

Zeitschrift: Ingénieurs et architectes suisses
Band: 111 (1985)
Heft: 23

Artikel: Robots industriels: une conception nouvelle dans les capteurs de forces multidirectionnels
Autor: Pahud, Pierre
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-75664>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 22.05.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Robots industriels : une conception nouvelle dans les capteurs de forces multidirectionnels

par Pierre Pahud, Lausanne

1. Introduction

L'essor de l'automatisation dans la production industrielle et surtout l'extension de la robotisation à des opérations toujours plus délicates et complexes telles que l'assemblage, le montage, le garnissage, le contournage ou le polissage exigent que les robots soient dotés du sens tactile. Pour cela, la mesure des forces exercées ou supportées par le bras du robot au cours des opérations qu'il effectue est indispensable.

La détermination des forces généralisées, forces proprement dites et moments de forces, est généralement obtenue indirectement par la mesure de déformations ou de déplacements [1, 3, 4]¹. Il s'ensuit que tout capteur de forces résulte d'un compromis entre la flexibilité nécessaire à obtenir la sensibilité requise et la rigidité exigée au niveau de l'outil de travail pour la réalisation d'opérations de précision à vitesse acceptable. A ce jour la plupart des capteurs de forces multidirectionnels présentent, outre leur complexité, la particularité d'être spécifiques à la gamme d'efforts pour laquelle ils sont conçus. Cela constitue souvent un défaut majeur, chaque application particulière nécessitant le développement et la fabrication d'un nouveau capteur. Il en résulte des coûts de production très élevés et un grave manque de souplesse dans l'utilisation du robot. Depuis plusieurs années, l'Institut de microtechnique de l'EPFL (IMT) pour-

suit un programme de recherche sur les balances dynamométriques à six composantes pour robots industriels. Les récents progrès de l'IMT dans la mesure capacitive de déplacements [2] ont permis de fixer les objectifs pour la conception d'un nouveau type de capteurs de forces multidirectionnels. Sur la base d'un cahier des charges précis, le Laboratoire de mécanique appliquée de l'EPFL (LMA-EPFL) a entrepris de développer une structure élastique adaptée à la mesure capacitive et autorisant la réalisation de capteurs de forces totalement modulaires et de coûts de fabrication fortement réduits.

Le but de cet article est de décrire les caractéristiques principales d'une telle balance dynamométrique. Après la présentation de la mesure capacitive et du cahier des charges, une première partie expose la démarche ayant conduit à la détermination de la structure élastique alors que la seconde présente les méthodes d'analyse adoptées pour son dimensionnement. En fin d'article, les résultats théoriques et expérimentaux d'un premier prototype sont comparés avant de conclure.

2. La mesure capacitive de déplacements

La mesure capacitive des déplacements généralisés (trois déplacements et trois rotations) s'effectue par l'intermédiaire de deux plaques d'électrodes que l'on supposera ici circulaires (fig. 1). La détection se fait en deux temps. D'abord les électrodes sont reliées de manière à déterminer en trois points les distances

entre plaques, puis elles sont commutées de façon à mesurer en ces trois points le déplacement relatif parallèle des deux plaques d'électrodes. Ces données sont ensuite traitées pour en extraire les six composantes du déplacement relatif spatial d'un point des plaques, le centre par exemple.

La très grande sensibilité de ce système autorise l'utilisation d'une structure très rigide tout en conservant une grande résolution et une gamme de mesure étendue.

Si l'on considère l'une des plaques d'électrodes comme fixe, les limites du déplacement de l'électrode mobile constituent les exigences de flexibilité de la structure élastique. Au stade actuel du développement de ces électrodes, une distance au repos de 50 μ environ entre les plaques semble convenir au mieux. Des déplacements relatifs de l'ordre de $\pm 25 \mu$ dans chaque direction permettent une mesure de précision et pour la rotation relative parallèle des deux plaques, un déplacement de $\pm 25 \mu$ sur le diamètre extérieur des électrodes doit être obtenu en déformation maximale.

Lors d'un déplacement relatif combiné quelconque des deux plaques d'électrodes, le pourtour de l'électrode mobile est la partie qui se rapproche le plus de l'électrode fixe au risque de la toucher, de l'endommager ou de provoquer un court-circuit.

Un tel incident ne devant évidemment en aucun cas se produire, il est impératif que dans les circonstances de travail les plus défavorables le rapprochement des deux plaques reste inférieur à leur séparation au repos, soit ici 50 μ environ.

Ces exigences de débattement conduisent à la définition d'un « volume de confinement » de la face de la plaque d'électrodes mobile, ou d'un point de cette plaque, comme l'illustre la figure 2. Les valeurs des divers déplacements maximums adoptées pourraient subir des modifications suivant les résultats des essais en cours avec la première série d'électrodes ou selon le type d'exécution de celles-ci.

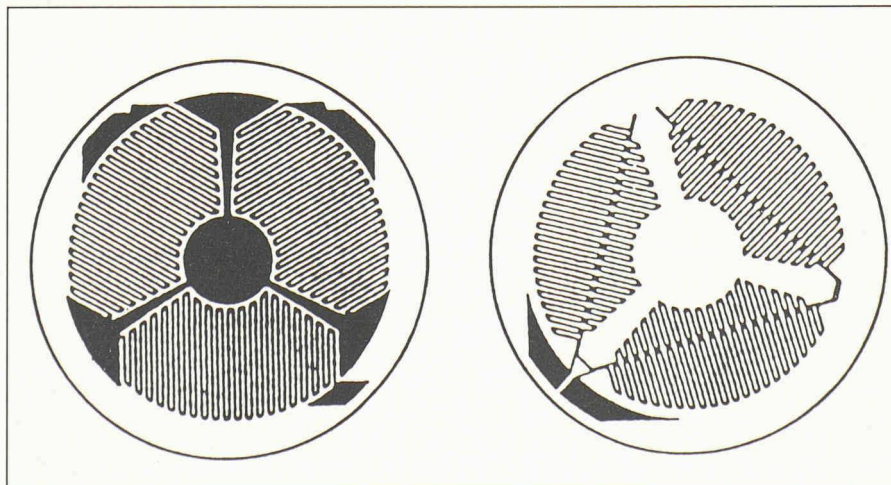


Fig. 1. Electrodes et contre-électrodes destinées à la mesure capacitive des six composantes d'un déplacement généralisé [2].

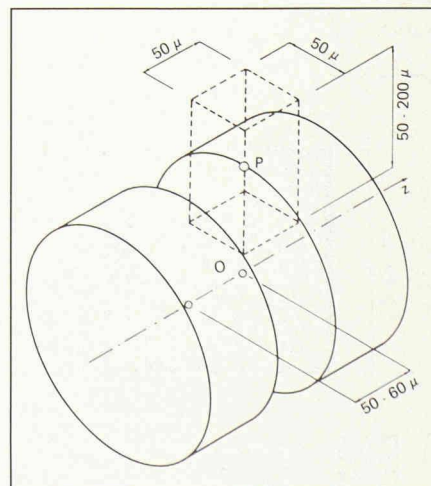


Fig. 2. Volume de confinement d'un point de la plaque porte-électrodes mobile.

¹Les chiffres entre crochets renvoient à la bibliographie en fin d'article.

3. Définition du cahier des charges

Dans le cahier des charges proposé pour l'étude de nouveaux capteurs de forces [2] l'IMT s'était fixé une « gamme de mesure de ± 20 N, $\pm 0,5$ Nm, suffisant pour de nombreuses opérations en microtechnique ». Cependant, pour le dimensionnement d'une structure élastique, le torseur ($\vec{F}$, $\vec{M}$) des efforts à fournir au droit de l'outil doit être ramené au point de réduction de la structure.

Une étude générale de cette opération, tenant compte de la géométrie de la pince ainsi que des éventuels degrés de liberté qu'elle possède n'a pas été entreprise ici. Par mesure de simplification pour une première étude, nous avons convenu avec l'IMT de considérer un bras de robot capable de fournir une force de 20 N, de direction quelconque, et appliquée à une distance maximale de 20 cm du point de réduction du capteur. Cette distance de 20 cm représente une estimation par excès de l'encombrement de la liaison capteur-pince, de la pince elle-même et de l'outil.

Enfin, étant donné le champ d'application d'un tel capteur de forces, nous avons décidé de limiter dans la mesure du possible son encombrement à celui d'un cube de 4 cm de côté.

4. Choix d'une structure élastique adaptée

Compte tenu des particularités de la mesure capacitive et dans l'optique de limiter les coûts de fabrication, l'adoption d'une géométrie de capteur cylindrique s'impose par les simplifications qu'elle apporte, tant pour le calcul que pour la fabrication.

Par ailleurs, la situation de la balance dynamométrique dans le bras du robot exige, afin que les déplacements dus aux forces et ceux dus à leurs moments associés s'additionnent, que les plaques de mesure soient situées à l'extrémité côté pince de la structure élastique, le plus près possible de la liaison capteur-pince. Dès lors, deux types de réalisation, présentés à la figure 3, nous semblent concevables :

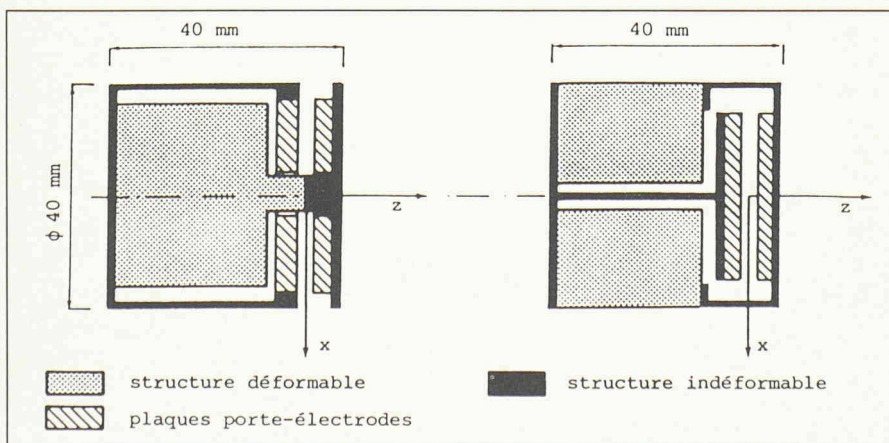


Fig. 3. Schémas de principe du capteur de forces.

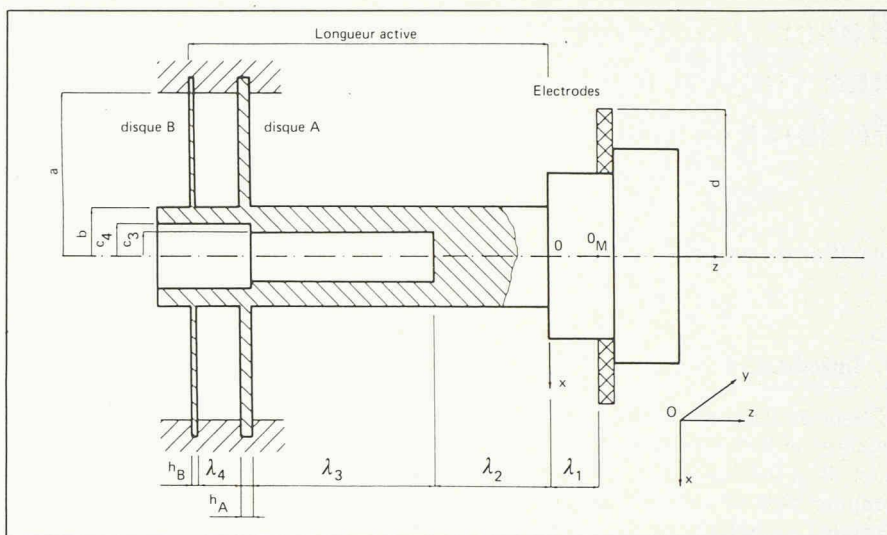


Fig. 4. Dessin de la structure élastique étudiée.

Le premier (fig. 3a), consiste à placer la structure élastique à l'intérieur d'un cylindre rigide et nécessite l'utilisation de plaques porte-électrodes percées en leur centre.

Le second, par contre, exige que la structure élastique soit évidée en son centre pour le passage d'un axe rigide, mais permet l'utilisation de plaques pleines (fig. 3b).

Le choix de l'une ou l'autre conception a été réalisé par la démonstration que la structure du second type ci-dessus, bien que souvent adoptée [1, 2, 3], ne permet pas de satisfaire le présent cahier des charges.

Le problème de l'obtention d'une flexibilité suffisante selon z peut être résolu par l'utilisation d'une plaque circulaire mince disposée perpendiculairement à l'axe Oz , les autres flexibilités étant assurées par la flexion et la torsion d'une barre cylindrique, pleine ou creuse, encastrée à une extrémité.

Cependant, l'encastrement d'une barre dans une plaque exige soit une épaisseur de plaque importante, ce qui s'oppose à la flexibilité recherchée selon z , soit la juxtaposition de deux plaques parallèles légèrement distantes l'une de l'autre.

L'adoption de cette dernière solution conduit à étudier les déformations, dans

les conditions de sollicitation définies par le cahier des charges, de la structure élastique illustrée à la figure 4.

La géométrie de la structure choisie présente l'avantage de pouvoir être obtenue par simple tournage, donc de conduire à un faible coût de fabrication. Par ailleurs, le fait qu'une telle structure nécessite l'emploi de plaques porte-électrodes percées en leur centre n'est pas un réel obstacle puisque les électrodes proprement dites sont excentrées (fig. 1).

5. Dimensionnement de la structure élastique

Pour satisfaire au mieux le cahier des charges, nous avons choisi de tenir compte de dix paramètres géométriques dans la structure de la figure 4. La partie correspondant à λ_1 n'est pas considérée comme déformable mais a été introduite pour l'éventualité où les points de mesure O_M et de réduction O seraient distincts.

5.1. Calcul des flexibilités

Les faibles déformations subies par la structure élastique sous charge permettent une analyse linéaire de leur calcul par la théorie de l'élasticité et l'usage du principe de superposition.

Les disques A et B ont été considérés comme déformable, mais a été introduite soumises à la flexion [5], à la torsion et à des forces appliquées dans leurs propres plans [7]. Les parties cylindriques ont été, quant à elles, assimilées à des poutres soumises à la traction-compression, la torsion et la flexion, en tenant compte du cisaillement satisfaisant les équations d'équilibre et de compatibilité de la théorie de l'élasticité [6].

La matrice de flexibilité $[A]$ liant le vecteur $\{F\}$ des forces généralisées réduites en O au vecteur $\{X\}$ des déplacements généralisés de ce même point, par la relation

$$\{X\} = [A]\{F\}, \text{ est de la forme}$$

$$[A] = \begin{bmatrix} A_{xx} & 0 & 0 & 0 & A_{xy} & 0 \\ 0 & B_{yy} & 0 & B_{yx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_{zz} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & B_{xy} & 0 & C_{xx} & 0 & 0 \\ A_{yx} & 0 & 0 & 0 & C_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{zz} \end{bmatrix}$$

avec les vecteurs

$$\{X\}^T = \{\delta_x, \delta_y, \delta_z, \phi_x, \phi_y, \phi_z\}$$

$$\{F\}^T = \{F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z\}$$

Dans ces expressions les δ_i sont des déplacements rectilignes, les ϕ_i des rotations ou déplacements angulaires, les F_i des forces et les M_i des moments de forces.

Le problème étant considéré comme linéaire et élastique, la matrice $[A]$ est constante et symétrique. Par ailleurs, la symétrie de révolution de la structure élastique permet d'écrire

$$B_{yy} = A_{xx}; B_{yx} = -A_{xy}; C_{yy} = C_{xx}$$

ce qui réduit à 5 le nombre de coefficients indépendants.

Notons que les modes de traction selon z et de torsion autour de z sont découplés. Cette matrice peut donc être réduite à deux matrices d'ordre 2 de mêmes valeurs et directions propres et deux matrices d'ordre 1, exprimant par là un découplage très marqué.

5.2. Cas de charges conduisant aux déplacements maximums

Avec les hypothèses adoptées en 3., on peut montrer que les symétries de la structure élastique et de la sphère d'application des efforts permettent de réduire à quatre le nombre des conditions de déformation maximums :

$$\delta_z = A_{zz} F$$

$$\phi_z = C_{zz} F R$$

$$\delta_x = (A_{xx} + A_{xy} R) F$$

$$u = [(A_{zz}^2 + A_{xy}^2 d^2)^{1/2} + C_{xx} d R] F$$

avec d le rayon de la plaque et u le déplacement critique maximum, parallèle à z , d'un point du pourtour de la plaque.

5.3. Evaluation du comportement dynamique

Afin d'évaluer le comportement dynamique d'un « poignet » de robot comportant une telle balance dynamométrique, nous avons assimilé les masses situées en aval du point de réduction, extrémité du capteur, pince et outil, à une masse de 500 g cylindrique de 50 mm de diamètre et 34 mm de longueur.

Les fréquences propres sont alors les solutions de l'équation

$$\text{DET}\{[A][M] - \Omega^2[I]\} = 0$$

dans laquelle $[M]$ est la matrice des masses généralisées, $[I]$ la matrice unité et Ω la fréquence propre.

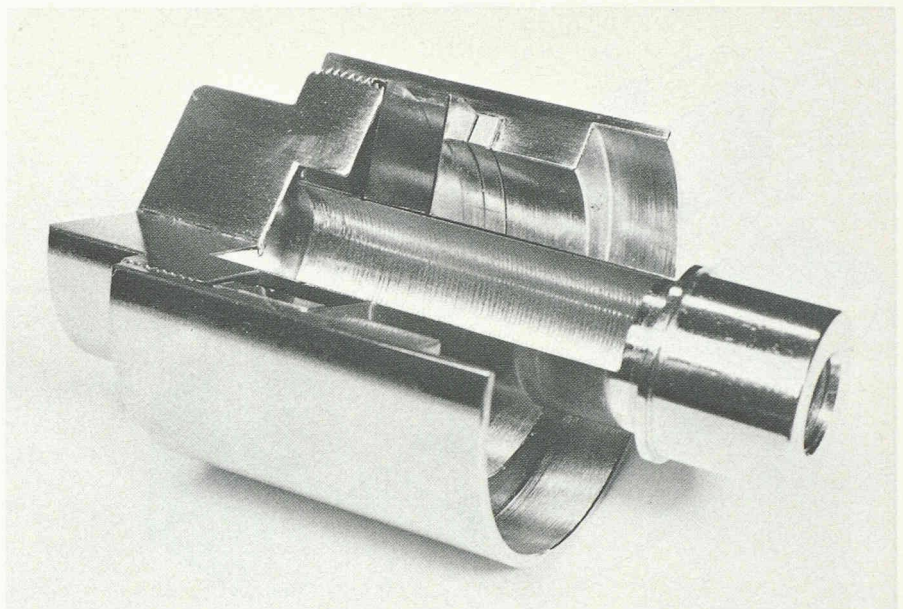


Fig. 5. Coupe d'un prototype en acier ETG 100.

6. Résultats

Les calculs de la structure élastique ont été réalisés sur ordinateur au moyen d'un programme développé spécialement pour cette application. Les paramètres constructifs sont déterminés par itérations successives, à partir de valeurs initiales quelconques. En plus des grandeurs géométriques et des valeurs des déplacements obtenues, le programme calcule les fréquences propres et fournit sous forme graphique les influences de chacun des paramètres sur les différents déplacements de la plaque d'électrodes. Sur la base des résultats numériques, plusieurs prototypes ont été réalisés en différents types d'acier afin de vérifier la validité du modèle mathématique. L'ensemble du capteur, structure élastique et boîtier, a été obtenu par tournage dans des tolérances de l'ordre du 1/100 de millimètre. La figure 5 montre une photographie d'un des prototypes, coupé après essais.

Les dimensions mesurées moyennes des structures élastiques prototypes sont :

$$\begin{aligned} a &= 17,08 \text{ mm} & \lambda_1 &= \lambda_3 = 0 \\ b &= 8,903 \text{ mm} & \lambda_2 &= 29,86 \text{ mm} \\ c &= c_4 = 7,505 \text{ mm} & \lambda_4 &= 7,72 \text{ mm} \\ d &= 14 \text{ mm} & H_A &= 0,25 \text{ mm} \\ & & H_B &= 0,25 \text{ mm} \end{aligned}$$

Elles conduisent aux déplacements critiques calculés suivants :

$$\begin{aligned} \delta_x &= 63,0 \mu (50 - 200 \mu) \\ u &= 59,3 \mu (50 - 60 \mu) \\ \delta_z &= 27,5 \mu (25 \mu) \\ Rot_z &= 19,7 \mu (25 \mu) \end{aligned}$$

qui satisfont bien le cahier des charges — valeurs entre () — et dans lesquels Rot_z est la rotation relative parallèle du pourtour de l'électrode.

Les déplacements mesurés ont conduit à des écarts, par rapport au calcul, inférieurs à 12% sur les rigidités, avec des défauts de linéarité n'excédant pas 1%. Aucune hystérèse ou dérive de zéro n'a par ailleurs été constatée.

Les mesures dynamiques, dont le dispositif est illustré à la figure 6, ont pleinement confirmé ces résultats. La fréquence propre la plus basse, liée à la flexion du tube de la structure élastique et mesurée avec la masse de 500 g à son extrémité, est de 136 Hz, soit de 5% inférieure au calcul, alors que la deuxième fréquence propre mesurée, liée au mouvement selon z , lui est supérieure de 6% à 186 Hz. Les pics de fréquence obtenus, bien découplés, présentent un amortissement relatif très faible de quelques pour-mille seulement.

Pour juger de l'encombrement auquel conduit la structure élastique prototype, nous avons dessiné le projet de capteur

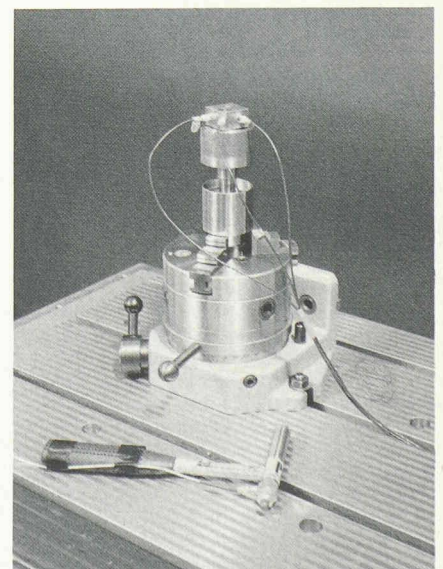


Fig. 6. Montage pour mesures dynamiques.

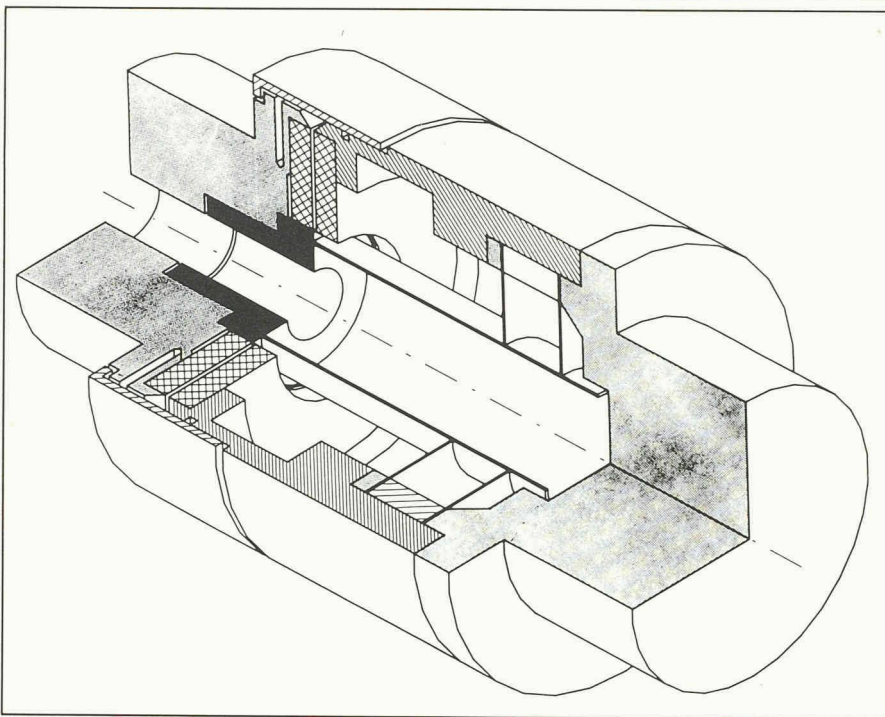


Fig. 7. Dessin en coupe d'un projet de capteur complet.

entier, reproduit à la figure 7. Avec les solutions constructives adoptées, la balande dynamométrique proprement dite s'inscrit dans un cylindre de 50 mm de diamètre et 50 mm de longueur, ce qui est encore assez nettement supérieur à l'objectif fixé, mais qui peut être amélioré selon les possibilités effectives de la mesure capacitive.

7. Conclusion

L'étude présentée n'est encore qu'une première approche dans la réalisation de capteurs de forces à mesure capacitive des déplacements. Elle montre néanmoins la possibilité de réaliser des balan-

ces dynamométriques à six degrés de liberté de rigidités élevées et tout à fait modulaires. En effet, outre la mesure, qui constitue un module indépendant, un même boîtier peut abriter des structures élastiques diverses, adaptées à des gammes d'efforts particulières, car seules les cales doivent être modifiées.

Les écarts subsistant entre le calcul et la mesure pourront certainement être fortement réduits par une analyse plus fine des déformations de la structure élastique, plus particulièrement de la liaison entre le tube cylindrique à paroi mince et les disques de faible épaisseur.

L'application industrielle de telles balances dynamométriques demande encore

Bibliographie

- [1] WATSON, P. et DRAKE, S.: *Method and apparatus for six degree of freedom force sensing*. Cambridge/Massachusetts, The Charles Stark Draper Laboratory, Inc. US Patent 4094 192, June 13, 1978.
- [2] PILLER, G.: *Capteurs de force pour robots industriels*. Bull. SEV/VSE 74 (1983) 9, 7 mai.
- [3] GAILLET, A. and REBOULET, C. (CERT): *An isostatic six-component force and torque sensor*, Proceedings of the 13th International Symposium on Industrial Robots and Robots 7, sponsored by Robotics International of S.M.E., 17-21 Apr. 1983, Chicago, Illinois, Vol. 2 Future directions, pp. 18.102-18.111, Dearborn, Mich., S.M.E., 1983.
- [4] PURBRICK, J.A., (MIT, Cambridge, Mass. USA): *Multi-axis force sensing finger*, Computers in Engineering 1982: Proceedings of the 2nd International Computer Engineering Conference. Sponsored by ASME Computer Engng. Div., pp. 53-58. New York, ASME, Vol. 2, 1982.
- [5] TIMOSHENKO, S. and WOJNOWSKY-KRIEGER, S.: *Theory of Plates and Shells*, 2nd ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., 1959.
- [6] LOVE, A. E. H.: *A Treatise on the Mathematical Theory of Elasticity*, 4th ed., Dover Publications, Inc., 1944.
- [7] TIMOSHENKO, S., GOODIER, J. N.: *Theory of Elasticity*, 2nd ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., 1951.

passablement de développements constructifs afin d'en abaisser au maximum les coûts de production tout en garantissant une haute fiabilité.

Adresse de l'auteur:

Pierre Pahud
Laboratoire de mécanique appliquée
EPFL-IMECO
1015 Lausanne

Bibliographie

Robotique

Contrôle, programmation, interaction avec l'environnement par G. Gini et M. Gini. — Un vol. 16 x 24 cm, 168 pages. Editions Masson, Paris 1985. Prix broché: 115 FF.

L'ouvrage explique le fonctionnement, l'architecture et l'informatique de la robotique. De présentation pédagogique, ce livre définit un robot industriel et présente des exemples et réalisations de systèmes d'automatisation industriels actuels et les progrès attendus dans ce domaine. Cet ouvrage intéressera les ingénieurs, les techniciens, les étudiants (écoles d'ingénieurs — IUT), les informaticiens, les électroniciens, les automaticiens.

Sommaire: 1. Le robot: réalité et légende. — 2. L'usine du futur ou l'usine sur la lune. — 3. Définition et terminologie. — 4. Du ro-

bot aux mathématiques. — 5. Bases du contrôle d'un robot. — 6. Comment programmer le robot pour de nouvelles tâches. — 7. Le robot prend des décisions. — 8. La faculté visuelle. — 9. Intégration entre la vision et le mouvement. — 10. Les robots se défendent.

50 Jahre Institut für Grundbau und Bodenmechanik an der ETH Zürich

Publication n° 111 de la Société suisse de mécanique des sols et des roches, sur la journée d'étude du 10/11 mai 1985 à Zurich, tiré à part du fascicule 19/1985 de «Schweizer Ingenieur und Architekt», 58 pages, format A4. La brochure contient 18 articles précédés d'une allocution de bienvenue du professeur H. von Gunten, recteur de l'EPF Zurich,

et d'une courte introduction de Jachen Huder, ancien président de la Société suisse de la mécanique des sols et des roches.

Nomenclature des articles

J. H. Lang, Aufgaben des Institutes einst und in der Zukunft; E. Recordon, Rôle de l'institut dans le passé et à l'avenir; W. Heierli, Zusammenarbeit des Institutes mit dem Ingenieurbüro; R. Zobrist, Zusammenarbeit des Institutes mit der Verwaltung; R. Knoblauch, Zusammenarbeit des Institutes mit dem Unternehmer; D. Vischer, Wasserbau und Erdbau; H. H. Einstein, Unsicherheit in der Geotechnik; R. Sinniger, Geotechnik und Umwelt; A. Ziegler/E. G. Prater, Erdbebenforschung in der heutigen Bodendynamik; F. Bucher/M. Müller-Vonmoos, Entsorgung: Neue bodenmechanische und tonmineralogische Problemstellungen; P. Honold/W. Arnold, Tropische Residualböden und ihre Verwendung im Strassenbau; M. Caprez/H. Bender, Schonung der

Ressourcen durch Entwicklung in der Geotechnik des Strassenbaus; P. Herzog/A. Hofer, Geotechnische Eigenschaften von gefrorenen Lockergesteinen; T. Ramholt/P. Schuster, Erkundung der Druckverhältnisse im Grundwasser; R. Wullmann/Ch. Schlüchter, Geländebewegungen: Ein häufiges Problem in der Geotechnik; F. Madsen/G. Kahr, Quellende Gesteine als Ursache von Problemen ein Untertagebau; I. Sterba/P. A. Mayor, Geotextilien: Entstehung einer Normprüfung; C. Schindler, Naturwissenschaft und Bautechnik.

Ouvrages reçus

KRAFT: *Lehrbuch der Heizungs-, Lüftungs- und Klimatechnik*, vol. 2 *Lüftungs- und Klimatechnik*. VEB Verlag Technik, Berlin, 4^e édition révisée, 1985. Un vol de 340 pages, 291 figures et 79 tableaux. Prix, relié toile: 46 DM.