодоление сопротивления центробежных сил при вращении ротора и возбудить плоские колебания.

## 2. Плоские колебания вращающегося ротора при ударных нагрузках

Для определения собственной частоты плоских колебаний вращающегося ротора рассмотрим уравнения динамического равновесия инерционных и упругих сил вала одного диска при не вращающемся роторе

$$\begin{aligned} m \ddot{y} + \alpha y - \delta v &= 0; \\ J_c \ddot{v} - \gamma y + \beta v &= 0, \end{aligned} \quad (9)$$

где  $\alpha$  и  $\gamma$  – поперечная сила и момент от единичного прогиба вала;  $\delta$  и  $\beta$  – 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 (8) в виде  $y = y_0 \cos \lambda t$  и  $v = v_0 \cos \lambda t$  будем иметь

$$\begin{aligned} -m \lambda^2 y_0 + \alpha y_0 - \delta v_0 &= 0; \\ J_c \lambda^2 v_0 - \gamma y_0 + \beta v_0 &= 0, \end{aligned} \quad (10)$$

где  $y_0$  и  $v_0$  – амплитуда поперечных и угловых перемещений плоских колебаний;  $\eta$  – частота плоских колебаний.

При ударных нагрузках для вращающегося диска в системе координат связанной с ним (совершающей круговое движение с частотой  $\omega$ ) в уравнение (8) необходимо добавить центробежные силы и гироскопический момент

$$\begin{aligned} m \ddot{y} + m \omega^2 y + \alpha y - \delta v &= 0; \\ J_c \ddot{v} - (J_c \lambda - J_p \omega) \cdot v \lambda - \gamma y + \beta v &= 0, \end{aligned} \quad (11)$$

где  $J_p$  – полярный момент инерции;  $\lambda$  – частота прецессии.

Во вращающейся системе координат ротора ВД 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 в квазистатической постановке, т.е. как при синхронной прецессии только при изменяющемся угле поворота диска в соответствии с фазой его колебаний.

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

$$M = (J_c \lambda - J_p \omega) \cdot v \lambda = -J_c v \omega^2. \quad (12)$$

Подставляя решение уравнений (10) в виде  $y = y_0 \cos \omega t$  и  $v = v_0 \cos \omega t$  и после упрощений (11), получим уравнение плоских колебаний вращающегося ротора

$$\begin{aligned} -2m \omega^2 y_0 + \alpha y_0 - \delta v_0 &= 0; \\ -\gamma y_0 + \beta v_0 &= 0, \end{aligned} \quad (13)$$

где  $y_0$  и  $v_0$  – амплитуда поперечных и угловых перемещений плоских колебаний вращающегося ротора.

Как видно из уравнений (13), динамический момент диска при плоских колебаниях и гироскопический момент при вращении диска погашают друг друга, а инерционная поперечная и центробежная сила действуют совместно и равны между собой.

В этом случае, если рассматривать гармонический анализ модели неподвижного ротора с дисками и лопатками, у которых момент инерции равен нулю и при увеличении их массы в два раза, то это будет соответствовать плоским колебаниям вращающегося ротора.

Собственная частота изгибной формы колебаний ротора ВД изделия АЛ-31Ф при ударных

нагрузках были определены в программном комплексе "ANSYS" при сохранении жесткостных характеристик дисков, при задании нулевой плотности и призадании массовых характеристик точечными элементами Mass 21 (рис. 2).

Частота плоских колебаний вращающегося ротора по второй изгибной форме является в то же время и критической частотой ротора ВД и она составляет 186.7 Гц при собственной частоте неподвижного 221 Гц. При этом критическая частота без ударных нагрузок находится намного выше рабочего диапазона вращения и составляет 260 Гц.

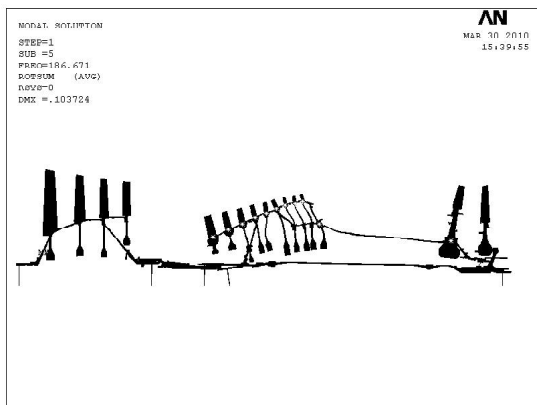


Рис. 2. Критическая частота вращающегося ротора ВД при ударных нагрузках

### 3. Заключение

1. Представлен механизм формирования ударных нагрузок на опорах роторов, действующих синхронно с вращением ротора.

2. Ударные нагрузки возбуждают плоские колебания ротора во вращающейся системе координат.

3. Собственная частота изгибной формы колебаний вращающегося ротора при ударных нагрузках может быть определена как собственная частота неподвижного ротора при нулевых моментах инерции всех дисков и при увеличении их массы в два раза.

### Перечень ссылок

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

2. Подшипники качения : справочник – каталог / Под общей редакцией Л.В. Черневского, Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1997. – 895 с.

3. Беляев Н.М. Сопротивление материалов / Н.М. Беляев – М.: Наука, 1976. -607 с.

Поступила в редакцию 01.06.10 г.

**Yu.B. Nazarenko, L.F. Svetashova**

## THE CRITICAL FREQUENCIES OF THE GAS-TURBINE ENGINE ROTORS INFLUENCED BY THE IMPACT LOADS ON THE SUPPORT BEARINGS

*Розроблена математична модель кінематики тіл кочення підшипників дозволяє оцінювати можливість зависання роторів, коли ротор через ролик не контактує з валом, і при посадці виникає динамічний удар. Ударні навантаження, які діють синхронно з частотою обертів ротора, можуть збуджувати плоскі коливання ротора в обертальній системі координат. На основі розгляду рівнянь динамічного рівноваження обертючих роторів при коливаннях на вигин одержано рішення і розроблена методика визначення власних частот плоских коливань, які являються також і критичними частотами роторів при ударних навантаженнях на опорах.*

**Ротор високого тиску, вал, турбина низького тиску, міжроторний підшипник, критична частота ротора, плоскі коливання, власна частота коливань**

*The new model of inter-rotor bearing rolls kinematics enables one to evaluate the possibility of rotor hanging, when the rotor doesn't engage the shaft through the balls, and the fitting results in the dynamic impact. The impact loads, which function synchronically with the rotor revolution frequency, can induce the planar vibrations of the rotor in the rotating coordinate system. The solution was made up and a new methodology of the planar vibrations self-frequencies evaluation was developed on the basis of the dynamic balance equation analysis. These planar vibrations self-frequencies are coincidently the critical frequencies of the rotors, when they are influenced by the impact loads on the support bearings.*

**High-pressure rotor, shaft, low-pressure turbine, inter-rotor bearing, critical rotor frequency, planar vibrations, self-vibration frequency**