



DOSSIER

TECHNIQUES DE L'INGÉNIEUR

l'expertise technique et scientifique de référence

r1860

Capteurs à jauges extensométriques

Par :

Jean-Luc LE GOËR

Président de Vishay Micromesures, Ingénieur ESL (École Technique Supérieure du Laboratoire)

Jean AVRIL

Ancien Élève de l'École Polytechnique

Ce dossier fait partie de la base documentaire
Mesures de longueurs et d'angles
dans le thème **Mesures mécaniques et dimensionnelles**
et dans l'univers **Mesures - Analyses**

Document délivré le 21/09/2012

Pour le compte

7200048361 - ensib // 195.221.38.253

Pour toute question :

Service Relation Clientèle • Éditions Techniques de l'Ingénieur • 249, rue de Crimée
75019 Paris – France

par mail : infos.clients@teching.com ou au téléphone : 00 33 (0)1 53 35 20 20



Techniques
de l'Ingénieur

Capteurs à jauges extensométriques

par **Jean-Luc LE GOËR**

*Ingénieur ESL (École Technique Supérieure du Laboratoire)
Président de Vishay Micromesures*

et **Jean AVRIL**

Ancien Élève de l'École Polytechnique

1. Quelques principes de capteurs	R 1 860 - 3
2. Schéma électrique des capteurs	— 4
2.1 Principe du montage en pont	— 4
2.2 Disposition des jauges	— 4
2.3 Montage électrique des capteurs	— 6
3. Conception mécanique des capteurs	— 8
3.1 Calcul des capteurs.....	— 8
3.2 Métal du corps d'épreuve	— 8
3.3 Imperfections mécaniques des capteurs	— 9
3.3.1 Frottements et jeux.....	— 9
3.3.2 Mauvaise définition des appuis.....	— 10
3.3.3 Plaques cloquées	— 11
3.3.4 Instabilité élastique.....	— 11
3.3.5 Non-linéarité et défauts d'encastements	— 11
3.3.6 Points d'application des charges mal définis.....	— 12
3.3.7 Dissymétries.....	— 12
3.3.8 Indépendance.....	— 12
3.3.9 Limitations et butées	— 13
3.4 Recherche des formes optimales	— 13
3.5 Protection mécanique et étanchéité.....	— 14
3.6 Pseudo-capteurs	— 15
3.7 Similitude mécanique	— 15
4. Choix des jauges pour les capteurs	— 15
5. Circuits électriques de compensation thermique	— 15
5.1 Effets de couples thermoélectriques parasites	— 15
5.2 Dérive thermique du zéro	— 16
5.3 Variation de sensibilité du capteur.....	— 16
5.4 Pratique des opérations	— 17
5.5 Précautions instrumentales	— 17
6. Instrumentation associée	— 18
7. Caractéristiques des capteurs	— 19
7.1 Précision	— 19
7.2 Durée de vie	— 19
7.3 Fiabilité	— 19
7.4 Terminologie usuelle relative aux capteurs d'extensométrie	— 20
Pour en savoir plus	Doc. R 1 860

Les **extensomètres à fils résistants**, que l'on désigne aussi sous le nom de **jauges de contraintes** (cette expression n'est pas tout à fait correcte, mais usuelle), furent inventés pour mesurer les déformations des structures en vue d'en évaluer l'état de contraintes. Il s'agit de petits circuits électriques très fins (figure A) qui, collés sur les pièces à étudier, en subissent les déformations, ce qui entraîne une variation de leur résistance électrique. Les mesures électriques peuvent être très précises et très sensibles puisque l'on atteint facilement des déformations de l'ordre du micromètre par mètre ($\mu\text{m}/\text{m}$). Ces jauges sont décrites dans l'article **Extensométrie** [R 1 850].

La fidélité des jauges permet dès l'origine d'envisager leur usage pour fabriquer des **capteurs**. Avec les mêmes jauges et la même instrumentation en aval, il est possible d'imaginer de nombreux types de capteurs (§ 1).

Les capteurs extensométriques simples peuvent être exécutés **même par des non-spécialistes**. Il est d'ailleurs fréquent que, dans des ateliers ou des laboratoires, l'utilisateur fabrique d'abord lui-même ses capteurs, quitte à les faire réaliser ensuite par des professionnels lorsque la méthode s'est révélée satisfaisante et susceptible d'être étendue à de plus grandes précisions.

Le non-spécialiste qui a réalisé un capteur, en achetant simplement des jauges, des colles et quelques accessoires, pourra, à frais réduits, bien définir lui-même son problème. Ensuite, pour passer à l'utilisation définitive ou en grandes quantités, il aura tout intérêt, bien entendu, à s'adresser à un producteur spécialisé. Le choix est une question d'économie relative (tableau 5).

Les nombreux montages cités dans la suite de cet article sont illustrés par des exemples comprenant des **jauges à trames métalliques**. Les jauges peuvent être aussi du type semi-conducteur en silicium. Ces dernières donnent un signal plus élevé et offrent la possibilité d'un très faible encombrement (capteurs intégrés). Cependant, les jauges à semi-conducteur ont l'inconvénient d'être sensibles à la température ; cette sensibilité peut être compensée par un micro-processeur (mise en mémoire des courbes résistance-température). L'avantage des jauges métalliques est que, leurs caractéristiques dépendant de nombreux paramètres liés aux diverses variétés d'alliages, elles peuvent être mieux adaptées aux différents cas d'espèces.

Les jauges métalliques restent les plus utilisées actuellement en extensométrie.

Cet article fait suite à l'article **Extensométrie** [R 1 850] du présent traité, auquel le lecteur pourra se reporter pour la description des jauges.

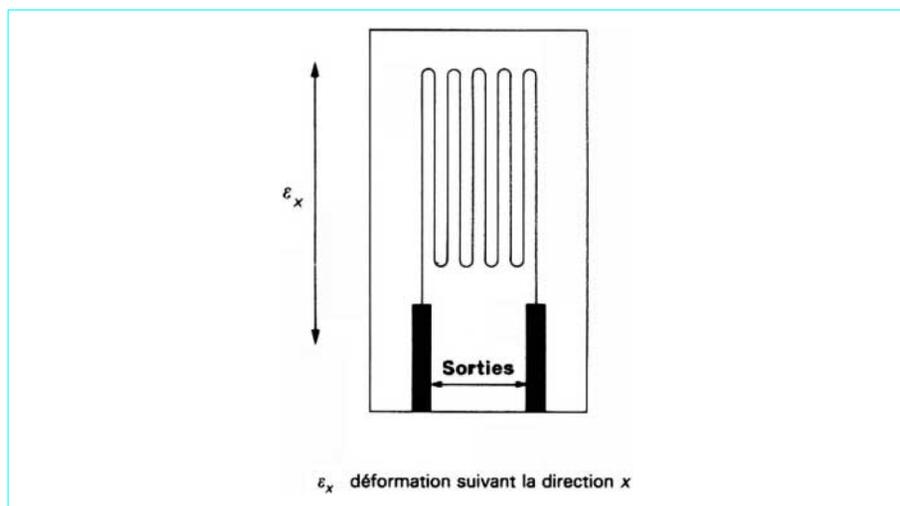
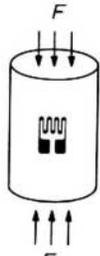
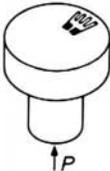
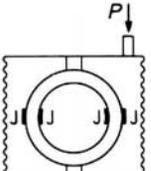
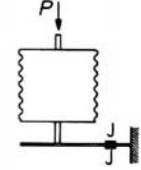
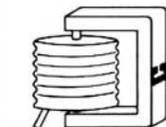
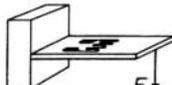
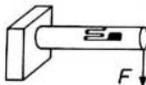
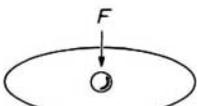
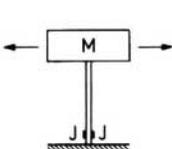
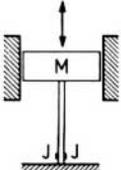
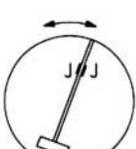


Figure A – Jauge électrique de déformations

1. Quelques principes de capteurs

Tableau 1 – Exemples de capteurs extensométriques

Grandeur mesurée	Schémas (1)	Grandeur mesurée	Schémas (1)
DÉPLACEMENTS	 <p>a lame fléchie</p>	TORSIONS, COUPLES	 <p>k lame en traction</p>  <p>l cylindre en compression</p>  <p>m anneau dynamométrique</p>
PRESSIONS P	 <p>b membrane ou plaque sous pression</p>  <p>c tube mince sous pression</p>  <p>d tube de Bourdon équipé de jauges</p>  <p>e capsule anéroïde agissant sur un anneau dynamométrique</p>  <p>f capsule anéroïde agissant sur une lame en flexion</p>  <p>g capsule anéroïde agissant sur un étrier</p>		 <p>n lame fléchie</p>  <p>o poutre circulaire fléchie</p>  <p>p poutre triangulaire en flexion circulaire</p>  <p>q force appliquée à une membrane circulaire</p>
VIBRATIONS, ACCÉLÉRATIONS	 <p>h lame fléchie avec masse M</p>  <p>i lame en traction avec masse M</p>  <p>j analogue à h pour accélérations angulaires</p>		FORCES F, POIDS

(1) Les jauges sont repérées par le symbole J.

Différents exemples de capteurs sont représentés sur le tableau 1. Cette liste n'est pas limitative. On voit que, par des dispositifs mécaniques particuliers, on peut, sous l'effet du phénomène physique à mesurer, provoquer la déformation d'une pièce dite **corps d'épreuve** (cylindre, lame fléchie, membrane, etc.). Des jauges collées sur le corps d'épreuve en détectent les déformations. Leurs variations de résistance sont liées aux variations de la grandeur physique, dont la mesure se ramène ainsi à celle d'une résistance électrique.

Outre les cas simples représentés par ces schémas, on peut imaginer des capteurs dont le corps d'épreuve détecte *simultanément plusieurs paramètres*. Par exemple, une même poutre peut servir à détecter des tractions, des flexions suivant deux composantes, des torsions. Par une disposition judicieuse des jauges, ces composantes sont mesurées séparément.

Exemple : le cas des dards aérodynamiques qui servent à supporter des maquettes en soufflerie ; ils sont constitués par une poutre unique qui détecte séparément les composantes des forces et des couples subis par les modèles.

Par ailleurs, des instruments différents peuvent être conçus suivant des schémas analogues. Ainsi, un capteur de vibrations mesure soit le déplacement, soit l'accélération, suivant que la fréquence à laquelle on l'utilise est supérieure ou inférieure à la fréquence propre fondamentale de résonance. On obtient l'un ou l'autre de ces deux types de capteurs par le choix des dimensions et des masses des divers composants mécaniques qui le constituent.

Ces différents capteurs peuvent être **statiques** ou **dynamiques**, suivant qu'ils servent à la détection de grandeurs lentement ou rapidement variables. Les limitations en fréquence ne dépendent que des inerties de la partie mécanique, car les jauges elles-mêmes ne sont limitées que par leurs dimensions (par exemple, 100 000 Hz pour des jauges de l'ordre du millimètre). Évidemment, l'instrumentation électronique disposée en aval du capteur est également à considérer de ce point de vue (§ 6).

2. Schéma électrique des capteurs

2.1 Principe du montage en pont

Soit un circuit constitué par quatre résistances égales R_1, R_2, R_3, R_4 montées en pont (figure 1). Si nous l'alimentons par une source de courant P suivant une diagonale, nous avons à l'équilibre une tension nulle entre B et D. La variation de l'une quelconque des résistances fait apparaître une tension V_s entre B et D qui peut être mesurée par un instrument G. Pour de très faibles variations de résistance (de l'ordre de quelques microohms dans le cas des jauges), la tension de sortie V_s est pratiquement proportionnelle aux variations relatives de résistance $\Delta R/R$ de chacune des jauges. Négligeant les termes d'ordre supérieur, elle vaut :

$$V_s = \frac{V_e}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \quad (1)$$

avec V_e force électromotrice de la source.

Les signes alternés + et - de cette équation caractérisent la propriété fondamentale des ponts : deux résistances adjacentes agissent en sens inverse, cependant que deux résistances opposées agissent dans le même sens.

Un capteur est constitué par un tel pont dont une, deux, ou quatre des résistances sont des jauges électriques collées sur le corps d'épreuve, les autres étant des résistances fixes. Le cas le plus fréquent est celui de **quatre jauges**. D'après la règle des signes (1),

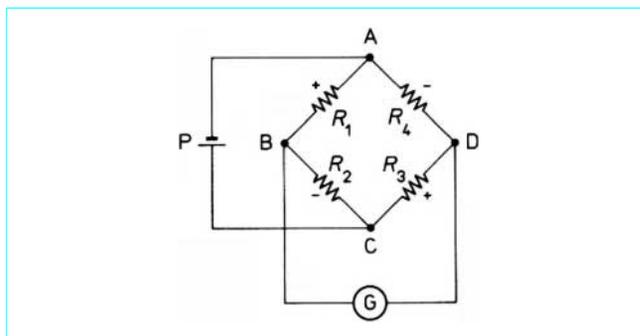


Figure 1 – Montage en pont de Wheatstone

on voit qu'il est possible d'ajouter ou de retrancher les effets séparés des jauges. C'est ainsi que sont éliminés les phénomènes parasites au profit de la grandeur recherchée.

La tension de sortie V_s peut être exploitée de différentes manières :

- on peut la mesurer directement à l'aide d'un millivoltmètre ;
- on peut la comparer, par méthode d'opposition, à une tension de référence ;
- on peut l'utiliser comme indication de déséquilibre pour rétablir la symétrie par variation de potentiomètres montés en parallèle sur les jauges.

Ces trois procédés sont les principes de base des instruments, mais, quel que soit le type utilisé, la règle des signes (1) est la même.

Lorsque les quatre bras du pont ne sont pas tous occupés par des jauges, on peut théoriquement les disposer à l'extérieur du capteur. Toutefois, comme l'on mesure de très faibles variations de résistance, tous les circuits qui constituent le carré ABCD du pont doivent être très stables. Une instabilité est très perturbatrice dans ce carré, alors qu'elle a moins d'importance sur les circuits extérieurs reliant les diagonales du pont à P et à G. C'est pourquoi, sauf cas de force majeure, il est préférable d'inclure les quatre branches du pont dans le corps du capteur.

La relation (1) est une approximation ne comportant que des ΔR du premier degré, ceux de degrés supérieurs ayant été négligés. De ce fait, il s'agit d'une fonction qui ne peut être considérée comme linéaire que pour de faibles variations ($\Delta R/R$ de l'ordre de 10^{-6}). Pour assurer une meilleure linéarité dans le cas de variations importantes, on alimente le pont non pas par une tension constante mais par intensité constante. Le choix entre ces solutions dépend de l'étendue des variations de la grandeur mesurée et de la précision requise. Nous retiendrons que les caractéristiques d'un capteur donné ne sont pas toutes intrinsèques mais dépendent aussi des instruments qui, avec lui, constituent la chaîne de mesure.

2.2 Disposition des jauges

D'après la relation (1), le signal sera maximal si l'on dispose judicieusement les jauges pour obtenir des $\Delta R/R$ les plus importants possible, les signes + et - s'additionnant algébriquement.

■ Par exemple, une pièce soumise à une traction (figure 2) subit un allongement dans le sens de la traction et une contraction, égale à environ 30 % du précédent allongement, dans le sens perpendiculaire (*effet de Poisson*). En conséquence, les jauges J_1 et J_3 sont disposées longitudinalement, et J_2 et J_4 transversalement. Cela est essentiellement théorique. Pratiquement, on dispose les jauges qui agissent dans le même sens le plus symétriquement possible : sur un cylindre par exemple, elles doivent être diamétralement opposées ; sur une lame, elles sont de part et d'autre. Ces montages symétriques ont pour effet, d'après la règle des signes de la relation (1), d'éliminer des effets parasites.

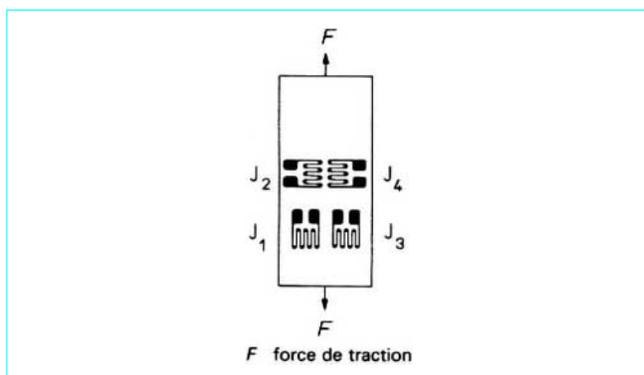


Figure 2 – Disposition des jauges sur une pièce soumise à une traction

Des capteurs d'aspect semblable ont des applications différentes suivant la disposition des jauges dans le pont de Wheatstone. Ainsi, le cylindre de la figure 3a est équipé de 4 jauges, 2 longitudinales et 2 transversales. Suivant le câblage de ces jauges dans le pont, nous avons soit un capteur de pesée (figure 3b), soit un capteur indiquant l'excentrement du centre de gravité d'une masse placée sur ce cylindre (figure 3c).

Autre exemple, une poutre ou une lame de section symétrique soumise à une flexion pure subit des déformations égales et de signes contraires en des points symétriques par rapport à la ligne neutre. Ainsi, les deux jauges J_A et J_B de la figure 4a subissent, sous l'effet du couple C de flexion pure, des déformations égales et de signes contraires, alors que, sous l'action d'une traction pure F , elles subissent des déformations égales et de mêmes signes.

En les groupant suivant la figure 4b, on obtient F à l'exclusion de C , cependant que par le montage de la figure 4c on mesure C à l'exclusion de F . Dans ce dernier cas, on peut même doubler la sensibilité avec deux jauges supplémentaires respectivement juxtaposées à J_A et J_B et montées dans le pont, chacune en opposition à celle qui donne le même signe qu'elle. Par contre, il n'est pas possible d'obtenir un montage analogue à quatre jauges pour la seule traction. Seul le montage de la figure 2 est possible.

Citons un montage qui, par compensation des signes, permet d'éliminer une incertitude. Soit une poutre fléchie par une force F dont le point d'appui est mal défini (figure 4d). On vérifie facilement, par le calcul des moments fléchissants avec deux sections occupées par les jauges, que l'information obtenue est indépendante de la distance x de la force F . Ce montage est d'autant plus sensible que la distance a est plus grande. Il convient de veiller à ce que les jauges J_1 et J_3 d'une part, J_2 et J_4 d'autre part, soient bien situées sur des sections qui vérifient l'hypothèse des poutres, c'est-à-dire la symétrie des déformations. Ce montage ne dépend que de la seule composante verticale de la force F . Cette disposition, rendant la mesure indépendante du point d'application de la force, présente une analogie avec le dispositif mécanique de la balance de Roberval.

Il arrive ainsi fréquemment que, par une disposition étudiée des jauges, on puisse résoudre une difficulté plus simplement par des montages électriques que par des réalisations mécaniques équivalentes.

Un arbre circulaire soumis à un couple C de torsion pure subit ses déformations maximales suivant les directions situées à 45° de la direction des génératrices (figure 5a). Ces déformations sont égales et de signes contraires. Deux jauges J_1 et J_2 (figure 5b) placées sur la même génératrice, collées perpendiculairement l'une à l'autre à $\pm 45^\circ$ de l'axe et câblées comme en figure 5d, donneront une information liée au couple de torsion. Ce montage est cependant sensible à certaines flexions.

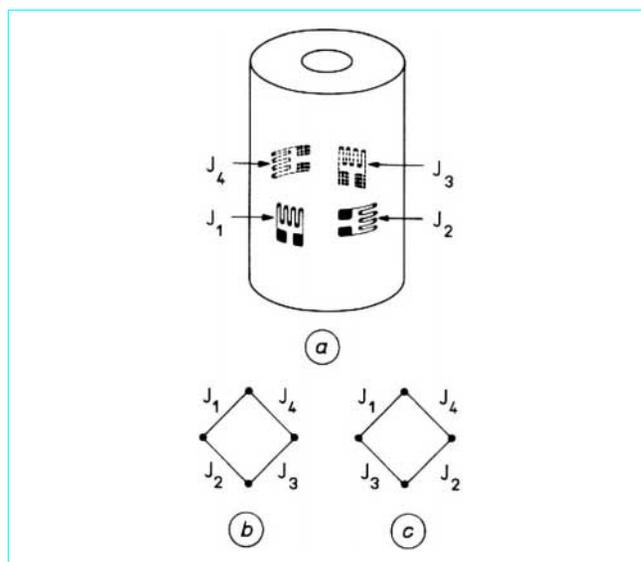


Figure 3 – Disposition des jauges sur un cylindre en compression

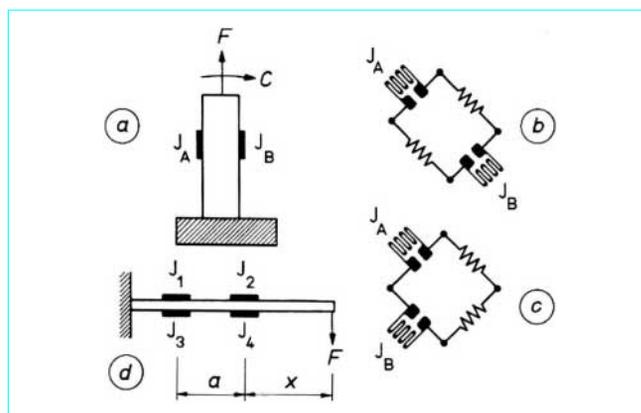


Figure 4 – Disposition des jauges sur une poutre soumise à une flexion pure

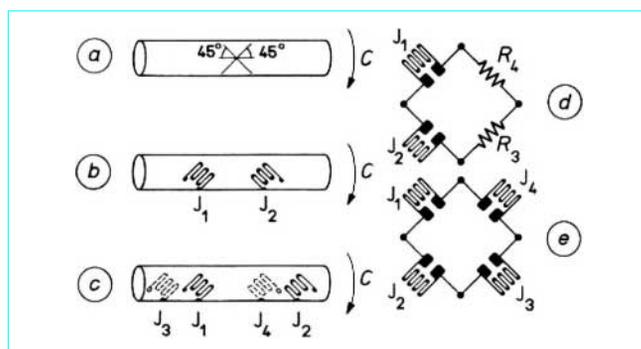


Figure 5 – Disposition des jauges sur un arbre soumis à une torsion

Par contre, en complétant le pont par deux jauges J_3 et J_4 sur la génératrice opposée (figure 5c), et en les montant comme en figure 5e, on obtient un montage sensible à la seule torsion à l'exclusion des tractions-compressions ou flexions. Pour simplifier les dessins, les jauges sont représentées (figure 5c) l'une à côté de l'autre. En fait, elles sont toutes, le plus souvent, dans une même section de l'arbre pour éviter le cas où les moments ne seraient pas constants tout le long de l'arbre.

■ Lorsqu'il est nécessaire d'ajouter ou de retrancher plus de quatre grandeurs pour obtenir l'information d'un capteur, on peut utiliser des montages comprenant plus d'une jauge par branche du pont (figure 6). La règle des signes reste valable, mais, dans la formule (1), il y a lieu de prendre la moitié des $\Delta R/R$ si chaque branche comporte deux jauges, le tiers pour trois jauges, etc.

D'après la règle des signes de la formule (1), les quatre jauges d'un pont sont associées suivant un montage qui *ajoute* leurs effets respectifs en vue d'obtenir le signal le plus important. Toutefois, il faut considérer que le pont de Wheatstone n'a pas la même linéarité suivant les différents montages possibles (§ 2.3).

2.3 Montage électrique des capteurs

Les jauges sont reliées en tenant compte de la règle des signes. Dans certains cas, il n'existe guère qu'un montage possible.

■ Sur un tube sous pression équipé de jauges suivant les génératrices et perpendiculairement, toutes les jauges donnent des signaux positifs. Cependant les jauges circonférencielles donnent de plus grands signaux ; la différence est tout de même une information utile (cylindre sous pression, tableau 5 p. 21). Lorsque l'on est sûr de ne pas avoir d'effet thermique, on peut n'utiliser que des jauges circonférencielles, les deux autres étant inactives, montées en compensatrices et collées sur une pièce sans contrainte, du même métal que le tube. On gagne en **sensibilité**.

■ Sur une lame en flexion, deux dispositions sont possibles. On peut, sur une face (figure 7a), disposer des jauges transversales (J_2 et J_4) et longitudinales (J_1 et J_3). On peut également (figure 7b) ne coller que des jauges longitudinales, mais réparties sur les deux faces. La première disposition est d'un câblage plus simple mais moins sensible que la seconde.

Lorsque plusieurs montages sont possibles, l'un d'eux peut être choisi parce qu'il a l'avantage de **simplifier les câblages**.

■ Cependant, certains montages de ponts de Wheatstone ne sont pas linéaires. Le tableau 2 indique, parmi les ponts utilisables, ceux qui sont linéaires. Une linéarité rigoureuse n'est pas toujours impérative. Elle ne s'impose qu'en fonction de la précision requise, ainsi que de l'étendue de la gamme de mesure. Les formules du tableau 2 permettent de tracer la courbe $\varepsilon/\hat{\varepsilon}$ et d'en évaluer la linéarité relative.

Les fils fins partant des jauges sont généralement groupés sur des cosse relais collées pour y former le pont complet. Même si les distances ne l'imposent pas, il est souhaitable que tous les fils aient la même longueur, afin de maintenir la symétrie des quatre branches du pont.

La tension appliquée au capteur et donc le courant qui le traverse dépendent de la résistance nominale et des dimensions des jauges (1 à 100 mm²). Il est préférable d'obtenir de grands signaux par une grande surface de grille plutôt que par des courants trop forts. Le courant qui traverse la grille ne doit pas dissiper plus de 1 W/cm².

Le capteur est relié à l'instrumentation par quatre fils, correspondant aux quatre sommets du pont de Wheatstone. Ces fils sont parfois doublés. Les fils supplémentaires servent à étalonner les instruments qui suivent le capteur. Des résistances de précision sont branchées en parallèle sur un ou plusieurs bras du pont. Le signal de sortie présente alors des incréments de valeur connue, servant de référence à la chaîne de mesure.

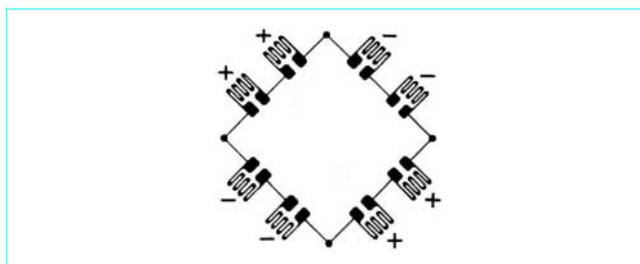


Figure 6 – Montage en pont de Wheatstone avec plus d'une jauge par branche du pont

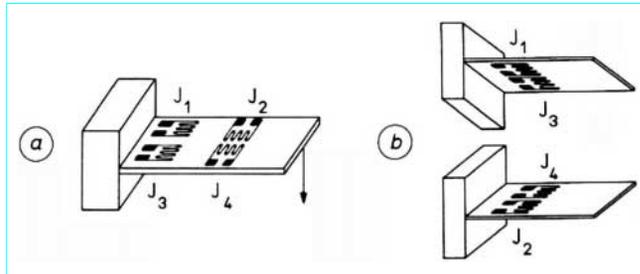


Figure 7 – Disposition des jauges sur une lame en flexion

Tableau 2 – Linéarité des différents montages en pont de Wheatstone

Montage des jauges	Description	Signal de sortie Signal d'entrée = $\frac{V_s}{V_e}$ (mV/V)	Déformation réelle Déformation mesurée = $\frac{\varepsilon}{\hat{\varepsilon}}$	Observations
	Jauge en quart de pont Jauge unique ou élément de rosette unique dans un champ de déformations uniaxial.	$\frac{V_s}{V_e} = \frac{K\varepsilon \times 10^{-3}}{4 + 2K\varepsilon \times 10^{-6}}$	$\frac{\varepsilon}{\hat{\varepsilon}} = 1 + \frac{K\hat{\varepsilon} \times 10^{-6}}{2 - K\hat{\varepsilon} \times 10^{-6}}$	Non linéaire
	Jauges en demi-pont Deux jauges actives, l'une suivant une contrainte uniaxiale, l'autre perpendiculaire subissant l'effet de Poisson.	$\frac{V_s}{V_e} = \frac{K\varepsilon(1+\nu) \times 10^{-3}}{4 + 2K\varepsilon(1-\nu) \times 10^{-6}}$	$\frac{\varepsilon}{\hat{\varepsilon}} = 1 + \frac{K\hat{\varepsilon}(1-\nu) \times 10^{-6}}{2 - K\hat{\varepsilon}(1-\nu) \times 10^{-6}}$	Non linéaire
	Deux jauges actives soumises à des déformations égales et de signes contraires. Cas d'une poutre en flexion, par exemple.	$\frac{V_s}{V_e} = \frac{K\varepsilon}{2} \times 10^{-3}$	$\frac{\varepsilon}{\hat{\varepsilon}} = 1$	Linéaire
	Deux jauges actives montées sur des bras opposés. Par exemple, pour éliminer des effets de flexion. Le gradient de température ne doit pas être trop important.	$\frac{V_s}{V_e} = \frac{K\varepsilon \times 10^{-3}}{2 + K\varepsilon \times 10^{-6}}$	$\frac{\varepsilon}{\hat{\varepsilon}} = 1 + \frac{K\hat{\varepsilon} \times 10^{-6}}{2 - K\hat{\varepsilon} \times 10^{-6}}$	Non linéaire
	Jauges en pont complet Quatre jauges actives dont deux opposées subissant l'effet de Poisson. Par exemple, cas d'une colonne en compression.	$\frac{V_s}{V_e} = \frac{K\varepsilon(1+\nu) \times 10^{-3}}{2 + K\varepsilon(1-\nu) \times 10^{-6}}$	$\frac{\varepsilon}{\hat{\varepsilon}} = 1 + \frac{K\hat{\varepsilon}(1-\nu) \times 10^{-6}}{2 - K\hat{\varepsilon}(1-\nu) \times 10^{-6}}$	Non linéaire
	Quatre jauges actives dont deux adjacentes subissant l'effet de Poisson. Par exemple, poutre en flexion.	$\frac{V_s}{V_e} = \frac{K\varepsilon(1+\nu) \times 10^{-3}}{2}$	$\frac{\varepsilon}{\hat{\varepsilon}} = 1$	Linéaire
	Quatre jauges actives subissant des déformations égales, deux à deux de signes opposés. Par exemple, torsion d'un arbre.	$\frac{V_s}{V_e} = K\varepsilon \times 10^{-3}$	$\frac{\varepsilon}{\hat{\varepsilon}} = 1$	Linéaire

Notations : K facteur de jauge ; ν coefficient de Poisson ; ε en μm/m ; alimentation à tension constante.

3. Conception mécanique des capteurs

3.1 Calcul des capteurs

Le calcul d'un capteur, ou plus précisément de son corps d'épreuve, se ramène généralement à des cas simples de la résistance des matériaux (traction, flexion, torsion de poutres, de plaques, de membranes). Le tableau 5 donne des formules destinées à **simplifier le calcul des corps d'épreuve**. Ayant choisi l'emplacement des jauges, on peut calculer, pour chacune d'elles, la déformation ε (avec son signe). Il lui correspond une variation de résistance (avec son signe) :

$$\frac{\Delta R}{R} = K \varepsilon \quad (2)$$

avec K *facteur de jauge*, généralement de l'ordre de 2.

En appliquant la formule (1), on obtient le $\Delta R/R$ total d'où, éventuellement, le signal V_s/V_e (en mV/V).

Il ne faut pas trop s'étonner si les résultats expérimentaux diffèrent quelque peu des calculs, car toutes les formules du tableau 5 (p. 21) sont données par des théories simples de la résistance des matériaux, liées à des cas idéalisés. Par exemple, les lames fléchies peuvent être considérées plus ou moins comme plaques ou comme poutres, cependant que les plaques minces encastrées sont plus ou moins membranes. C'est pourquoi ces calculs, utiles pour l'étude d'un **projet de capteur**, ne sont pas utilisés pour son étalonnage. Chaque capteur doit être étalonné par application de valeurs connues de la grandeur à la mesure de laquelle il est destiné.

On notera en particulier (tableau 5) l'allure des déformations d'une plaque circulaire encastrée, qui justifie la direction imposée aux fils des jauges : radiale vers les bords et tangentielle vers le centre. La formule qui donne la fréquence propre des plaques circulaires est utile pour connaître l'influence des divers paramètres, mais il faut se garder d'y voir un moyen de calcul précis. Dans la pratique, une plaque est plus ou moins membrane et réciproquement. De plus, la nature exacte de l'encastrement a son importance. Pour toutes ces raisons, le calcul théorique des fréquences propres ne donne que des valeurs vaguement approchées de celles de l'expérience.

Outre le calcul des déformations aux emplacements des jauges, il faut également calculer les contraintes maximales, par exemple sur une lame encastrée, à la hauteur de l'encastrement. Enfin, il faut parfois tenir compte du déplacement du capteur. C'est ainsi que, sur certains dynamomètres, on peut être dans l'obligation de limiter le déplacement du point d'appui. Ces calculs se font par les formules du tableau 5 (p. 21) qui donnent les flèches.

En raison du développement de dispositifs électroniques de pesage, on utilise aussi des formes de corps d'épreuve donnant des signaux indépendants du point d'appui de la charge. C'est, en somme, une transposition de la propriété bien connue de la balance de Roberval, à savoir que les mesures de poids sont indépendantes de la position sur les plateaux de la marchandise ou des masses de référence.

Ces corps d'épreuve sont utilisés pour le pesage, mais aussi pour d'autres types de mesures. Cette indépendance par rapport au point d'appui exact de la force simplifie la conception mécanique des capteurs et l'usinage du corps d'épreuve, lorsque l'on veut obtenir une certaine précision.

3.2 Métal du corps d'épreuve

■ Déformations appliquées

La pièce fondamentale d'un capteur est le corps d'épreuve qui subit les déformations et sur lequel les jauges sont collées. La tendance est d'en obtenir une information électrique de grande amplitude donc, d'après les formules (1) et (2), d'avoir des grandes déformations. Il faut cependant tenir compte des performances recherchées. Avec de grandes déformations, on risque des ruptures de fatigue, des déformations permanentes, des non-linéarités, qui altèrent les performances du capteur. On sait que la limite élastique d'un métal ne correspond qu'à une limite conventionnelle, par exemple 0,2 %.

En conséquence, le retour au zéro d'un capteur dépend des déformations maximales appliquées. Suivant les caractéristiques exigées, on ne devra *faire travailler* le métal qu'à 1/5 ou même 1/10 de la limite élastique à 0,2 %. Un acier dont la limite élastique est, par exemple, de 1 000 MPa ne sera utilisé que jusqu'à 100 MPa. De plus, la linéarité du capteur dépend de la propre linéarité de la courbe *contrainte-déformation* du métal.

■ Phénomènes thermiques

Le coefficient de dilatation importe relativement peu, pourvu qu'il soit homogène, du fait que, par symétrie, les montages sont généralement autocompensés et qu'il existe des jauges autocompensées (§ 5.2) pour les différents alliages (acier, bronze, aluminium).

Un autre phénomène thermique est la variation du module d'élasticité avec la température (tableau 3 et § 5.3).

Tableau 3 – Exemples de métaux pour corps d'épreuve

Caractéristiques	Aciers au chrome-silicium-molybdène désignation AFNOR 45 SCD 6	Bronze au béryllium Be 2 %	Alliages d'aluminium 7049A (A-Z8GU)
Masse volumique (en 10 ³ kg/m ³)	7,80	8,25	2,80
Coefficient de dilatation (en 10 ⁻⁶ °C ⁻¹)	13	17	23,5
Module d'élasticité E (MPa)	220 000	130 000	72 000
Variations $\Delta E/E$ (en 10 ⁻⁶ °C ⁻¹)	- 260	- 380	- 580
Coefficient de Poisson ν	0,285	0,34	0,34
Limite élastique à 0,2 % (MPa)	1 450	800	450
Déformations à la limite élastique ($\mu\text{m}/\text{m}$)	6 600	4 700	6 400
Traitements thermiques garantissant les caractéristiques ci-dessus (indications approximatives : pour les détails du traitement, s'informer auprès du producteur)	Trempe 890 °C à l'huile Revenu 2 h à 450 °C	Trempe 780 °C à l'eau Revenu 2 h à 320 °C	Trempe 460 °C à l'eau 30 à 50 °C Revenu 8 h à 130-140 °C

■ Métaux choisis pour le corps d'éprouve

Parmi les métaux les plus recommandables pour la réalisation de corps d'épreuves, citons :

- les aciers mangano-siliceux (aciers à ressorts à haute limite élastique) ;
- le bronze au béryllium.

Encore que certaines réalisations aient pu donner satisfaction dans un domaine de précision limité, les alliages d'aluminium, malgré leurs grandes déformations, donnent de moins bons résultats que l'acier ou le bronze. De l'avis des spécialistes, les aciers à haute limite élastique et le bronze au béryllium viennent en tête de leurs préférences et, à quelques détails près, à égalité. Les résultats sont analogues. Le bronze est plus cher et d'usinage plus délicat que l'acier. En revanche, sa meilleure conductivité thermique (environ quatre fois plus grande que celle de l'acier) peut parfois être un avantage.

Le tableau 3 donne les caractéristiques des métaux considérés comme les plus satisfaisants pour la réalisation de capteurs, dans chacune des trois catégories : aciers, bronzes, alliages d'aluminium. Il s'agit d'exemples et non d'une liste limitative. Ainsi, pour les capteurs travaillant à chaud, de bons résultats ont été obtenus avec l'acier à outils 45 CDV 6.

Certains aciers ont des limites élastiques encore supérieures, tels les aciers à outils au tungstène-molybdène (par exemple Z 85 WDCV 06-05-04-02). En contrepartie, ils sont d'un prix plus élevé et d'un traitement thermique plus délicat.

Quel que soit le métal utilisé, précisons bien que les traitements thermiques recommandés ne sont pas facultatifs. *Ce sont des impératifs rigoureux qui seuls permettent d'atteindre les performances promises.* Entre le traitement thermique et l'usinage définitif, un traitement au froid, par immersion dans l'azote liquide, améliore encore sensiblement les propriétés élastiques.

■ Remarque

Lorsque l'on réalise des capteurs d'une précision de 0,01 % de l'étendue de mesure (ou mieux, ce qui a été fait), il faut faire preuve de beaucoup d'esprit critique avant de porter un jugement sur les *micro-anomalies* que l'on détecte à cette échelle. C'est ainsi que l'on a pu voir des capteurs très satisfaisants avec un type de jauges devenir moins bons lorsque le producteur a amélioré les qualités de ses jauges. Cela s'explique par le fait que, précédemment, on avait un léger fluage du métal et une relaxation des jauges du même ordre de grandeur, les deux effets se compensaient. En améliorant les jauges, on a révélé les imperfections du métal du corps d'éprouve.

3.3 Imperfections mécaniques des capteurs

Les jauges, ainsi que les produits destinés à les mettre en œuvre (colles, protections, soudures, etc.), sont l'objet de recherches méticuleuses. Leurs anomalies sont fort bien dominées. Si, donc, ayant déjà obtenu des performances intéressantes sur un type de capteur, on ne les retrouve plus sur un modèle nouveau, c'est surtout vers la conception mécanique qu'il faut reporter ses recherches. Les anomalies des capteurs sont presque toujours dues à des imperfections mécaniques. Plutôt que de tenter de donner des règles, nous nous bornerons à attirer l'attention, par des exemples, sur l'**importance de la réalisation mécanique**. Tous les montages cités ne sont pas obligatoirement des parties de capteurs ayant été réalisés, mais ils ont l'avantage, par des images simples, de révéler les phénomènes insidieux, parfois invisibles *a priori*, qui peuvent altérer les performances des capteurs.

3.3.1 Frottements et jeux

■ Frottements

● Soit, par exemple, le dispositif de la figure 8a dans lequel, sous l'effet d'un déplacement de flèche f , une tige T guidée verticalement de façon parfaite appuie sur une lame L, corps d'éprouve dont on détecte la flexion à l'aide des jauges J. Le déplacement de T vers le bas incurve la lame, convexité vers le haut. Supposons (figure 8b) que la lame L ne soit pas horizontale mais inclinée. Au point de contact, la tige T crée, en descendant, un frottement équivalent à une force F vers la droite qui tend à diminuer la flexion que la lame subirait sans frottement. Au contraire, lorsque la tige remonte, F est orientée vers la gauche et agit en sens inverse, augmentant la flexion. L'information $\Delta R/R$ obtenue en fonction du déplacement f (figure 8c), on aurait l'étalonnage de la figure 8e. On obtient ainsi des courbes présentant de l'**hystérésis** ou de l'**antihystérésis**, sans que les propriétés des jauges soient en cause.

● De même, la figure 9 représente un capteur qui transmet la force F au corps d'éprouve par l'intermédiaire d'une pièce guidée. On peut fort bien avoir réalisé ce guidage par un *frottement doux* valable pour un glissement de la pièce mais, à l'arrêt, ce frottement peut être suffisant pour donner une courbe d'hystérésis.

● Autre exemple, celui de la figure 10a. Croyant appliquer un couple à un arbre de torsion, on se borne à faire agir une force F à l'extrémité d'un seul bras de levier L. Du point de vue statique, il apparaît une réaction R qui forme un couple avec F , mais dans notre cas cette force crée un frottement sur le roulement ou le palier. Les courbes obtenues sont analogues à celles de la figure 8, présentant de l'hystérésis. Un tel effet est évité en appliquant un **couple véritable** (figure 10b), c'est-à-dire deux forces égales, de sens contraires, et à la même distance de l'axe.

■ Jeux

Sans donner d'exemple, nous considérons comme évident que la présence d'un jeu déplaçant l'application des charges sur le corps d'éprouve donne une discontinuité de la courbe d'étalonnage. Il y a donc lieu de *ratrapper* les jeux, généralement par des montages précontraints.

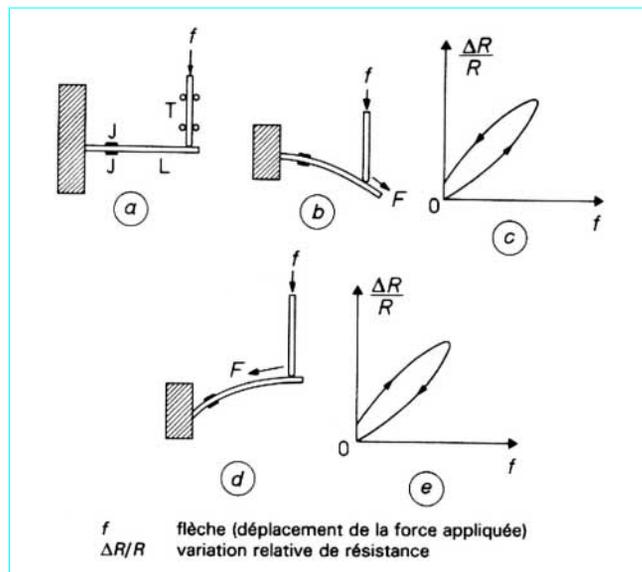


Figure 8 – Phénomène d'hystérésis dû au frottement sur une lame en flexion [se reporter à la formule (2) pour $\Delta R/R$]

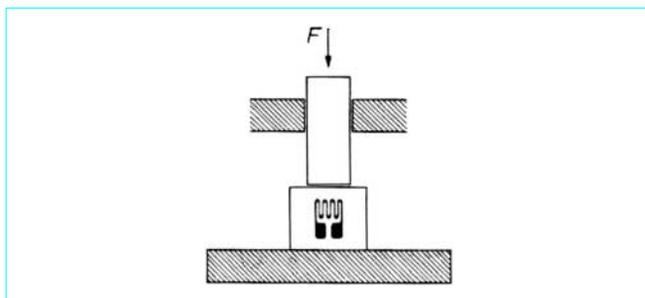


Figure 9 – Anomalies dues au frottement d'une pièce intermédiaire

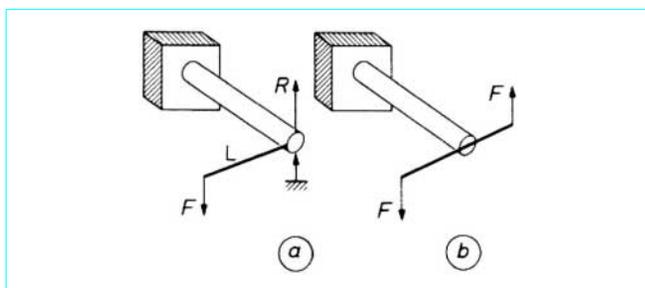


Figure 10 – L'application d'un couple symétrique à un arbre élimine les frottements

3.3.2 Mauvaise définition des appuis

■ Un tel défaut est symbolisé par la figure 11. La force F est transmise au cylindre corps d'épreuve C par l'intermédiaire d'une masse M . L'appui des deux pièces est mal défini (défaut exagéré sur le dessin). Pour une faible valeur de F , tout l'effort porte sur la gauche. La répartition s'améliore avec l'augmentation de la charge. Un tel montage risque de donner des informations qui ne sont pas des fonctions linéaires des charges. On évite de tels effets par des précontraintes, mais encore faut-il que les appuis se maintiennent.

■ Voici un exemple de **non-linéarité due à des variations d'appuis**. Considérons (figure 12a) le montage constitué par deux pièces P_1 et P_2 dont les faces sont maintenues en contact. Des câbles servent à appliquer une traction verticale F qui tend à séparer ces deux pièces, mais un boulon de serrage B empêche cet écartement. Supposons que le boulon soit le corps d'épreuve et qu'une jauge y soit collée (ce dispositif n'a pas beaucoup de sens en tant que capteur, mais il illustre clairement les phénomènes analogues qui, bien que moins évidents, se produisent dans les capteurs). Soit S la surface d'appui des pièces et s la section du boulon. Celui-ci ayant été serré, les faces des pièces P_1 et P_2 sont solidaires. Ayant équilibré le zéro de la jauge, voyons ce qu'il advient théoriquement si l'on fait croître la charge. La force F se répartit en une contrainte dans l'ensemble. Dans le boulon, comme d'ailleurs au contact des deux pièces, cette contrainte est $F/(S + s)$.

Lorsque F atteint la valeur de serrage des deux pièces, celles-ci se séparent (figure 12b). Tout l'effort passe par le seul boulon et la contrainte est F/s . L'indication de la jauge en fonction de la force F a l'allure de la figure 12d, courbe constituée par deux droites. Pratiquement la séparation se fait progressivement, comme l'indique la figure 12c, et la courbe a l'allure de la figure 12e. Nous n'avons pas de réponse linéaire.

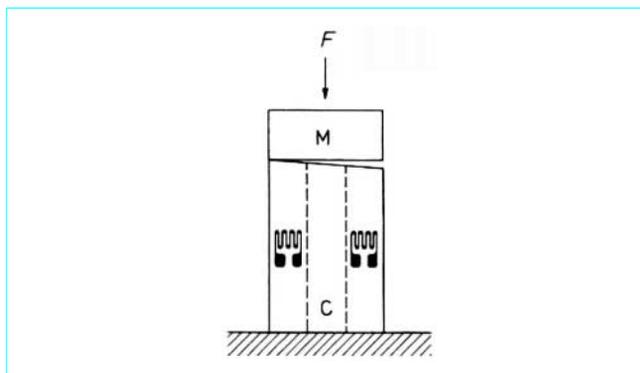


Figure 11 – Appui mal défini

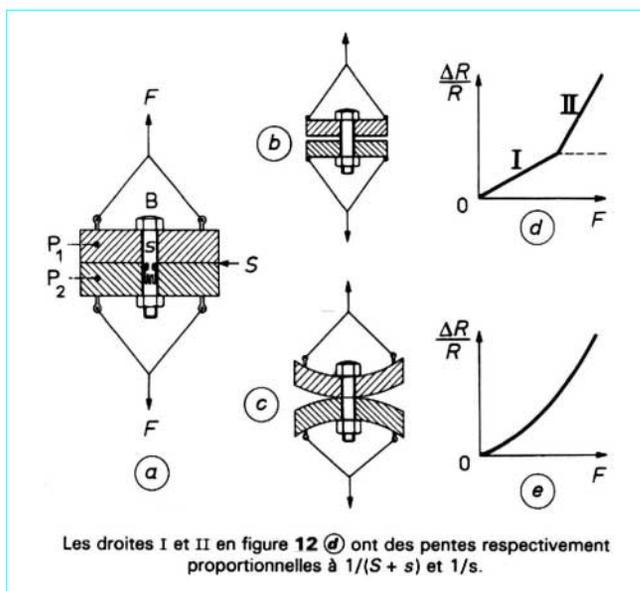


Figure 12 – Non-linéarité due à des variations d'appui

■ Autre exemple d'**appui mal défini**, celui de la figure 13. La charge verticale F est appliquée à un manchon M sur un axe A solidaire d'une chape C . L'alésage n'étant pas aligné parfaitement, l'effort porte en P , à faible charge ; puis, lorsque la charge augmente, la surface de contact croît. Si nous nous sommes bornés à mettre des jauges J_1 d'un côté, nous n'aurons pas de réponse linéaire. Par contre, avec un montage symétrique de jauges en J_1 et J_2 de part et d'autre, on aura plus de chances d'obtenir une réponse linéaire.

■ Dernier exemple, celui de l'**action d'une bille sur une membrane** (figure 14a). L'appui direct est incertain. Pour obtenir une action mieux répartie, il faut interposer sur la membrane un corps mou M (figure 14b), par exemple en *Téflon*, sur lequel appuie une plaque plus dure D , la bille agissant sur cette dernière.

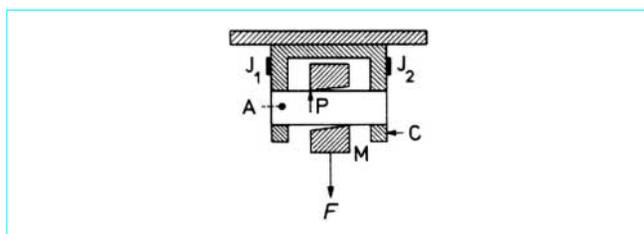


Figure 13 – Appui mal défini et disposition des jauges

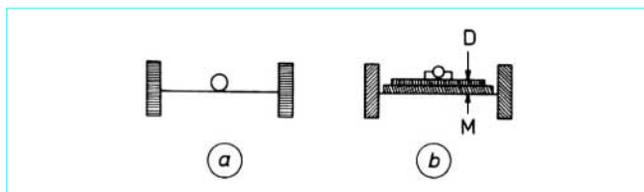


Figure 14 – Action d'une bille sur une membrane

3.3.3 Plaques cloquées

Ce cas est illustré par la figure 15a. Une force F est appliquée à une poutre ou à une plaque qui n'est pas parfaitement dressée. Si l'on fait croître progressivement la charge F , la jauge J qui se trouve sur une convexité participe à la résorption des anomalies. Elle commence par indiquer une compression. Lorsque la cloque est résorbée, sous charge plus importante, la jauge participe au mouvement général, qui doit évidemment être un allongement. L'allure de la courbe est celle de la figure 15b. La planéité d'une plaque est une définition idéale, et un tel phénomène existe toujours plus ou moins. Il devient une anomalie dans la mesure où l'on exige une précision élevée.

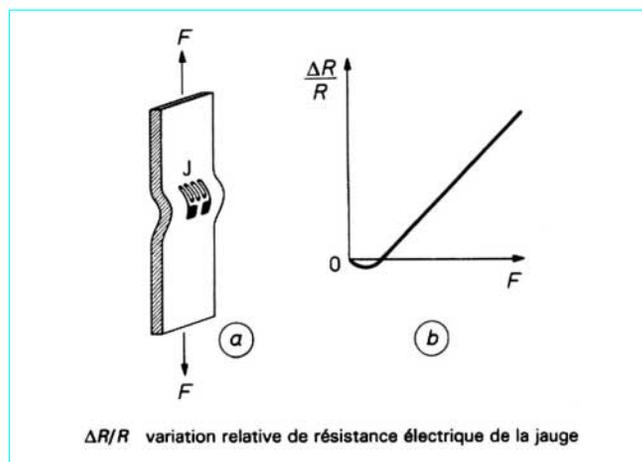


Figure 15 – Non-linéarité due à un corps d'épreuve cloqué

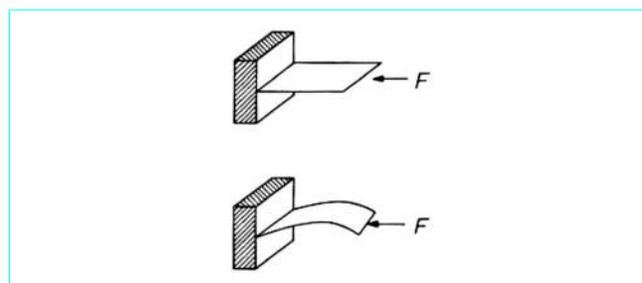


Figure 16 – Instabilité élastique d'une plaque encadrée

3.3.4 Instabilité élastique

■ L'action d'une force F sur le bord et dans le plan d'une **plaque encadrée d'un seul côté** peut la faire dévier vers le haut comme vers le bas, sans qu'il soit possible d'en prévoir théoriquement le sens (figure 16).

■ Dans le même ordre d'idées, un **tore cylindrique trop mince** soumis à une compression F ne subit pas les déformations suivant la loi élémentaire : il se *frippe* (figure 17).

■ Afin d'éviter les cas d'instabilité élastique, il est souhaitable de donner au corps d'épreuve une forme qui favorise un cas d'indétermination plutôt que tout autre convexité, on peut le rendre brusquement concave, sans d'ailleurs pouvoir l'arrêter entre les deux équilibres. Un capteur de pression, présentant au fluide de pression croissante la convexité de sa plaque, peut soudainement passer d'un état à l'autre. Sa courbe d'étalonnage présente une discontinuité. On évite cet effet sur certains capteurs en donnant au diaphragme une forme légèrement concave du côté du fluide sous pression. Cependant, avec un corps d'épreuve de fabrication intégrale, comportant des congés de raccordement bien étudiés, ce phénomène n'existe pas.

■ Avec des **capteurs de pression à diaphragme**, on a un effet analogue dit de *boîte de cirage*. En appuyant sur le couvercle d'une telle boîte, qui a une certaine convexité, on peut le rendre brusquement concave, sans d'ailleurs pouvoir l'arrêter entre les deux équilibres. Un capteur de pression, présentant au fluide de pression croissante la convexité de sa plaque, peut soudainement passer d'un état à l'autre. Sa courbe d'étalonnage présente une discontinuité. On évite cet effet sur certains capteurs en donnant au diaphragme une forme légèrement concave du côté du fluide sous pression. Cependant, avec un corps d'épreuve de fabrication intégrale, comportant des congés de raccordement bien étudiés, ce phénomène n'existe pas.

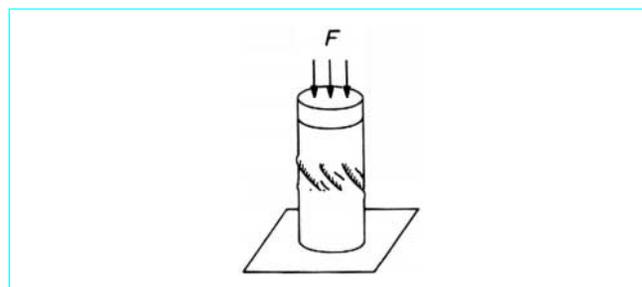


Figure 17 – Flambement d'un tore cylindrique trop mince

3.3.5 Non-linéarité et défauts d'encastremets

■ Non-linéarité

On croit trop souvent, à tort, que les déformations ou les contraintes sont fréquemment proportionnelles aux charges appliquées. En fait, la linéarité est plutôt l'exception.

● Un exemple classique de non-linéarité est celui d'un **fil tendu horizontalement** (figure 19a) soumis à une force verticale F en son milieu. On démontre, par le théorème de Pythagore, que la déformation du fil varie comme $F^{2/3}$. De même, sur le système articulé de la figure 19b, la jauge J donne des indications qui ne sont pas liées linéairement à la charge appliquée F .

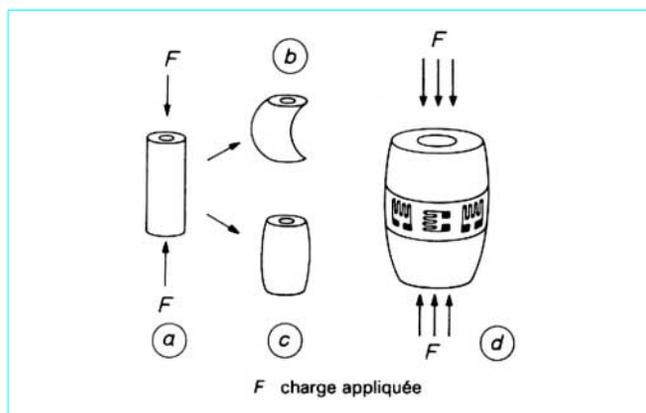


Figure 18 – Incertitude de déformation d'un tore purement cylindrique et réalisation d'un tore sous forme de tonneau

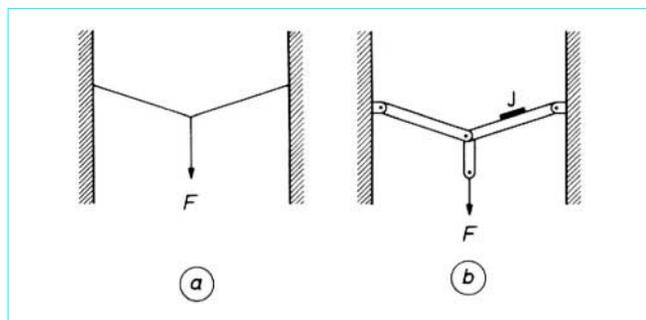


Figure 19 – Exemples de systèmes où contraintes et déformations sont liées à la force par une loi non linéaire

● Autre exemple, celui des **plaques circulaires** : les déformations ne sont pas des fonctions linéaires de la flèche (tableau 5). On n'utilise ces plaques qu'avec de faibles déplacements.

Nous avons vu (§ 3.3.2 et 3.3.3) des cas de non-linéarité dus à des appuis défectueux ou à des usinages imparfaits. Par contre, ceux cités dans le présent paragraphe sont dus à la conception même des principes de capteurs.

■ **Défauts d'encastrement**

Considérons la lame de la figure 20a, que nous croyons *encastree* entre deux fortes pièces serrées. En flexion, l'encastrement peut être mal défini (figure 20b). S'il s'agit de mesurer une force F , seul le moment de F par rapport aux jauges J_1 et J_2 intervient. Par contre, pour une mesure du déplacement, la qualité de l'encastrement importe.

Les figures 21 et 22 donnent deux solutions : encastrement par taille dans la masse ou par serrage entre deux lames tranchantes.

Les capteurs de haute précision (§ 7.1) ont presque toujours des corps d'éprouve taillés dans la masse et ne comportant pas d'assemblages. Le prix de revient de l'usinage en est évidemment affecté.

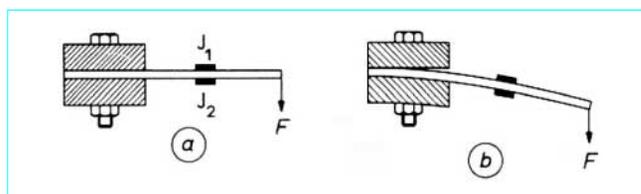


Figure 20 – Encastrement mal défini

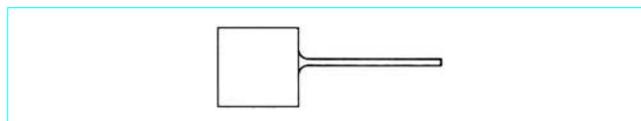


Figure 21 – Encastrement par taille dans la masse

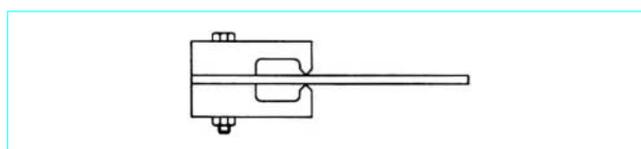


Figure 22 – Encastrement par serrage entre deux lames tranchantes

3.3.6 Points d'application des charges mal définis

La figure 23a symbolise l'application d'un poids à une lame par l'intermédiaire d'un crochet. La portée se fait sur la pièce arrondie P. Le point de contact, mal défini, peut se déplacer suivant la charge. Le moment fléchissant à hauteur des jauges J n'est pas une fonction linéaire de la charge. On évite cet effet en localisant parfaitement les points d'application, soit par des couteaux (figure 23b), soit par des billes (figures 23c et d).

3.3.7 Dissymétries

On doit toujours penser à la symétrie des capteurs. **Mécaniquement, les symétries compensent les anomalies.** Par exemple sur la figure 15, des jauges de part et d'autre de la plaque compenseraient les effets de cloque. De même, sur la chape de la figure 24, il est indiqué de coller des jauges sur les deux faces externes, ce qui évite l'effet de la figure 13. Sur le cylindre de la figure 11, des jauges placées symétriquement éliminent les inégalités de compression.

Outre de telles symétries mécaniques, on peut avoir à en considérer d'autres, par exemple la **symétrie thermique**. Sur la figure 25, les jauges sont disposées sur une lame L. De part et d'autre se trouvent deux masses métalliques : l'une faible m , l'autre grande M . L'énergie électrique dissipée sous forme de chaleur échauffe la lame et est évacuée plus facilement vers la grande masse, d'où une dissymétrie des températures des jauges et des câblages.

On remédie aux dissymétries thermiques, lorsqu'elles sont inévitables, en compensant séparément les deux demi-ports qui constituent l'ensemble électrique.

3.3.8 Indépendance

Nota : l'indépendance est définie au § 7.4.

Si nous considérons le cas de la figure 26 comportant un dynamomètre destiné à mesurer la tension d'un câble, ce dernier, étant torsadé, peut provoquer par réaction un couple de torsion auquel le capteur doit être insensible.

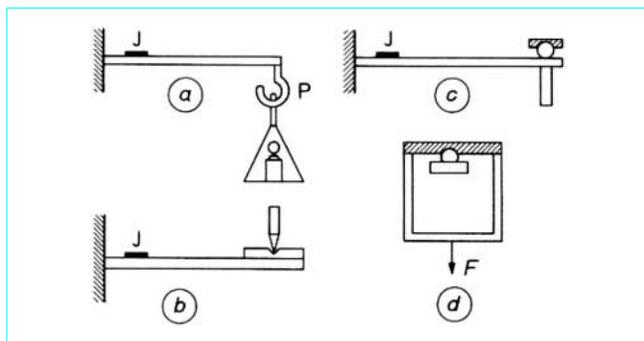


Figure 23 - Localisation du point d'application d'une force

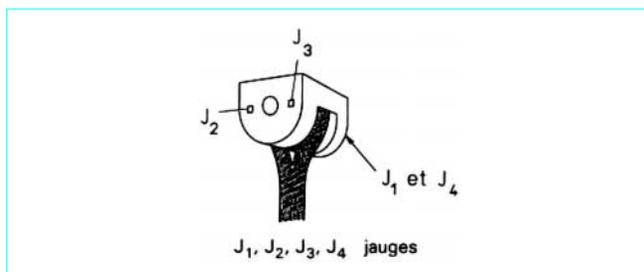


Figure 24 - Disposition des jauges sur une chape

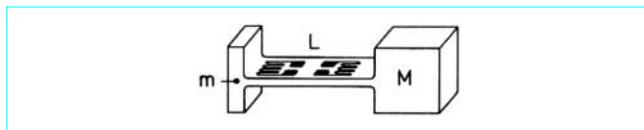


Figure 25 - Dissymétrie thermique d'un montage

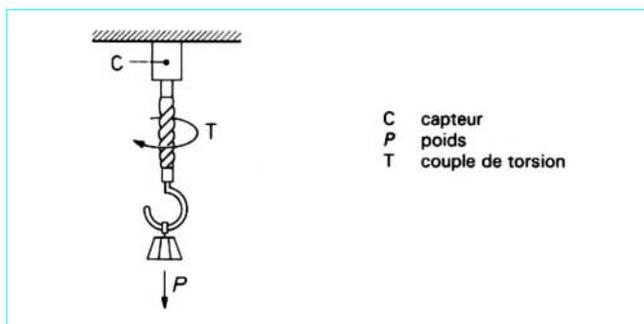


Figure 26 - Effet secondaire de torsion lors d'une mesure de traction

De même, sur la figure 27, un réservoir R est pesé à l'aide de dynamomètres. Sa dilatation propre peut être la cause d'un effort horizontal auquel les capteurs C doivent être insensibles. On réalise par exemple l'indépendance d'un tel capteur à l'égard des efforts latéraux par un montage particulier : sur la figure 28a, le corps d'épreuve d'un capteur de force F est centré par une membrane M. Ce dynamomètre peut être rendu insensible aux efforts latéraux par un guidage à deux membranes M_1 et M_2 (figure 28b).

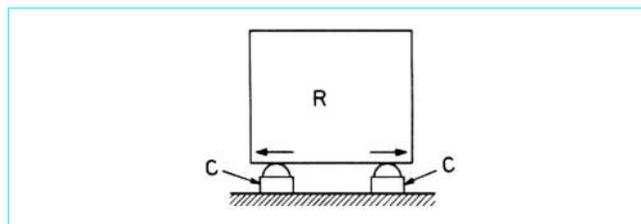


Figure 27 - Effets secondaires de frottement lors d'une pesée

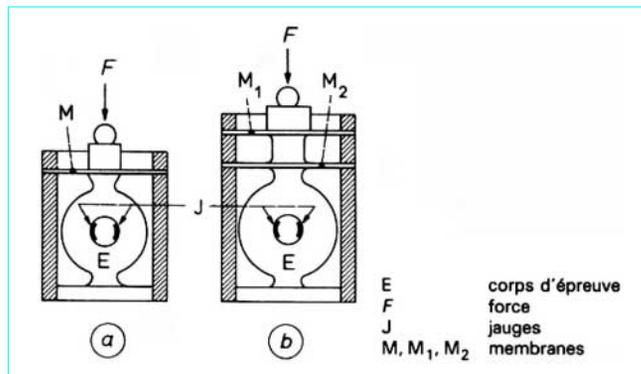


Figure 28 - Élimination des efforts latéraux par une double membrane

3.3.9 Limitations et butées

Une butée peut être symbolisée par la figure 29. Il s'agit là d'un dessin de principe, mais chaque capteur, suivant ses conditions d'emploi, peut être muni de dispositifs mécaniques astucieusement adaptés. Le but de tels montages est d'assurer une sécurité même si, en cas de surcharge accidentelle, le corps d'épreuve est détérioré. Si le corps d'épreuve était trop robuste, il serait peu sensible ; trop faible, il serait dangereux en cas de rupture. Des butées de cette nature s'imposent, par exemple, sur des monte-charges dont on veut mesurer à tout instant le chargement avec une certaine précision, cependant que les normes de sécurité imposent des limites de rupture considérablement supérieures aux charges nominales.

3.4 Recherche des formes optimales

Les formules du tableau 5 (p. 21) sont très utiles pour le calcul d'avant-projets de capteurs, pour se faire une idée de l'ordre de grandeur de ses dimensions, compte tenu du fait qu'il doit être assez gros pour tenir aux charges maximales, mais aussi assez fin pour que sa sensibilité soit celle que l'on recherche. Une fois définis son principe et ses dimensions, le corps d'épreuve doit être dessiné suivant une **géométrie optimale**. Bien que ce travail puisse être exécuté sur prototype, avec des jauges éventuellement collées par un procédé rudimentaire, non définitif, la **photoélasticité** est utile pour obtenir les meilleurs dessins.

La figure 30 est un modèle photoélastique bidimensionnel, servant à l'étude d'un capteur de traction. Le corps d'épreuve est du type *anneau dynamométrique* avec des prolongements taillés dans la masse, ce qui est le montage le plus prudent si l'on veut éviter des frottements, donc de l'hystérésis (§ 3.3.1).

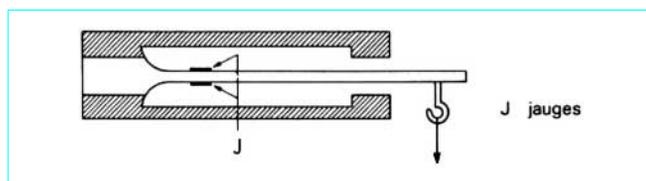


Figure 29 – Principe d'une butée de sécurité évitant la rupture en cas de défaillance

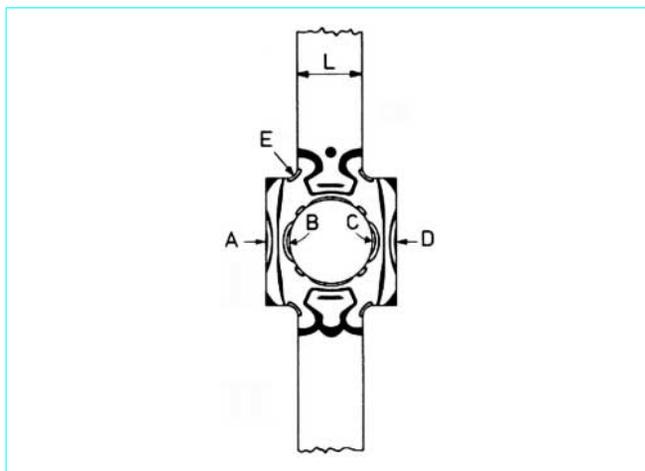


Figure 30 – Étude photoélastique de la géométrie d'un corps d'épreuve représentable par une figure bidimensionnelle

Une première considération doit être l'absence de contraintes néfastes, même dans les zones qui n'agiront pas sur les jauges. Sur notre exemple, les quatre congés analogues à E ne doivent pas être des causes de contraintes qui seraient des amorces de fissures en fatigue. Il faut un certain rayon de congé, mais pas trop grand, comme nous le verrons ci-après.

Ayant considéré les points faibles (avec des réserves pour d'ultérieurs compromis), nous nous proposons ensuite d'obtenir, aux emplacements futurs des jauges, des déformations donnant des signaux exploitables. La présence de points singuliers prouve que certaines zones de profil ne sont absolument pas contraintes et ne pourraient être des emplacements de jauges. Ayant donc en vue un principe d'anneau dynamométrique, c'est en A, B, C et D, suivant le diamètre horizontal, que nous centrerons nos quatre jauges. Nous avons, dans le voisinage de ces points, un maximum de franges, ce qui indique des déformations importantes. Néanmoins, il faut être bien sûr que les signes des déformations soient ceux que nous recherchons. Sur un anneau dynamométrique, nous devons avoir, lorsqu'il est en traction, des déformations négatives à l'extérieur (en A et D) et positives à l'intérieur (en B et C). C'est le cas pour notre exemple, encore que cela ne soit pas *a priori* évident sur la figure ; par contre, sur un photoélastimètre, nous pouvons nous assurer d'avoir un montage efficace soit par l'observation des franges qui apparaissent lorsque l'on fait croître la charge, soit par la mesure du signe à l'aide d'un compensateur.

Nota : le lecteur se reportera utilement à l'article *Photoélasticimétrie* [R 1 870] dans le présent traité.

C'est à ce moment que nous aurons à revoir les rayons de courbure en E, ainsi que la largeur L des parties inférieure et supérieure. Avec un raccordement très doux, c'est-à-dire un grand rayon de congé en E ou bien un élargissement progressif de L lorsque l'on se

rapproche de l'anneau, nous risquons de *canaliser* la traction et d'avoir en A, B, C et D seulement de la traction ; nous n'aurons plus alors d'anneau dynamométrique.

En résumé, une optimisation de la géométrie du corps d'épreuve est utile pour :

- éviter des contraintes néfastes hors des emplacements de jauges ;
- trouver pour les jauges des zones de déformations maximales, autant que possible de signes opposés et de mêmes valeurs absolues, afin d'avoir des signaux importants et une bonne linéarité ;
- éviter, malgré tout, les concentrations de contraintes, causes de déformations résiduelles et de mauvaises tenues en fatigue.

Outre ces servitudes, il faut parfois tenir compte des moyens dont on dispose. En particulier, pour usiner le corps d'épreuve, il peut être nécessaire de n'utiliser que des machines-outils classiques : tour, fraiseuse, perceuse, etc. La forme idéale peut être onéreuse. La réalisation définitive d'un type de capteur de série est un compromis. Il est très facile de faire un capteur ; en faire un bon nécessite un peu de travail et beaucoup de bon sens.

3.5 Protection mécanique et étanchéité

Le corps d'épreuve est l'élément fondamental d'un capteur. Les jauges qui l'équipent doivent être convenablement protégées, surtout contre l'humidité. Il faut protéger mécaniquement le capteur. On prévoit donc un boîtier plus ou moins robuste pour la protection mécanique et étanche. Les sorties des circuits se font par des connecteurs étanches qui sont des composants courants des industries électriques.

Par contre, l'étanchéité nécessaire peut poser des problèmes de transmission des charges appliquées.

■ Sur un capteur de **pression**, le raccordement aux circuits de fluides se fait soit par des embouts filetés qui peuvent être rendus étanches par soudage ou brasage, soit même par des joints convenablement serrés.

■ Sur des capteurs de **force**, de **poids**, de **couple**, il y a un certain déplacement du corps d'épreuve, qui ne doit pas être contrarié. Si l'étanchéité est obtenue par frottement entre le corps d'épreuve et le boîtier, on risque d'avoir un phénomène d'hystérésis dont il convient de savoir s'il est tolérable, compte tenu de la précision recherchée. Si l'étanchéité est obtenue par une liaison solide avec le boîtier, celui-ci participera à l'élasticité générale du capteur et il n'est pas question de rechercher, pour ce conditionnement, des qualités mécaniques analogues à celles du corps d'épreuve nu. Une étanchéité par joints souples évite ces deux inconvénients, à condition de vérifier que les réactions élastiques de ces liaisons ne modifient pas les caractéristiques du capteur, ce qui peut être le cas pour des capteurs de pesée très sensibles. Certains capteurs de précision (§ 7.1) sont étalonnés après conditionnement, pour tenir compte des influences de celui-ci. Les sorties électriques des liaisons au pont de jauges passent, par des liaisons étanches, du boîtier à une *antichambre* où sont placés ultérieurement les circuits de correction de sensibilité, de zéro et d'effets thermiques.

Le boîtier est souvent rempli d'un corps protecteur de l'humidité, qui pourrait pénétrer malgré les étanchéités prévues. Par exemple, on emploie des graisses silicones qui, évidemment, ne doivent pas avoir d'actions chimiques sur les parties tant électriques que mécaniques du capteur avec lesquelles elles sont en contact.

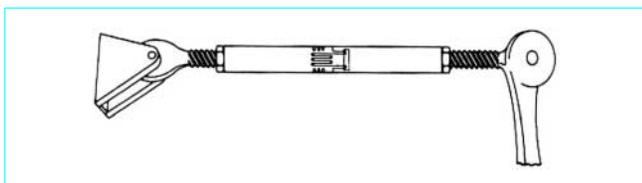


Figure 31 – Dispositif mécanique utilisé comme pseudo-capteur

3.6 Pseudo-capteurs

Les pseudo-capteurs sont des montages à jauges, analogues aux capteurs, mais pour lesquels on utilise comme corps d'épreuve un dispositif existant d'un montage mécanique. Il arrive fréquemment que, sur certaines machines, des tringles, biellettes, leviers, agissent sur des organes et que l'on ait besoin de connaître les efforts qui leur sont appliqués (figure 31).

C'est le cas, par exemple, des commandes de volets, des gouvernails d'un avion. Aux points les plus contraints de ces pièces, on colle des ponts de jauges mesurant la traction, la flexion ou la torsion appliquée, efforts qui peuvent être étalonnés avant montage. L'équipement de ces pièces avec des jauges se fait comme pour un capteur.

3.7 Similitude mécanique

Lorsqu'un capteur a donné satisfaction, on peut en concevoir d'autres analogues, destinés à d'autres gammes de mesure, en tenant compte des équations aux dimensions des divers phénomènes. Par exemple, les corps d'épreuve qui travaillent en flexion, tels que les lames fléchies ou les anneaux dynamométriques, donnent des déformations qui sont représentées par des relations où l'épaisseur t figure avec l'exposant 2 au dénominateur (tableau 5). Par conséquent, diviser l'épaisseur par deux conduit à multiplier par quatre la sensibilité d'un capteur de force.

4. Choix des jauges pour les capteurs

■ Le métal des jauges doit être choisi en fonction de divers critères tels que, entre autres :

- le domaine de température d'emploi : par exemple 200 °C maximum pour le *constantan*, 300 °C maximum pour le *Nichrome*, etc. ;
- la dilatation du corps d'épreuve (les jauges sont auto-compensées, par exemple, pour l'acier, le bronze, etc.) ;
- la variation du facteur de jauge K avec la température pour compenser la variation du module d'élasticité E du corps d'épreuve ;
- la limite élastique ou la limite de fatigue du corps d'épreuve.

Les jauges d'un même métal constituent une famille. Les producteurs présentent diverses familles aux propriétés particulières, ainsi que les produits de collage et de protection recommandés pour les différentes applications.

■ En ce qui concerne les géométries, celles-ci sont très nombreuses, car les jauges sont fabriquées par photogravure, et il suffit d'en faire un dessin pour le reproduire indéfiniment. Les catalogues comprennent un nombre considérable de formes. Quelques géométries sont représentées en figure 32. Outre la forme classique (figure 32a), certaines ont des sorties latérales (figure 32b), ce qui facilite les câblages. Il en est de même avec les jauges doubles (figure 32c).

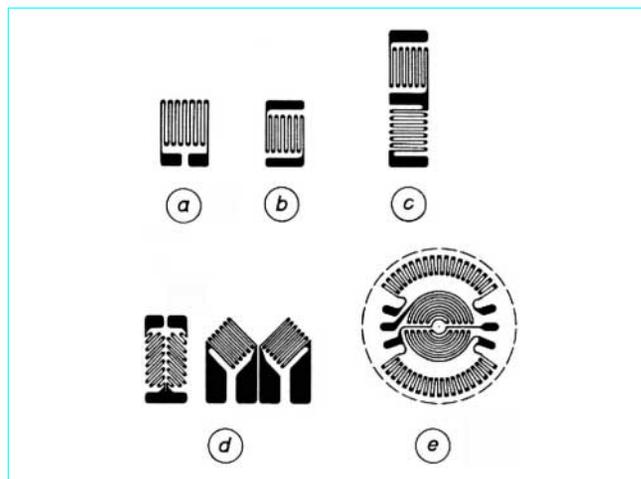


Figure 32 – Différentes formes de jauges

Pour les mesures de couples de torsion, les jauges sont constituées de brins actifs orientés à $\pm 45^\circ$ (figure 32d). Pour les pressions, quatre jauges sont montées sur un même support circulaire, les brins étant radiaux sur deux d'entre elles et tangentiels pour les deux autres (figure 32e). Cette disposition donne le signal maximal d'après la théorie des plaques circulaires (tableau 5).

Nota : il existe aussi des jauges dont la géométrie n'est jamais publiée dans les catalogues. Elles ont des formes étranges. De telles jauges sont exécutées sur mesure pour des fabricants de capteurs et répondent à des besoins bien particuliers, mais il ne servirait à rien de les utiliser dans d'autres cas. On risquerait même de détériorer certaines performances plutôt que de les améliorer.

5. Circuits électriques de compensation thermique

Les effets thermiques agissent théoriquement de la même façon sur les quatre branches du pont, donc s'annulent en première approximation, mais lorsque l'on veut atteindre une certaine précision (par exemple 0,005 %/°C) il y a lieu de discuter cette évidence théorique.

Parmi les causes de parasites d'origine thermique, citons :

- les effets thermoélectriques générateurs de tensions ;
- les dérives du zéro ;
- les variations de sensibilité.

Considérons successivement ces phénomènes.

5.1 Effets de couples thermoélectriques parasites

Ils apparaissent lorsque les fils de liaison sont d'un métal différent de celui des jauges et que des dissymétries thermiques existent entre les différentes parties du capteur. On évite donc ces effets en câblant les liaisons à l'aide de fils appropriés ; cela lorsque l'on craint vraiment les effets thermoélectriques, ce qui est relativement rare et, en tout cas, peu important sur un capteur câblé avec symétrie.

5.2 Dérive thermique du zéro

Il est essentiel de corriger cet effet avant de s'occuper des variations de sensibilité. Les dérives du zéro peuvent apparaître lorsque les jauges ne sont pas rigoureusement à la même température. C'est le cas, par exemple, de capteurs subissant un rayonnement thermique ou un courant d'air sur une face. Pour les précisions améliorées (tableau 4), ce peut être le cas de tout capteur, même non soumis à de tels effets.

On a donc intérêt à choisir des jauges autocompensées pour le métal du corps d'épreuve utilisé, c'est-à-dire ne variant pas de résistance avec la température. Un tel montage est souvent suffisant. Un capteur à 1 % ou 0,5 % peut être ainsi réalisé, stable dans le domaine des températures courantes.

■ Cependant, comme les jauges peuvent permettre de meilleures performances, il faut imaginer des circuits compensateurs, pour atteindre les hautes précisions (tableau 4). Pour des réalisations uniques de capteurs, on peut agir par tâtonnements. Le câblage entre jauges est réalisé en fils très fins que l'on rallonge ou raccourcit au cours d'essais successifs. Pour des fabrications en plus grand nombre, il faut procéder plus méthodiquement.

La dérive du zéro se traduit par une dérive de l'équilibre avec la température. Supposons que l'on remplace la liaison B (figure 33a) par une résistance B'B'' sensible à la température. Ce peut être une résistance de nickel R₅, par exemple de 2 Ω, étant entendu que sa valeur dépend du domaine à corriger (par exemple, entre - 50 et + 150 °C). Entre B' et B'', on branche également ce que nous représenterons pour l'instant comme un potentiomètre (figure 33b).

Suivant que le curseur se trouve en B' ou en B'', l'influence de la résistance de nickel en fonction de la température modifie le comportement de la branche CB'' ou de la branche AB', créant ainsi une dérive du zéro à pente positive ou négative, s'ajoutant à la dérive du pont. Il doit donc exister une position intermédiaire annulant toute dérive thermique. Lorsque celle-ci est atteinte, le pont est stable mais pas forcément équilibré électriquement. On réalise donc, au point diagonalement opposé en D, un circuit analogue mais dont la résistance D'D'' ne varie pas avec la température, par exemple en constantan. Dans ce cas, le curseur sert à retrouver le zéro électrique correspondant à l'équilibre du pont lorsque la charge appliquée au capteur est nulle.

5.3 Variation de sensibilité du capteur

Ayant éliminé la dérive du zéro, on peut considérer la variation de sensibilité avec la température. Il faut noter que celle-ci n'est pas due exclusivement à une variation de facteur des jauges. Le métal dont est constitué le corps d'épreuve du capteur a un module d'élasticité qui varie avec la température (tableau 3).

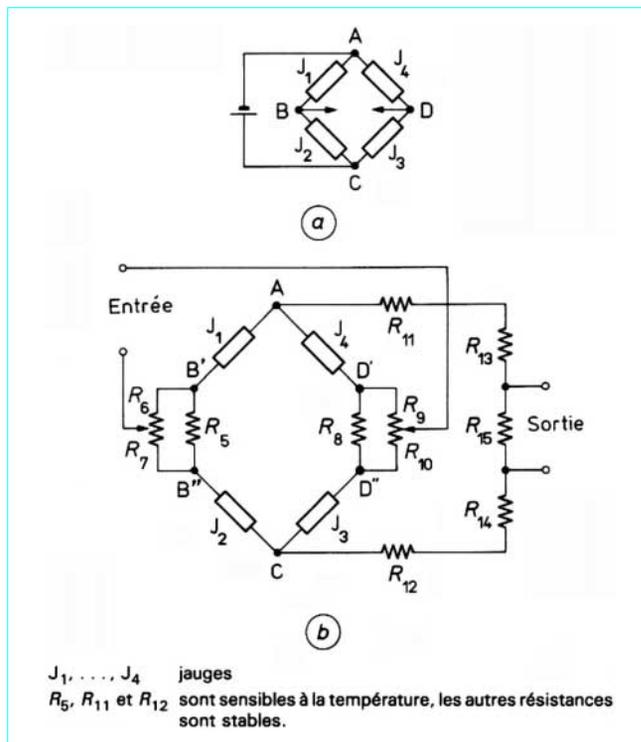


Figure 33 – Schéma électrique des compensations thermiques

Tableau 4 – Précision des capteurs (en % de l'échelle totale) et prix relatifs

Caractéristiques	Usage courant	Précision améliorée	Haute précision
CAPTEURS DE POIDS			
Erreur d'étalonnage	0,5	0,25	0,1
Effet de la température sur le zéro.....	± 0,01	± 0,005	± 0,002 5
Erreur de zéro (1).....	± 5	± 2,5	± 1
Effet de la température sur la sensibilité (2).....	± 0,02	± 0,01	± 0,001 5
Erreur de linéarité.....	0,25	0,1	0,05
Erreur d'hystérésis	0,1	0,05	0,02
Erreur de fidélité.....	0,1	0,05	0,02
Erreur combinée (linéarité et hystérésis)	1	0,5	0,15
CAPTEURS DE PRESSIONS			
Erreur d'étalonnage	0,5	0,25	0,15
Effet de la température sur le zéro.....	± 0,02	± 0,01	± 0,005
Erreur de zéro (1).....	± 8	± 2,5	± 1
Effet de la température sur la sensibilité (2).....	± 0,02	± 0,015	± 0,01
Erreur de linéarité.....	0,5	0,25	0,1
Erreur d'hystérésis	0,75	0,25	0,1
Erreur de fidélité.....	0,15	0,1	0,05
Erreur combinée (linéarité et hystérésis)	2	1	0,5
Prix relatifs.....	1 000	4 000	10 000

(1) Erreur propre au capteur seul, par construction. Celle-ci est évidemment corrigée par le conditionnement d'entrée de l'instrument disposé en aval du capteur.
 (2) En % de la charge.

Le module d'élasticité diminuant, le capteur devient d'autant plus sensible qu'il est plus chaud. Ce phénomène, relativement faible, peut parfois être négligé sur des capteurs utilisés dans un domaine étroit de température (quelques degrés autour de la température ambiante d'un laboratoire). Dans le cas contraire, on peut demander au constructeur une famille de jauges ayant une sensibilité décroissante (facteur K) avec la température, afin de compenser les deux effets. Si cela est encore insuffisant, il faudra réaliser des circuits compensateurs.

Pour compenser la sensibilité, on agit comme précédemment suivant une autre forme de circuit (figure 33b). A et C sont les sorties du pont, équilibré comme on l'a vu au paragraphe 5.2. Les résistances R_{11} et R_{12} sont en nickel, donc varient avec la température. Les résistances R_{13} , R_{14} , R_{15} sont ajustables mais stables avec la température. Ces dernières agissent comme un diviseur de tension. Lorsque la température augmente, R_{11} et R_{12} croissent. La tension de sortie diminue. Pour maintenir la symétrie, R_{13} et R_{14} sont ajustées à une valeur commune. Un dernier paramètre R_{15} permet d'ajuster le capteur de façon qu'il ait une sensibilité donnée.

5.4 Pratique des opérations

Il est essentiel de résoudre dans l'ordre les deux corrections précédentes :

- 1) correction de dérive du zéro (§ 5.2) ;
- 2) correction de sensibilité (§ 5.3).

Les résistances peuvent être réalisées par des fils bobinés, y compris R_6 , R_7 , R_9 , R_{10} qui, bien que citées comme potentiomètres pour l'essai de capteur, sont réalisées comme des résistances fixes, à des valeurs calculées en fonction des besoins. On peut avantageusement utiliser des résistances imprimées, collées sur le capteur ou sur une autre pièce métallique. Ces résistances sont de différentes formes. La figure 34 en donne des exemples. Elles sont fabriquées soit en nickel pur ou en Balco pour être sensibles à la température, soit en constantan autocompensé pour y être insensibles.

Nota

Balco : alliage de nickel et de fer, de plus grande résistivité et plus économique que le nickel pur.

On voit que ces résistances comprennent de nombreux brins en parallèle. En brisant certains de ces brins, on augmente la résistance ; c'est ainsi que l'on atteint les valeurs optimales. Les brins à briser agissent plus ou moins sur la valeur de la résistance suivant qu'ils sont sur l'échelle A, B, C... (figure 34).

Pratiquement, on agit de la façon suivante.

1) Le capteur, sans charge appliquée, est placé dans une étuve à des températures croissantes. Sa dérive de zéro est mesurée. Les résistances de correction sont soit calculées, soit déterminées expérimentalement.

2) Le capteur est ensuite chauffé, avec application de charges croissantes pour en tracer la courbe de sensibilité. Par exemple, pour des dynamomètres, on place bout à bout le capteur à corriger et un autre capteur étalonné, les deux étant soumis simultanément à des tractions ou compressions progressives à l'aide de vérins hydrauliques.

L'exemple de la figure 33b est celui du montage le plus complet assurant les deux compensations (zéro et sensibilité) avec le maximum de rigueur, en particulier en respectant la symétrie. Les corrections expliquées théoriquement par les potentiomètres de la figure 33b sont en fait obtenues par des résistances imprimées ajustées par ruptures de brins (figure 35).

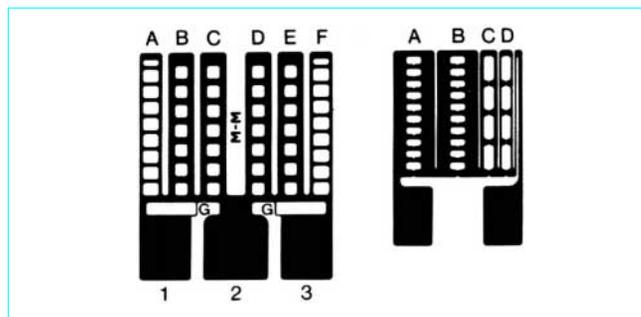


Figure 34 - Résistances de compensation thermique

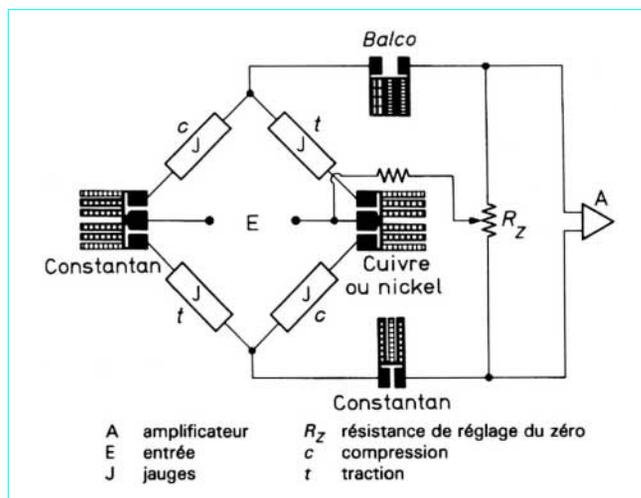


Figure 35 - Réglage du zéro avant l'attaque de l'amplificateur électronique

5.5 Précautions instrumentales

En réalisant les différentes opérations citées pour la correction des effets thermiques sur la dérive du zéro et sur la sensibilité, nous avons considéré le capteur comme une entité unique, mais il y a lieu de voir si les performances ainsi atteintes ne sont pas altérées par la nature de ce qui est disposé de part et d'autre de ce capteur.

En amont du capteur, nous avons la **source d'alimentation**. Nous avons vu (§ 2.1) qu'une alimentation à courant constant assurait une meilleure linéarité du pont de Wheatstone qu'une tension constante. Cependant, si nous considérons les corrections de la variation de sensibilité avec la température décrites au paragraphe 5.3 :

— l'emploi de jauges dont le facteur K , variable avec la température, compense les variations du module d'élasticité E du corps d'épreuve est une solution valable quel que soit le type d'alimentation (tension ou intensité constante) ;

— par contre, les compensations additionnelles par résistances en série (figure 35) n'agissent pas dans le cas d'une intensité constante ; dans ce cas, il faut réaliser des compensations par résistances en shunt, et non en série, suivant une procédure qui n'est pas recommandée pour la réalisation d'un capteur maison.

D'autres servitudes sont à considérer en aval du capteur, comme nous allons le voir à propos de l'instrumentation.

6. Instrumentation associée

En aval, le capteur est suivi d'instruments électroniques dont le rôle est d'amplifier le signal en vue de son exploitation soit pour la lecture d'une mesure, soit pour une action de régulation, avec toutes les possibilités des microprocesseurs. Il est évidemment essentiel que cette instrumentation ait des performances qui n'altèrent pas les caractéristiques du capteur qui la précède.

Nota : la description de ces amplificateurs et autres appareillages électroniques ne concerne pas le présent article.

Une chaîne de mesure est un tout indissociable ; en particulier, l'entrée de l'instrument qui suit le capteur peut, par sa nature, altérer les performances obtenues suivant les procédés décrits précédemment (§ 5). Il en est ainsi du réglage du zéro initial. Par construction, le zéro d'un capteur, surtout fabriqué en série, est moins rigoureux que ce que l'on est en droit d'attendre en extensométrie. Pour les mesures de contraintes par jauges, ainsi que pour des capteurs d'usage courant, les instruments comprennent un dispositif de réglage du zéro par potentiomètre (figure 35).

Il est évident que les parties du potentiomètre situées de part et d'autre du curseur shuntent inégalement les résistances de compensation de la sensibilité, dont nous perdons ainsi les avantages. Entre autres solutions préconisées pour éviter cet effet, citons le montage de la figure 36, qui consiste à opposer les tensions de sorties de deux ponts, d'une part celui des jauges et d'autre part un pont constitué par des résistances fixes et un potentiomètre, insensibles aux perturbations thermiques.

Dans cet ordre d'idées, citons (figure 37) le montage utilisé pour coupler plusieurs capteurs en vue de la sommation des grandeurs mesurées (par exemple : poids total d'un réservoir reposant en plusieurs points sur des capteurs).

Retenons que, quelles que soient ses performances, un capteur doit être considéré en fonction de l'instrumentation associée. Les organismes officiels ayant pour mission de délivrer des certificats d'étalonnage de capteurs exigent généralement la chaîne complète.

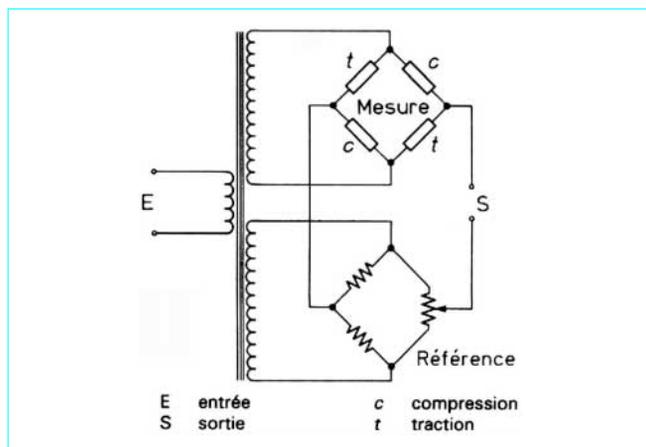


Figure 36 – Montage par deux ponts (pont de mesure et pont de référence) éliminant certains défauts du pont de Wheatstone simple

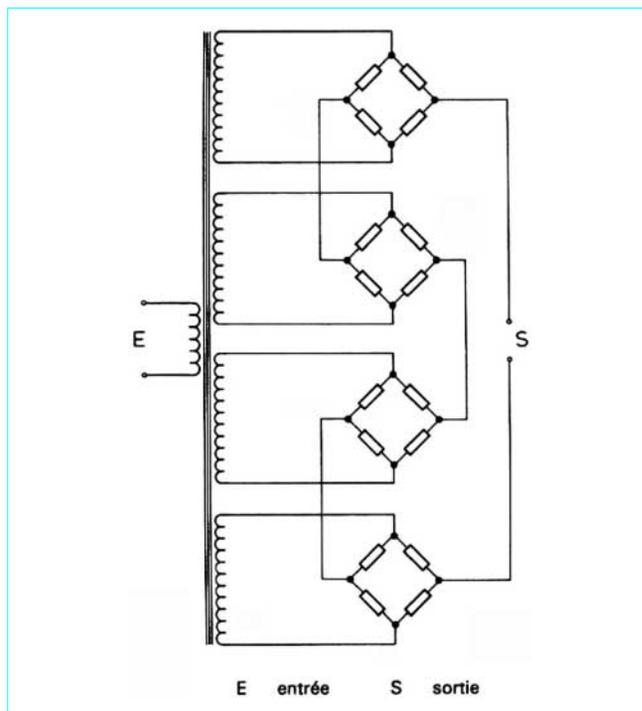


Figure 37 – Couplage de plusieurs capteurs additionnant les grandeurs mesurées

7. Caractéristiques des capteurs

7.1 Précision

Nous donnons dans le tableau 4 les caractéristiques que l'on peut attendre de trois types de capteurs :

- d'**usage courant** : capteurs facilement réalisables par tout technicien simplement averti des techniques de l'extensométrie par jauges ;
- de **précision améliorée** : capteurs ayant, par rapport aux précédents, des caractéristiques que l'on a pu améliorer en tenant compte méticuleusement des précautions citées (§ 5), précautions nécessaires mais simples ;
- de **haute précision** : capteurs nécessitant des techniques plus sophistiquées et, en conséquence, du domaine des professionnels.

Ces caractéristiques sont données pour deux types de capteurs, parmi les plus courants : mesures de poids et de pressions. On notera que les performances des capteurs de pression sont moins bonnes que celles des pesons. Cela est dû, entre autres raisons, à une interaction plus grande entre le diaphragme et la masse qui le supporte.

7.2 Durée de vie

Les jauges ont été inventées vers 1950, et les capteurs de cette époque sont encore excellents, bien qu'ils aient été fabriqués à une époque où cette technique était empirique. Cela prouve qu'un capteur peut durer de nombreuses années.

Les capteurs peuvent être utilisés dans des conditions variées qui permettent des vérifications périodiques ou non.

Exemples : le capteur de pression d'un processus industriel peut être isolé par un by-pass et ainsi vérifié ou changé sans provoquer des perturbations. Les capteurs de pesée servant à mesurer la masse du contenu d'un réservoir peuvent être contrôlés en vidant celui-ci et en le remplissant avec des masses connues. Si c'est impossible, il est souhaitable d'avoir prévu la possibilité de soulager chacun des capteurs à l'aide d'un cric pour le vérifier ou le changer.

Pour la surveillance de constructions à long terme, il est également souhaitable d'avoir prévu dès l'origine la possibilité de soulager les capteurs. Des capteurs de tension de câbles peuvent être montés avec des dispositifs mécaniques qui libèrent le capteur de sa charge tout en maintenant les câbles en traction. Lorsque c'est impossible, un doute peut subsister. Si le capteur indique une valeur fixe, on tend à penser qu'il est fidèle. Si, par contre, il détecte une variation de charge, on se pose toujours la question de savoir si c'est une dérive ou vraiment une évolution de l'édifice surveillé. Il faut avoir prévu ces objections dès le début de la construction.

On utilise parfois des capteurs *témoins* fictifs, réalisés en même temps que les capteurs actifs, mais ne travaillant pas. On peut admettre que, si les capteurs témoins ne dérivent pas, il en est de même des autres, puisqu'ils ont subi les mêmes environnements. Cette vérification n'est évidemment garantie qu'avec une certaine probabilité.

On utilise aussi des *capteurs doubles*. Ainsi, si deux dynamomètres de traction sont mis en série avec un câble tendu, des indications identiques simultanées ont une forte probabilité d'être justes.

Quoi qu'il en soit, il est essentiel de prévoir les conditions d'exploitation. Le doute ne pourra pas être dissipé si l'on n'a pas prévu une possibilité de contrôle.

7.3 Fiabilité

La fiabilité des systèmes électroniques ou mécaniques est définie par le **MTBF**, sigle qui peut désigner la même entité en français ou en anglais : moyenne des temps de bon fonctionnement ou *Mean Time Between Failures*. On considère aussi le **MTTF** (*Mean Time To Failure*).

Pour un composant tel qu'un capteur, qui est substitué sans réparation, les deux définitions se confondent.

Comme pour tout composant d'un système, il est parfois nécessaire de connaître le MTBF d'un capteur, qui dépend de critères très différents :

- la partie *mécanique*, comprenant principalement le corps d'épreuve, a une fiabilité qui dépend de la nature des matériaux et de la qualité des usinages ;
- la partie *électrique* (sauf les jauges), comprenant des câbles et des connecteurs, dépend des fiabilités de ces composants, connues d'après les normes de leurs fabrications respectives ;
- enfin les *jauges*, qui nous intéressent plus particulièrement, sont à considérer sous les deux aspects suivants.

■ **Le travail demandé aux jauges en impose la durée de vie.** Pour chaque type, les durées sont connues, données sous forme de courbes de fatigue. Suivant le nombre de cycles successifs à subir, suivant que ces cycles sont alternés, ondulés, ou répétés, c'est-à-dire selon la position relative du zéro et des élongations maximales, nous avons une durée de vie estimée, dont on déduit le MTBF propre aux jauges en fonctionnement. N'oublions pas cependant que les courbes de fatigue sont valables pour des jauges collées et câblées avec soin. La grosseur et la position des points de soudure des sorties ont une grande influence sur les limites réelles de fatigue (généralement une détérioration par fissuration).

■ Il faut également considérer l'endurance des jauges lorsqu'elles ne fonctionnent pas ou lorsqu'elles indiquent des déformations constantes. Là encore, **la qualité du travail de montage est fondamentale.**

Pour donner un **exemple** de fiabilité de jauges parfaitement équipées (collées, câblées et protégées), on peut prendre comme valeurs de MTBF celles qui ont été obtenues sur des résistances en métal massif dont la technologie est analogue à celle des jauges. Ces résistances sont équipées dans des laboratoires parfaitement conditionnés (température, humidité, poussière, etc.). L'essai de 676 résistances, suivies pendant plusieurs années au laboratoire de Vishay Intertechnology Inc. (États-Unis), a conduit aux résultats suivants :

- 0,001 8 % de défaillances pour 1 000 heures (intervalle de confiance 60 %) ;
- 0,004 6 % de défaillances pour 1 000 heures (intervalle de confiance 90 %) ;

la puissance électrique fournie étant 1/10 de la valeur maximale. On trouve ainsi, par le calcul des probabilités, des durées de vie de 6 000 années !

En conclusion, le MTBF de la jauge convenablement montée est très grand. Les limitations de durée de vie sont liées essentiellement à la qualité du travail d'équipement des capteurs. Avec les mêmes jauges, les réalisateurs de capteurs obtiendront des MTBF très différents suivant qu'ils seront plus ou moins soigneux et disciplinés.

7.4 Terminologie usuelle relative aux capteurs d'extensométrie

Lors de l'établissement d'un projet comportant des capteurs, on est amené à considérer leurs différentes caractéristiques dont voici ci-après une liste de certaines définitions consacrées par l'usage international. On trouvera [entre crochets] l'équivalent anglais.

■ Charge [load]

Grandeur physique appliquée à un capteur en vue d'obtenir un signal électrique : force, poids, déplacement, accélération, pression, etc.

■ Charge nominale, ou capacité [full scale load]

Valeur de la plus grande charge qu'il est recommandé d'appliquer à un capteur qui sera employé indéfiniment, avec des caractéristiques données.

■ Échelle totale de sortie [output full scale or span]

Différence algébrique entre les signaux de sortie obtenus à charge nulle et à charge nominale.

■ Signal de sortie [output]

Variations de la grandeur électrique donnée par un capteur lorsque la charge varie. Ce peut être une tension, une intensité, une variation de résistance.

■ Excitation [excitation]

Force électromotrice de la source de courant destinée à alimenter un capteur.

■ Résistance d'entrée [input resistance]

Résistance électrique entre les fils auxquels est appliquée l'excitation, les fils de sortie étant en circuit ouvert.

■ Résistance de sortie [output resistance]

Résistance électrique entre les fils de liaison à l'instrument de mesure, les fils d'entrée étant en circuit ouvert.

■ Résistance d'isolement [insulation resistance]

Résistance électrique entre le circuit et la masse du capteur. Sauf indication contraire, cette mesure est exécutée sous une tension de 50 volts continus. Elle doit être éventuellement définie en fonction de l'ambiance : par exemple, température, ou isolement sous l'eau après immersion d'une durée indiquée.

■ Courbe d'étalonnage [calibration curve]

Courbe représentative du signal de sortie en fonction de la charge appliquée, obtenue par l'application de charges connues prises comme étalons.

■ Zéro [zero]

Valeur prise comme origine du signal de sortie du capteur. Elle peut correspondre à une charge nulle, ou bien à une charge quelconque prise comme référence.

■ Non-retour au zéro

Différence entre les signaux de sortie au zéro avant l'application de la charge d'une part, et après suppression de la charge et stabilisation d'autre part.

■ Déséquilibre initial [zero balance]

Dans le cas d'une sortie de tension exprimée en valeur relative (mV/V), exprime le signal de sortie pour une charge nulle.

■ Sensibilité [sensitivity]

Rapport entre une variation du signal de sortie et la variation de charge qui l'a provoquée. C'est donc la pente de la courbe d'étalonnage.

■ Seuil de sensibilité [resolution]

Plus petite variation de la charge qui crée une variation perceptible du signal de sortie.

■ Précision [tolerance]

Plus petite grandeur dont on est sûr qu'elle est supérieure à la différence entre la charge réelle appliquée et la valeur évaluée d'après la courbe d'étalonnage. Elle s'exprime en pourcentage de la charge nominale.

■ Dérive [drift]

Variations du signal de sortie à charge constante. S'exprime en pourcentage de l'échelle de sortie pour une durée définie.

■ Dérive de l'équilibre [zero drift]

En l'absence de charge, et sans cause thermique, variations du déséquilibre initial pour une durée définie.

■ Fidélité [repeatability]

Écart maximal entre les signaux de sortie obtenus par applications successives de la même charge dans les mêmes conditions. S'exprime en pourcentage de l'échelle totale de sortie.

■ Erreur de linéarité [linearity]

Écart maximal obtenu entre la courbe d'étalonnage et une droite passant par les points représentatifs d'une charge nulle et d'une charge nominale. S'exprime en pourcentage de l'échelle totale de sortie et n'est donné que pour une charge croissante.

■ Erreur d'hystérésis [hysteresis]

Écart maximal obtenu entre les signaux de sortie indiqués pour une même charge mais pour deux modes d'application différents : charge croissante à partir de zéro et charge décroissante à partir de la charge nominale. Est donnée, sauf indication contraire, pour une charge égale à la moitié de la charge nominale, et s'exprime en pourcentage de l'échelle totale de sortie. Ces mesures doivent être exécutées aussi rapidement que possible, afin de les distinguer du fluage.

■ Erreur combinée (linéarité et hystérésis) [combined error]

Écart maximal entre une ligne droite tracée entre les points représentatifs d'une charge nulle et d'une charge nominale et les courbes d'étalonnage obtenues en charges croissantes et décroissantes. S'exprime en pourcentage de l'échelle totale de sortie.

■ Fluage [creep]

Variations du signal de sortie sous charge constante en fonction du temps. S'exprime à charge nominale, toutes autres grandeurs ambiantes étant constantes, en pourcentage de l'échelle totale de sortie, et cela pour une durée déterminée.

■ Fluage résiduel [creep recovery]

Variations du signal de sortie après annulation de la charge. S'exprime en pourcentage de l'échelle de sortie pour une durée déterminée.

■ Dérive thermique du zéro [thermal effect on zero balance]

Variations du signal de sortie dues aux variations de température, en l'absence de charge. S'exprime en pourcentage de l'échelle totale pour une variation de 1 °C.

■ Effet thermique sur la sensibilité [temperature effect on out-put]

Variations de la grandeur de sortie, pour la charge nominale. S'exprime en pourcentage de l'échelle totale pour une variation de 1 °C de la température ambiante.

■ Effet de gradient thermique [thermal gradient effect]

Influence sur la précision d'un gradient thermique de 1 °C entre deux points définis du capteur.

■ Variations thermiques de la résistance d'entrée

[temperature coefficient of input resistance]

S'exprime en pour-cent par degré Celsius (%/°C).

■ Variations thermiques de la résistance de sortie

[temperature coefficient of output resistance]

S'exprime en pour-cent par degré Celsius (%/°C).

■ Compensation [compensation]

Dispositifs accessoires mécaniques ou électriques destinés à corriger les défauts du corps d'épreuve ou des circuits en vue d'améliorer les caractéristiques d'un capteur.

■ Températures extrêmes de compensation

[compensation temperature limits]

Températures inférieure et supérieure qu'il ne faut pas dépasser pour que, les compensations agissant, les caractéristiques du capteur soient maintenues dans les limites définies.

■ Températures extrêmes d'emploi [operating temperature limits]

Températures inférieure et supérieure qu'il ne faut pas dépasser, sous risque de perte définitive des caractéristiques définies.

■ Indépendance

Seuil de sensibilité aux grandeurs autres que celle pour laquelle le capteur a été réalisé. Ces grandeurs peuvent être de nature différente (par exemple : influence du champ magnétique sur un accéléromètre) ou de même nature (par exemple : influence d'une force latérale sur un dynamomètre destiné à la mesure d'une force axiale).

■ Déplacement [deflection]

Distance entre les deux positions du point d'appui de la charge entre les valeurs nulle et nominale de la charge appliquée.

■ Ambiance [stand test conditions]

Ensemble de celles des grandeurs caractéristiques du milieu ambiant qui peuvent influencer sur les propriétés d'un capteur et donc doivent être définies lors de l'étalonnage, par exemple : température, humidité, pression atmosphérique, accélération de la pesanteur.

■ Fréquence propre naturelle [natural frequency]

Fréquence d'oscillation libre en l'absence de charge.

■ Surcharges électriques admissibles [electrical overload]

Puissances fournies par la source d'alimentation et qu'il ne faut pas dépasser sous risque :

- soit d'évolution des caractéristiques ;
- soit de destruction définitive.

■ Surcharges mécaniques admissibles [mechanical overload]

Charges maximales qu'il est recommandé de ne pas dépasser sous risque :

- soit d'évolution des caractéristiques ;
- soit de destruction définitive.

Différence entre charge nominale et surcharges : la charge nominale est une limite recommandée pour un usage indéfini du capteur, alors que les surcharges sont des limites qu'il est permis à la rigueur d'atteindre accidentellement un nombre limité de fois, mais qui ne peuvent être répétées indéfiniment sans altérations ou destruction du capteur.

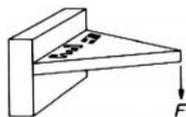
■ Axe primaire [primary axis]

Pour les dynamomètres, axe suivant lequel les charges doivent être appliquées.

Tableau 5 – Formules utiles pour le calcul des capteurs (1)

	LAME EN TRACTION	$\varepsilon_1 = \frac{F}{E a t}$ $\varepsilon_2 = \frac{-\nu F}{E a t}$	<p><i>a</i> largeur ε_1 indication jauge longitudinale ε_2 indication jauge transversale <i>F</i> force appliquée <i>t</i> épaisseur</p>
	TORE CYLINDRIQUE EN TRACTION OU COMPRESSION	$\varepsilon_1 = \frac{4 F}{\pi E (D^2 - d^2)}$ $\varepsilon_2 = \frac{-4 \nu F}{\pi E (D^2 - d^2)}$	<p><i>D</i> diamètre extérieur <i>d</i> diamètre intérieur ε_1 indication jauge longitudinale ε_2 indication jauge transversale <i>F</i> force répartie</p>
	LAME EN FLEXION	$\varepsilon_1 = \frac{6 F \ell}{E a t^2} = \frac{3 t \ell}{2 L^3} f$ $\varepsilon_2 = \frac{-6 \nu F \ell}{E a t^2} = \frac{-3 \nu t \ell}{2 L^3} f$ $f = \frac{F L^3}{3 E J} = \frac{4 F L^3}{E a t^3}$ $N = 0,55 \frac{1}{L^2} \sqrt{\frac{E J}{\rho S}} = 0,16 \frac{t}{L^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}}$	<p><i>a</i> largeur ε_1 indication jauge longitudinale ε_2 indication jauge transversale <i>F</i> force appliquée <i>f</i> flèche (déplacement de <i>F</i>) <i>J</i> moment d'inertie de la section par rapport à la ligne neutre <i>L</i> distance force-encastrement ℓ distance force-jauge <i>N</i> première fréquence propre <i>S</i> section <i>t</i> épaisseur</p>
<p>(1) Notations communes : <i>E</i> module d'élasticité ; ρ masse volumique ; ν coefficient de Poisson ; ε déformations (dilatations).</p>			

Tableau 5 – Formules utiles pour le calcul des capteurs (1) (suite)



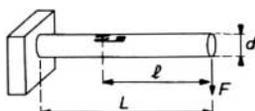
LAME TRIANGLE EN ISOFLEXION

$$\varepsilon_1 = \frac{6FL}{Ebt^2} = \frac{t}{L^2} f$$

$$\varepsilon_2 = \frac{-6\nu FL}{Ebt^2} = \frac{-\nu t}{L^2} f$$

$$f = \frac{6FL^3}{Ebt^3}$$

b largeur de la base
 ε_1 indication jauge longitudinale
 ε_2 indication jauge transversale
F force appliquée (au sommet)
f flèche (déplacement de *F*)
L distance force-encastrement
 La distance des jauges n'intervient pas.



LAME CYLINDRIQUE EN FLEXION

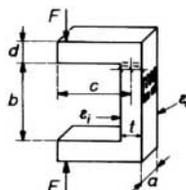
$$\varepsilon_1 = \frac{4F\ell}{\pi Er^3} = \frac{3\ell r}{L^3} f$$

$$\varepsilon_2 = \frac{-4\nu F\ell}{\pi Er^3} = \frac{-3\nu \ell r}{L^3} f$$

$$f = \frac{4FL^3}{3\pi Er^4}$$

$$N = 0,56 \frac{r}{L^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

$d = 2r$ diamètre
 ε_1 indication jauge longitudinale
 ε_2 indication jauge transversale
F force appliquée
f flèche (déplacement de *F*)
 ℓ distance force-jauge
L distance force-encastrement
N première fréquence propre



ÉTRIER EN FLEXION

$$\varepsilon_{e1} = \frac{F}{Ea} \left(\frac{6c}{t} - 1 \right)$$

$$\varepsilon_{e2} = -\nu \varepsilon_{e1}$$

$$\varepsilon_{i1} = \frac{-F}{Ea} \left(\frac{6c}{t} + 1 \right)$$

$$\varepsilon_{i2} = -\nu \varepsilon_{i1}$$

$$\Delta b = \frac{4Fc^2}{Ea} \left(3 \frac{b}{t^3} + 2 \frac{c}{d^3} \right)$$

F force appliquée
a, b, c, d, t voir figure
 Δb flèche totale
 ε_{e1} indication jauge extérieure longitudinale
 ε_{e2} indication jauge extérieure latérale
 ε_{i1} indication jauge intérieure longitudinale
 ε_{i2} indication jauge intérieure latérale



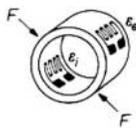
DEMI-ANNEAU

$$\varepsilon_e = \frac{6FR}{Ea} t^2$$

$$\varepsilon_i = \frac{-6FR}{Ea} t^2$$

$$f = \frac{6\pi FR^3}{Ea} t^3$$

a largeur
 ε_e indication jauge extérieure longitudinale
 ε_i indication jauge intérieure longitudinale
F force appliquée
f flèche totale (rapprochement des extrémités)
R rayon moyen
t épaisseur (faible devant *R*)



ANNEAU DYNAMOMÉTRIQUE (TRACTION OU COMPRESSION)

$$\varepsilon_e = \frac{3FR}{Ea} \left(1 - \frac{2}{\pi} \right)$$

$$\varepsilon_i = \frac{-3FR}{Ea} \left(1 - \frac{2}{\pi} \right)$$

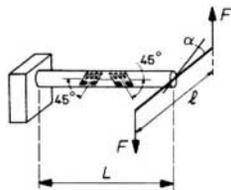
$$f = 1,79 \frac{FR^3}{Ea} t^3$$

a largeur
 ε_e indication jauge extérieure longitudinale
 ε_i indication jauge intérieure longitudinale
F force appliquée
f flèche totale (rapprochement sur le diamètre)
R rayon moyen
t épaisseur (faible devant *R*)

(1) Notations communes :

E module d'élasticité ; ρ masse volumique ; ν coefficient de Poisson ; ε déformations (dilatations).

Tableau 5 – Formules utiles pour le calcul des capteurs (1) (suite)



ARBRE EN TORSION

$$\varepsilon_1 = -\varepsilon_2 = \frac{M}{\pi G R^3} = \frac{R}{2L} \alpha$$

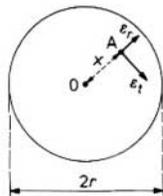
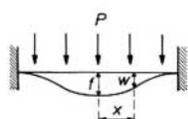
$$\alpha = \frac{2ML}{\pi G R^4}$$

avec $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$

- ε_1 indication de l'une des jauges
- ε_2 indication de l'autre jauge
- L longueur totale de l'arbre
- $M = F\ell$ moment appliqué
- R rayon de l'arbre
- α angle de rotation (en radians)
- La distance des jauges n'intervient pas.

PLAQUE ENCASTRÉE SOUS PRESSION

L'application d'une force au centre d'une plaque (tableau 1, cas g) conduit théoriquement à des contraintes infinies. Les formules ne présentent pas d'intérêt, d'autant que pratiquement on répartit la force (figure 14), ce qui correspond au cas suivant :



$$\varepsilon_r = \frac{3P(1-\nu^2)}{8Et^2} (r^2 - 3x^2)$$

$$\varepsilon_t = \frac{3P(1-\nu^2)}{8Et^2} (r^2 - x^2)$$

$$f = \frac{3(1-\nu^2)Pr^4}{16Et^3}$$

$$w = \frac{3P(1-\nu^2)}{16Et^3} (r^2 - x^2)^2$$

$$N \sim \frac{t}{r^2} \sqrt{\frac{E}{(1-\nu^2)\rho}}$$

- ε_r déformation radiale au point considéré
- ε_t déformation tangentielle au point considéré
- f flèche au centre
- N première fréquence propre
- P pression appliquée
- r rayon
- t épaisseur
- w équation de la déformée
- x distance au centre du point A considéré
- \sim proportionnel à

CYLINDRE SOUS PRESSION



$$\varepsilon_1 = \frac{PR}{Et} \left(\frac{L}{L+2R} - \frac{\nu}{2} \right)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{PR}{Et} \left(\frac{1-\nu}{2} - \frac{L}{L+2R} \right)$$

Pour une longueur infinie :

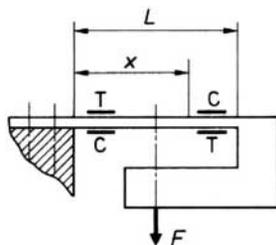
$$\varepsilon_1 = \frac{0,85 PR}{Et}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{0,20 PR}{Et}$$

- ε_1 indication jauge latérale
- ε_2 indication jauge longitudinale
- L longueur
- P pression appliquée
- R rayon
- t épaisseur (faible devant R)

CAPTEURS DE FORCE INDÉPENDANTS DU POINT D'APPLICATION DE LA FORCE F

Formules au point courant x :



$$y = \frac{F}{12EJ} x^2 (3L - 2x)$$

$$y = \frac{F}{Ea t^3} x^2 (3L - 2x)$$

$$f = \frac{FL^3}{12EJ} = \frac{FL^3}{Ea t^3}$$

$$\varepsilon = \frac{Ft}{4EJ} (L - 2x)$$

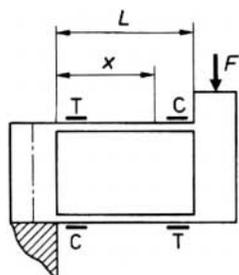
$$\varepsilon = \frac{3F}{Ea t^2} (L - 2x)$$

- a largeur de la lame
- f flèche
- J moment quadratique
- L longueur de la lame
- t épaisseur de la lame
- y déformée
- C jauges en compression
- T jauges en traction

(1) Notations communes :

- E module d'élasticité ;
- ρ masse volumique ;
- ν coefficient de Poisson ;
- ε déformations (dilatations).

Tableau 5 – Formules utiles pour le calcul des capteurs (1) (suite)



Formules au point courant x :

$$y = \frac{F}{24 EJ} x^2 (3L - 2x)$$

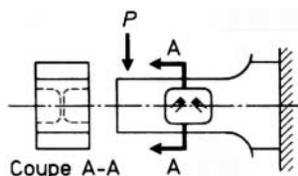
$$y = \frac{F}{2E a t^3} x^2 (3L - 2x)$$

$$f = \frac{FL^3}{24 EJ} = \frac{FL^3}{2E a t^3}$$

$$\varepsilon = \frac{Ft}{8EJ} (L - 2x)$$

$$\varepsilon = \frac{3F}{2E a t^2} (L - 2x)$$

- a largeur de la lame
- f flèche
- J moment quadratique
- L longueur des lames
- t épaisseur des lames
- y déformée
- C jauges en compression
- T jauges en traction



$$\varepsilon_1 = -\varepsilon_2 = \frac{F(1+\nu)t^2}{8EJ}$$

$$\varepsilon_1 = -\varepsilon_2 = \frac{3F(1+\nu)}{2E a t}$$

- a largeur de la poutre
- J moment quadratique
- t épaisseur de la poutre
- $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ déformations des jauges 1 et 2
- P point d'application de la force

Calcul approché. On admet que le voile mince laissé par les alvéoles où se trouvent les jauges est astreint à suivre les déformations d'ensemble de la poutre, ne participant que fort peu, par lui-même, à la rigidité de celle-ci.

(1) Notations communes :

E module d'élasticité ; ρ masse volumique ; ν coefficient de Poisson ; ε déformations (dilatations).

Extensométrie

par **Jean-Luc LE GOËR**

Ingénieur ESL (École Technique Supérieure du Laboratoire)
Président de Vishay Micromesures

Bibliographie

- AVRIL (J.). – *Encyclopédie d'analyse des contraintes*. Vishay Micromesures.
- DESJARDINS (M.) et PORTE (M.). – *Les capteurs de mesure*. 2^e éd., Éditions Kirk (1991).
- Extensométrie par jauges de déformation*. LNE (1965).
- Extensométrie 67*. GAMAC et LNE (1967).
- MURRAY (W.M.) et STEIN (P.K.). – *Strain gage techniques*. Massachusetts Inst. Technol. (1959).
- PERRY (C.C.) et LISSNER (H.R.). – *The strain gage primer*. 2^e éd., McGraw-Hill (1962).
- Technique des mesures à l'aide de jauges de contraintes*. Philips NV.
- WEYMOUTH (L.J.), STARR (J.E.) et DORSEY (J.). – *Bonded resistance strain gages*. Dans : *Manual on experimental stress analysis* TUPPENY (W.H. Jr.) et KOBAYASHI (A.S.), Soc. Experimental Stress Analysis, p. 10.21 (1965).
- WINDOW (A.L.) et HOLISTER (G.S.). – *Strain gage technology*. – Applied Science Publishers (1982).
- BLAKE (A.). – *Practical stress analysis in engineering design*. M. Decker Inc. (1982).
- ASCH (G.) et coll. – *Les capteurs en instrumentation industrielle*. Dunod (1992).
- MOREAU (M.R.). – *Essais et moyens d'essais au laboratoire et dans l'industrie*. Technique et Documentation (1982).
- Revues françaises et étrangères**
- France**
- Revue Française de Mécanique**
- (Cette revue comporte deux parties :
Bulletin de la Société Française des Mécaniciens ;
Analyse des Contraintes, Organe du GAMAC.
- Allemagne**
- Verein Deutscher Ingenieure Zeitung.**
- États-Unis**
- Experimental Mechanics.**
Journal of Applied Mechanics (Series E of the Transactions of the ASME).
- Grande-Bretagne**
- Strain.**
- Israël**
- Israël Journal of Technology.**
- Italie**
- Notizario de l'AIAS.**

Normalisation

L'extensométrie ne se prête pas à l'établissement de normes proprement dites. Toutefois, le fascicule de documentation ci-dessous rappelle entre autres les notions d'élasticité qui sont à la base de l'extensométrie.

X 10-011 3-58 Résistance des matériaux et essais mécaniques de matériaux. Vocabulaire.

Constructeurs. Fournisseurs

- | | |
|---|---|
| <p>Abelex.</p> <p>AMC.</p> <p>ATEX (Applications des Techniques d'Extensométrie).</p> <p>Baléa SARL.</p> <p>Bell et Howell France SA.</p> <p>Beta.</p> <p>Bourdon Sedeme.</p> <p>Captels SA.</p> <p>CG II Mesures.</p> <p>CMR (Contrôle. Mesure. Régulation).</p> <p>Cormier.</p> <p>Desgranges et Huot SA.</p> <p>Elmex SARL.</p> <p>Entran SARL.</p> <p>Erichsen.</p> | <p>Ersem SARL.</p> <p>Exa.</p> <p>FGP Instrumentation.</p> <p>Garos Mesures.</p> <p>GEC Composants SA.</p> <p>GIM.</p> <p>Le Groupe Scientifique.</p> <p>J 2 P Instrumentation.</p> <p>Kulite International.</p> <p>Nobel Électronique.</p> <p>Pesage Promotion.</p> <p>Philips.</p> <p>PM Instrumentation.</p> <p>Scaime SA.</p> <p>Schenck.</p> |
|---|---|

Schlumberger.

SEEA (Sté européenne d'extensométrie appliquée).

SEP (Sté européenne de propulsion).

Sextant Avionique.

SFERNICE (Sté française de l'Électro-résistance).

SFIM (Sté de fabrication d'Instruments de Mesure).

SOPEMEA.

Sprocap.

Télémechanique.

TME (Techniques Modernes d'Extensométrie).

Tractel.

Vibro Meter.

Vishay Micromesures.

Organismes français et étrangers

Les applications de l'extensométrie touchent à des domaines si variés que cette technique peut être occasionnellement évoquée devant de nombreuses associations techniques. Toutefois, dans plusieurs pays industriels se sont créés des associations ou des groupements, spécialisés dans l'analyse expérimentale des contraintes, dont l'extensométrie constitue une branche maîtresse.

France

Groupement pour l'Avancement des Méthodes d'Analyse des Contraintes (GAMAC) .

États-Unis

Society for Experimental Stress Analysis (SESA).

Grande-Bretagne

Joint British Committee for Stress Analysis.

British Society for Strain Measurement.

Italie

Associazione Italiana per l'Analisa delle Sollecitazioni.

Extensométrie

Bibliographie

- AVRIL (J.). – *Encyclopédie d'analyse des contraintes*. Vishay Micromesures.
- DESJARDINS (M.) et PORTE (M.). – *Les capteurs de mesure*. 2^e éd., Éditions Kirk (1991).
- Extensométrie par jauges de déformation*. LNE (1965).
- Extensométrie 67*. GAMAC et LNE (1967).
- MURRAY (W.M.) et STEIN (P.K.). – *Strain gage techniques*. Massachusetts Inst. Technol. (1959).
- PERRY (C.C.) et LISSNER (H.R.). – *The strain gage primer*. 2^e éd., McGraw-Hill (1962).
- Technique des mesures à l'aide de jauges de contraintes*. Philips NV.
- WEYMOUTH (L.J.), STARR (J.E.) et DORSEY (J.). – *Bonded resistance strain gages*. Dans : *Manual on experimental stress analysis* TUPPENY (W.H. Jr.) et KOBAYASHI (A.S.), Soc. Experimental Stress Analysis, p. 10.21 (1965).
- WINDOW (A.L.) et HOLISTER (G.S.). – *Strain gage technology*. – Applied Science Publishers (1982).
- BLAKE (A.). – *Practical stress analysis in engineering design*. M. Decker Inc. (1982).
- ASCH (G.) et coll. – *Les capteurs en instrumentation industrielle*. Dunod (1998).
- MOREAU (M.R.). – *Essais et moyens d'essais au laboratoire et dans l'industrie*. Technique et Documentation (1982).
- POLICELLA (H.). – *Jauges extensométriques*. Tec et Doc Lavoisier (2000).
- Revue française et étrangères
- France**
Revue Française de Mécanique
 (Cette revue comporte deux parties :
Bulletin de la Société Française des Mécaniciens ;
- Analyse des Contraintes**, Organe du GAMAC.
- Allemagne**
Verein Deutscher Ingenieure Zeitung.
- États-Unis**
Experimental Mechanics.
Journal of Applied Mechanics (Series E of the Transactions of the ASME).
- Grande-Bretagne**
Strain.
- Israël**
Israël Journal of Technology.
- Italie**
Notizario de l'AIAS.

Thèses

<http://www.sudoc.abes.fr>

PY (R.). – *Comportement mécanique et électrique de films minces à haute température : application aux jauges d'extensométrie*. Paris 11, Orsay (1998).

Normalisation

L'extensométrie ne se prête pas à l'établissement de normes proprement dites. Toutefois, le fascicule de documentation ci-dessous rappelle entre autres les notions d'élasticité qui sont à la base de l'extensométrie.

NF X 10-011 3-58 Résistance des matériaux et essais mécaniques de matériaux. Vocabulaire.

Constructeurs. Fournisseurs

- Abelex**
- AMC.**
- ATEX (Applications des Techniques d'Extensométrie).**
- Baléa SARL.**
- Bell et Howell France SA.** - absorbé par Kodak : <http://wwwfr.kodak.com>
- Beta.** : <http://www.betalasermike.com>
- Bourdon Sedeme.**
- Captels SA.** : <http://www.captels.com>
- CMR (Contrôle. Mesure. Régulation).** : <http://www.cmr-group.com>
- Desgranges et Huot**
- Entran SARL.** : <http://www.entran.com>
- Erichsen.** : <http://www.erichsen.fr>
- Ersem SARL.**
- Exa.** : <http://www.exa-france.com>
- FGP Instrumentation.** - <http://www.fgp-instrumentation.com>
- J 2 P Instrumentation.**
- Kulite International.** : <http://www.kulite.co.uk>
- Nobel Électronique.**
- Pesage Promotion.** - rachetée par Arpège Master K : <http://www.mas-terk.com>
- Philips.** : <http://www.phillips.fr>
- PM Instrumentation.**
- Scaime SA.**
- Schenck.** : <http://www.csd.de>
- Schlumberger.** : <http://www.slb.com>
- SEEA (Sté européenne d'extensométrie appliquée).**
- SEP (Sté européenne de propulsion).**
- Sextant Avionique.** - <http://www.sextant.fr>
- SFERNICE (Sté française de l'Électro-résistance).**
- SFIM (Sté de fabrication d'Instruments de Mesure).**
- SOPEMEA.** - <http://www.sopemea.fr>

Télémechanique. : <http://www.telemechanique.com>

TME (Techniques Modernes d'Extensométrie).

Tractel. : <http://www.tractel.fr>

Vibro Meter. : <http://www.vibro-meter.ch>

Vishay Micromesures. : <http://www.vishay.com>

Organismes français et étrangers

Les applications de l'extensométrie touchent à des domaines si variés que cette technique peut être occasionnellement évoquée devant de nombreuses associations techniques. Toutefois, dans plusieurs pays industriels se sont créés des associations ou des groupements, spécialisés dans l'analyse expérimentale des contraintes, dont l'extensométrie constitue une branche maîtresse.

France

Groupement pour l'Avancement des Méthodes d'Analyse des Contraintes (GAMAC) . : <http://www.gamac.com>

États-Unis

Society for Experimental Mechanics, <http://www.sem.org>

Grande-Bretagne

Joint British Committee for Stress Analysis.

British Society for Strain Measurement. - <http://www.bssm.org>
