

следований. Погрешность исследований не превышает 2,4 %. На основании проведенных исследований разработана процедура экспериментального определения K и $F_{экв}$, позволяющая оценить теплотехнических качества кузова как при строительстве, так и в процессе эксплуатации вагона, что способствует усовершенствованию конструкции и повышению эффективности функционирования изотермического железнодорожного подвижного состава.

Литература

1. Бартош Е. Т. Энергетика изотермического подвижного состава / Е. Т. Бартош. – М. : Транспорт, 1976. – 304 с.
2. Энергетика и технология хладотранспорта : учеб. пособие для вузов железнодорож. транспорта / Л. Я. Левенталь [и др.] ; под ред. Л. Я. Левенталя. – М. : Транспорт, 1993. – 228 с.
3. Китаев Б. Н. Теплообменные процессы при эксплуатации вагонов / Б. Н. Китаев. – М. : Транспорт, 1984. – 184 с.
4. Недужий И. А. Техническая термодинамика и теплопередача / И. А. Недужий, А. Н. Алабовский. – К. : Вища школа, 1987. – 224 с.
5. РД 24.050.65-89. Вагоны рефрижераторные. Методика проведения теплотехнических испытаний. Группа Д59.

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ ЭКСЦЕНТРИСИТЕТОВ И УПРУГО-ИНЕРЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА

*Горошко А.В., Ройзман В.П.
Хмельницкий национальный университет, Украина*

Турбонасосные агрегаты (ТНА), содержащие быстровращающиеся роторы, широко распространены в ракетной, авиационной, химической и других отраслях техники. Так как исследуемый тип агрегата ТНА-150 имел повышенные вибрации, вызванные дисбалансом ротора, необходимо было снизить эти вибрации, деформации ротора, напряжения и нагрузку на его подшипники до 300 Н, в частности за счет определения и компенсации значений остаточных эксцентриситетов наиболее массивных деталей, установленных на валу.

Цель проведенных исследований ТНА-150, внешний вид которого показан на рис. 1, состояла в том, чтобы идентифицировать упруго-инерционные характеристики и эксцентриситеты его ротора, произвести балансировку и оценить ее эффективность, проверить адекват-

ность идентифицированных параметров и динамической модели результатам натурных испытаний.

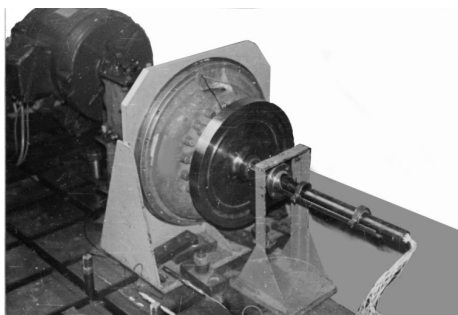


Рис. 1. Внешний вид ТНА-150

В этой работе представлены результаты параметрической идентификации ротора с неизвестными упруго-инерционными характеристиками без применения пробных грузов путем дифференцирования кривой прогиба и применения способа обобщенного дифференцирования, т.к. ротор ТНА-150 состоит из двух массивных дисков компрессора и диска турбины (см. рис. 1), в которых сосредоточены основные массы и дисбалансы, то очевидно, именно в этих местах и следует установить корректирующие массы, а, значит, и обеспечить доступ к этим сечениям для измерения прогибов и предусмотреть технологические гнезда в дисках для установки корректирующих масс. Эти чисто эксплуатационные соображения и легли в основу выбора трехступенчатой расчетной экспериментальной модели ТНА-150 (рис. 2).

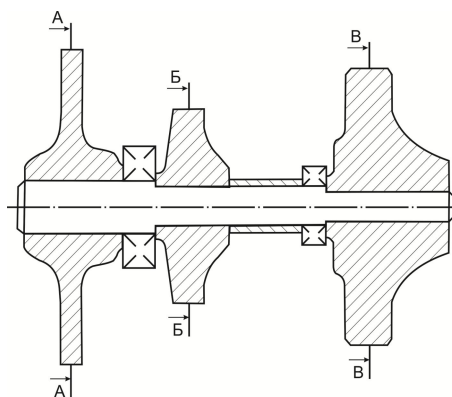


Рис. 2. Расчетная схема ТНА-150

Известно, что точность математического описания колебаний сложных конструкций во многом определяются правильностью выбора упруго-инерционных и демпферных параметров модели. В то же время жесткостные, массовые и другие характеристики можно рассчитывать только с достаточно большими погрешностями вследствие многообразия конструктивных и технологических факторов, влияющих на упругие свойства системы. Следует учесть, что эти параметры реальных машин нельзя непосредственно переносить на математическую модель системы без учета принятой идеализации расчетной схемы, т.е. сами эти параметры и нужно отыскивать для принятой схемы.

Статические испытания ротора ТНА-150 позволили получить значения коэффициентов влияния α_{ij} , равных величине прогиба в i -м сечении от действия единичной силы в j -м сечении (табл. 1). Матрица коэффициентов влияния оказалась несимметричной. Различие между ее компонентами α_{ij} и α_{ji} , $i, j = 1, 2, 3$ не превышает 20 %.

Таблица 1

Номер сечения	Коэффициенты влияния, мм/Н		
	1	2	3
1	$22 \cdot 10^{-6}$	$-1,24 \cdot 10^{-6}$	$3,25 \cdot 10^{-6}$
2	$-1,6 \cdot 10^{-6}$	$2,2 \cdot 10^{-6}$	$-2,3 \cdot 10^{-6}$
4	$3,0 \cdot 10^{-6}$	$-2,32 \cdot 10^{-6}$	$21,5 \cdot 10^{-6}$

На основе полученных статических коэффициентов влияния путем решения определителя векового уравнения D :

$$D = \begin{vmatrix} m_1\alpha_{11}\omega^2 - 1 & m_2\alpha_{12}\omega^2 & m_3\alpha_{13}\omega^2 \\ m_1\alpha_{21}\omega^2 & m_2\alpha_{22}\omega^2 - 1 & m_3\alpha_{23}\omega^2 \\ m_1\alpha_{31}\omega^2 & m_2\alpha_{32}\omega^2 & m_3\alpha_{33}\omega^2 - 1 \end{vmatrix} = 0, \quad (1)$$

где $m_1 = 4,05$ кг, $m_2 = 2,74$ кг, $m_3 = 11$ кг, находили критические частоты ротора на жестких опорах: $\omega_1 = 20,5 \cdot 10^2$ 1/с, $\omega_2 = 32,5 \cdot 10^2$ 1/с, что соответствует $n_1 = 19500$ об./мин, $n_2 = 31100$ об./мин.

Вал ТНА-150 был препарирован тензорезисторами, датчиками перемещений и вибраций согласно схеме препарировки (см. рис. 3).

Изменение сопротивления каждого из тензорезисторов, сигналы от вибродатчиков после их усиления, частоту вращения и перемещения вала регистрировали специальной аппаратурой, в т.ч. цифровым осциллографом. При испытаниях ротор разгоняли до 18000 об./мин.

Затем питание двигателя отключали и ротор свободно вращался до полной остановки.

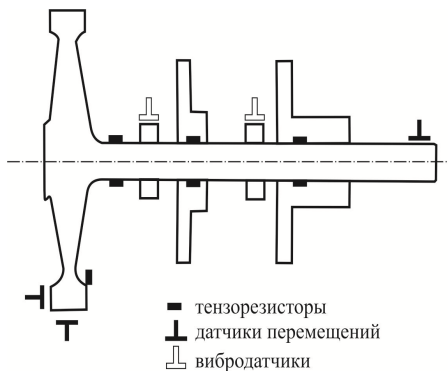


Рис. 3. Схема препарировки ротора ТНА-150

Запись тензометров и вибродатчиков производилась во всем диапазоне частот вращения, начиная от 2000 об./мин при разгоне, на некоторых режимах при поддержании постоянной частоты и на выбеге. После обработки осциллограмм определяли прогибы ротора, по ним идентифицировали эксцентриситеты, а затем – корректирующие массы и места их установки.

Для записи уравнений движения ротора были использованы интегро-дифференциальные зависимости теории изгиба, в результате чего для каждого из трех сечений ротора в проекциях на две взаимно перпендикулярные плоскости были записаны уравнения, связывающие неизвестные распределения жесткости EJ , массы m и эксцентриситета e с прогибами y ротора.

$$\beta_0 K''_{zz}(Z, \omega_j) + 2\beta_1 K'(Z, \omega_j) + \beta_2 K(Z, \omega_j) - e_y \omega_j^2 = \omega_j^2 y, \quad (2)$$

$$\text{где } \beta_i = \beta_i(Z) = \frac{1}{m} \cdot \frac{d^{(i)} EJ}{dZ^i}, \quad i=0, 1, 2, \quad K(Z, \omega) = y'' / [1 + (y')^2]^{3/2} -$$

кривизна упругой линии ротора, Z – координата сечения ротора, отсчитываемая вдоль оси вращения.

Воспользовавшись полученными значениями проекций прогибов ротора, измеренных на частотах вращения 14100, 15000, 15600, 16000 об./мин и четырьмя первыми производными, составляли по две системы линейных алгебраических уравнений для каждого из расчетных сечений 1–3, в которых идентифицировали эксцентриситеты, жесткости и массы, принимая указанные для этого случая допущения.

До решения систем уравнений (2) были рассчитаны их числа обусловленности, значения которых оказались в пределах 3,2–6,7. Из этого следует, что возможна погрешность определения неизвестных могла составить до 134 % при точности аппаратуры для измерения прогибов 15 %. Для повышения точности расчетов был применен разработанный в работе статистический метод обеспечения устойчивости математических моделей [1]. В данном случае измерения прогибов были повторены не менее 50 раз и найдены математические ожидания значений и фаз этих прогибов. Эти средние значения и были подставлены в уравнения (2). Результаты решения:

– для первого сечения:

$$e_x = 5 \cdot 10^{-6} \text{ м}; e_y = -5,8410^{-6} \text{ м}; \beta_0 = 185,65 \text{ м}^4/\text{с}^2; \beta_1 = -270,37 \text{ м}^3/\text{с}^2;$$

– для второго сечения:

$$e_x = 9 \cdot 10^{-6} \text{ м}; e_y = 1,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}; \beta_0 = 710,65 \text{ м}^4/\text{с}^2; \beta_1 = -247,18 \text{ м}^3/\text{с}^2;$$

– для третьего сечения:

$$e_x = -6,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}; e_y = 30 \cdot 10^{-6} \text{ м}; \beta_0 = 280,83 \text{ м}^4/\text{с}^2; \beta_1 = -680 \text{ м}^3/\text{с}^2;$$

Используя идентифицированные значения β_0 и β_1 , для каждого из сечений нашли значения приведенных масс и жесткостей вала ротора в соответствии с формулами:

$$m(Z) = M \cdot \exp\left(\int_0^Z \frac{\beta_1}{\beta_0} dZ\right), EJ(Z) = m(Z) \cdot \beta_0(Z),$$

где M – масса ротора. Результаты решения:

– для первого сечения: $EJ_1 = 414,7 \text{ Н/м}^2$; $m_1 = 0,22 \cdot 10^{-2} \text{ кг/м}$;

– для второго сечения: $EJ_2 = 1594 \text{ Н/м}^2$; $m_2 = 0,2 \cdot 10^{-2} \text{ кг/м}$;

– для третьего сечения: $EJ_3 = 23998 \text{ Н/м}^2$; $m_3 = 0,83 \cdot 10^{-2} \text{ кг/м}$.

Найденные значения эксцентриситетов и приведенных масс позволили определить массы участков вала вместе с дисками на них, считая, что они сосредоточены в 1, 2 и 3 сечениях – $M_1 = 4,05 \text{ кг}$;

$M_2 = 2,74 \text{ кг}$; $M_3 = 11 \text{ кг}$. Далее за формулами $D_i = M_i \sqrt{e_{xi}^2 + e_{yi}^2}$,

$\varphi_i = \arctg(e_{yi}^2 / e_{xi}^2)$, $i = 1, 2, 3$ определили величины дисбалансов ротора и углы, составляемые ими с осью OX выбранной системы координат: $D_1 = 23,7 \text{ г}\cdot\text{см}$, $D_2 = 2,48 \text{ г}\cdot\text{см}$, $D_3 = 30,6 \text{ г}\cdot\text{см}$, $\varphi_1 = 95^\circ$, $\varphi_2 = 170^\circ$, $\varphi_3 = 102^\circ 3'$.

Далее был произведен расчет критических частот ротора по идентифицированным жесткостям и массам, приведенным к принятой

динамической модели, для чего по известным значениям EJ для участков ротора с помощью интеграла Мора рассчитали значения коэффициентов влияния, а затем нашли $\omega_1 = 1732$ 1/с и $\omega_2 = 2625$ 1/с, что соответствует $n_1 = 16500$ об./мин, $n_2 = 25080$ об./мин.

Разность между первой критической частотой вращения, рассчитанной по идентифицированным массам и жесткостям, и критической частотой ротора, измеренной при работе ТНА, составляет 400 об./мин т.е. 2,49 % от 16100 об./мин.

Разность же между действительной критической скоростью ротора и полученной в результате решения определителя векового уравнения, составленного на основе статических коэффициентов влияния, составляет 3400 об./мин, т.е. 21 % от 16100 об./мин.

Литература

1. Горошко А. В. Шляхи підвищення точності розв'язків зворотних задач / А. В. Горошко, В. П. Ройзман // Вісн. Хмельницьк. нац. університету. – 2013. – № 6. – С. 60–69.

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПАЯНИХ КОНСТРУКЦІЙ ТИПУ МІКРОЗБОРОК

Ройзман В.П., Яновицький А.К., Ковтун Л.О. Хмельницький національний університет, Україна, e-mail: royzman_v@mail.ru, skype: vilenroyzman

Впровадження мікросхем і мікроборок у серійне виробництво радіоелектронної апаратури стримується рядом невирішених питань. Зокрема необхідно розробити методи і засоби, що захищають ці конструкторії від розгерметизації і руйнування. У практиці експлуатації виробів твердотільної електроніки мали місце випадки руйнування підкладок мікроборок (мікросхем) при зміні температури, особливо при термоударах. Особливістю мікроборок, зображених на рис. 1, є наявність двох зв'язаних пайкою матеріалів: діелектрика і металу. Як діелектрик може бути використана тонка пластина з сіталлу, полікору чи кераміки, а в якості металу – алюмінієві, титанові, мідні, сталеві сплави.

Матеріали типу неорганічного скла, що мають такий істотний недолік, як надзвичайно висока крихкість, мають разом з тим ряд дуже цінних властивостей: високий опір стиску і жорсткість, низьку питому щільність, високу стійкість проти дії агресивних середовищ. Наукове обґрунтування раціонального використання скла і сіталлів в якості конструкційного матеріалу для виготовлення деталей можливо тільки на базі досліджень питань міцності.