

МОДЕЛИ И МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ЧУВСТВИТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА ДЛЯ ДАТЧИКОВОЙ АППАРАТУРЫ

Г. А. Ануар✉

*Кафедра «Космическая техника и технология»,
Евразийский национальный университет имени Л. Н. Гумилева,
galym_rta@mail.ru; Астана, Республика Казахстан*

Ключевые слова: датчик; диапазон измерения; оптимальная конструкция; стабильность характеристик; чувствительный элемент.

Аннотация: Для определения оптимальной конструкции чувствительного элемента рассмотрены несколько методик, использующихся для разработки датчиков. Результаты анализа показывают необходимость учитывать различные факторы, такие как измеряемая величина, точность и диапазон измерений, стабильность, устойчивость к внешним воздействиям, стоимость и др. Методика измерения линейности чувствительного элемента позволяет оценить, как датчик реагирует на изменение измеряемой величины в пределах своего диапазона. Выбор упругих элементов осуществляется с учетом требуемых характеристик. Представлен комплексный подход решения технической задачи, учитывающий различные нагрузки и пространственное расположение датчика. Доказано, что повышение точности расчета конструкции позволяет обеспечить максимальную чувствительность датчика и предотвратить возникновение недопустимых напряжений. Отмечено, что оптимальная конструкция чувствительного элемента обеспечивает высокую точность измерений, позволяет снизить затраты на производство и эксплуатацию.

Введение

Определение оптимальной конструкции чувствительного элемента является одной из важнейших задач в разработке датчиков. Это обеспечивает не только высокую точность измерений, но и позволяет снизить затраты на производство и эксплуатацию. Для того чтобы выбрать оптимальную конструкцию чувствительного элемента, необходимо рассмотреть несколько методик [1], которые могут быть использованы при разработке датчиков.

Первая методика заключается в испытании чувствительных элементов при различных температурах, причем температурный диапазон должен быть максимально близок к реальным условиям эксплуатации датчика. По таким условиям можно оценить степень защиты термостабильности.

Вторая – механические испытания, при которых датчик подвергается воздействию различных механических нагрузок, таких как вибрации и удары. Это помогает получить представление о стойкости датчика к реальным механическим воздействиям.

Третья – определение скорости реакции чувствительного элемента. Помогает оценить скорость реакции датчика на изменение измеряемой физической величины. Особенно это важно в таких сферах, как автоматизированные процессы производства, где к скорости реакции датчика предъявляются жесткие требования.

Четвертая – измерение линейности чувствительного элемента. Позволяет оценить, как датчик реагирует на изменение измеряемой величины в пределах своего диапазона.

Таким образом, каждая из методик помогает оценить способность датчика реагировать на изменения внешних условий и принимать правильные решения по выбору оптимальной конструкции датчика.

Материалы и методы

При выборе оптимальной конструкции чувствительного элемента для датчика необходимо учитывать следующие факторы.

1. Вид измеряемой величины. В зависимости от того, что именно необходимо измерять (температуру, давление, уровень жидкости и т.д.), будет выбран соответствующий тип чувствительного элемента [2].

2. Точность и диапазон измерений. Необходимо выбрать чувствительный элемент, который может обеспечить требуемую точность измерений в заданном диапазоне значений.

3. Стабильность работы. Некоторые чувствительные элементы могут изменять свою характеристику со временем или при изменении условий эксплуатации. Важно выбирать такой элемент, который обладает необходимой стабильностью работы.

4. Устойчивость к внешним воздействиям. Датчики могут подвергаться воздействию внешних факторов, таких как вибрации, пыль, влага и т.д. [3, 4]. Чувствительный элемент должен быть достаточно устойчивым к таким воздействиям.

5. Стоимость производства. Следует учитывать стоимость производства датчика, в том числе и стоимость чувствительного элемента, чтобы датчик был доступен для широкого круга потребителей.

Таким образом, выбор оптимальной конструкции чувствительного элемента для датчика зависит от ряда факторов и требует тщательного анализа и обоснования.

Конструкции упругих элементов датчиков весьма разнообразны. В динамометрах на большие усилия (больше 10 кН) используются сплошные стержни, работающие на сжатие (рис. 1, *а*) или сдвиг (рис. 1, *б*); для меньших усилий (10...1 кН) используют кольца, а для малых усилий – тонкостенные цилиндры и плоские пружины в виде балок. При этом наиболее эффективными оказываются конструкции в виде тонкостенного цилиндра или балки равного сопротивления, когда по всей поверхности упругого элемента механическое напряжение одинаково и материал используется наиболее рационально.

На рисунке 2 показаны часто применяемые преобразователи крутящего момента M в угловое перемещение – спиральные пружины (рис. 2, *а*, *б*), сплошные, полые и плоские торсионы (рис. 2, *в*, *г*, *е*), подвесы и растяжки (рис. 2, *д*). Особенно разнообразны упругие элементы, применяемые для измерения давлений, –

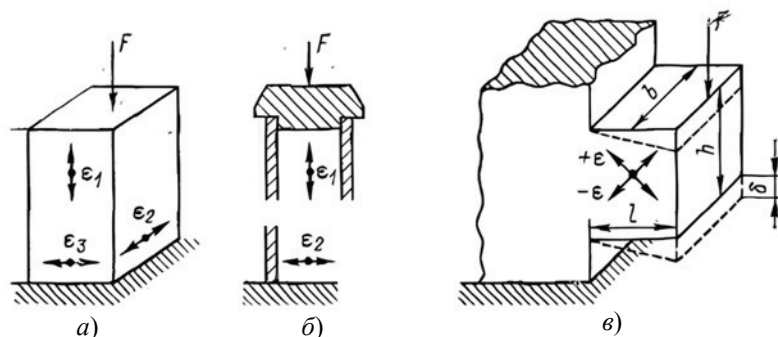


Рис. 1. Конструкции упругих элементов

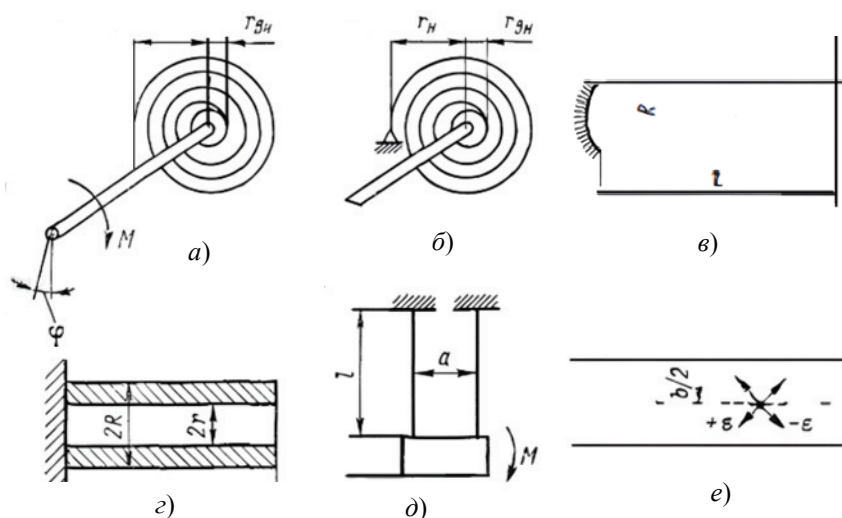


Рис. 2. Преобразователи крутящего момента

плоские и гофрированные мембраны и мембранные коробки, использующие собственную жесткость или опирающиеся на внешнюю плоскую пружину или полый тонкостенный цилиндр, на которые наклеены или напылены тензорезисторы.

Для получения больших линейных перемещений применяются сильфоны и трубки Бурдона, а для больших угловых – спиральные и винтовые трубки с внутренним давлением. Расчет таких упругих элементов приводится в специальных справочниках.

При расчете упругих элементов стремятся обеспечить их максимальную чувствительность. Однако препятствием к этому является возникновение в опасных точках конструкции недопустимо больших напряжений. Поэтому исходным для расчета упругих элементов является описание их с помощью уравнений, которые связывают значения сил, механических деформаций и возникающих напряжений [5].

Свойства изотропных материалов описываются двумя независимыми параметрами: модулем упругости E и коэффициентом Пуассона μ . При расчете элементов, испытывающих чистый сдвиг или скручивание, используют модуль сдвига G , который равен $G = 0,5E/(1 + \mu)$.

Из трех постоянных E , G и μ независимыми являются лишь две, а третья всегда может быть выражена через две другие.

Формулы для расчета упругих элементов различной формы приведены ниже, где используются следующие обозначения: F – сила; F_0 – начальное натяжение; M – крутящий момент; P – давление; δ – прогиб, абсолютное удлинение; ε – относительное удлинение; ε_r , ε_η – удлинение соответственно в направлении радиуса и перпендикулярно ему; $\sigma_{1,2}$ – механическое напряжение в точках 1, 2; σ_0 – начальное напряжение; σ_r , σ_η – напряжение соответственно в направлении радиуса и перпендикулярно ему; τ – касательное напряжение; l – длина; x – текущая координата; b – ширина; h – толщина; R , r – радиусы соответственно внешний и внутренний; S – площадь поперечного сечения; W – момент сопротивления; J – момент инерции; J_p – полярный момент инерции; E – модуль упругости; μ – коэффициент Пуассона; G – модуль сдвига; n – податливость; m – масса; g – ускорение силы тяжести [6–8].

Стержень (см. рис. 1, а) и полый цилиндр (см. рис. 1, б) с площадью поперечного сечения S имеют:

$$\delta = l\sigma / E; \quad \sigma = F / S; \quad n = \delta / F = l / (SE);$$

$$\varepsilon_1 = F / (SE) = \sigma / E; \quad \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = -\mu\varepsilon_1.$$

Консольный выступ (см. рис. 1, в) испытывает деформации чистого сдвига и изгиба одновременно. При этом

$$\delta_{\text{изг}} = 4Fl^3 / (Eb h^3), \text{ а } \delta_{\text{сдв}} = 2(1+\mu)fl / (Eb h),$$

то есть $\delta_{\text{сдв}} / \delta_{\text{изг}} = 0,5(1+\mu)h^2 / l^2$.

Отсюда условие преобладания сдвига есть $l < h\sqrt{(1+\mu)/2}$. Относительная деформация на всей поверхности боковых граней от сдвига $\varepsilon = \delta_{\text{сдв}} / (2l)$, а от изгиба $\bar{\varepsilon} = 0$. Допустимое усилие F определяется напряжением в заделке выступа, равным от изгиба $\sigma = 6lF / (bh^2)$, а от чистого сдвига $\tau = 2(1+\mu)F / (bh)$.

У кольца (см. рис. 2, з) прямоугольного сечения сила F ограничена допустимыми напряжениями $\sigma_1 = +0,318rF / W$; $\sigma_2 = -0,182rF / W$, где $W = bh^3 / 6$. Прогиб по вертикали $\delta_{\text{в}} = -0,149r^3 F / (EJ)$ и горизонтали $\delta_{\text{г}} = +0,137r^3 Fl / (EJ)$, где $J = bh^3 / 12$.

Консольная балка постоянного сечения (см. рис. 1, б) имеет

$$\delta(x) = \frac{l^3 F}{6EJ} \left(3 - \frac{x}{l} \right) \left(\frac{x}{l} \right)^2;$$

при $x = l$

$$\delta_l = \frac{l^3 F}{3EJ} \quad \text{и} \quad n_l = \frac{\delta_l}{F} = \frac{l^3}{3EJ},$$

где $J = bh^3 / 12$;

$$\sigma(x) = lF(1 - x/l) / W,$$

где $W = bh^2 / 6$;

$$\varepsilon(x) = \sigma(x) / E = 6Fl(1 - x/l) / (Eb h^2).$$

Консольная балка равного сопротивления (см. рис. 2, е):

$$\delta(x) = \frac{6Fl^3}{Eb h^3} \left(\frac{x}{l} \right)^2;$$

$$\delta_l = \frac{6F}{Eb} \left(\frac{l}{h} \right)^3 \quad \text{и} \quad n_l = \frac{\delta_l}{F} = \frac{6}{Eb} \left(\frac{l}{h} \right)^3;$$

$$\sigma(x) = \text{const} = Eh\delta_l / l^3; \quad J = bh^3 / 12; \quad n = 1,25l / (EJ).$$

Плоская спиральная пружина с числом витков ω , толщиной и шириной витка соответственно h и b , с жестко заделанным наружным концом (см. рис. 2, а) имеет:

$$\varphi = Ml / (EJ); \quad l = \pi(r_{\text{в}} + r_{\text{ви}})\omega; \quad J = bh^3 / 12; \quad n = \varphi / M = 1,25l / (EJ).$$

То же, но с шарнирной заделкой наружного конца (см. рис. 2, б):

$$\varphi = 1,25Ml / (EJ); \quad n = \varphi / M = 1,25l / (EJ).$$

Сплошной круглый вал (см. рис. 2, в) или подвес круглого сечения:

$$\varphi = Ml / (GJ_p); \quad G = 0,5E / (1+\mu); \quad J_p = \pi R^4 / 2;$$

$$n = \varphi / M = l / (Gl_p); \quad \tau = MR / J_p = 2M / (\pi R^3) = GR\varphi / l;$$

Полый круглый вал (см. рис. 2, з):

$$J_p = \frac{\pi}{2}(R^4 - r^4); \quad \varphi = \frac{2Ml}{G\pi(R^4 - r^4)};$$

$$\tau = \frac{GR\varphi}{l} = \frac{2MR}{\pi(R^4 - r^4)}; \quad \varepsilon = \frac{R\varphi}{l}.$$

Растяжка на двух нитях радиуса R (см. рис. 2, д):

$$n = M/\varphi = \pi R^2(\sigma_0 a^2 + 2GR^2)/l;$$

$$\sigma = \sigma_0 + mg/(2\pi R^2); \quad \tau = GR\varphi/l,$$

где mg – вес подвижной части; σ_0 – начальное напряжение в растяжках.

Торсион прямоугольного сечения (см. рис. 2, е) при $h \ll b$:

$$\varphi = \frac{Mlk_n}{3bh^3G}, \quad n = \frac{lk_n}{3Gb h^3}, \quad \tau = \frac{Gh\varphi}{l}k_\varepsilon, \quad \varepsilon = \frac{h\varphi}{l}k_\varepsilon,$$

где k_n и k_ε зависят от отношения h/b так, как показано в табл. 1.

Мембраны, изображенные на рис. 3, при расчете подразделяют на пластины и пленки. Под пластиной понимают упругую перегородку, сопротивляющуюся изгибу благодаря своей собственной жесткости. Перегородка же из пленки не имеет собственной изгибной жесткости и приобретает упругие свойства только благодаря предварительному натяжению [9, 10]. Отличие расчета пластин (см. рис. 3) со сложным напряженным состоянием состоит в том, что в этом случае относительная деформация ε и напряжение σ уже не связаны простейшим соотношением $\sigma = \varepsilon E$. Так, для заделанной по контуру пластины (см. рис. 3, а) при воздействии на ее центр сосредоточенной силы F и отсутствии распределенного давления P прогиб ее центра, податливость центра, деформации и напряжения в пластине равны:

$$\delta_{\text{ц}} = \frac{3}{4} \frac{R^2(1-\mu^2)}{\pi h^3 E} F; \quad n_{\text{ц}} = \frac{3}{4} \frac{R^2(1-\mu^2)}{\pi h^3 E};$$

$$\delta(r) = n_{\text{ц}} F [1 - (r/R)^2 - 2(r/R)^2 \ln R/r];$$

$$\varepsilon_r(r) = n_{\text{ц}} F (1/\pi R/r - 1)(2h/R^2); \quad \varepsilon_v(r) = n_{\text{ц}} F (2h/R^2) \ln R/r;$$

$$\sigma_r(r) = \frac{3}{2} \left(\frac{R}{h}\right)^2 \frac{F}{S} \left[(1+\mu) \ln \frac{R}{r} - 1 \right];$$

Таблица 1

Зависимость коэффициентов от отношения h/b

h/b	k_n	$1/k_\varepsilon$
0	1	1
0,1	1,067	1
0,3	1,233	1,009
1	2,370	1,481

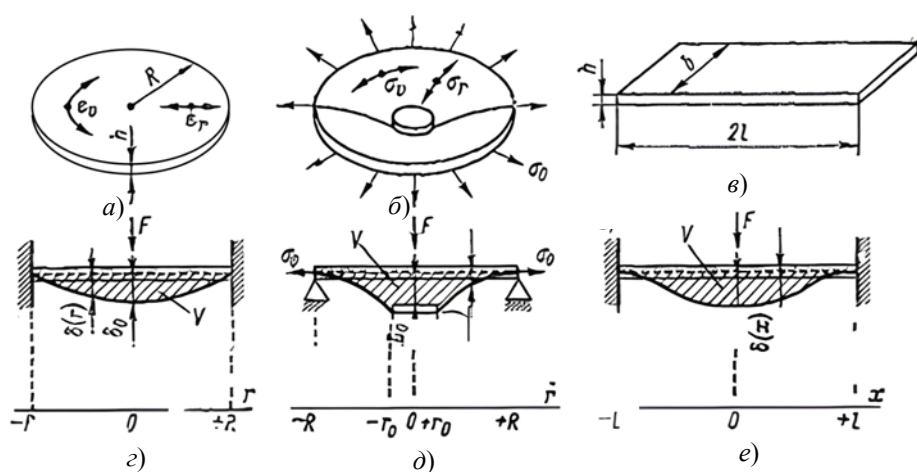


Рис. 3. Виды мембран

$$\sigma_v(r) = \frac{3}{2} \left(\frac{R}{h} \right)^2 \frac{F}{S} \left[(1 + \mu) \ln \frac{R}{r} - \mu \right],$$

где $S = \pi R^2$.

При воздействии давления P и $F = 0$

$$\delta(r) = 0,25 n_{\text{ц}} P S \left[1 - (r/R)^2 \right]^2,$$

где $n_{\text{ц}} = 0,75 R^2 (1 - \mu^2) / (\pi h^3 E)$;

$$\varepsilon_r(r) = \frac{1}{2} n_{\text{ц}} P S \frac{h}{R^2} \left[1 - 3 \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right]; \quad \varepsilon_v(r) = \frac{1}{2} n_{\text{ц}} P S \frac{h}{R^2} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right];$$

$$\sigma_r(r) = \frac{3}{8} \left(\frac{R}{h} \right)^2 (1 - \mu) \left[1 - \frac{3 + \mu}{1 + \mu} \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] P;$$

$$\sigma_v(r) = \frac{3}{8} \left(\frac{R}{h} \right)^2 (1 - \mu) \left[1 - \frac{3\mu + 1}{\mu + 1} \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] P.$$

Для пленки с жестким центром и предварительным всесторонним натяжением σ_0 (см. рис. 3, б) при воздействии сосредоточенной силы F ($P = 0$)

$$\delta(r) = \frac{F \ln(R/r)}{2\pi h \sigma_0},$$

а при воздействии давления $P = (F = 0)$

$$\delta(r) = \frac{P R^2}{4h \sigma_0} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right].$$

Для пластины (см. рис. 3, в), заделанной по концам размера $2l$ без предварительного натяжения, податливость при воздействии сосредоточенной силы F в центре равна:

$$n_{\Pi} = 12l^3 / (Ebh^3) \quad \text{при } b \gg l$$

и

$$n_{\Pi} = 12l^3 (1 - \mu^2) / (Ebh^3) \quad \text{при } b \ll l.$$

Прогиб и относительная деформация при воздействии сосредоточенной силы F :

$$\delta(x) = \frac{n_{\Pi} F}{24} \left[1 - 3 \left(\frac{x}{l} \right)^2 + 2 \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right];$$

$$\varepsilon(x) = \frac{n_{\Pi} F h}{8l^2} \left(1 - 2 \frac{x}{l} \right),$$

а при действии давления $P (F = 0)$:

$$\delta(x) = \frac{P n_{\Pi} b l}{24} \left[1 - \left(\frac{x}{l} \right)^2 \right];$$

$$\varepsilon(x) = \frac{P n_{\Pi} b h}{12l} \left[1 - 3 \left(\frac{x}{l} \right)^2 \right].$$

Для пленки (см. рис. 3, в) при натяжении вдоль размера $2l$ усилием $F_0 = \sigma_0 b h$ прогиб под действием давления P составляет:

$$F_0 = \sigma_0 b h; \quad \delta(x) = \frac{P l^2}{2 \sigma_0 h} \left[1 - \left(\frac{x}{l} \right)^2 \right],$$

а при действии силы F , сосредоточенной по линии $x = 0$,

$$\delta(x) = \frac{l F}{2 \sigma_0 b h} \left(1 - \frac{x}{l} \right).$$

Приведенные соотношения справедливы и для натянутой ленточной струны. При одновременном действии как сосредоточенной силы, так и распределенного давления зависимости $\delta(x)$ и $\varepsilon(x)$ получаются в результате сложения частных отклонений и растяжений. Приведенные соотношения для мембран с предварительным напряжением σ_0 справедливы лишь до некоторого минимального предела $\sigma_{0\min}$, когда упругость элемента при предпосылке «натянутая пленка без изгибной жесткости» равна упругости при предпосылке «упругая на изгиб пластина без предварительного напряжения» [11]. Например, для ленточной пленки (см. рис. 3, в) податливость равна $n_{\Pi} = l / (2 \sigma_0 b h)$, а для пластины (балки) с заделками на обоих концах $n_{\Pi} = l^3 (1 - \mu^2) / (2 E b h^3)$. Приравнявая эти податливости, получаем

$$\sigma_{0\min} = \frac{E}{1 - \mu^2} \left(\frac{h}{l} \right)^2, \text{ то есть для напряжений } \sigma_0 < \sigma_{0\min} \text{ мембрану следует рас-}$$

смаживать как пластину, а для напряжений $\sigma_0 > \sigma_{0\min}$ – как пленку.

При использовании мембран (см. рис. 3) в датчиках давления или акустических микрофонах для расчета динамики необходимо учитывать связи между параметрами механического возбуждения в центре мембраны (F , δ_0 , v) и параметрами возбуждаемого акустического поля – давлением P и объемным расходом

$q = dV/dt$ в замембранном пространстве (где V – объем, заштрихованный на рис. 3). Для этого мембрана может быть представлена эквивалентной механической схемой (см. рис. 3, ε) и схемой аналога (см. рис. 3, δ), где часть входного усилия F посредством податливости n передается на корпус (через заделку), а другая часть посредством акустической податливости $n_{\text{ак}}$ приводит в движение жесткий поршень без массы [12, 13].

Существует множество методик, которые могут быть применены при разработке датчиков для измерения следующих свойств:

- термических – методика для измерения температуры, теплопроводности, теплоемкости. Данный метод основан на применении термопар, терморезисторов и других термических датчиков;

- оптических – методика для измерения световых, цветовых и спектральных характеристик. Метод основан на использовании фотодетекторов, фотоэлектрических и оптических спектрометров, а также других оптических датчиков;

- электромагнитных – методика для измерения электрических и магнитных характеристик. Метод основан на использовании электромагнитных датчиков, таких как датчики тока, напряжения, электрического поля и магнитного поля;

- механических – методика, используемая для измерения массы, давления, ускорения, угла поворота и других механических характеристик. Метод основан на применении механических датчиков, таких как весы, датчики давления, гироскопы и акселерометры;

- химических – применяется методика для измерения концентрации, pH, остаточного количества кислорода и других химических характеристик. Этот метод основан на использовании химических и биохимических датчиков, таких как микросенсоры, биосенсоры, флюоресцентные датчики и датчики, работающие на основе нанотехнологий.

Энергетический метод позволяет определить перемещения любых упругих систем. Для систем, собранных из большого количества элементов, сохраняется тот же порядок расчета, но общий объем расчетов многократно увеличивается.

Порядок расчета перемещений таких систем следующий:

- показать грузовую и единичную системы;
- единичную систему нагрузить единичной силой в точке, где находим деформацию направления перемещения;
- разделить грузовую и единичную системы на отдельные элементы;
- определить внутренние усилия в элементах системы для грузового и единичного состояний;
- определить перемещение с помощью интеграла Мора.

Для определения внутренних усилий в элементах системы ее надо разобрать и рассмотреть силы, действующие на каждый элемент в отдельности. Интеграл Мора для определения перемещения сложной системы принимает вид, где первое слагаемое учитывается в виде растяжения стержней в перемещение, второе – растяжения пружин и третье – изгиба балок.

Определим перемещение системы, состоящей из двух балок, связанных пружиной и стержнем (рис. 4).

Приведем исходные данные для расчета системы при нагрузке $F = 5$ кН (все элементы системы стальные):

- для стержня: модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; длина стержня $L_{\text{ст}} = 20$ см; сторона квадратного сечения стержня $a = 5$ мм; площадь сечения $A = a^2$; $A = 0,25$ см²;

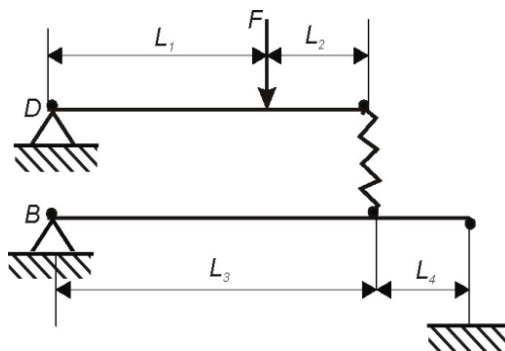


Рис. 4. Заданная система из нескольких элементов

– для балок (сечения двух балок одинаковые): длины участков балок, см: $L_1=20$, $L_2=10$, $L_3=30$, $L_4=10$; высота $h = 2$ см и ширина $b = 4$ см сечения балок; моменты инерции J и сопротивления W сечения балок: $J = \frac{bh^3}{12}$, $W = \frac{bh^2}{6}$, $J = 2,667 \text{ см}^4$, $W = 2,667 \text{ см}^3$; жесткость пружины $K_{\text{пр}} = 100 \text{ Н/мм}$.

В примере определяются два перемещения системы: линейное перемещение точки приложения силы F и угловое перемещение на опоре D .

Для каждого перемещения показана своя единичная система (рис. 5). Для определения внутренних усилий разберем на отдельные элементы каждую из представленных систем – грузовую или заданную (см. рис. 5, а) и две единичные (см. рис. 5, б) и из уравнений равновесия каждого элемента определим внутренние усилия. Детализировка грузовой и второй единичной системы показаны на рис. 6. Для первой единичной системы усилия пропорциональны усилиям в грузовой системе (см. рис. 6, а), так как точки приложения нагрузки и направления нагрузок совпадают.

Приведем усилия в стержне и пружине для определения перемещения точки приложения силы:

– в грузовом состоянии:

$$N_1 = \frac{FL_1}{L_1 + L_2}; \quad N_2 = \frac{N_1 L_3}{L_3 + L_4}; \quad N_1 = 3,33 \text{ кН}; \quad N_2 = 2,5 \text{ кН};$$

– в единичном состоянии (см. рис. 6, б) для $\Delta F_{\text{верт}}$:

$$N_{11} = \frac{L_1}{L_1 + L_2}; \quad N_{21} = \frac{N_{11} L_3}{L_3 + L_4}; \quad N_{11} = 0,667; \quad N_{21} = 0,5;$$

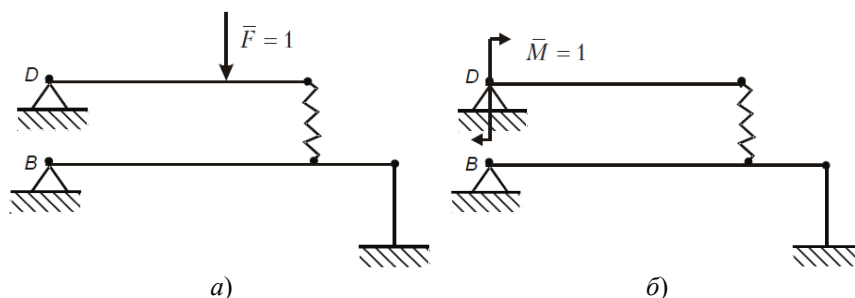


Рис. 5. Единичные системы для определения $\Delta F_{\text{верт}}$ (а) и θ_D (б)

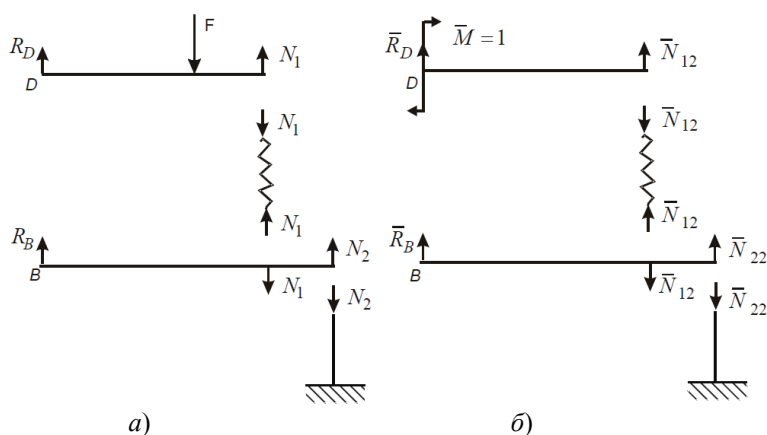


Рис. 6. Разбиение на элементы грузовой (а) и единичной (б) систем для θ_D

– в единичном состоянии для θ_D :

$$N_{12} = \frac{1}{L_1 + L_2}; \quad N_{22} = \frac{N_{12}L_3}{L_3 + L_4}; \quad N_{12} = 3,333 \text{ м}^{-1}; \quad N_{22} = 2,5 \text{ м}^{-1}.$$

Определим опорные реакции и изгибающие моменты в балках:

– в грузовом состоянии:

$$R_A = F - N_1; \quad R_B = N_1 - N_2; \quad R_A = 1,667 \text{ кН}; \quad R_B = 0,833 \text{ кН};$$

– в единичном состоянии для $\Delta F_{\text{верт}}$:

$$R_{11A} = 1 - N_{11}; \quad R_{11B} = N_{11} - N_{21}; \quad R_{11A} = 0,333; \quad R_{11B} = 0,167;$$

– в единичном состоянии для θ_D :

$$R_{12A} = -N_{12}; \quad R_{12B} = N_{12} - N_{22}; \quad R_{12A} = -3,333 \text{ м}^{-1}; \quad R_{12B} = 0,833 \text{ м}^{-1}.$$

Изгибающие моменты на четырех участках двух балок:

– от внешних сил

$$M(x) = \begin{pmatrix} R_A x \\ N_1 x \\ R_B x \\ N_2 x \end{pmatrix};$$

– от единичной силы $\bar{F} = 1$

$$M_{11}(x) = \begin{pmatrix} R_{11A} x \\ N_{11} x \\ R_{11B} x \\ N_{21} x \end{pmatrix};$$

– от единичного момента $\bar{M} = 1$

$$M_{12}(x) = \begin{pmatrix} R_{12A} x \\ N_{12} x \\ R_{12B} x \\ N_{22} x \end{pmatrix}, \quad n = \text{rows}(L); \quad n = 4.$$

Ввиду многообразия возможных систем общего решения для них получить не удастся. Уравнения равновесия проще записать вручную и вставить их в расчет. Подставив найденные усилия в интеграл Мора, находим искомые перемещения $\Delta F_{\text{верт}}$ и θ_D :

– статическое перемещение точки приложения силы $\Delta F_{\text{верт}}$:

$$\Delta F = \frac{N_1 N_{11}}{K_{\text{пр}}} + \frac{N_2 N_{21}}{EA} L_{\text{ст}} + \sum_{k=1}^n \int_0^{L_k} \frac{M(x) M_{11}(x)}{EJ} dx; \quad \Delta F = 31,9 \text{ мм};$$

– угол поворота заданной точки D θ_D :

$$\theta_D = \frac{N_1 N_{12}}{K_{\text{пр}}} + \frac{N_2 N_{22}}{EA} L_{\text{ст}} + \sum_{k=1}^n \int_0^{L_k} \frac{M(x) M_{12}(x)}{EJ} dx; \quad \theta_D = 8^\circ;$$

– максимальное напряжение в баллах:

$$\max M = \max \left(\left(\frac{R_A L_1}{R_B L_3} \right) \right); \quad \max \sigma = \frac{\max M}{W}; \quad \max \sigma = 125 \text{ МПа}.$$

Отметим, что универсальную программу для расчета сложных систем составить невозможно, ввиду многообразия вариантов набора элементов. Расчеты простые, но их очень много. Таким же образом, разбивая систему на элементы, можно решить и статически неопределимую систему, но объем расчетов при этом значительно возрастет.

Заключение

Разработка датчиков – сложный процесс, который включает в себя несколько этапов. Одним из ключевых этапов является определение оптимальной конструкции чувствительного элемента. Это позволяет достичь высокой точности измерений, снизить затраты на производство и эксплуатацию.

Выбор оптимальной конструкции предполагает испытания при разных температурах, что позволяет оценить термостабильность датчика в реальных условиях эксплуатации, механические испытания для определения стойкости датчика к вибрациям, ударам и другим механическим воздействиям, определение скорости реакции, что важно для автоматизированных процессов, так как позволяет оценить быстроту отклика датчика на изменения измеряемой величины, измерение линейности необходимо для оценки точности реакции датчика на изменения в пределах диапазона измерений. Кроме того, необходимо использовать комплексный подход, который учитывает различные нагрузки и пространственное расположение датчика.

При выборе конструкции чувствительного элемента необходимо учитывать следующие факторы: вид измеряемой величины, точность и диапазон измерений, стабильность работы, метрологические характеристики, устойчивость к внешним воздействиям, стоимость производства.

Список литературы

1. Пивкин, А. Г. Волоконно-оптические датчики давления аттенуаторного типа для космической техники / А. Г. Пивкин, Т. И. Мурашкина. – Пенза : ИИЦ ПГУ, 2005. – 146 с.
2. Основные проблемы проектирования информационно-измерительной датчиковой аппаратуры / Д. В. Панов, А. В. Гориш, С. А. Пономарев, Н. М. Пушкин // Актуальные проблемы защиты и безопасности: бронетанковая техника и вооружение : материалы XVI Всероссийской научно-практической конференции, Санкт-Петербург, 03 – 06 апреля 2013 года. Том 3. – Санкт-Петербург, 2013. – С. 371 – 379.

3. Аналитическое конструирование оптимальных регуляторов по критериям точности, быстродействию, энергосбережению : монография / В. В. Сурков [и др.]. – Тула : Изд-во ТулГУ, 2005. – 300 с.
4. Зыков, С. В. Разработка метода и определение нового условия безопасности движения в состоянии многопоточности на основе математического моделирования / С. В. Зыков, С. А. Золотухин, М. А. Золотухина // Модели, системы, сети в экономике, технике, природе и обществе. – 2023. – № 3(47). – С. 98 – 114. doi: 10.21685/2227-8486-2023-3-7
5. Петрова, И. Ю. Концептуальная модель САПР чувствительных элементов на основе энергоинформационного метода / И. Ю. Петрова, А. А. Ветрова // Датчики и системы. – 2004. – № 2. – С. 13 – 16.
6. Научно-технические, технологические и практические основы конструирования датчиковой аппаратуры для измерений физических величин : монография : в 5 т. / [А. Ю. Акимов и др.] ; под общ. ред. А. Н. Перминова ; под ред. А. В. Гориша [и др.]. – Москва : Изд-во Московского гос. ун-та леса, 2011. – Т. 1. – 579 с.
7. Шикульская, О. М. Метод моделирования чувствительных элементов датчиков на основе фрактального подхода : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.13.18 / Шикульская Ольга Михайловна. – Астрахань, 2009. – 32 с.
8. Мусаев, Р. Ш. Имитационное моделирование чувствительного элемента датчика давления струнного типа / Р. Ш. Мусаев, А. А. Трофимов, М. А. Фролов // Датчики и системы. – 2014. – № 7(182). – С. 22 – 25.
9. Топильский, В. Б. Оценка погрешности дифференциального емкостного датчика перемещений / В. Б. Топильский, Е. И. Бажанов // Известия высших учебных заведений. Электроника. – 2012. – № 4(96). – С. 88–89.
10. Моделирование измерительных схем емкостных датчиков в среде SimIn Tech / И. Н. Воротников, М. А. Мастепаненко, Ш. Ж. Габриелян, С. В. Мишуков // Измерение. Мониторинг. Управление. Контроль. – 2021. – № 3(37). – С. 48 – 53. doi: 10.21685/2307-5538-2021-3-6
11. Методика расчета специального упругого элемента датчиков / А. И. Тихонов, Е. А. Мокров, С. А. Тихонов [и др.] // Датчики и системы. – 2001. – № 7. – С. 21 – 23.
12. Батищев, В. И. Измерение параметров емкостных датчиков положения и перемещения / В. И. Батищев, В. С. Мелентьев. – Москва : Машиностроение-1, 2005. – 123 с.
13. Выскуб, В. Г. Устройства и системы автоматического управления высокой точности = High-precision devices and systems of automatic control / В. Г. Выскуб, В. И. Сырякин, В. С. Шидловский. – Томск : Изд-во Томского ун-та, 2009. – 307 с.

Models and Methods to Determine the Optimal Design of a Sensing Element for Sensor Equipment

G. A. Anuar 

*Department of Space Technology and Engineering,
L. N. Gumilyov Eurasian National University, galym_rma@mail.ru;
Astana, Republic of Kazakhstan*

Keywords: sensor; measurement range; optimal design; stability of characteristics; sensing element.

Abstract: To determine the optimal design of a sensing element, several methods used in sensor development are considered. The analysis results demonstrate the need to consider various factors, such as the measured value, measurement accuracy and range, stability, resistance to external influences, cost, etc. A method for measuring the linearity of a sensing element allows one to evaluate how the sensor responds to changes in the measured value within its range. The selection of elastic elements is based on the required characteristics. A comprehensive approach to solving the technical problem takes into account various loads and the spatial arrangement of the sensor. It has been proven that improving the accuracy of design calculations ensures maximum sensor sensitivity and prevents unacceptable stress. It has been noted that an optimal design of the sensing element enables high measurement accuracy and reduces production and operating costs.

References

1. Pivkin A.G., Murashkina T.I. *Volokonno-opticheskiye datchiki davleniya attenyuatorsnogo tipa dlya kosmicheskoy tekhniki* [Fiber-optic pressure sensors of the attenuator type for space technology], Penza : IITS PGU, 2005, 146 p. (In Russ.)
2. Panov D.V., Gorish A.V., Ponomarev S.A., Pushkin N.M. *Aktual'nyye problemy zashchity i bezopasnosti: bronetankovaya tekhnika i vooruzheniye: materialy XVI Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii* [Actual problems of protection and security: armored vehicles and weapons: materials of the XVI All-Russian scientific and practical conference], St. Petersburg, 03-06 April 2013, vol. 3, St. Petersburg, 2013, pp. 371-379. (In Russ., abstract in Eng.)
3. Surkov V.V. [et al.]. *Analiticheskoye konstruirovaniye optimal'nykh regulyatorov po kriteriyam tochnosti, bystrodeystviyu, energosberezheniyu: monografiya* [Analytical Design of Optimal Controllers Based on Accuracy, Speed, and Energy Saving Criteria: Monograph], Tula: Izdatel'stvo TulGU, 2005, 300 p. (In Russ.)
4. Zykov S.V., Zolotukhin S.A., Zolotukhina M.A. [Development of a Method and Definition of a New Condition for Traffic Safety in a Multithreaded State Based on Mathematical Modeling], *Modeli, sistemy, seti v ekonomike, tekhnike, prirode i obshchestve* [Models, Systems, and Networks in Economics, Engineering, Nature, and Society], 2023, no. 3(47), pp. 98-114. doi: 10.21685/2227-8486-2023-3-7 (In Russ., abstract in Eng.)
5. Petrova I.Yu., Vetrova A.A. [Conceptual model of CAD of sensitive elements based on the energy-information method], *Datchiki i sistemy* [Sensors and Systems], 2004, no. 2, pp. 13-16. (In Russ., abstract in Eng.)
6. Akimov A.Yu [et al.]; Perminov A.N. (Ed.); Gorish A.V. [et al.] (Eds.), *Nauchno-tekhnicheskiye, tekhnologicheskkiye i prakticheskkiye osnovy konstruirovaniya datchikovoy apparatury dlya izmereniy fizicheskikh velichin: monografiya* [Scientific, technical, technological and practical foundations of designing sensor equipment for measuring physical quantities: monograph], in 5 vols., Moscow: Izdatel'stvo Moskovskogo gos. universiteta lesa, 2011, vol. 1, 579 p. (In Russ.)
7. Shikul'skaya O.M. *PhD of Doctor's thesis (Engineering)*, Astrakhan', 2009, 32 p. (In Russ.)
8. Musayev R.Sh., Trofimov A.A., Frolov M.A. [Simulation modeling of a sensitive element of a string-type pressure sensor], *Datchiki i sistemy* [Sensors and Systems], 2014, no. 7(182), pp. 22-25. (In Russ., abstract in Eng.)
9. Topil'skiy V.B., Bazhanov Ye.I. [Estimation of the error of a differential capacitive displacement sensor], *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Elektronika* [News of higher educational institutions. Electronics], 2012, no. 4(96), pp. 88-89. (In Russ., abstract in Eng.)

10. Vorotnikov I.N., Mastepanenko M.A., Gabrielyan Sh.Zh., Mishukov S.V. [Modeling of Measurement Circuits Capacitive Sensors in the SimInTech Environment], *Izmereniye. Monitoring. Upravleniye. Kontrol'* [Measuring. Monitoring. Management. Control], 2021, no. 3(37), pp. 48-53. doi: 10.21685/2307-5538-2021-3-6 (In Russ., abstract in Eng.)

11. Tikhonov A.I., Mokrov Ye.A., Tikhonov S.A. [et al.], [Methodology for calculating a special elastic element of sensors], *Datchiki i sistemy* [Sensors and Systems], 2001, no. 7, pp. 21-23. (In Russ., abstract in Eng.)

12. Batishchev V.I., Melent'yev V.S., *Izmereniye parametrov yemkostnykh datchikov polozheniya i peremeshcheniya* [Measuring the parameters of capacitive position and displacement sensors], Moscow: Mashinostroyeniye-1, 2005, 123 p. (In Russ.)

13. Vyskub V.G., Syryamkin V.I., Shidlovskiy V.S. *Ustroystva i sistemy avtomaticheskogo upravleniya vysokoy tochnosti* [High-precision devices and systems of automatic control], Tomsk: Izdatel'stvo Tomskogo universiteta, 2009, 307 p. (In Russ.)

Modelle und Verfahren zur Bestimmung des optimalen Designs eines Sensorelements für Sensoreinrichtungen

Zusammenfassung: Zur Bestimmung des optimalen Designs eines Sensorelements sind verschiedene Methoden der Sensorentwicklung betrachtet. Die Analyse zeigt die Notwendigkeit, diverse Faktoren wie Messwert, Messgenauigkeit und -bereich, Stabilität, Unempfindlichkeit gegenüber äußeren Einflüssen, Kosten und andere zu berücksichtigen. Ein Verfahren zur Messung der Linearität des Sensorelements ermöglicht die Bewertung des Sensorverhaltens bei Änderungen des Messwerts innerhalb seines Messbereichs. Die Auswahl elastischer Elemente basiert auf den erforderlichen Eigenschaften. Es ist ein umfassender Ansatz zur Lösung des technischen Problems vorgestellt, der verschiedene Belastungen und die räumliche Anordnung des Sensors berücksichtigt. Es ist gezeigt, dass die Verbesserung der Genauigkeit der Auslegungsberechnungen eine maximale Sensorempfindlichkeit gewährleistet und das Auftreten unzulässiger Spannungen verhindert. Das optimale Sensorelementdesign ermöglicht eine hohe Messgenauigkeit und reduziert Produktions- und Betriebskosten.

Modèles et méthodes pour la détermination de la conception optimale d'un élément de détection pour instruments de mesure

Résumé: Pour déterminer la conception optimale de l'élément de détection, sont examinées plusieurs techniques utilisées pour la conception des capteurs. Les résultats de l'analyse montrent la nécessité de prendre en compte de différents facteurs tels que la valeur mesurée, la précision et la plage de mesure, la stabilité, la résistance aux influences extérieures, le coût, etc. La méthode de mesure de la linéarité de l'élément de détection permet d'évaluer la façon dont le capteur réagit à la variation de la valeur mesurée dans son diamètre. Le choix des éléments élastiques est effectué en tenant compte des caractéristiques requises. Une approche intégrée de la résolution d'un problème technique est présentée, en tenant compte des différentes charges et de la disposition spatiale du capteur. Est prouvé que l'amélioration de la précision du calcul de la conception permet de maximiser la sensibilité du capteur et d'éviter les tensions non admissibles. Il est à noter que la conception optimale de l'élément de détection permet d'obtenir une grande précision de mesure et de réduire les coûts de production et d'exploitation.

Автор: Ануар Галымжан Амандыкович – старший преподаватель кафедры «Космическая техника и технология», Евразийский национальный университет имени Л. Н. Гумилёва, Астана, Республика Казахстан.