

УДК 681.325

Б.І. Тарас¹, В.Т. Михалевич²

¹ Національний університет водного господарства та природокористування

² Луцький національний технічний університет

ПЕРВИННЕ ВИМІРЮВАЛЬНЕ ПЕРЕТВОРЕННЯ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЧНИХ ВЕЛИЧИН

Розглядаються поширені конструкції пружних елементів, які використовуються в датчиках для вимірювання механічних зусиль. Приводяться основні рівняння функцій перетворення. Висвітлено задачі мініатюризації датчиків механічних величин.

Згідно з основними положеннями сучасної теорії вимірювальних пристроїв, вимірювання розглядається як процес отримання й перетворення інформації про вимірювану величину, що відбувається у вимірювальному засобі. Структура вимірювального засобу у зв'язку з цим може бути подана як сукупність вимірювальних перетворювачів, що здійснюють функціональні вимірювальні перетворення сигналів різної фізичної природи. Це повністю стосується і перетворювачів механічних сигналів.

Так, якщо вимірювальне коло можна назвати типовим перетворювачем електричного сигналу, що входить у переважну більшість датчиків, то типовим перетворювачем механічного сигналу є пружний елемент, який входить практично у всі датчики сили, тиску та прискорення. Вхідною величиною пружного елемента є сила або момент чи тиск, а вихідною – лінійне або кутове переміщення чи деформація, виражена у відносних або абсолютних одиницях. Під переміщенням у цьому випадку приймаються прогини характерних точок пружного

елемента у напрямку, що задається направленою дією навантаження. Як правило, цей напрямок або співпадає з напрямом дії сили, або перпендикулярний до нього. Під деформацією приймається переміщення точок, що лежать на поверхні пружного елемента. Тому пружні елементи як перетворювачі механічного сигналу доцільно поділяти на перетворювачі "сила – деформація" і "сила – переміщення", "тиск – деформація" і "тиск – переміщення", "момент – кут" тощо. Такий поділ доцільний ще й тому, що "вхід – вихід" визначає чутливість перетворювача, його конструктивне виконання, а також метод попереднього та послідуєчих перетворень. Наприклад, якщо вихідною величиною пружного елемента буде деформація, то це припускає, як правило, використання різного роду тензорезистивних перетворювачів; якщо переміщення, то – індуктивних, ємнісних або реостатних перетворювачів.

У датчиках фізичних величин в основному застосовують елементи двох видів. Це вимірювальні чутливі елементи – мембрани, сильфони, балки, пружини, струни та кінематичні пружні елементи – пружні опори. Кінематичні пружні елементи відрізняються відсутністю тертя та люфтів, що сприяє значною мірою підвищенню точності вимірювань.

Для перетворення сили, тиску, прискорень та деяких інших неелектричних величин найбільшого поширення набули пружні елементи, конструкція яких ґрунтується на використанні (рис. 1, а – д):

- пустотілого або суцільного стержня постійного перерізу;
- кругового кільця постійного перерізу;
- мембрани постійної товщини;
- балки рівного прямокутного перерізу;
- балки рівного опору згину.

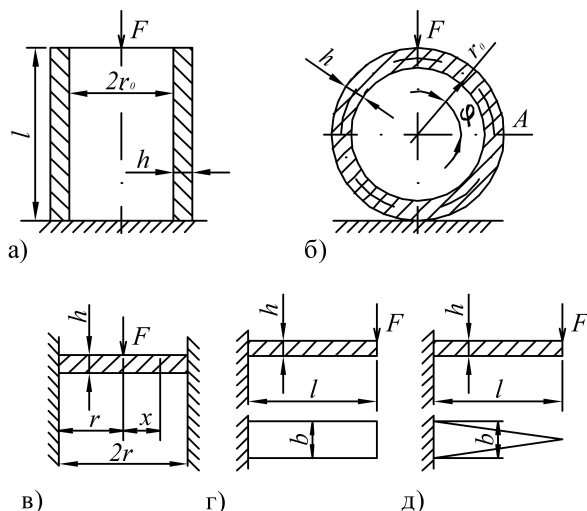


Рис. 1. Основні принципові конструкції пружних елементів перетворювачів "сила – деформація"

З огляду на можливості використання первинного перетворення у загальному вимірювальному колі, основною характеристикою виступає функція перетворення цих елементів, яку доцільно виражати у відносних одиницях. Це, по-перше, для нерівномірного розподілу деформацій по довжині пружного елемента, дає найпростіший вираз функції перетворення, а, по-друге, логіка побудови наступних ланок вимірювального кола відповідає зміні відносних, а не абсолютних деформацій.

Для стержня постійного перерізу (рис. 1, а) зв'язок між силою та поздовжньою деформацією:

$$\varepsilon_l = \frac{F}{S_{cm}} E = S'_{cm} F, \quad (1)$$

де ε_l – відносна поздовжня деформація стержня; S_{cm} – площа поперечного перерізу стержня; F – сила, прикладена до стержня; E – модуль пружності матеріалу стержня; S'_{cm} – чутливість стержня.

Поздовжня деформація стержня визначається прикладеним зусиллям F та чутливістю S'_{cm} і не залежить від довжини стержня, тобто поздовжня деформація постійна по довжині стержня.

Прикладена сила та поперечна деформація пов'язані відношенням

$$\varepsilon_d = \frac{\mu F}{S'_{cm} E} = S'_{cm} F, \quad (2)$$

де ε_d – відносна поперечна деформація стержня; μ – коефіцієнт Пуассона.

У цьому випадку деформація також постійна по довжині твірної поверхні стержня.

На практиці може бути використана як поздовжня, так і поперечна деформація, або комбінація деформацій. Тому чутливість стержня може приймати будь-яке значення між S'_{cm} і S''_{cm} .

Для кругового кільця постійного перерізу (рис. 1, б) функція перетворення прикладеного зусилля у відносну деформацію буде різнитись для зовнішніх та внутрішніх шарів матеріалу кільця:

для зовнішніх шарів

$$\varepsilon_{зов} = \frac{r_0}{Ebh^2} (1,91 - 3 \cos \phi) F = S'_{зов} F; \quad (3)$$

для внутрішніх шарів

$$\varepsilon_{вн} = \frac{r_0}{Ebh^2} (-1,91 + 3 \cos \phi) F = S''_{вн} F, \quad (4)$$

де r_0 – середній радіус кільця; ϕ – кут перерізу.

У обох випадках величина відносної деформації зворотно пропорційна модулю пружності матеріалу кільця, ширині і квадрату товщини і прямопропорційна радіусу кільця та деякому коефіцієнту, що залежить від положення перерізу, для якого оцінюється відносна деформація. Цей коефіцієнт прийнято називати конструктивним коефіцієнтом чутливості.

У мембрані постійного перерізу (рис. 1, в) під дією прикладеної сили виникають радіальні та колові деформації. Функція перетворення для радіальних деформацій мембрани:

$$\varepsilon_r = \frac{0,478}{Eh^2}(1-\mu^2)\left[\ln\frac{r}{x}-1\right]F = S_r F; \quad (5)$$

для колових деформацій

$$\varepsilon_\phi = \frac{0,478}{Eh^2}(1-\mu^2)\ln\frac{r}{x}F = S_\phi F, \quad (6)$$

де r – радіус мембрани; x – поточна координата радіуса; S_r , S_ϕ – чутливість мембрани для радіальних та колових деформацій, відповідно.

Як видно з (5) і (6), чутливість мембрани визначається геометричними розмірами, модулем пружності мембрани та коефіцієнтом Пуассона. Її величина залежить від того, який вид деформації використовується у якості робочої (вихідної) величини, та від величини поточного радіуса.

Для балки рівного прямокутного перерізу (рис. 1, г), консольно защемленої одним кінцем, зв'язок між прикладеною силою F і максимальними деформаціями від поверхневих напружень визначається відношенням

$$\varepsilon = \frac{6l}{hs_\phi E}F = S_{\phi max} F, \quad (7)$$

де l – довжина балки; h – товщина балки; s_ϕ – переріз балки; E – модуль пружності матеріалу балки; ε – деформація балки в защемленні; $S_{\phi max}$ – максимальна чутливість балки.

Вираз (7) є функцією перетворення для окремого випадку, коли для роботи використовуються максимальні напруження. У цьому випадку чутливість визначається числовим коефіцієнтом, рівним 6, який ще називають коефіцієнтом чутливості B_ϕ . Величина коефіцієнта чутливості B_ϕ змінюється лінійно від максимального

значення у місці защемлення до нуля у точці прикладення сили. Для кожного перерізу балки B_0 може мати як додатне, так і від'ємне значення в залежності від того, визначається деформація у верхніх чи нижніх шарах балки.

Таким чином, загальний вираз функції перетворення балки, защемленої одним кінцем

$$\varepsilon = \frac{B_0 l}{h s_0 E} F. \quad (8)$$

Дуже часто у якості вихідної величини використовується прогин балки. У цьому випадку функція перетворення

$$\delta = \frac{3l^3}{bh^3 E} F, \quad (9)$$

де δ – прогин кінця балки.

Балка рівного опору згину (рис. 1, д) відрізняється від попередньої тим, що величина напружень як для верхніх, так і нижніх шарів балки не залежить від вибору перерізу, постійні по довжині балки і рівні напруженню у защемленні. Тому конструктивний коефіцієнт чутливості такого пружного елемента не залежить ні від координат перерізу, ні від повноти використання зони деформацій. Його величина для всіх випадків постійна і рівна 6, змінюється тільки знак його в залежності від того, використовується деформація верхніх або нижніх шарів балки. Враховуючи це, для балки рівного опору згину справедливе відношення (8). Прогин кінця балки визначається відношенням

$$\delta = \frac{6l^3}{bh^3 E} F. \quad (10)$$

Таким чином, розглянуті конструкції пружних елементів, що перетворюють силу в деформацію, мають функцію перетворення та чутливість, які визначаються конструктивними формами, модулем пружності та конструктивним коефіцієнтом чутливості.

У сучасних вимірювальних засобах досить актуальною постає проблема мініатюризації датчиків фізичних величин. Ця проблема пов'язана з використанням досягнень мікроелектроніки в розробках чутливих елементів датчиків, основаних на ряді ефектів та явищ, що протікають в твердому тілі. Тверdotілий елемент може утримувати в своєму об'ємі або на поверхні спеціальну інтегральну систему, що виконує роль фільтрів, підсилювача або узгоджуючого пристрою електричних сигналів.

Отже, конструювання мініатюрних датчиків пов'язане з вирішенням наступних задач:

а) тип чутливого елемента повинен оптимально відповідати вимогам та характеристикам датчика, забезпечувати достатньо високе відношення сигнал – шум;

б) характеристики чутливого елемента повинні повністю узгоджуватись з характеристиками пружного елемента з метою раціональної конструктивної схеми за чутливістю;

в) матеріали основних елементів датчика – пружний елемент, робоча камера, корпус тощо, повинні бути підібрані так, щоб забезпечувати мінімальний гістерезис, старіння та температурну чутливість;

г) передбачити в конструкції датчика можливість використання сучасних методів створення герметичних та вакуумно-ущільнюючих нероз'ємних з'єднань між металевими та неметалевими деталями;

д) технологія виготовлення деталей не повинна включати операції, основані на обробленні матеріалів методом різання;

е) захисні покриття повинні максимально відповідати умовам довготривалої експлуатації;

є) по-можливості виконати комп'ютерне моделювання процесів для всіх можливих режимів експлуатації датчика.

Література:

1. Проектирование датчиков для измерения механических величин / Под ред. Е. П. Осадчего. – М.: Машиностроение, 1979. – 480 с.

2. Осипович Л. А. Датчики физических величин. – М. Машиностроение, 1979. – 159 с.