

УДК 681.2.002.2; 681.2.002.5

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАЗРАБОТКИ ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ ПРОВЕДЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ВИБРАЦИОННОГО ДАТЧИКА

Волкова С.Л., Воробьева И.В., Денисов Ю.В.

ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет

им. первого Президента России Б.Н. Ельцина», Екатеринбург, e-mail: sveta.volkova92@mail.ru

Рассматриваются поперечные колебания чувствительного элемента вибрационного датчика. В качестве модели чувствительного элемента используется струна либо стержень. Анализируется влияние допусков на геометрические размеры, несовершенства формы поперечного сечения, магнитного поля на частоту колебаний. Определение частоты колебаний осуществляется в детерминированной и вероятностной постановках. Предложены рекомендации по обеспечению стабильности функциональных характеристик с учетом параметров датчика и параметров технологического процесса. Выполненные работы позволили уменьшить вариации функциональных характеристик датчика, что в свою очередь должно обеспечить увеличение числа выхода годных датчиков при производстве. На основе данных, полученных в результате проведенного анализа, были определены основные положения разработки информационной системы для проведения расчетов с целью уменьшения вариации функциональных характеристик вибрационного датчика и повышения эффективности производства.

Ключевые слова: *вибрационный датчик, поперечные колебания, допуски на геометрические размеры, случайные колебания*

BASIC PROVISIONS OF THE DEVELOPMENT OF INFORMATION SYSTEM OF DYNAMIC ANALYSIS VIBRATION SENSORS

Volkova S.L., Vorobeva I.V., Denisov Y.V.

Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin,

Ekaterinburg, e-mail: sveta.volkova92@mail.ru

We examine transverse vibrations of vibration sensor sensitive element. A string or a rod is used as sensitive element model. We analyzed how dimensional tolerances effect on geometry, imperfections in the cross-sectional shape and how magnetic field effect on vibration frequency. Vibration frequency determination is carried out in deterministic and probabilistic formulation. Recommendations to ensure the stability of functional characteristics with the sensor parameters and parameters of technological process. The work performed allowed to reduce the variation of the functional characteristics of the sensor, which in turn should provide an increase in the number of yield of effective in the manufacture of sensors. On the basis of data obtained as a result of the analysis, there were certain basic provisions of the development of an information system for the calculations in order to reduce variations in the functional characteristics of the vibration sensor and to improve production efficiency.

Keywords: *vibration sensor, transverse vibrations, dimensional tolerances, random vibrations*

Вибрационный датчик относится к классу прецизионных приборов, характеризующихся уменьшением геометрических и массовых характеристик; большой концентрацией физических процессов в ограниченном объеме, уменьшением допусков на функциональные характеристики.

Функциональные характеристики вибрационного датчика имеют случайный характер. Вариации характеристик определяются: исполнителем работ; допуском на геометрические размеры; сырьем и исходными материалами; технологическим процессом; оборудованием и инструментом; средствами и методами измерения результатов; окружающей средой.

Улучшение качества и уменьшение количества несоответствий при выпуске датчиков достигается не ужесточением требований к системе и увеличением вариаций случайных параметров, а уменьшением

вариаций результатов деятельности, считая, что качество формирует технологический процесс.

Цель исследования – определить рациональные границы допусков на геометрические размеры с учетом свойств материала и уменьшить вариации функциональных характеристик датчика, обеспечив увеличение числа выхода годных датчиков при производстве.

Известные методы повышения эффективности производства не в полной мере позволяют получить существенный результат в решении задачи определения требуемых функциональных характеристик приборов. Использование информационных систем проведения динамического анализа поможет контролировать связь между функциональными характеристиками датчика, конструктивными параметрами и параметрами технологического процесса.

Материал и методы исследования

Анализ поперечных колебаний чувствительного элемента вибрационного датчика. В качестве модели чувствительного элемента используется струна либо стержень.

Результаты исследования и их обсуждение

Результаты работы могут быть использованы при конструировании датчиков для определения критичных конструктивных параметров и при их изготовлении для определения параметров технологического процесса.

Научная новизна

Решенные новые задачи по анализу частоты колебаний доведены до числового результата и позволяют оценить влияние допусков на геометрические размеры; влияние магнитного поля, случайного характера геометрических размеров на функциональные характеристики датчика.

Предложенная концепция информационной системы проведения динамического анализа включает несколько модулей: модуль механических и магнитных свойств материала, модуль конструктивных параметров (допуски на геометрические размеры, шероховатость поверхности, зазоры между деталями, размерные цепи); модуль аналитических выражений связи между конструктивными параметрами и функциональными характеристиками; модуль экспериментальных зависимостей между параметрами технологического процесса и конструктивными параметрами.

Практическое использование

Применение системного подхода к процессу производства датчиков для уменьшения вариаций параметров технологического процесса с использованием информационной системы, сокращение количества несоответствий при производстве датчиков.

Применение информационной системы позволило существенно сократить длительность технологической подготовки производства, обеспечить повышение технологичности деталей с оценкой влияния на функциональные характеристики.

При анализе влияния геометрических размеров решены вопросы:

1) разработки уточненных расчетных схем вычисления собственных частот упругой системы в статистических и динамических условиях;

2) установления связи между допуском на характеристики датчика и свойствами материала (размером зерна, легирующими элементами, модулем упругости, реологи-

ческими свойствами, режимами термообработки);

3) учета влияния внутреннего трения на частоты датчика;

4) обеспечения стабильности функциональных характеристик в зависимости от времени и температуры;

5) оценки влияния коэффициентов инерции и жесткости на функциональные характеристики.

Малые колебания струн

Уравнение малых поперечных колебаний элемента датчика – струны имеет вид [1] (рис. 1)

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = a^2 \frac{d^2 y}{dz^2}, \quad \left(a^2 = \frac{T_0}{m_0} \right), \quad (1)$$

где T_0 – натяжение струны, Н; $m_0 = bhr$ – масса единицы длины струны, кг/м; (h – толщина, b – ширина, ρ – плотность). $Y(z, t)$ – смещение произвольной точки струны.

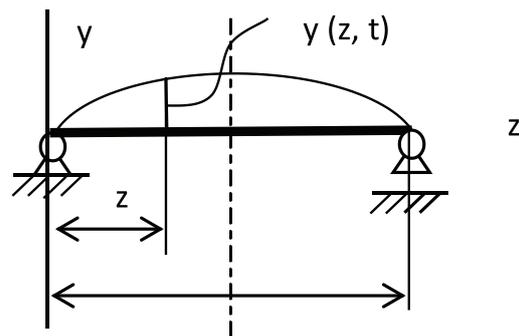


Рис. 1. Малые колебания струны

Функция $Y(z, t)$ должна удовлетворять крайним и начальным условиям. Общее решение (1) записывается в виде

$$y(z, t) = \sum \left(C_{1n} \cos \frac{\pi n}{l} at + C_{2n} \sin \frac{\pi n}{l} at \right) \sin \frac{\pi n z}{l}, \quad (2)$$

где коэффициенты C_{1n} и C_{2n} определяются как коэффициенты рядов Фурье для начальной формы и начального распределения скоростей точек струны.

Возможные значения частот колебаний p :

$$p_n = \frac{n\pi}{l} \sqrt{\frac{T_0}{m_0}} c^{-1}, \quad (n=1, 2, \dots). \quad (3)$$

При уменьшении толщины струны с $h = 0,22$ мм до $h = 0,19$ мм (на – 13,6%)

для $l = 5,7$ мм частота увеличивается на +7,6%. При той же толщине струны $h = 0,220$ мм увеличение длины с $l = 5,7$ мм до $l = 5,775$ мм (на +1,3%) приводит к уменьшению частоты на -1,3%. Изменение геометрических размеров с $h = 0,22$ мм, $l = 5,7$ мм до $h = 0,19$ мм, $l = 5,775$ мм вызывает увеличение частоты на +6,2%.

При уменьшении толщины струны с $h = 0,16$ мм до $h = 0,146$ мм (на -8,75%) для $l = 5,7$ мм частота увеличивается на +4,7%. При той же толщине струны $h = 0,16$ мм увеличение длины с $l = 5,7$ мм до $l = 5,775$ мм (на +1,3%) приводит к уменьшению частоты на -1,3%. Изменение геометрических размеров с $h = 0,16$ мм, $l = 5,7$ мм до $h = 0,146$ мм, $l = 5,775$ мм вызывает увеличение частоты на +6,2%.

Уравнение малых поперечных колебаний струны при переменных по длине струны $m_0(z)$ и $T_0(z)$ имеет вид

$$m_0(z) \frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{d}{dz} \left[T_0(z) \frac{dy}{dz} \right]. \quad (4)$$

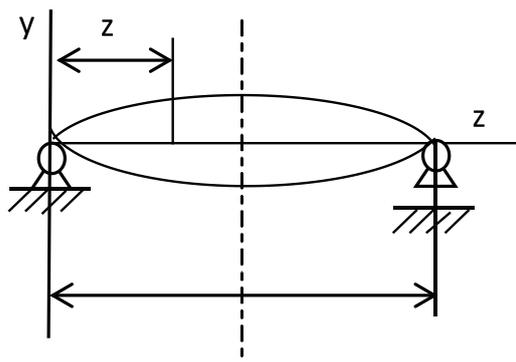


Рис. 2. Колебания струны переменного сечения

Если масса струны (масса единицы длины струны) изменяется по закону (рис. 2)

$$m = m_0 + m_1 \sin \frac{\pi z}{l}, \quad (5)$$

то первые две частоты колебаний, считая, что натяжение в струне T_0 при колебаниях остается практически неизменным, определяются выражениями

$$p_1 = \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{T_0}{m_0 \left(1 + \frac{m_1}{m_0} \frac{8}{3\pi} \right)}}, \quad c^{-1}; \quad (6)$$

$$p_2 = \frac{2\pi}{l} \sqrt{\frac{T_0}{m_0 \left(1 + \frac{m_1}{m_0} \frac{32}{15\pi} \right)}}, \quad c^{-1}. \quad (7)$$

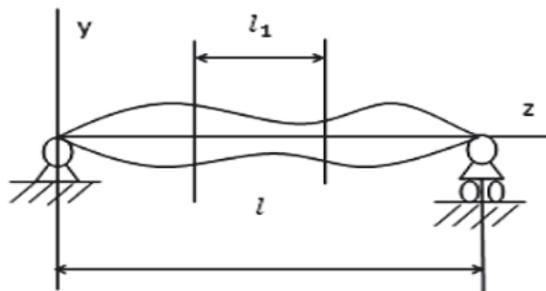


Рис. 3. Колебания струны переменного сечения

Если масса струны (масса единицы длины струны) изменяется по закону (рис. 3)

$$m = m_0 + m_1 \sin \frac{\pi z}{l}, \quad (8)$$

то частота колебаний определяется формулой

$$p_1 = \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{T_0}{m_0 (1 + a_{11})}}, \quad c^{-1}; \quad (9)$$

$$a_{11} = \frac{1}{2\pi} \left(1 - \cos \frac{\pi l}{l_1} \right) \left(1 - \frac{l_1 l}{l^2 - 4l_1^2} \right) \frac{m_1}{m_0}.$$

Если струна находится между полюсами N и S магнита, рис. 4, то сила притяжения со стороны магнитов при смещении струны из нейтрального положения (сила, действующая на единицу длины струны) равна [2]:

$$g = F_2 - F_1 = K\Phi_0^2 \left(\frac{l}{(l_1 - y)^2} - \frac{l}{(l_1 + y)^2} \right).$$

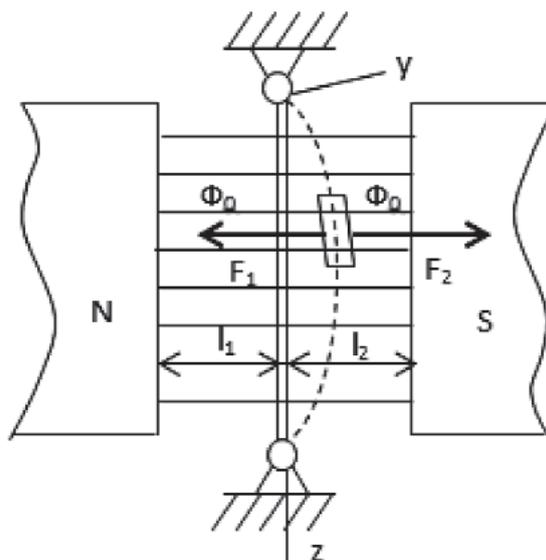


Рис. 4. Колебания струны в магнитном поле

В этом случае частоты малых колебаний:

$$p_n = \sqrt{\left(\frac{\pi n}{l}\right)^2 \frac{T_0}{m_0} - \frac{4\Phi_0^2 K}{m_0 l^3}}, \text{ с}^{-1} \quad (10)$$

$$(n = 1, 2, \dots)$$

Полученные формулы используются при определении натяжения струны и оценки влияния неточности формы на частоты колебаний.

Уравнение малых поперечных колебаний элемента датчика – стержня (балки) переменного поперечного сечения (рис. 5). Имеет вид

$$\frac{d^2}{dz^2} \left[EI_x(z) \frac{d^2 y}{dz^2} \right] + m_0(z) \frac{d^2 y}{dt^2} = 0, \quad (11)$$

где $I_x(z)$ – момент инерции поперечного сечения стержня.

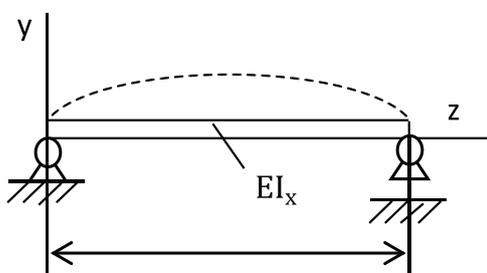


Рис. 5. Малые колебания стержня (балки)

Если $EI_x = \text{const}$ и $m_0(z) = \text{const}$, то уравнение (11) запишется в виде

$$EI_x \frac{d^4 y}{dx^4} + m_0 \frac{d^2 y}{dt^2} = 0. \quad (12)$$

Его решение ищем в виде $y(z, t) = Z(z)T(t)$, что позволяет получить два уравнения:

$$EI_x Z^{IV} - m_0 p^2 Z = 0; \quad (a)$$

$$\ddot{T} + p^2 T = 0, \quad (б)$$

где p – частота колебаний стержня.

Решение уравнения (a) представляем в форме А.Н. Крылова:

$$Z(z) = C_1 K_1(\lambda z) + C_2 K_2(\lambda z) + C_3 K_3(\lambda z) + C_4 K_4(\lambda z),$$

где $K(\lambda z)$ – функции Крылова, а функция $Z(z)$ (и частоты колебаний стержня) удовлетворяет крайним условиям задачи (условиям закрепления балки).

Решение (б) записывается в виде $T = C_5 \cos pt + C_6 \sin pt$, где коэффициенты C_5 и C_6 определяются из начальных условий для начальной формы и начального распределения скоростей точек стержня.

Для шарнирно-опорной балки частоты колебаний определяются выражением

$$p_n = \frac{n^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI_x}{m_0}}, \text{ с}^{-1},$$

где момент инерции поперечного сечения

$$I_x = \frac{bh^3}{12}; \quad b \text{ – ширина; } h \text{ – толщина стержня}$$

$$(h = 1, 2, \dots).$$

Масса единицы длины $m_0 = bhr\rho$, ρ – плотность материала стержня.

С учетом этого первая частота колебаний стержня в Гц определяется выражением

$$p_1 = k \frac{h}{l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \text{ Гц},$$

где $k(h, E) = 1,03 \dots 1,23$.

Анализ частоты упругих элементов с учетом допусков на геометрические размеры при $E = 1,92 \cdot 10^{11}$ н/м² – значение модуля упругости для сплава 45 НХТ после закалки 950°C в воду и старении 600°C в течение 2 ч.

$$b = 0,7^{-0,06} \text{ мм}, \quad h = 0,22^{-0,030} \text{ мм},$$

$$l = 5,7^{+0,075} \text{ мм}, \quad \rho = 8,05 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3.$$

При уменьшении толщины стержня с $h = 0,22$ мм до $h = 0,19$ мм (на – 13,6%) для $l = 5,7$ мм частота уменьшается на ту же величину – 13,6%. При толщине стержня $h = 0,22$ мм изменение длины с $l = 5,7$ мм до $l = 5,775$ мм (увеличение на +1,3%) приводит к уменьшению частоты на – 2,6%. Изменение геометрических размеров с $h = 0,22$ мм, $l = 5,7$ мм до $h = 0,19$ мм, $l = 5,775$ мм вызывает уменьшение частоты на – 15,9%.

При уменьшении толщины стержня с $h = 0,16$ мм до $h = 0,146$ мм (на – 8,75%) для $l = 5,7$ мм частота уменьшается на ту же величину – 8,75%. При той же толщине стержня $h = 0,16$ мм увеличение длины с $l = 5,7$ мм до $l = 5,775$ мм (на +1,3%) приводит к уменьшению частоты на – 2,6%. Изменение геометрических размеров с $h = 0,16$ мм, $l = 5,7$ мм до $h = 0,146$ мм, $l = 5,775$ мм вызывает уменьшение частоты на – 11,1%. Полученные результаты справедливы для модуля упругости $E = 1,92 \cdot 10^{11}$ н/м².

Если $E = 1,82 \cdot 10^{11}$ н/м², что соответствует старению при 700°C, то $A = 0,482 \cdot 10^4$ Гц/м. В этом случае

$$a) p_1 = 33625,93 \text{ Гц};$$

$$б) p_1 = 29040,57 \text{ Гц} (-13,6\%);$$

$$в) p_1 = 32758,81 \text{ Гц} (-2,6\%);$$

$$г) p_1 = 28291,71 \text{ Гц} (-15,9\%);$$

- д) $p_1 = 29163,04$ Гц;
- е) $p_1 = 26648,47$ Гц (–8,7%);
- ж) $p_1 = 28450,72$ Гц (–2,4%);
- з) $p_1 = 25916,29$ Гц (–11,1%).

Полученные зависимости позволяют оценить влияние геометрических характеристик (допусков геометрических размеров) и свойств материала на частоту упругих элементов. Например, при изменении модуля упругости с $E = 1,92 \cdot 10^{11}$ н/м² до $E = 1,82 \cdot 10^{11}$ н/м² частота изменится при $h = 0,22$ мм, $l = 5,7$ мм с $p_1 = 34523,54$ Гц до $p_1 = 33625,93$ Гц (уменьшение на – 2,6%); $h = 0,16$ мм, $l = 5,7$ мм с $p_1 = 29941,52$ Гц до $p_1 = 29163,04$ Гц (уменьшение на – 2,6%).

Полученные зависимости частоты от геометрических размеров позволяют решить задачу в вероятностной постановке с использованием [3]. Действительно, пусть толщина стержня – случайная величина, которая подчинена нормальному закону с плотностью

$$f(h) = \frac{1}{\sigma_h \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(h - m_h)^2}{2\sigma_h^2}}, \quad (14)$$

где m_h , σ_h – математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение толщины соответственно.

Учитывая, что частота связана с толщиной линейной зависимостью $p = k \frac{IE}{l^2} \sqrt{-h}$, то распределение частоты также по нормальному закону с параметрами

$$m_p = k \frac{IE}{l^2} \sqrt{-m_h}; \quad (15)$$

$$\sigma_p = k \frac{IE}{l^2} \sqrt{-\sigma_h}. \quad (16)$$

Зная закон распределения частоты, цель и допуск на цель, можно определить вероятность попадания в заданный интервал и вычислить процент брака по частоте в зависимости от допуска на геометрические размеры.

Аналогично решается задача о влиянии случайного модуля упругости на частоту.

Вычисление закона распределения частоты с учетом целевого назначения и допуска на него позволяет определить вероятность попадания служебных характеристик в заданный интервал и вычислить процент несоответствий с учетом законов распределения геометрических размеров и модуля упругости материала. В работе приведены практические рекомендации по уменьшению вариации частот – обеспечение стабильности свойств материала (модуля упругости, вязкости); электромагнитных характеристик; центра и величины рассеивания геометрических

размеров; параметров электроэрозионной и электрохимической обработок, используемых для изготовления датчика.

Разработка информационной системы выполнена с использованием данных [4, 5].

Заключение

Раскрыты закономерности и проанализировано влияние параметров материала и технологического процесса на изменение частотных характеристик вибрационного датчика. Предложены рекомендации по обеспечению стабильности функциональных характеристик с учетом параметров датчика и параметров технологического процесса. Выполненные работы позволили определить рациональные границы допусков на геометрические размеры с учетом свойств материала и уменьшить вариации функциональных характеристик датчика, обеспечив увеличение числа выхода годных датчиков при производстве. На основе данных, полученных в результате проведенного анализа, были определены основные положения разработки информационной системы для проведения расчетов с целью уменьшения вариации функциональных характеристик вибрационного датчика.

Список литературы

1. Гвоздева Т.В., Баллод Б.А. Проектирование информационных систем. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2009. – 508 с.
2. Ден-Гартог Дж.П. Механические колебания. – М.: Физматгиз, 1960. – 580 с.
3. Петров В.Н. Информационные системы. – СПб.: Питер, 2003. – 688 с.
4. Постоянные магниты: справочник / под ред. Ю.М. Пятина. – М.: Энергия, 1976. – 376 с.
5. Пугачев В.С. Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления. – М.: Физматгиз, 1962. – 884 с.

References

1. Gvozdeva T.V., Ballod B.A. Proektirovanie informacionnyh sistem. Rostov-na-Donu: Feniks, 2009. 508 p.
2. Den-Gartog Dzh.P. Mehanicheskie kolebanija. M.: Fizmatgiz, 1960. 580 p.
3. Petrov V.N. Informacionnye sistemy. SPb.: Piter, 2003. 688 p.
4. Postojannye magnity: spravochnik / pod red. Ju. M. Pjatina. M.: Jenergija, 1976. 376 p.
5. Pugachev V.S. Teorija sluchajnyh funkcij i ee primenenie k zadacham avtomaticheskogo upravlenija. M.: Fizmatgiz, 1962. 884 p.

Рецензенты:

Чечулин Ю.Б., д.т.н., профессор кафедры «Детали машин», Механико-машиностроительный институт, Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург;

Паршин В.С., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Металлургические и роторные машины», Механико-машиностроительный институт, Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург.

Работа поступила в редакцию 02.03.2015.