

УДК 621.539.822

Ю.Б. НАЗАРЕНКО, Л.Ф. СВЕТАШОВА

Федеральное Унитарное производственное предприятие «Московское машиностроительное производственное предприятие» «Салют», Россия

ДИАГНОСТИКА РОТОРОВ И МЕЖРОТОРНОГО ПОДШИПНИКА ПО ВИБРОСКОРОСТЯМ НА КОРПУСАХ ДВУХВАЛЬНЫХ ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Для более глубокого анализа работы роторов двигателя и для оценки состояния межроторного подшипника (МРП) в процессе эксплуатации предлагается методика определения величин дисбалансов роторов и динамических нагрузок на МРП по значениям виброскоростей, определяемых вибродатчиками на задней опоре турбины низкого давления. Диагностирование межроторного подшипника осуществляется по неравномерному износу тел и дорожек качения, который инициирует появление сил от возникающего дополнительного дисбаланса ротора высокого давления.

Ключевые слова: ротор низкого давления (РНД), ротор высокого давления (РВД), турбина низкого давления (ТНД), межроторный подшипник (МРП), гармоника возбуждения, частота, виброперемещение, виброскорость.

Введение

Важным обстоятельством безопасной работы трансмиссии является своевременное диагностирование динамики роторов и состояния МРП. Одним из наиболее эффективных методов является вибродиагностика на опорах роторов.

Штатная установка вибродатчиков двигателей АЛ-31Ф предусмотрена на промежуточной опоре. При превышении предельных значений уровня вибраций идет команда – сбрось обороты. Это свидетельствует о нарушении работы двигателя и, возможно, о начале разрушения межроторного подшипника.

Для более глубокого анализа работы роторов двигателя и для установления нагрузок на межроторный подшипник в процессе эксплуатации более информативным будет показание вибродатчика, установленного на задней опоре ТНД.

На стендовых испытаниях двигателей устанавливают вибродатчики также и на задней опоре ТНД.

1. Определение центробежных сил ротора НД от его дисбаланса

Нагрузки от ротора НД на заднюю опору через подшипник передаются кольцу Алиссона и далее через стойки второй статорной оболочке. При достаточно большой жесткости стоек, жесткость податливой опоры определяется жесткостью кольца Алиссона и жесткостью статорной оболочки, которая работает как консоль при жестком закреплении

(защемление) на промежуточной опоре и свободной в месте крепления стоек задней опоры (в пределах зазоров).

Жесткость всей опоры установлена экспериментально и составляет $1,4 \cdot 10^7$ Н/м. При жесткости кольца Алиссона $3,3 \cdot 10^7$ Н/м на жесткость статора приходится $2,43 \cdot 10^7$ Н/м.

Для определения центробежных сил от дисбаланса ротора НД, которые прикладываются на заднюю опору и фиксируются по перемещениям статорной оболочки вибродатчиками, рассмотрим расчетную схему роторов (рис. 1).

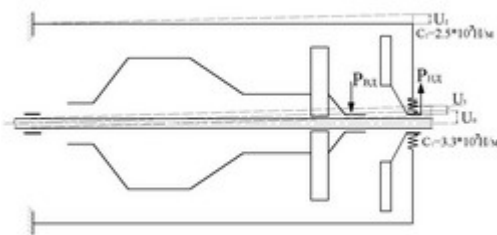


Рис. 1. Расчетная схема роторов и задней опоры ТНД

Под действием центробежных сил от дисбаланса ротора НД вал ТНД совершает круговые движения

$$U = U_0 \cos(\omega t), \quad (1)$$

где U_0 – амплитуда перемещения задней опоры на частоте ротора НД, м;

ω – круговая частота вала ТНД.

Круговые колебания от ротора НД передаются через кольцо Алиссона и стойки статорной оболочки. Амплитуда перемещений вала определяется перемещениями кольца Алиссона U_1 и статорной оболочки U_2 и равна их сумме $U_0 = U_1 + U_2$. Виброперемещения, которые воспринимают стойки, определяются только за счет изгиба статора. Если бы статор был абсолютно жестким, то виброперемещения на стойках отсутствовали. При этом виброперемещения статора (на частоте РНД) фиксируются вибродатчиками.

Уравнение сил на задней опоре при действии центробежной силы в радиальном направлении представим в виде

$$P_{\text{НД}} = C_2 U_2 + m_{\text{ст}} \ddot{U}_{\text{ст}} + m_{\text{НД}} \ddot{U}, \quad (2)$$

где $P_{\text{НД}}$ – центробежная сила от дисбаланса РНД, Н;
 C_2 – жесткость статорной оболочки (на изгиб),
 $C_2 = 2,5 \cdot 10^7$ Н/м;

$m_{\text{ст}}$ – масса статора, приходящаяся на заднюю опору ТНД, $m_{\text{ст}} = 233$ кг;

$m_{\text{НД}}$ – масса ротора НД, приходящаяся на заднюю опору ТНД, $M = 80$ кг;

U_2 – радиальное перемещение статора;

U – радиальное перемещение ротора НД.

Инерционность массы ротора ВД не учитывалась поскольку зазоры в подшипнике не вовлекают его в работу на частоте ротора НД. Контакт роторов происходит только на межроторной частоте, которая здесь не рассматривается.

Определяя из выражения (1) радиальное ускорение при круговом вращении вала ТНД

$$\ddot{U} = U_0 \omega^2 \quad (3)$$

и смещение

$$U_2 = U_0 - U_1 = U_0 - P_{\text{НД}} / C_1, \quad (4)$$

подставляя его в выражение (2), находим величину центробежной силы ротора низкого давления при известных значениях перемещений на опоре

$$P_{\text{НД}} = \frac{C_2 U_0 + (m_{\text{НД}} + m_{\text{ст}}) U_0 \omega^2}{1 + C_2 / C_1}, \quad (5)$$

где C_1 – жесткость кольца Алиссона, $C_1 = 3,3 \cdot 10^7$ Н/м.

Определим величину амплитуды перемещений на задней опоре. При известном значении виброскорости и круговой частоте вращения ротора НД, смещение на статоре составит $U_2 = V / \omega$. Смещение на кольце Алиссона при этом будет равно

$$U_1 = U_2 C_2 / C_1. \quad (6)$$

В этом случае амплитуда смещения вала ТНД составит

$$U_0 = U_1 + U_2 = \frac{V}{\omega} \left(1 + \frac{C_2}{C_1} \right). \quad (7)$$

Подставляя значение максимального радиального перемещения на задней опоре ТНД в (5), нахо-

дим радиальную центробежную силу от дисбаланса ротора. Величина дисбаланса ротора НД при этом составит

$$\delta = P_{\text{НД}} / \omega^2. \quad (8)$$

2. Определение центробежных сил ротора ВД от его дисбаланса

Центробежные силы от ротора ВД совершают круговое движение и через межроторный подшипник передают нагрузки на вал РНД и заднюю опору ТНД.

Центробежная сила ротора высокого давления при известных значениях перемещений на опоре составит

$$P_{\text{ВД}} = \frac{C_2 U_0 + (M + m_{\text{ст}}) U_0 \omega^2}{1 + C_2 / C_1}, \quad (9)$$

где M – масса ротора ВД и НД, приходящаяся на заднюю опору, $M = 189$ кгс;

$m_{\text{ст}}$ – масса статора, приходящаяся на заднюю опору ТНД, $m_{\text{ст}} = 233$ кг;

U_0 – амплитуда перемещений на задней опоре ТНД на частоте вращения ротора ВД;

ω – круговая частота вращения ротора ВД.

Отметим, что при оценке инерционности масс, учитывались массы ротора ВД и НД, поскольку на частоте ВД они работают совместно.

Определим величину амплитуды перемещений на задней опоре. При известном значении виброскорости и круговой частоте ротора ВД, смещение на статоре составит

$$U_2 = V / \omega. \quad (10)$$

Смещение на кольце Алиссона при этом будет равно

$$U_1 = U_2 C_2 / C_1. \quad (11)$$

В этом случае амплитуда смещения вала ТНД составит

$$U_0 = U_1 + U_2, \quad (12)$$

Подставляя значение максимального радиального перемещения на задней опоре ТНД в (9), находим радиальную центробежную силу от дисбаланса ротора.

Величина дисбаланса ротора ВД при этом составит

$$\delta = P_{\text{ВД}} / \omega^2. \quad (13)$$

3. Определение центробежных сил ротора ВД при неравномерном износе роликов межроторного подшипника

В практике эксплуатации двигателей АЛ-31Ф и его модификаций наблюдаются случаи возбуждения

частоты, равной полусумме роторов ВД и НД, характеризующий сильный износ межроторного подшипника.

Такой случай имел место на одном из изделий, при его стендовых испытаниях [1].

В результате анализа полученной информации установлено, что увеличение общего уровня вибрации происходит за счёт увеличения уровня на частоте $f_{\text{пс}}$ (полусумма роторов) и она увеличилась с уровня $\approx 0,4$ мм/с до величины $\approx 54,4$ мм/с.

При этом уровень вибрации на основных роторных частотах f_1 и f_2 остался без изменения.

Главной причиной возникновения частоты, равной полусумме роторов ВД – f_1 и НД – f_2 явилась установка 8 роликов с диаметрами на 0,2 мм меньшими, чем остальные ролики, и сконцентрированными в одном секторе.

Схема установки вибродатчиков на стендовых испытаниях двигателя представлена на рис. 2.

В этом случае при вращении роликов с частотой сепаратора, т.е. с частотой, равной приблизительно полусумме частот роторов

$$f_{\text{пс}} = (f_1 + f_2) / 2, \quad (14)$$

ротор ВД будет смещаться в неподвижной системе координат.

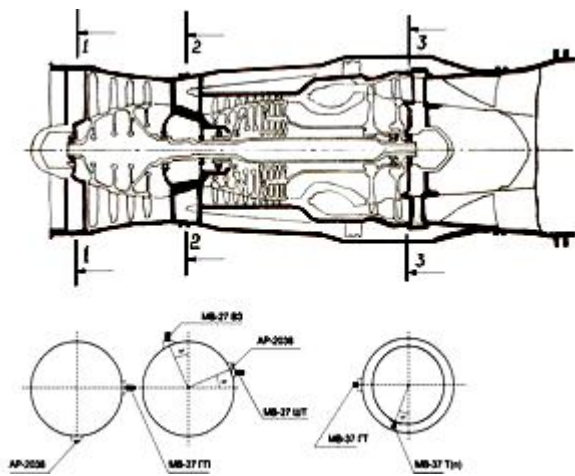


Рис.2. Схема установки вибродатчиков

Это привело к появлению вибраций на новой частоте, равной полусумме роторов. При этом уровень амплитуды виброскорости на этой частоте намного превысил уровень роторных частот в несколько раз. Общий уровень вибраций и спектр вибраций представлены на рис. 3 и 4 соответственно.

Максимальная амплитуда виброскорости на сепараторной частоте $f = 195$ Гц ($\omega = 1230$ рад/сек) составила $V = 54,1$ мм/сек.

В этом случае, максимальное перемещение статорной оболочки составит

$$U_2 = \frac{V}{\omega} = \frac{54,1}{1230} = 44 \text{ мкм}, \quad (15)$$

а кольца Алисона –

$$U_1 = \frac{U_2 C_2}{C_1} = \frac{48,8 \cdot 2,43}{3,3} = 32,4 \text{ мкм}, \quad (16)$$

где C_1 и C_2 – жесткости кольца Алисона и статорной оболочки соответственно.

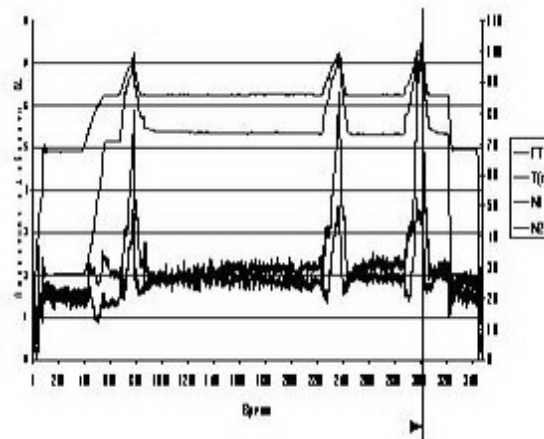


Рис. 3. Общий уровень вибраций (задняя опора)

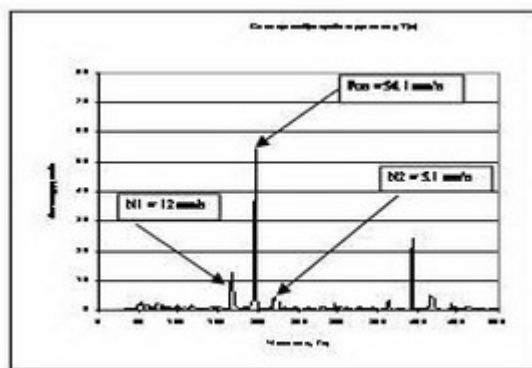


Рис. 4. Спектр вибраций на задней опоре

Максимальное радиальное перемещение вала ТНД будет равно $U_0 = 76,4$ мкм.

Центробежная сила РВД по известному значению перемещения вала ТНД на задней опоре на частоте, равной полусумме частот роторов, составит

$$P_{ВД} = \frac{C_2 U_0 + (M + m_{\text{ст}}) U_0 \omega^2}{1 + C_2 / C_1} = \frac{2,43 \cdot 10^7 \cdot 76,4 \cdot 10^{-6} + 422 \cdot 76,4 \cdot 10^{-6} \cdot 1230^2}{1 + 2,43 \cdot 10^7 / 3,3 \cdot 10^7} = (17)$$

$$= 28265,8 \text{ Н},$$

где M – масса роторов ВД и НД, приходящаяся на заднюю опору, $M = 189$ кг,

$m_{\text{ст}}$ – масса статора, приходящаяся на заднюю опору ТНД, $m_{\text{ст}} = 233$ кг.

Дисбаланс ротора ВД будет равен

$$\delta = \frac{P_{ВД}}{\omega^2} = \frac{28265,4}{1230^2} = 0,0187 \text{ кг}\cdot\text{м}. \quad (18)$$

Дисбаланс ротора ВД, рассчитанный по вибро-

скоростям, составляет 1870 г·см, в то время как фактический дисбаланс ротора ВД из-за неравномерно износа роликов равен 2180 г·см.

Неравномерный износ тел качения при испытаниях был использован целенаправленно, но он происходит и естественным путем при эксплуатации двигателя.

При более сильном износе какого-нибудь ролика он подвергается дополнительной нагрузке от возникающего дисбаланса ротора ВД, который действует именно на него. В дальнейшем при более интенсивном его изнашивании он вовлекает в разрушение рядом расположенные ролики.

Заключение

Предлагаемая методика диагностирования динамики роторов позволяет оценивать динамические дисбалансы роторов в процессе их эксплуатации и определять возможные факторы, приводящие к изменению их динамического поведения.

Кроме этого возможно также диагностирование состояния межроторного подшипника, так как его износ проявляется в изменении динамического поведения роторов.

Неравномерный износ *тел* качения, имеющий место, как правило, на определенном секторе, приводит к появлению на МРП дополнительных сил от дисбаланса ротора ВД, которые будут действовать с частотой, равной полусумме частот роторов ВД и НД.

Неравномерный износ может произойти не только на телах качения, но и на дорожках. Неравномерный износ *дорожек* качения, имеющий место, как правило, на определенном секторе, приводит к появлению на МРП дополнительных сил от дисбаланса ротора ВД: с частотой ротора ВД, если износ на внешнем кольце, или с частотой НД, если износ на внутренней дорожке.

Литература

1. Динамика роторов двухвальных турбореактивных двигателей. Проблемы межроторного подшипника / М.Е. Колотников, Ю.Б. Назаренко, А.В.Иванов, Л.Ф. Светашова // Научно-технический конгресс по двигателестроению. НТКД'2008. Десятый Международный салон: сборник тезисов. – М., 2008. – С. 112.

Поступила в редакцию 4.06.2009

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зам. Генерального конструктора М.Е. Колотников, ФГУП «ММПШ «Салют», Москва, Россия.

ДІАГНОСТИКА РОТОРІВ ТА МІЖРОТОРНОГО ПІДШИПНИКА (МРП) ЗА ВІБРОШВИДКІСТЮ НА КОРПУСАХ ДВОВАЛЬНОГО ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГУНА

Ю.Б. Назаренко, Л.Ф. Светашова

Для поглибленого аналізу роботи роторів двигуна та для оцінки стану міжроторного підшипника (МРП) впродовж експлуатації пропонується методика визначення величин дизбалансу роторів і динамічних навантажень на МРП в залежності від віброшвидкостей, вимірюваних вібродатчиками на задній опорі турбіни низького тиску. Діагностика міжроторного підшипника здійснюється по нерівномірному зносу тіл і дорожок кочення, який ініціює появу сил від виникаючого додаткового дисбалансу ротора високого тиску.

Ключові слова: ротор низького тиску (РНТ), ротор високого тиску (РВТ), турбіна низького тиску (ТНТ), міжроторний підшипник (МРП), гармоніка збудження, частота, вібропереміщення, віброшвидкість.

THE DIAGNOSTICS OF ROTORS AND THE INTER-ROTOR BEARING BY THE VIBRATION VELOCITIES ON THE TWO-SHAFT TURBOJET ENGINE CASES

Yu.B. Nazarenko, L.F. Svetashova

A new methodology of the rotor disbalance amount and the dynamic load on the inter-rotor bearing evaluation is proposed. It is based on the analysis of the vibration velocities values, determined by the vibration pick-ups on the back support of the low-pressure turbine. The use of this methodology enables one to analyze the engine rotor work profoundly and to ascertain the inter-rotor bearing status in the course of operation. The inter-rotor bearing diagnostics is performed by measuring the irregular wear of bodies and bearing races, which actuates the forces resulting from the additional high pressure rotor disbalance.

Key words: low-pressure rotor, high-pressure rotor, low-pressure turbine, inter-rotor bearing, excitation harmonic, frequency, vibration velocities, vibrodisplacement.

Назаренко Юрий Борисович – канд. техн. наук, начальник бюро динамической прочности ФГУП «ММПШ «САЛЮТ», Москва, Россия.

Светашова Лариса Феликсовна – начальник группы прочности ФГУП «ММПШ «САЛЮТ», Москва, Россия.