

Полимодельный подход к диагностированию насосных агрегатов заправочного оборудования ракетно-космических комплексов

А. В. Спесивцев, В. К. Шифф, А. М. Астанков, Н. С. Демидова

ВКА имени А. Ф. Можайского
sav2050@gmail.com, s_4_4@mail.ru

Аннотация. Полимодельный подход применен для исследования изменения технического состояния таких сложных технических систем как насосные агрегаты (НА) заправочного оборудования (ЗО) ракетно-космических комплексов (РКК). Первый этап моделирования представляет собой математическое описание в системе дифференциальных уравнений вынужденных колебаний для оценивания важного диагностического параметра – виброскорости как обобщенного показателя технического состояния НА. Это позволяет определить предельно допустимые значения параметров виброскорости НА. Второй этап состоит в применении логико-лингвистической модели для обоснования предельных значений виброскорости. Показана возможность комплексирования результатов математического моделирования со знаниями и опытом специалистов (экспертов) при оценивании технического состояния НА.

Ключевые слова: полимодельный подход; математическое моделирование; логико-лингвистическая модель; насосный агрегат; виброскорость; техническое состояние

1. ВВЕДЕНИЕ

В системах ЗО для подачи компонентов ракетных топлив головным объектом являются НА. Известно, что на космодромах основная часть ЗО, в том числе и НА, работает за пределами назначенных показателей ресурса. Существующие методы контроля технического состояния (ТС) НА не предусматривают полноценного мониторинга основных эксплуатационных параметров [1].

В настоящее время общей тенденцией в эксплуатации и управлении сложными техническими объектами является внедрение систем поддержки принятия решения. В качестве инструмента таких систем предлагается полимодельный подход к оцениванию ТС НА. Данный подход предполагает использование математической модели механических колебаний НА для оценки предельного значения его виброскорости с последующим применением технологии использования экспертных знаний с целью установления ТС НА [2].

Вибрации, возникающие в НА, передаются на корпус насоса и двигателя через подшипниковые (опорные) узлы. Конструктивно опорный узел НА состоит из

вращающегося вала и подшипника качения в корпусе опоры. Вал является источником полигармонической вибрации подшипника качения, обладающего упругими свойствами. Подшипник в свою очередь передает вибрационные возмущения на корпус опоры, предназначенной для фиксации положения вала и демпфирования механических колебаний.

На рис. 1 приведена расчетная схема опорного узла вала, представляющая собой структурную схему модели. Вал в сборе массой m_1 , вращающийся с угловой скоростью ω , нагружен периодической силой $P_0 \sin \omega t$, возникающей в результате дефектов, действия технологических и динамических нагрузок. P_0 – статическая нагрузка на подшипник; $\omega = \omega_{\text{повр}} + \omega_{\text{вр}}$ – суммарная угловая скорость вращения; $\omega_{\text{вр}} = 2\pi f_{\text{вр}}$ – угловая скорость вращения вала, $\omega_{\text{повр}} = 2\pi f_{\text{повр}}$ – угловая скорость вращения, вызванная дефектом или неисправностью.

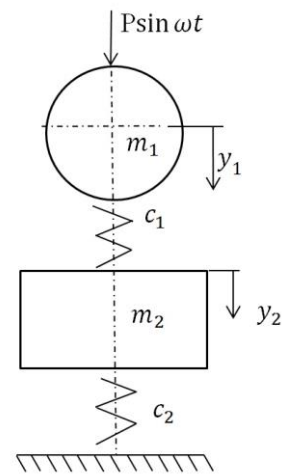


Рис. 1. Расчетная схема опорного узла

Вал устанавливается на подшипнике качения с жесткостью c_1 на опоре массой m_2 с жесткостью c_2 . Между валом и подшипником действует демпфер b_1 , а между подшипником и опорой – демпфер b_2 . Упрощение модели достигается пренебрежением демпфированием вала и подшипника $b_1 = b_2 = 0$.

II. МАТЕРИАЛЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

A. Математическая модель механических колебаний системы

Математическая модель механических колебаний системы с двумя степенями свободы представляет систему двух неоднородных обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка с постоянными коэффициентами

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + c_1 z_1 - c_1 z_2 &= P_0 \sin \omega t, \\ m_2 \ddot{z}_2 - c_1 z_1 + (c_1 + c_2) z_2 &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где z_1 и z_2 – виброперемещения вала и опоры соответственно.

Вынужденные колебания в системе представляют частное решение системы (1)

$$\begin{aligned} z_1^* &= \frac{(c_1 + c_2 - m_2 \omega^2)}{(c_1 - m_1 \omega^2)(c_1 + c_2 - m_2 \omega^2) - c_1^2} P_0 \sin \omega t, \\ z_2^* &= \frac{c_1}{(c_1 - m_1 \omega^2)(c_1 + c_2 - m_2 \omega^2) - c_1^2} P_0 \sin \omega t. \end{aligned} \quad (2)$$

Учитывая влияние первой гармоники и переход от амплитудного к среднеквадратичному значению виброскорости, можно записать

$$v = \frac{z_2^* \omega}{2\sqrt{2}}. \quad (3)$$

Полученное решение позволяет определять предельно-допустимые значения параметров виброскорости для конкретного НА.

B. Логико-лингвистическая модель

В данной статье НА функционирует в многофакторном пространстве нечетких переменных, что обуславливает необходимость использования как количественных, так и качественных переменных. Это позволяет строить логико-лингвистическую модель технического состояния в виде обобщенного показателя ТС НА [2], в качестве которого выбрано Y – среднеквадратичное значение виброскорости, (мм/с), по которому принимается решение о состоянии агрегата в целом.

Для этого выберем следующие переменные: Y – среднеквадратичное значение виброскорости, (мм/с), X_1 – несоосность валов, (мм); X_2 – перекос колец, (минуты); X_3 – показатель отсутствия ресурсной смазки (качественная переменная); X_4 – влияние наведенной вибрации (мм/с); X_5 – агрессивная среда в торцевом уплотнении (качественная переменная); X_6 – время простоя между циклами, (мес.); X_7 – температура опорных узлов, (оС). В табл. 1 представлены данные среднеквадратичного значения виброскорости Y , характеризующие ее параметры. На рис. 2 отображены шкалы: лингвистическая, перевода лингвистической в числовые и кодированные значения независимых

переменных для опросной матрицы (табл. II), функции принадлежности.

ТАБЛИЦА I ХАРАКТЕРИСТИКА Y КАК ЛИНГВИСТИЧЕСКОЙ ПЕРЕМЕННОЙ

Интервалы	Мода	Значение моды	Характеристика
7 и ниже	Низкая	3	Профилактика не требуется
3 – 11	Ниже средней	7	Периодический контроль
7 – 15	Средняя	11	Постоянный контроль. При выходе за предельный уровень – вывод в ремонт
11 – 19	Выше средней	15	Постоянный контроль. Возможна эксплуатация только на нижней границе интервала
15 и выше	Высокая	19	Эксплуатация недопустима

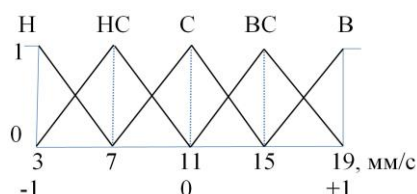


Рис. 2. Функции принадлежности

Согласно методике [2] экспертом заполняется опросная матрица (табл. 2) по методу теории планирования эксперимента и строится полиномиальная модель (4).

ТАБЛИЦА II ФРАГМЕНТ ОПРОСНОЙ МАТРИЦЫ С ОЦЕНКАМИ ЭКСПЕРТА И РАСЧЕТНЫМИ ЗНАЧЕНИЯМИ ПО МОДЕЛИ

№ п/п	Степень несоосности валов	Перекос колец, угол	Степень отсутствия смазки	Степень наведенной вибрации	Возможность попадания агрессивной среды	Время простоя между циклами	Температура опорных узлов	Обобщенный показатель ТС НА		
								Экспертные моды термов	Числовые значения термов	Расчетные значения по (1)
	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7	Y_3	Y_3	$Y_{расч}$
1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	N	3	3,1875
2	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	NC	7	6,8125
3	-1	1	-1	-1	-1	-1	-1	N-NC	5	5,0625
4	1	1	-1	-1	-1	-1	1	C	9	10,937
...
62	1	-1	1	1	1	1	-1	BC-B	17	16,375
63	-1	1	1	1	1	1	-1	C-BC	13	12,625

По результатам обработки экспертных данных, приведенных в табл. 2, выводится аналитическое выражение:

$$Y = 11,25 + 2,3125x_1 + 1,0625x_2 + 1,0x_3 + 1,0x_4 + 1,625x_5 + 0,8125x_6 + 0,5625x_7 - 0,4375x_1x_3 - 0,875x_1x_7 - 0,5x_2x_6 - 0,375x_2x_7 - 0,3125x_5x_6 - 0,375x_1x_5x_7 + 0,4375x_2x_4x_5 \quad (4)$$

Степень адекватности (4) была оценена по критериям представительности [2] $s_{\text{ост}} = 0,752 < 2 = 0,5 d(A_y)$, а сумма модулей полинома (4) существенно выше $0,5 d(A_y)$:

$$12,98 = \sum_{i=1}^n |b_i| \gg 0,5(A_y) = 2.$$

Оба эти критерия указывают на адекватность модели (4) и соответствие экспертным знаниям и опыту эксплуатации НА 30.

На рис. 3 представлены корреляции оценок эксперта и данных расчета (4), демонстрирующие отсутствие отклонения рассеяния точек от теоретической линии регрессии – диагонали квадрата.

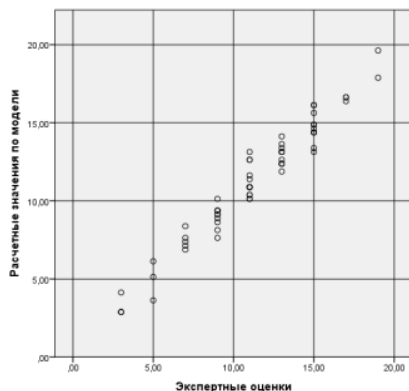


Рис. 3. Корреляции оценок эксперта (ось абсцисс) и данных расчета по полиному (4)

Вычисленные по (4) значения дают ошибку менее 5%. Так, рассчитанная для четырех исследованных насосных агрегатов виброскорость составила 9,11 (при фактически измеренной 8,7); 19,06 (при фактически измеренной 18,8); 14,16 (при фактически измеренной 13,7); 12,23 (при фактически измеренной 11,8) мм/с соответственно. Из проведенного оценивания следует вывод о том, что полином (4) адекватно описывает изучаемое явление [2].

С. Обсуждение результатов

Результаты численного эксперимента, демонстрирующие состояние одного из исследованных насосных агрегатов, показаны на рис. 3. При расчетах значения всех переменных, кроме одной, фиксировались на определенном уровне. Затем эта переменная изменяла свои значения вдоль всей шкалы значений признака.

По поведению графиков можно судить о степени влияния исследуемого фактора на зависимую переменную в присутствии влияния остальных.

Из приведенных на рис. 4 графиков следует, что на значение виброскорости насосного агрегата несоосность валов и перекося колец влияют значительно больше, чем отсутствие ресурсной смазки, попадание агрессивной среды через торцевое уплотнение и температура опорных узлов. При этом факторы, оказывающие меньшее влияние, относительно равносильны между собой. Однако даже максимальные значения переменных по видам дефектов не дают превышения вибрации выше допустимой.

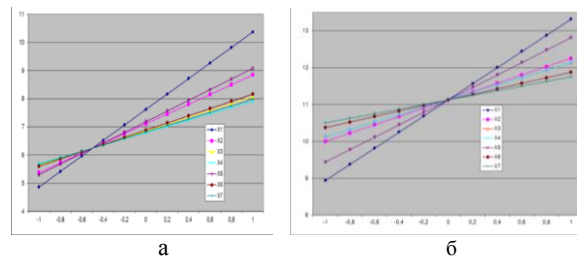


Рис. 4. Результаты численного эксперимента: а – работоспособное состояние насосного агрегата; б – ограниченно работоспособное состояние насосного агрегата

Следует отметить, что по сложившейся традиции до сегодняшнего дня эксплуатация технически сложных НА 30 не сопровождается специальными комплексными диагностическими исследованиями. Это, несомненно, приводит к повышенному риску неконтролируемого развития дефектов и, вследствие этого, удорожанию процесса эксплуатации.

III. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Полимодельный подход позволяет комбинировать результаты математического моделирования со знаниями экспертов. Предлагаемый подход также дает качественное описание видов дефектов, от которых напрямую зависят предельно допустимые значения виброскорости. При этом становится возможным получение новой технической информации в виде определения предельно допустимых значений виброскорости с последующей их расшифровкой по видам дефектов для конкретного насосного агрегата с учетом его уникальности.

2. В предлагаемом подходе используется метод, основанный на синтезе элементов теории нечетких множеств и теории планирования эксперимента. Это позволяет построить и использовать логико-лингвистическую модель для оценивания технического состояния насосного агрегата в целом в любой момент процесса диагностирования в выбранном факторном пространстве.

3. Предлагаемый теоретико-экспериментальный (полимодельный) подход, сочетающий построение математических моделей функционирования сложных объектов в соответствии с их физической основой с формализацией знаний и опыта экспертов в виде логико-лингвистических моделей, является универсальным [3]. На его основе могут создаваться экспресс-методики количественного оценивания параметров технического состояния различного оборудования, эксплуатируемого в условиях существенной неопределенности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Миронов А.Н. Теоретические основы и методы многомодельного прогнозирования долговечности сложных военно-технических систем космического назначения. Министерство обороны, 2000. 429 с.
- [2] Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев А.Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: Учеб. пособие. СПб.: «СЕВЗАПУЧЦЕНТР», 2012. 159 с.
- [3] Спесивцев А.В. Управление рисками чрезвычайных ситуаций на основе формализации экспертной информации. / Под ред. проф. В.С. Артамонова. СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2004. 238 с.