

# Sondes capacitives intégrées dans des bagues de roulement pour la mesure des efforts statiques et dynamiques.

Bernard POTTIER<sup>\*</sup>, Lanto RASOLOFONDRAIBE<sup>\*</sup>, Partick MARCONNET<sup>+</sup>, Danielle NUZILLARD<sup>\*</sup>

<sup>\*</sup>CRESTIC Université de Reims Champagne Ardenne, Moulin de la Housse, BP 1039, 51089 Reims Cedex2, France

<sup>+</sup>GREPSI Université de Reims Champagne Ardenne, Moulin de la Housse, BP 1039, 51089 Reims Cedex2, France

Bernard.pottier, Lanto.rasolofondraibe, Patrick.marconnet, Danielle.nuzillard@univ-reims.fr

**Résumé** – Le dispositif que nous présentons consiste à intégrer des sondes capacitives dans les bagues de roulements afin de réaliser des condensateurs à écartement variable. Ceux-ci traduisent en signal électrique les déformations des bagues. C’est par ces paliers que transite toute l’information vibratoire. Comme ils sont proches des pièces en mouvement, le signal obtenu est de très grande qualité. La forme des capteurs et leur faible encombrement permettent de les intégrer aisément lors de la conception de la machine. Ce dispositif est dédié à la mesure des déformations afin d’accéder aux efforts statiques et dynamiques subis par les roulements. Les applications sont nombreuses : (i) sur les roues des véhicules automobiles, il permet d’optimiser les informations reçues par les dispositifs de sécurité intégrés, (ii) sur les engins de levage, il mesure la charge, (iii) il permet la surveillance des défauts des machines par analyse vibratoire.

**Abstract** – The sensor consists in two variable capacitive probes which perceive the rings deformations and translate them into an electric signal. As they are close to pieces in rotation, the acquired signal is of very high quality. The sensor geometry, as well as its small space hindrance allow one to insert them easily during the manufacturing of a machine. This novel sensor is dedicated to measuring distortions to achieve static and dynamic stress subjected by machine elements in rotational motion. Applications are numerous: (i) on the wheels of the motorized vehicles, it allows one to improve the information quality transmitted to the integrated safety devices, (ii) on the devices of lift, it measures the load, (iii) it allows one to supervise the machines defects appearance by vibratory analysis.

## 1 Introduction

Pour éviter des arrêts de production imprévus et coûteux, les industriels surveillent en permanence l’état de leurs machines. L’analyse vibratoire est l’outil le plus efficace et le plus répandu qui permet de détecter tous les signes précurseurs d’une dégradation de la machine. Elle exploite le signal perçu par un capteur fixé sur un bâti pour connaître les vibrations produites par les forces dynamiques d’origine mécanique engendrées par les pièces en mouvement. Les grandeurs physiques mesurées peuvent être : le déplacement  $X_i$ , la vitesse  $V_i$ , l’accélération  $g_i$ .

En particulier, sur un roulement, à chaque fois qu’une bille entre en contact avec un écaillage, elle engendre un choc périodique qui s’inscrit dans la signature vibratoire de la machine et dont l’amplitude dépend de la dimension du défaut. De même, des défauts de denture d’engrenage affectent le contenu de cette signature. Leur lecture n’est pas toujours aisée car les signaux sont perçus en mélange et la perte d’information dépend de l’éloignement du capteur.

Pour d’améliorer la qualité du signal perçu, compte-tenu que les bagues de roulement sont situées entre les parties mobiles et les parties fixes de la structure, nous plaçons des capteurs directement dans les bagues. Chaque capteur est constitué de deux sondes capacitives [1] [2] [3] intégrées

aux bagues qui mesurent la grandeur physique déplacement  $X_i$ .

Ce dispositif permet aussi :

- la mesure des déformations et des forces subies par les roulements de roues des véhicules automobiles afin de connaître les efforts au contact pneumatique/chaussée. Ainsi il est possible d’intervenir en temps réel sur les dispositifs de sécurité intégrés à partir d’une mesure directe.
- la mesure d’efforts statiques sur les roulements des machines industrielles (exemple : ponts roulants, passage, ...).

## 2 Environnement et caractéristiques de la sonde capacitive

### 2.1 Pression de Hertz et environnement mécanique

La transmission des efforts mécaniques s’effectue par l’intermédiaire des surfaces de liaison entre les solides. Dans les roulements, les contacts étroits sont ponctuels (billes) ou linéiques (rouleaux) et la théorie de Hertz permet d’associer un modèle cohérent de pression de contact à ces surfaces [4]. Ce modèle permet de connaître la répartition des contraintes et des déformations à l’intérieur

du matériau de la bague compte-tenu des principales hypothèses suivantes :

- l'aire de contact est très petite devant les surfaces latérales des solides,
- les solides sont non-conformes, semi-infinis,
- il n'y a pas de frottement.

Si le contact est linéique, la répartition du champ de pression de contact est modélisée uniformément dans le sens de la longueur et selon une demi-ellipse dans le sens de la largeur comme indiqué sur la figure Fig.1. Dans la pratique, les cylindres de roulement présentent des formes qui permettent de compenser les charges de bord et la longueur effective de contact est inférieure à la longueur du rouleau [5]. La pression de Hertz correspond à la valeur maximale sur le grand axe de la demi-ellipse. Elle ne doit pas dépasser la pression admissible par le matériau ( $p_{max} \leq p_{admissible}$ ) avec  $p_{admissible} = 4$  GPa pour un roulement à rouleaux, valeur prise par les fabricants de roulements. La charge imposée est uniformément répartie

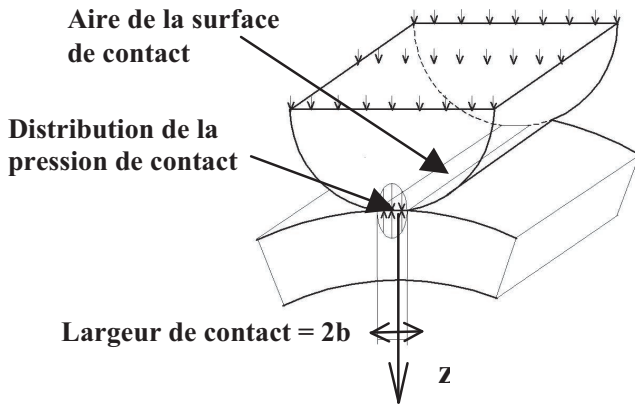


FIG. 1 – Contact entre les éléments roulants et les bagues des roulements.

sur le demi-rouleau. Les contraintes et les déformations subies par les solides en contact sont exprimées analytiquement en fonction de la pression au contact, et de l'aire de la surface de contact. La figure Fig.2 montre leur variation en fonction de la profondeur atteinte sous la zone de contact dans la bague de roulement. La contrainte normale principale  $\sigma_{zz}$  décroît rapidement en fonction de  $z$ .

Les évolutions des contraintes principales  $\sigma_{ii}$  le long de l'axe de symétrie (cf. Fig.2) ne sont pas identiques. Ces différences prises deux à deux donnent naissance à une contrainte de cisaillement tangentielle maximale  $\tau_{ij}$ . La zone la plus fortement sollicitée se trouve donc en sous-couche et dépend seulement de la géométrie du contact et du coefficient de Poisson des matériaux des solides. La contrainte de cisaillement passe par un maximum qui se situe entre  $0,48b$  et  $0,78b$  suivant la géométrie du contact. Cette zone est le point de départ des fissures en sous-couche qui apparaissent avec le phénomène de fatigue du matériau. Ainsi pour une bague de roulement à rouleaux de diamètre 60 mm, la demi-largeur de contact  $b$  à la pression maximale de 4 GPa est de 0,35 mm, la zone sensible en sous-couche se situe à 0,27 mm du contact. L'implanta-

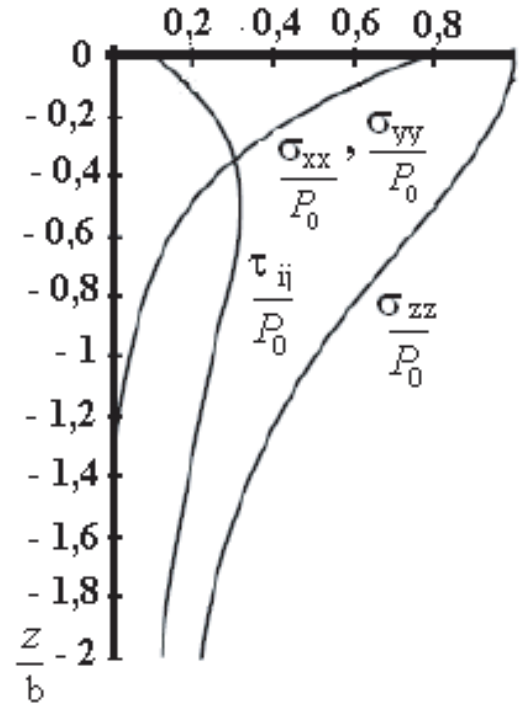


FIG. 2 – Variation des composantes du tenseur des contraintes le long de l'axe de symétrie.

tion du capteur évite cette zone. Les déformations dans la bague sont liées aux contraintes par une matrice de raideur et diminuent elles aussi rapidement avec la profondeur  $z$ . Elles suivent la loi de Hooke en élasticité linéaire :

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (1)$$

avec

$\varepsilon_z$  : allongement unitaire suivant  $z$ ,  
 $\nu$  : coefficient de Poisson du matériau,  
 $E$  : module d'élasticité longitudinal.

## 2.2 Caractéristiques de la sonde capacitive

### 2.2.1 Description

Nous proposons la réalisation suivante (Fig.3) qui pénalise peu la capacité du roulement. La concentration de contrainte est augmentée de l'ordre de 20%.

La bague est percée à un diamètre de 0,5 mm. Le fond de perçage se trouve à  $1,2b$  de la surface de contact avec le rouleau avant d'atteindre la zone du point de départ des fissures. Un rainurage ou un lamage est effectué sur la bague (Fig.3).

La déformation du lamage n'est pas plane et pour rester dans l'hypothèse du condensateur plan les armatures 1 et 2 sont constituées de deux lamelles en rilsan recouvertes d'un dépôt électrolythique conducteur. Ces lamelles sont solidaires des parois latérales du rainurage.

La sonde capacitive est fixée rigidement sur une tige de rappel en acier. Cette tige est maintenue en contact

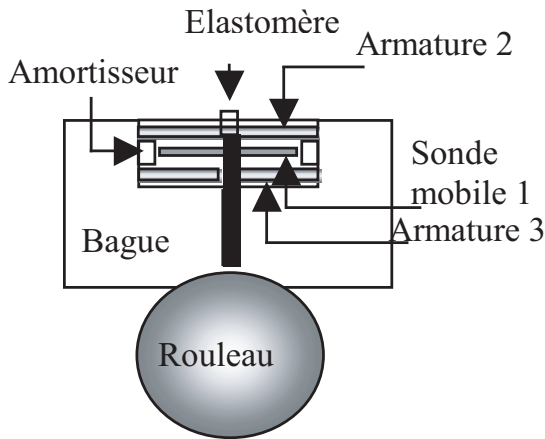


FIG. 3 – Schématisation de la sonde capacitive.

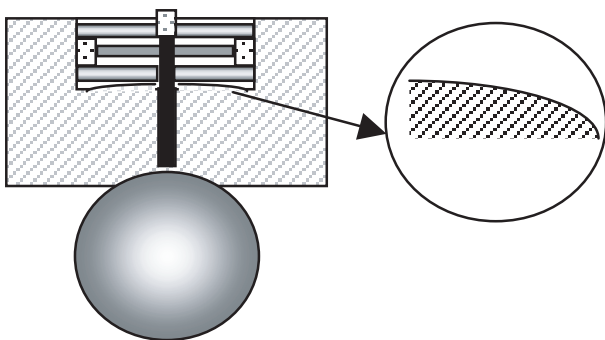


FIG. 4 – Déformation du fond du lamage.

permanent avec le fond du perçage grâce à un élastomère situé à l'autre extrémité. Deux amortisseurs liés aux parois latérales assurent la bande passante mécanique de la sonde aux fréquences d'utilisations.

La sonde mobile 1 se déplace, perpendiculairement à son plan entre les deux armatures fixes 2 et 3 solidaires de la bague du roulement. Trois sondes identiques sont implantées sur la bague du roulement (Fig.5). Elles permettent de détecter le plan contenant les efforts principaux.

### 3 Simulation numérique des déformations

Des simulations numériques du comportement de la bague ont été effectuées avec le logiciel ABAQUS [6]. Les hypothèses suivantes ont été introduites :

- l'élément roulant indéformable,
- le frottement de contact est négligeable,
- l'influence de la lubrification est négligeable.

Le modèle utilisé ici est un contact plan/cylindre. Les différentes symétries permettent de ne modéliser que le quart du dispositif (Fig.6). Le cylindre de diamètre 0,012 m et de longueur 0,02 m est uniformément chargé. La charge maximale appliquée sur le cylindre induit une pression de

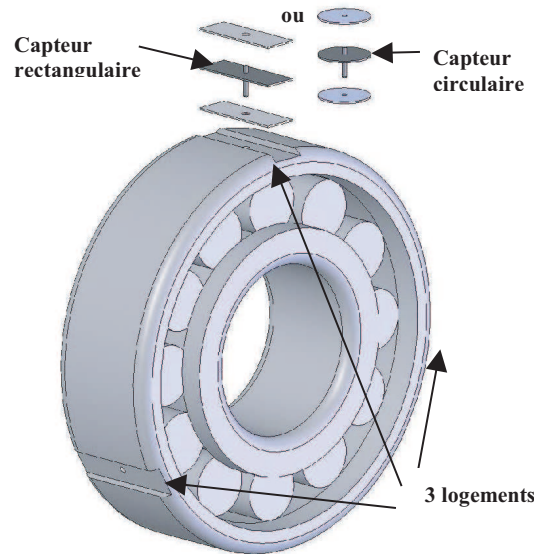


FIG. 5 – Implantation des sondes sur la bague de roulement.

Hertz au contact  $p_{max} \leq 4$  GPa. Pour respecter cette contrainte la charge maximale répartie sur le rouleau ne doit pas dépasser 219 MPa, soit une force de 52560 N sur le demi-rouleau.

La simulation fournit les isovaleurs de déformation suivant la direction perpendiculaire au plan de contact des solides, pour différentes valeurs de la charge. La figure (Fig.6) correspond à la charge maximum.

Les résultats numériques de la table Tab.1 indiquent les déplacements de chacun des points situés :

- le long de l'axe de symétrie  $Oz$  en fonction de la charge imposée,
- sur la surface du lamage.

TAB. 1 – Déplacements en  $\mu\text{m}$  dans la direction verticale suivant le % de la charge maxi.

point	$Oz$	10%	20%	30%	45%	85%	100%
1	10	6,9	13,88	20,8	31,17	58,77	68,82
225	9,66	5,7	11,45	17,18	25,77	48,69	57,12
226	9,33	5	10	15,11	22,67	42,82	50,3 9
9	9	4,7	9,4	14,1	21,15	39,94	46,94
15	2	1,6	3,2	4,83	7,24	13,68	16,1
251	2	1,4	2,8	4,2	6,3	11,9	14
16	2	0,78	1,56	2,35	3,52	6,65	7,82
257	1,14	0,31	0,6	0,93	1,4	2,64	3,1
11	0	0	0	0	0	0	0

#### 3.1 Point de fonctionnement mécanique de la sonde

L'étendue de mesure utile (EMU) ainsi que la sensibilité mécanique  $S_{M_{i/j}}$  de la sonde (admittance mécanique) doivent être déterminées. Considérons deux points : 9 and

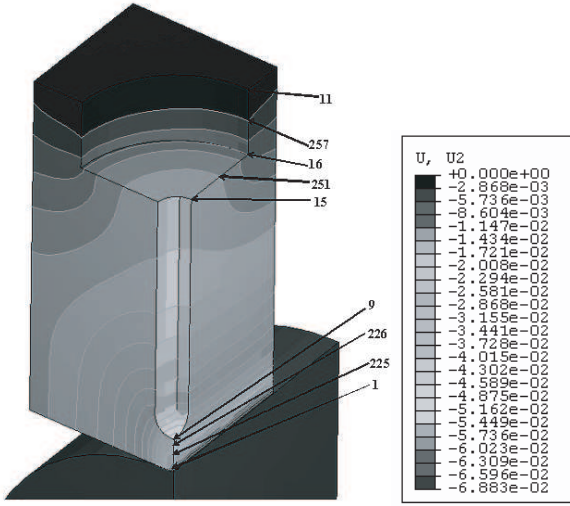


FIG. 6 – Isovaleurs des déformations pour la charge maximale.

15 le long de l'axe vertical  $0z$ , le point 9 est situé près du maximum de la contrainte, et le point 15 est situé sur la surface du capteur, leur distance est de  $l = 7mm$ . La simulation montre que leur déplacement relatif est de  $31\mu m$ , (pour la charge appliquée). Cette distance et le déplacement permettent de définir l'*étendue de mesure utile* (EMU) aussi bien que la sensibilité mécanique  $S_{Mi/j}$  de la sonde. Ainsi nous avons :

$$\begin{aligned} S_{M9} &= 0,21\mu m/MPa \Rightarrow 0,21\mu m \text{ pour } 240N \\ S_{M15} &= 0,09\mu m/MPa \Rightarrow 0,09\mu m \text{ pour } 240N \\ S_{M9/15} &= 0,12\mu m/MPa \Rightarrow 0,12\mu m \text{ pour } 240N. \end{aligned}$$

- La souplesse mécanique est :  $S_{M9/15} = 0,05\mu m/100N$ .
  - La raideur mécanique est :  $K_{M9/15} = 2000N/\mu m$ .
- L'*étendue de mesure utile* (EMU) est alors de  $31\mu m$  pour la charge variant de 0% à 100%.

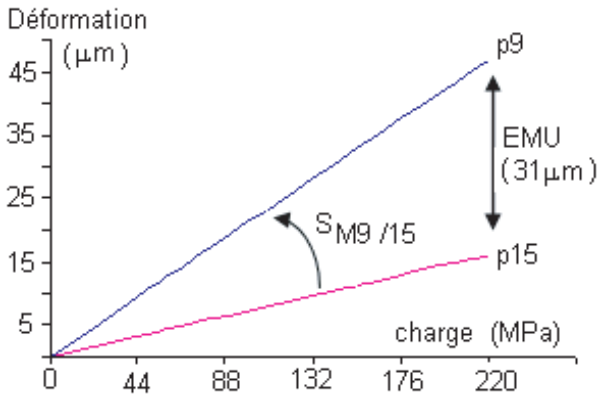


FIG. 7 – Déplacement relatif des points et sensibilité mécanique du dispositif.

## 4 Sonde capacitive : modélisation électrique et fonctionnement.

### 4.1 Modélisation électrique de la sonde.

Le dispositif réalise un condensateur à écartement variable dont les variations de capacité dans le temps traduisent les déplacements (Eq.3 et Eq.4). Le diélectrique est l'air, les pertes sont donc négligeables et les impédances se réduisent à celles des capacités.

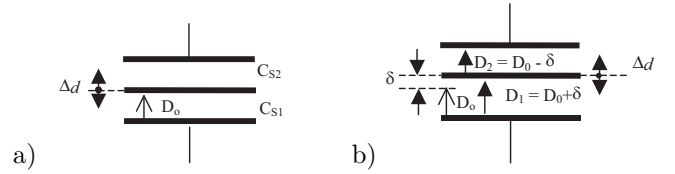


FIG. 8 – Modélisation de la sonde : a) non montée ; b) montée et serrée sur un roulement, ( $\delta$  est due au serrage).

$$C_0 = \frac{\epsilon_0 \cdot S}{D_0} \quad (2)$$

$$C_{s1} = \frac{\epsilon_0 S}{D_1 \pm \Delta d} = \frac{\epsilon_0 S}{D_0} \frac{1}{1 \pm \frac{\Delta d}{D_0}} = C_0 \frac{1}{1 \pm \frac{\Delta d}{D_0}} \quad (3)$$

$$C_{s2} = \frac{\epsilon_0 S}{D_2 \mp \Delta d} = \frac{\epsilon_0 S}{D_0} \frac{1}{1 \mp \frac{\Delta d}{D_0}} = C_0 \cdot \frac{1}{1 \mp \frac{\Delta d}{D_0}} \quad (4)$$

Lors du montage des roulements, la bague tournante par rapport à la direction de la charge radiale doit être montée serrée et la bague fixe est glissante. L'ajustement sur la bague tournante est de type serré H7k6. Cela induit une déformation dans l'épaisseur de la bague tournante de l'ordre de  $10^{-3}mm$ . Ces nouvelles contraintes sont transmises, en partie, par les éléments roulants à la bague fixe et entraînent une très faible déformation de celle-ci de quelques microns. Les sondes capacitatives étant intégrées à la bague fixe, leurs points de fonctionnement sont modifiés. Les équations du modèle électrique deviennent (Eq.5 et Eq.6).

$$\begin{aligned} C_{s1} &= \frac{\epsilon_0 S}{D_1 \pm \Delta d} = \frac{\epsilon_0 S}{D_0 + \delta} \frac{1}{1 \pm \frac{\Delta d}{D_0 + \delta}} \\ &= C_1 \cdot \frac{1}{1 \pm \frac{\Delta d}{D_0 + \delta}} \quad \text{où} \quad C_1 = \frac{\epsilon_0 S}{D_0 + \delta} \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_{s2} &= \frac{\epsilon_0 S}{D_2 \mp \Delta d} = \frac{\epsilon_0 S}{D_0 - \delta} \frac{1}{1 \mp \frac{\Delta d}{D_0 - \delta}} \\ &= C_2 \cdot \frac{1}{1 \mp \frac{\Delta d}{D_0 - \delta}} \quad \text{où} \quad C_2 = \frac{\epsilon_0 S}{D_0 - \delta} \quad (6) \end{aligned}$$

$$\Delta C = \frac{\epsilon_0 S}{D_0 + \delta} \cdot \frac{1}{1 \pm \frac{\Delta d}{D_0 + \delta}} - \frac{\epsilon_0 S}{D_0 - \delta} \cdot \frac{1}{1 \mp \frac{\Delta d}{D_0 - \delta}}$$

$$\Delta C = C_0 \cdot \left[ \frac{1}{1 - \frac{\delta}{D_0}} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\Delta d}{D_0 + \delta}} - \frac{1}{1 + \frac{\delta}{D_0}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\Delta d}{D_0 - \delta}} \right]$$

L'approximation au premier ordre fournit :

$$\Delta C \approx C_0 \left[ \left(1 + \frac{\delta}{D_0}\right) \cdot \left(1 + \frac{\Delta d}{D_0 + \delta}\right) - \left(1 - \frac{\delta}{D_0}\right) \cdot \left(1 - \frac{\Delta d}{D_0 - \delta}\right) \right]$$

$$\Delta C \approx C_0 \cdot \left[ \left(1 + \frac{\delta}{D_0} + \frac{\Delta d}{D_0 + \delta}\right) - \left(1 - \frac{\delta}{D_0} - \frac{\Delta d}{D_0 - \delta}\right) \right]$$

$$\Delta C \approx C_0 \cdot \left[ \frac{2\delta}{D_0} + \frac{\Delta d}{D_0 + \delta} + \frac{\Delta d}{D_0 - \delta} \right]$$

$$\Delta C \approx C_0 \cdot \left[ \frac{2\delta}{D_0} + \frac{2D_0\Delta d}{D_0^2 - \delta^2} \right]$$

$$\Delta C \approx C_0 \cdot \left[ \frac{2\delta}{D_0} + \frac{2\Delta d}{D_0} \right]$$

Soit pour un capteur  $i$ , il vient :

$$\Delta C_i(t) \approx \frac{2C_0}{D_0} \left( \delta_i + \sum_j \Delta d_{ij}(t) \right) \quad (7)$$

La variation  $\Delta C_i(t)$  est due à des efforts statiques lors du montage du roulement et des efforts dynamiques qui induisent respectivement les déplacements  $\delta_i$  et  $\Delta_i(t)$  (cf. Eq.7).

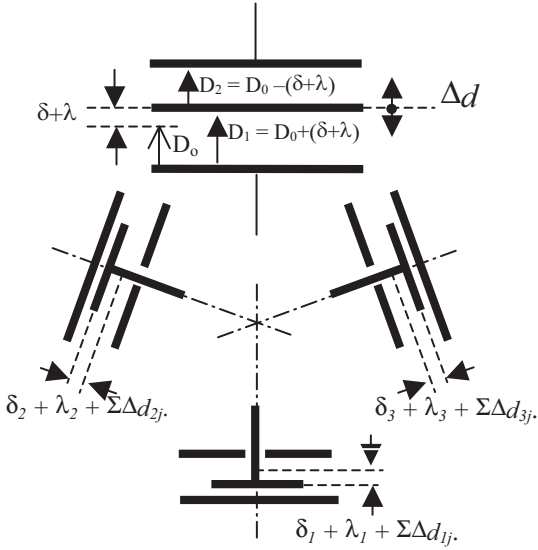


FIG. 9 – Comportement dynamique de plusieurs sondes.

Pour trois capteurs à 120° (Fig.9), il est possible d'écrire l'équation vectorielle Eq.8.

$$\sum_{i=1}^3 \overrightarrow{\Delta C_i(t)} = \frac{2 \cdot C_0}{D_0} \left( \sum_{i=1}^3 \overrightarrow{\delta_i} + \sum_{i=1}^3 \sum_j \overrightarrow{\Delta d_{ij}(t)} \right) \quad (8)$$

S'il existe des efforts statiques supplémentaires s'exerçant sur les roulements, pour le  $i^{me}$  capteur, nous obtenons l'équation Eq.9 :

$$\Delta C_i(t) \approx \frac{2 \cdot C_0}{D_0} \left( \delta_i + \lambda_i + \sum_j \Delta d_{ij}(t) \right) \quad (9)$$

De même, on peut accéder à l'équation vectorielle Eq.10.

$$\sum_{i=1}^3 \overrightarrow{\Delta C_i(t)} = \frac{2 \cdot C_0}{D_0} \left( \sum_{i=1}^3 \overrightarrow{\delta_i} + \sum_{i=1}^3 \overrightarrow{\lambda_i} + \sum_{i=1}^3 \sum_j \overrightarrow{\Delta d_{ij}(t)} \right) \quad (10)$$

Les efforts de serrage sont uniformément repartis sur la bague du roulement, la somme algébrique des composantes des vecteurs déplacements dues au serrage de la bague tournante est nulle,  $\sum_{i=1}^3 \overrightarrow{\delta_i} = 0$ , d'où (Eq.11) :

$$\sum_{i=1}^3 \overrightarrow{\Delta C_i(t)} = \frac{2 \cdot C_0}{D_0} \left( \sum_{i=1}^3 \overrightarrow{\lambda_i} + \sum_{i=1}^3 \sum_j \overrightarrow{\Delta d_{ij}(t)} \right) \quad (11)$$

$\sum_i \overrightarrow{\lambda_i}$  représente la somme algébrique des déplacements dus aux efforts statiques radiaux exercés sur le roulement.  $\sum_j \overrightarrow{\Delta d_{ij}(t)}$  représente la somme algébrique des déplacements dus aux efforts dynamiques radiaux exercés sur le roulement.

Ces deux termes caractérisent les deux aspects du fonctionnement de la sonde capacitive :

- la mesure de  $\sum_i \overrightarrow{\lambda_i}$  (statique) donne accès à des opérations de pesage, de mesure de charges, ...
- la mesure des variations de charges autour d'un point de fonctionnement  $\sum_j \overrightarrow{\Delta d_{ij}(t)}$  donne accès à la mesure des efforts vibratoire dans les machines tournantes (balourd, défauts d'écaillage, variation d'efforts autour d'un point de fonctionnement, ...)

## 4.2 Points de fonctionnement de la sonde.

Les variations des capacités des condensateurs dépendent du déplacement relatif des armatures. Les points  $M_0$ ,  $M_1$ ,  $M_2$  présentent les sensibilités suivantes :

$$S_{C_0} = -\frac{\varepsilon_0 S}{D_0^2} \quad (12)$$

$$S_{C_1} = -\frac{\varepsilon_0 S}{D_1^2} = \frac{\varepsilon_0 S}{[D_0 + (\delta + \lambda)]^2} \quad (13)$$

$$S_{C_2} = -\frac{\varepsilon_0 S}{D_2^2} = \frac{\varepsilon_0 S}{[D_0 - (\delta + \lambda)]^2} \quad (14)$$

où S est la surface active de la sonde. A chaque point de fonctionnement correspond une valeur de capacité.

$$C_0 = |S_{C_0}| \cdot D_0 = \frac{\varepsilon S}{D_0} \quad (15)$$

$$C_{S_1} = |S_{C_1}| \cdot D_1 = \frac{\varepsilon_0 S}{D_0 + (\delta + \lambda)} \quad (16)$$

$$C_{S_2} = |S_{C_2}| \cdot D_2 = \frac{\varepsilon_0 S}{D_0 - (\delta + \lambda)} \quad (17)$$

Pour des petites variations de déplacement autour de ces points de fonctionnement, les valeurs des capacités sont :

$$C_0 = \frac{\varepsilon S}{D_0 \pm \Delta d} \quad (18)$$

$$C_{S_1} = \frac{\varepsilon_0 S}{(D_0 + \delta + \lambda) + \Delta d} \quad (19)$$

$$C_{S_2} = \frac{\varepsilon_0 S}{(D_0 - \delta - \lambda) - \Delta d} \quad (20)$$

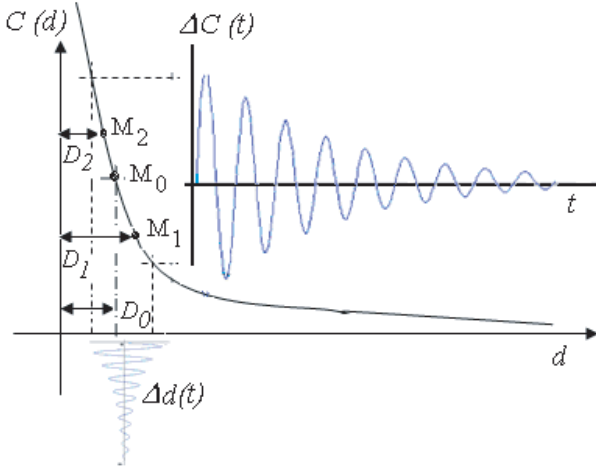


FIG. 10 – Points de fonctionnement de la sonde capacitive.

D'où :

$$\Delta C_{sonde} = C_{S1} - C_{S2} = \frac{\varepsilon_0 S}{D_0^2} \cdot \frac{2(\delta + \lambda + \Delta d)}{1 - \left(\frac{\delta + \lambda + \Delta d}{D_0}\right)^2} \quad (21)$$

Le développement limité du dénominateur à l'ordre 2 fournit l'équation Eq.22.

$$\Delta C_{sonde} = 2 \frac{\varepsilon_0 S}{D_0^2} \cdot (\delta + \lambda + \Delta d) \cdot \left[ 1 + \left(\frac{\delta + \lambda + \Delta d}{D_0}\right)^2 \right] \quad (22)$$

Soit :

$$\Delta C_{sonde} = 2 \frac{\varepsilon_0 S}{D_0^2} \cdot (\delta + \lambda + \Delta d) \cdot (1 + \varepsilon^2) \quad (23)$$

$$\text{avec } \varepsilon^2 = \left(\frac{\delta + \lambda + \Delta d}{D_0}\right)^2 \quad (24)$$

$\varepsilon^2$  représente l'erreur de linéarité.

Si on considère le domaine sur lequel  $\varepsilon^2$  est négligeable,

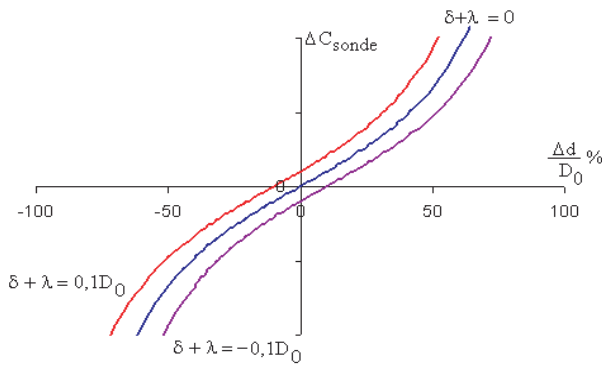


FIG. 11 – Evolution de  $\Delta C_{sonde}$  sur toute l'étendue de mesure.

alors :

$$\begin{aligned} \Delta C_{sonde} &= 2|S_{C0}| \cdot (\delta + \lambda + \Delta d(t)) \\ \Delta C_{sonde} &= 2|S_{C0}| \cdot (\delta + \lambda) + 2|S_{C0}| \cdot \Delta d(t) \\ \Delta C_{sonde} &= \Delta C_{statique} + \Delta C_{dynamique} \end{aligned}$$

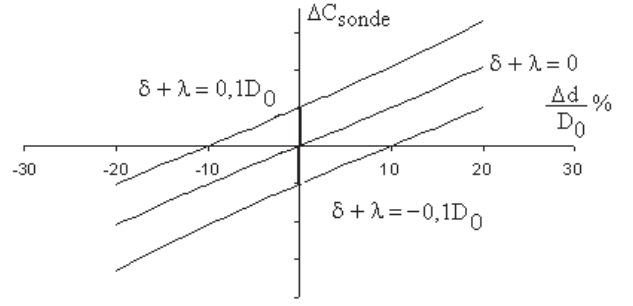


FIG. 12 – Evolution de  $\Delta C_{sonde}$  sur 20% de l'étendue de mesure.

Pour une sonde donnée, l'étendue de mesure dépend du point de fonctionnement choisi. La sensibilité de la capacité  $S_{C0}$  varie en raison inverse du carré de l'étendue de mesure. La sensibilité de la sonde pourra être considérée comme constante pour des petits déplacements autour d'un point de fonctionnement. Ces déplacements étant faibles, il est nécessaire d'avoir une grande sensibilité. Un compromis doit être réalisé entre l'étendue de mesure, la sensibilité du capteur et la linéarité de sa réponse en fonction des applications envisagées.

Par exemple, pour des efforts statiques entraînant une déformation statique de l'ordre de :  $\delta + \lambda = 250$  nm, l'étendue de mesure  $D_0$  devra être de l'ordre de 0,025 mm. Pour des surfaces actives de  $S \approx 56$  mm<sup>2</sup>, le diélectrique étant l'air, on obtient un condensateur dont la capacité au point de fonctionnement est égale à  $C_0 = 20$  pF ( $C_{S1} = 16,66$  pF et  $C_{S2} = 30$  pF) avec une sensibilité  $S_{C0} = 0,8$  pF/μm. Pour des déplacements relatifs autour de ce point de fonctionnement de l'ordre de :  $\Delta d(t) = \pm 100$  nm, nous aurons des variations de  $\Delta C_{dyn}$  de l'ordre 160 fF et pour  $\Delta C_{stat}$  de l'ordre 400 fF.

$$\varepsilon^2 = \left(\frac{\delta + \lambda}{D_0}\right)^2 = \left(\frac{0,25}{25}\right)^2 = 0,001 \quad (25)$$

L'erreur de linéarité est de 1%.

Les condensateurs ont des capacités de l'ordre de quelques picofarads avec des variations de l'ordre du femtofarad à quelques centaines de femtofarads.

Pour un déplacement :  $\Delta d(t) = \sin \omega_0 t$  ;  $\Delta d = 0,1 \mu F$

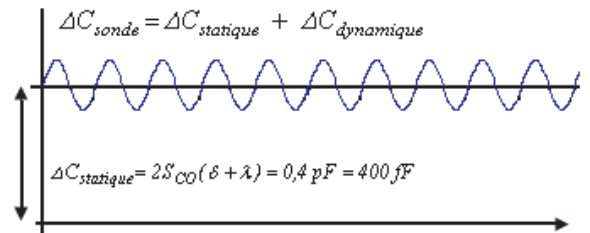


FIG. 13 – Evolution temporelle de  $\Delta C_{sonde}$  autour de la valeur  $\Delta C_{statique}$ .

## 5 Conditionnement des signaux

Il s'agit de mesurer précisément des petites variations de capacités qui traduisent les déplacements ( $\delta_i + \lambda_i$ ) et  $\pm \Delta d_i$ . La sonde capacitive constitue deux condensateurs  $C_{S1}$  et  $C_{S2}$  utilisés en fonctionnement *push-pull*. Plusieurs conditionneurs sont possibles [8, 9, 10, 11] pour réaliser la mesure de  $\Delta C = C_{S1} - C_{S2}$ . La solution retenue qui est constituée par deux amplificateurs de charges est décrite figure Fig.12. Les amplificateurs linéaires intégrés doivent avoir de très grandes impédances d'entrées, des courants de polarisation très faibles ainsi qu'une grande immunité aux bruits. Plusieurs composants peuvent convenir : OPA 128, OPA 129, AD645L, LMC6001. L'amplificateur OPA 129 [12] a été retenu car il offre un courant de polarisation très faible de  $100fA$  maximum et  $\pm 30fA$  typique. Sa bande passante pour un gain unité est de  $0,7MHz$ , ce qui permet un gain de boucle de 70 pour une fréquence d'excitation de  $f_e = 10$  kHz. Le bruit en entrée en courant est de  $0,1fA/Hz^{-1/2}$  et de  $15nV/Hz^{-1/2}$  en tension. Le réseau en "T" constitué des résistances  $R_1, R_2, R_3$  est équivalent à  $R_{eq} = 100M\Omega$  en parallèle avec  $C_f$  et réduit le signal de retour par le ratio  $R_2/R_3$ ,  $C_f = 10pF$  et  $f_e = 10$  kHz. Alors  $2\pi R_{eq} C_f \gg 1$ .

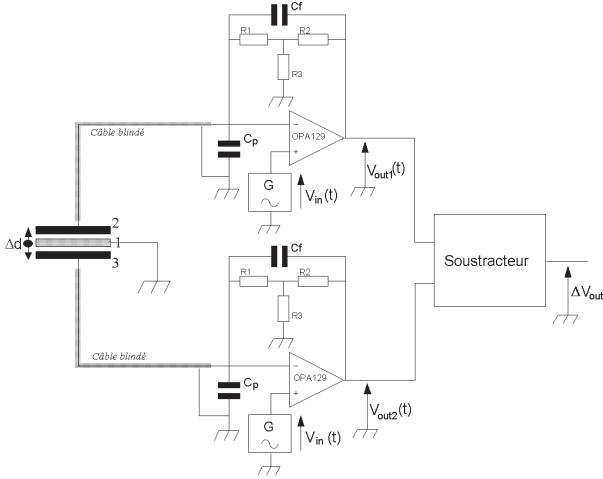


FIG. 14 – Conditionnement des signaux.

Si  $C_{f1} = C_f$  et  $C_{f2} = C_f + C_f$ , nous avons :

$$V_{out1} = V_e \left( 1 + \frac{C_{S1}}{C_f} \right) \text{ et } V_{out2} = V_e \left( 1 + \frac{C_{S1}}{C_f + \Delta C_f} \right)$$

$$\Delta V_{outi} = V_{out1} - V_{out2} = V_e \frac{C_{S1} \left( 1 + \frac{\Delta C_f}{C_f} \right) - C_{S2}}{C_f \left( 1 + \frac{\Delta C_f}{C_f} \right)}$$

Si les valeurs des capacités des condensateurs de retour sont rigoureusement les mêmes :

$$\Delta V_{outi} = V_{out1} - V_{out2} = V_e \frac{C_{S1} - C_{S2}}{C_f} \quad (26)$$

Or :

$$\Delta C_i(t) \approx \frac{2C_0}{D_0} \left( \delta_i + \lambda_i + \sum_j \Delta d_{ij}(t) \right) \quad (27)$$

$$\Delta V_{outi} = \frac{V_e}{C_f} \cdot \frac{2C_0}{D_0} \left( \delta_i + \lambda_i + \sum_j \Delta d_{ij}(t) \right) \quad (28)$$

$$\Delta V_{sonde} = \Delta V_{statique} + \Delta V_{dynamique} \quad (29)$$

$$V_e(t) = V + V_{max} \sin \omega t \text{ avec } \omega > 10kHz \quad (30)$$

$$\Delta V_{outi} = \frac{V + V_{max} \sin \omega t}{C_f} \cdot \frac{2C_0}{D_0} \left[ \delta_i + \lambda_i + \sum_j \Delta d_{ij}(t) \right]$$

$$\Delta V_{outi} = K (V + V_{max} \sin \omega t) \left[ \delta_i + \lambda_i + \sum_j \Delta d_{ij}(t) \right]$$

avec  $K = \frac{2C_0}{C_f \cdot D_0}$

$$\Delta V_{outi} = K \left[ V \left( \delta_i + \lambda_i + \sum_j \Delta d_{ij}(t) \right) + V_{max} \sin \omega t \left( \delta_i + \lambda_i + \sum_j \Delta d_{ij}(t) \right) \right] \quad (31)$$

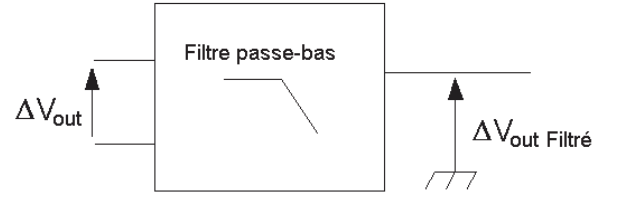


FIG. 15 – Filtrage.

$$\Delta V_{outifiltr} = K \cdot V \left( \delta_i + \lambda_i + \sum_j \Delta d_{ij}(t) \right) \quad (32)$$

## 6 Résultats expérimentaux

Nous avons réalisé un démonstrateur (Fig.16) pour effectuer sur une machine à essai de traction-compression, la mesure des déformations dues aux efforts statiques.

Les caractéristiques liées à la sonde capacitive et à son conditionneur sont :

- Surface active de la sonde :  $S = 51.10^{-6} m^2$ ,
- Permittivité de l'air :  $\epsilon_0 = 8,85.10^{-12} pF/m$ ,
- Condensateur de retour :  $C_f = 10 pF$ ,
- Tension d'entraînement :  $V_e(t) = 1 + 1. \sin(2\pi 10^4 . t)$
- L'étendue de mesure utile :  $EMU = 30\mu m$
- Sensibilité mécanique :  $S_{M9/15} = 5.10^{-4} m/100N$
- Raideur mécanique :  $K_{M9/15} = 2000N/m$

Pour une linéarité de 1% sur l'étendue de mesure utile il faut une distance  $D_0 = 10 EMU = 300\mu m$  :

$$\epsilon^2 = \left( \frac{EM}{D} \right)^2 = \left( \frac{30}{300} \right)^2 = 1\% \quad (33)$$

Le point de fonctionnement électrique de la sonde correspond à :

$$C_0 = 15pf \text{ et } |S_{C0}| = 0,5pF/\mu\text{m} \quad (34)$$

$$\Rightarrow K.V = \frac{2C_0}{C_f.D_0} = 10^5 V/m = 0,1V/\mu\text{m} \quad (35)$$

Les efforts statiques s'exerçant sur la bague sont reliés aux déformations par la raideur mécanique de la sonde :

$$\Delta V_{outfiltr} = K.V.\lambda \text{ mais : } \lambda = \frac{F}{K_{Mi/j}}$$

$$\Rightarrow F = \frac{K_{Mi/j} \Delta V_{outfiltr}}{KV} = \frac{2000}{0,1} \Delta V_{outfiltr}$$

$$F = 2.10^4 \Delta V \text{ d'où } \Delta V = 5.10^{-5} x F. \quad (36)$$

On relève :

- l'effort  $2F$  imposé,
- la tension  $\Delta V_{outfiltr}$ .

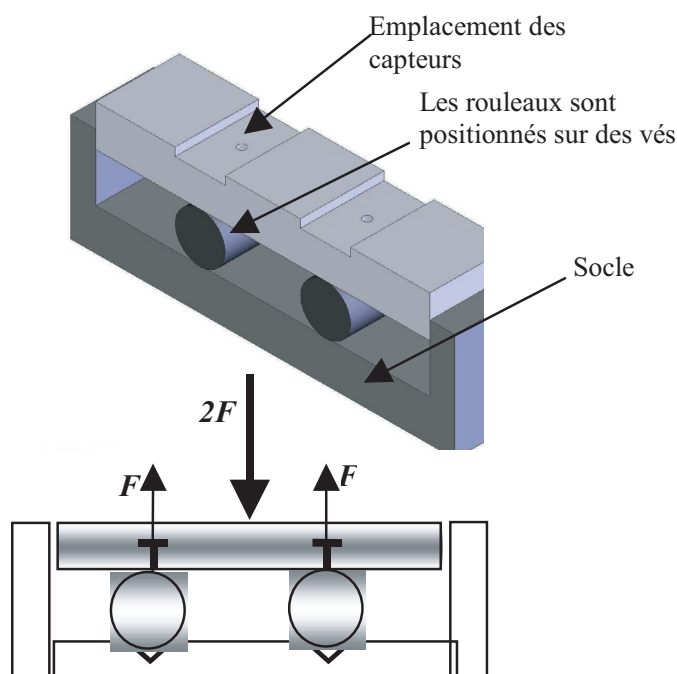


FIG. 16 – Schéma du dispositif d'essai.

## 7 Conclusion

Un capteur composé de sondes capacitive a été intégré dans la bague d'un roulement pour mesurer les efforts qui s'exercent sur celui-ci. L'étude théorique ainsi que la réalisation d'un démonstrateur ont montré la pertinence du capteur. Ce travail se poursuit par la réalisation d'un prototype directement intégré à la bague du roulement. A terme, le dispositif devrait mesurer les efforts dans les trois dimensions. A partir des capteurs implantés sur le roulement, des algorithmes d'analyse temporelles et fréquentielles vont être développés et implémentés afin de déterminer l'intensité, la direction et la variation au cours du temps des forces qui s'exercent sur le roulement.

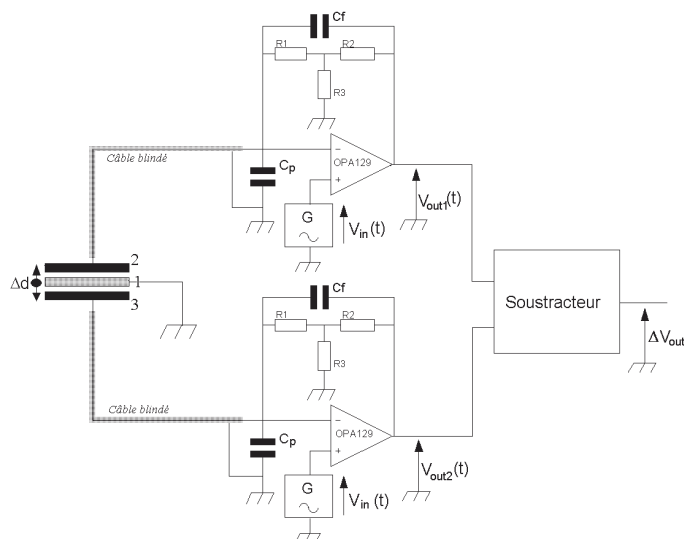


FIG. 17 – Résultats expérimentaux.

## Références

- [1] B. Pottier, L. Rasolofondraibe, P. Marconnet, french patent registration INPI n° FR 06 09705, 07/11/2006.
- [2] B. Pottier, L. Rasolofondraibe, P. Marconnet, european patent registration INPI n° FR 07 04614, 27/06/2007.
- [3] B. Pottier, L. Rasolofondraibe, D. Nuzillard, *A Novel Capacitive Safety Device for Target Localization and Identification*, IEEE Sensor Journal, à paraître en 2008.
- [4] D.A. Hills, D. Nowell, A. Sackfield, *Mechanics of elastic contact*, Oxford Butterworth-Heinemann, 496p, 1993.
- [5] T. Philip, Jr. Smith, *Analysis and application of capacitive displacement sensors to curved surfaces*, PhD Lexington, Kentucky, 2003.
- [6] <http://www.simulia.com/>
- [7] M. H. W. Bonse, C. Mul, and J. W. Spronck, *Finite-Element Modelling as a Tool for Designing Capacitive Position Sensors*, Sensors and Actuators, A 46-47 : pp. 266-269, 1995.
- [8] Zsolt Kadar, *Integrated resonant magnetic field sensor*, PhD Thesis, University of Michigan, 1997.
- [9] B. Puers, *Capacitive sensors : when and how to use them*, Sensors and Actuators, A37-A38 : pp. 93-105, 1993.
- [10] L. Baxter, *Capacitive Sensors : Design and Applications*, IEEE Press Series on Electronics Technology, 1996.
- [11] M. Sergio, N. Manaresi, M. Tartagni, R. Canegallo, *A textile based capacitive pressure sensor*, Sensors, 2002. Proc. IEEE , vol 2 , pp. 1625 -1630, 2002.
- [12] OPA129 Texas Instruments, datasheet <http://www.s.ti.com/sc/ds/opa129.pdf>.