

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEURS ET DE LA  
RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE**



**DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

*Projet de fin d'études*

*En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en génie  
mécanique*

***THEME***

**Conception et réalisation d'un capteur de force  
adapté sur la machine de traction**

Proposé et dirigé par :

Y. BELKACEMI

B. GUERGUEB

Etudié par :

K. GUERIOUNE

*Juillet 2011*

# *Dédicaces*

*Je dédie ce travail*

*A mes chers parents*

*A mes frères et sœurs et neveux*

*A ma famille et tous mes amis*

*A mon oncle que dieu l'accepte dans son vaste paradis*

# *Remerciements*

*Je remercie en premier lieu ALLAH le tout puissant de m'avoir donné la santé et le pouvoir d'accomplir ce modeste travail.*

*Mes remerciements vont à M. Y.BELKACEMI et M. B.GUERGUEB d'avoir acceptés de m'encadrer, de leurs précieux conseils et de leurs disponibilités.*

*Je tiens aussi, à remercier les membres du jury de me faire l'honneur de lire et évaluer ce travail.*

*J'adresse mes sincères remerciements à monsieur H. Zahana, chef de l'entreprise USI-PRECIS, qui a participé à la réalisation du prototype.*

*Je remercie également monsieur I. Belhadef, responsable du laboratoire de traitement thermique de m'avoir permis d'effectuer ce travail dans des bonnes conditions.*

*Merci à tous les enseignants qui ont contribué à ma formation tout au long de mes études*

***Je remercie aussi toutes les personnes qui ont pu m'aider un jour.***

## ملخص

الهدف من هذا المشروع هو دراسة, تصميم و صناعة جهاز استشعار القوة يمكنه تحمل قوة لا تزيد عن 10 كغ باستعمال كواشف التمدد . وقد تم هذا التصميم و الدراسة بواسطة برنامج السوليدواركس. نموذج من الجهاز صنع و جرب على آلة اختبار الشد.

كلمات مفتاحية: جهاز استشعار القوة, كواشف التمدد, السوليدواركس, آلة اختبار الشد.

## Résumé

L'objectif de ce projet est l'étude, la conception et la réalisation d'un capteur de force en S pouvant supporter une charge nominale de 1 tonne utilisant des jauges de déformation. La conception et l'étude sont faites en utilisant le logiciel SolidWorks. Un prototype du capteur est fabriqué puis testé sur la machine d'essai de traction.

**Mots clés :** capteur de force, jauge de déformation, SolidWorks, machine d'essai de traction.

## Abstract

The main objective of this project is the study, the design and the fabrication of load sensor using strain gage which could bear a nominal load of 1 ton. The design and the study are made by using SolidWorks software. A load sensor prototype is fabricated and tested in the tensile machine test.

**Key words:** load sensor, strain gage, SolidWorks, tensile machine test.

# *Table des matières*

## **DEDICACES**

## **REMERCIEMENTS**

## **INTRODUCTION GENERALE**

### **CHAPITRE I : CAPTEURS DE FORCE A JAUGES DE DEFORMATION**

I.1. Introduction .....	17
I.2. Principe de fonctionnement .....	17
I.3. Constitution du capteur .....	17
I.4. Conception mécanique des capteurs .....	18
I.4.1. Calcul des capteurs .....	18
I.4.2. Métal du corps d'épreuve .....	21
I.4.3. Recherche des formes optimales .....	22
I.4.4. Protection et étanchéité .....	22
I.5. Choix des jauges pour les capteurs.....	23
I.6. Etalonnage des capteurs .....	24

### **CHAPITRE II : ANALYSE DES CONTRAINTES PAR JAUGES DE DEFORMATION**

II.1. Introduction.....	26
II.2. Principe de fonctionnement .....	26

II.2.1. Changement de résistance provoqué par la déformation.....	27
II.2.2. Changement de résistance provoqué par l'effet parasite thermique.....	29
II.3. Caractéristiques des jauges de déformation.....	30
II.3.1. Matériaux des jauges .....	30
II.3.2. Principaux types de jauges .....	31
II.3.3. Installation des jauges de déformation .....	33
II.4. Circuit de conditionnement .....	34
II.4.1. Le pont de Wheatstone .....	34
II.4.2. Principe de la compensation en température.....	35
II.4.3. Disposition des jauges .....	36
II.4.4. Effet de non-linéarité sur la réponse du pont .....	38

### **CHAPITRE III: CONCEPTION DU CAPTEUR DE FORCE**

III.1. Introduction .....	41
III.2. Modèle mathématique du capteur .....	42
III.3. Conception du prototype .....	47
III.3.1. Logiciel de simulation SolidWorks .....	47
III.3.2. Informations sur le model choisis .....	48
III.3.3. Résultats de l'étude conceptuelle .....	49
III.4. Réalisation du prototype .....	56
III.5. Conclusion .....	57

## **CHAPITRE IV : ETUDE EXPERIMENTALE DU CAPTEUR DE FORCE**

IV.1. Introduction .....	59
IV.2. Description de la Machine d'essai de traction utilisée .....	59
IV.3. Essai préliminaire de traction .....	61
IV.4. Etalonnage du capteur .....	65
IV.4.1. Premier test d'étalonnage .....	66
IV.4.2. Deuxième test d'étalonnage .....	66
IV.4.3. Interprétation des résultats .....	67
IV.5. Adaptation du capteur sur la machine d'essai de traction .....	68
IV.6. Conclusion .....	70

## **CONCLUSION GENERALE**

## **REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES**

## **ANNEXES**

# Liste des figures

Figure. I.1 : Schéma synoptique des constituants d'un capteur.....	18
Figure. I.2 : Principe de Protection des capteurs .....	23
Figure. I.3 : Courbe d'étalonnage typique.....	24
Figure. II.1 : Représentation des principaux éléments d'une jauge de déformation .....	26
Figure. II.2 : Contrainte uni-axiale.....	28
Figure. II.3 : Déformation apparente sur différents alliages .....	29
Figure. II.4 : Principe de la jauge de compensation .....	30
Figure. II.5 : Jauge à fil tramé.....	31
Figure. II.6 : Jauges à trame pelliculaire.....	32
Figure. II.7 : Installation d'une jauge avec de la colle cyanoacrylate.....	33
Figure. II.8 : Pont de Wheatstone .....	34
Figure. II.9 : Montage en demi-pont sert à la compensation en température .....	36
Figure. II.10 : Mesure de traction ou de compression à l'aide d'un pont complet .....	36
Figure. II.11 : Mesure de la flexion à l'aide d'un demi-pont.....	37
Figure. II.12 : Mesure de flexion à l'aide d'un pont complet.....	37
Figure. III.1 : Schéma représentative d'un capteur de force en traction en S.....	42
Figure. III.2 : Schéma illustre la flexion de la poutre .....	43
Figure. III.3 : Dimensions de la poutre étudiée .....	45
Figure. III.4 : Longueurs de poutres pour différentes charges.....	46
Figure. III.5 : Epaisseurs de poutres pour différentes charges.....	46
Figure. III.6 : Coefficient de sécurité pour la charge maximale en traction .....	49
Figure. III.7 : Distribution des contraintes pour la charge maximale en traction.....	50
Figure. III.8 : Déplacement pour la charge maximale en traction.....	50
Figure. III.9 : Coefficient de sécurité pour la charge maximale en compression.....	51
Figure. III.10 : Distribution des contraintes pour la charge maximale en compression.....	51
Figure. III.11 : Déplacement pour la charge maximale en compression.....	52



Figure. III.12 : Coefficient de sécurité pour la charge nominale en traction .....	52
Figure. III.13 : Distribution des contraintes pour la charge nominale en traction .....	53
Figure. III.14 : Déplacement pour la charge nominale en traction .....	53
Figure. III.15 : Coefficient de sécurité pour la charge nominale en compression .....	54
Figure. III.16 : Distribution des contraintes pour la charge nominale en compression.....	54
Figure. III.17 : Déplacement pour la charge nominale en compression.....	55
Figure. III.18 : Prototype du capteur de force.....	57
Figure. IV.1 : Ancien dispositif de mesure de la force.....	59
Figure. IV.2 : Machine proposée pour le montage du capteur .....	60
Figure. IV.3 : Essai préliminaire de traction .....	61
Figure. IV.4 : Anneau dynamométrique de capacité de 2 tonnes.....	62
Figure. IV.5 : Appareillage utilisé pour la mesure des déformations .....	63
Figure. IV.6 : Dimension des éprouvettes utilisées.....	63
Figure. IV.7 : Eprouvette lisse équipée d'une jauge de déformation.....	64
Figure. IV.8 : Schéma pour l'étalonnage du capteur de force .....	65

# *Liste des tableaux*

Tableau. I.1 : Formules utiles pour le calcul des capteurs .....	19
Tableau. I.2 : Métaux du corps d'épreuve.....	21
Tableau. II.1: Facteur de jauge pour différents matériaux .....	28
Tableau. II.2 : Alliages métalliques des jauges résistives .....	31
Tableau. II.3 : Effet de non-linéarité sur la réponse du pont .....	39
Tableau. III.1: Caractéristiques mécaniques de l'acier 35NCD16.....	48
Tableau. IV.1 : Désignation des composantes de la machine d'essai de traction .....	60
Tableau. IV.2 : Sensibilité théorique et pratique du capteur de force.....	68

# Nomenclature

$\varepsilon$  : Déformation (%)

$\nu$  : Coefficient de poisson.

$E$  : Module de Young [ $\text{N}/\text{m}^2$ ].

$R$  : Résistance électrique [ $\Omega$ ].

$\rho_c$  : Résistivité d'un fil conducteur [ $\Omega \cdot \text{m}$ ].

$l_c$  : Longueur d'un fil conducteur [ $\text{m}$ ].

$S_c$  : Section d'un fil conducteur [ $\text{m}^2$ ].

$K$  : Facteur de jauge.

$\nu_0$  : Coefficient de poisson d'un matériau standardisé.

$\Delta T$  : Variation de la température [ $^\circ\text{C}$ ].

$B_G$  : Coefficient de température de la résistance électrique de la grille de mesure [ $\text{m}/(\text{m}^\circ\text{C})$ ].

$a_S$  : Coefficient de dilatation thermique de la structure [ $\text{m}/(\text{m}^\circ\text{C})$ ].

$a_G$  : Coefficient de dilatation thermique de la grille de mesure [ $\text{m}/(\text{m}^\circ\text{C})$ ].

$\varepsilon_{app}$  : Déformation apparente.

$V_e$  : Voltage d'entrée [volts].

$V_s$  : Voltage de sortie [volts].

$R_i, i = 1, 2, 3, 4$  : Résistances du pont [ $\Omega$ ].

$\delta_i, i = 1, 2, 3, 4$  : Variation unitaire des résistances.

$Z_m$  : Impédance de l'instrument de mesure [ $\Omega$ ].

$N_L$  : Facteur de non linéarité.

$\delta_m$  : Variation unitaire de résistance sous l'effet mécanique.

$\delta_{th}$  : Variation unitaire de résistance sous l'effet thermique.

$\varepsilon_m$  : Déformation sous l'effet mécanique.

$F$  : Force appliquée [ $N$ ].

$M$  : Moment fléchissant [ $N \cdot m$ ].

$J$  : Moment quadratique [ $m^4$ ].

$l$  : Distance force – jauge [ $m$ ].

$L$  : Longueur de la poutre [ $m$ ].

$f$  : Déflexion maximale [ $m$ ].

$S$  : Sensibilité du capteur [ $V/V/N$ ].

$\bar{\varepsilon}$  : Déformation moyenne

$L_g$  : Longueur de la jauge [ $m$ ].

$\sigma_{max}$  : La contrainte maximale admissible [ $N/m^2$ ].

$\rho$  : La masse volumique du corps d'épreuve [ $Kg/m^3$ ].

$\varepsilon_{max}$  : Déformation maximale admissible

$F_{max}$  : Force maximale admissible [ $N$ ].

$F$  : La force appliquée [ $N$ ].

$S_{max}$  : Sensibilité maximale de la poutre [ $V/V/N$ ].

$t$  : Epaisseur de la poutre [ $m$ ].

$a$  : Largueur de la poutre [ $m$ ].

# ***Introduction générale***

## *Introduction générale*

---

Le besoin de connaître les contraintes mécaniques auxquelles une structure est soumise est un élément essentiel pour l'appréciation de son fonctionnement, [2].

Les extensomètres à fils résistants, que l'on désigne aussi sous le nom de jauges de déformations, furent inventés pour mesurer les déformations des structures en vue d'en évaluer l'état de contraintes. Ils représentent les moyens les plus courants pour l'analyse expérimentale des contraintes, [1].

Les applications des jauges de déformations débordent de la seule analyse des contraintes. En effet toute grandeur physique, en particulier mécanique, dont l'action sur un corps d'épreuve entraîne sa déformation est mesurable par extensométrie, [2].

En générale, la mesure de force est dérivée de la mesure de déformation, [3]. C'est cette déformation qu'il convient de traduire en une grandeur mesurable. Plusieurs principes physiques permettent la mise en évidence de la déformation et plusieurs technologies en découlent ont conduit à l'usage de plusieurs formes de capteurs de force, [4].

Le présent travail de mémoire d'ingénieur consiste en l'étude, la conception et la réalisation d'un capteur de force utilisant le principe de l'extensométrie par jauges de déformations qui pourra supporter une charge nominale de 1 tonne en traction et en compression. Le capteur travaille le domaine élastique et conçu pour qu'il s'adapte sur la machine d'essai de traction du laboratoire de génie mécanique.

Pour cela notre travail a été partagé en quatre parties distinctes, à savoir :

Une première partie présente un court aperçu sur les capteurs de forces utilisant la méthode de l'extensométrie par jauges de déformations.

La seconde partie met en évidence la technique de l'extensométrie à jauges de déformations.

## *Introduction générale*

---

La troisième partie présente:

- Une étude établie sur le modèle du capteur de force adopté
- La conception du corps d'épreuve en utilisant le logiciel de CAO « SolidWorks »
- La réalisation du corps d'épreuve et l'installation des jauges de déformations

Quant à la quatrième partie, elle est consacrée à l'étalonnage du capteur sur la machine d'essai de traction.

Enfin, on finalise par une conclusion générale.

*Chapitre I*

*Capteur de force à jauges  
de déformation*



## ***1.1. Introduction***

Les capteurs de force à jauges de déformation sont également appelés pesons ou cellules de force d'application diverses en industrie. Ils sont largement utilisés dans l'industrie d'automobile, l'industrie de machine, en génie civil, la robotique, séismologie, la détection des vibrations. Ces capteurs sont aussi utilisés souvent en pesage, [3].

Ils permettent de mesurer des efforts statiques ou dynamiques. Le fonctionnement est fondé sur la variation de résistance électrique de la jauge résistive proportionnellement à sa déformation. C'est une méthode courante, fiable et précise pour la mesure de forces, [4].

## ***1.2. Principe de fonctionnement***

Un capteur de force est monté en série dans la chaîne mécanique par laquelle chemine l'effort. Il est à la fois soumis à l'effort à mesurer et à un effort de réaction. De cet antagonisme résulte une déformation du corps d'épreuve représentative de l'effort appliqué.

Dans les capteurs modernes, cette déformation est communiquée à un circuit électrique miniature comprenant des jauges d'extensométrie collées sur le corps d'épreuve, ce qui a pour effet d'en modifier la résistance électrique. Cette variation de résistance est mesurée par la technique du pont de Wheatstone, [5].

La popularité des capteurs à base de jauges s'explique par deux raisons principales, [6] :

- A égalité de performance avec d'autres capteurs, ils ont l'avantage d'utiliser des instruments universels, sont d'emplois variés et bénéficient d'une technique bien définie.
- On peut fabriquer des capteurs soi-même pour répondre à des besoins spécifiques. On peut aussi transformer une structure existante en un capteur.

## ***1.3. Constitution du capteur***

Un capteur de force est monté en série dans le dispositif mécanique de transmission de l'effort. Le rôle du capteur est de traduire la valeur de l'effort en une grandeur ou une indication exploitable. Un capteur à réponse électrique se compose des parties constitutives suivantes [Fig. I.1], [5] :

- 1) **Un corps d'épreuve** : C'est l'élément mécanique du capteur qui réagit sélectivement sous l'action du mesurande; il a pour rôle de transformer le mesurande en une grandeur physique mesurable. Il existe plusieurs formes courantes de corps d'épreuve [Tab. I.1]. La forme et la dimension du corps d'épreuve sont essentiellement liés à l'utilisation envisagée.
- 2) **Un détecteur** : Élément sensible constitué d'une ou de plusieurs jauges qui, convenablement placées sur le corps d'épreuve, transforment les déformations en variation de résistance électrique.
- 3) **Un boîtier** : C'est l'élément rigide de protection et de maintien du corps d'épreuve et du détecteur, en évitant par sa conception les déformations du corps d'épreuve dues aux conditions d'implantation.
- 4) **Une électronique de conditionnement** : Elle est indispensable pour l'alimentation du capteur à jauges, ainsi que pour la mise en forme et l'amplification du signal.

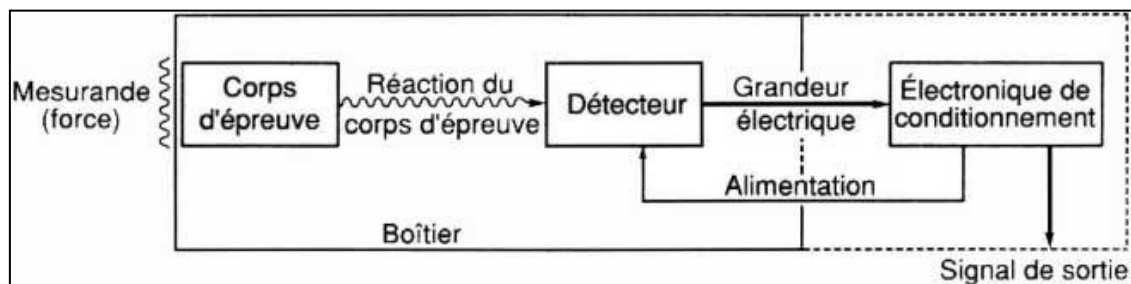


Fig. I.1 Schéma synoptique des constituants d'un capteur de force, [5].

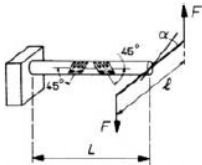
## I.4. Conception mécanique des capteurs

### I.4.1. 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 [Tab. I.1]. Il ne faut pas trop s'étonner si les résultats expérimentaux diffèrent quelque peu des calculs, car toutes les formules sont données par des théories simples de la résistance des matériaux, liées à des cas idéalisés. C'est pourquoi ces calculs, utiles pour l'étude d'un projet de capteur, ne sont pas utilisés pour son étalonnage, [5].

Tab. I. Formules utiles pour le calcul des capteurs, [4].

	<p style="text-align: center;"><b>LAME EN TRACTION</b></p> $\epsilon_1 = \frac{F}{E a t}$ $\epsilon_2 = \frac{-\nu F}{E a t}$	<p><i>a</i> largeur  <math>\epsilon_1</math> indication jauge longitudinale  <math>\epsilon_2</math> indication jauge transversale  <i>F</i> force appliquée  <i>t</i> épaisseur</p>
	<p style="text-align: center;"><b>TORE CYLINDRIQUE EN TRACTION OU COMPRESSION</b></p> $\epsilon_1 = \frac{4 F}{\pi E (D^2 - d^2)}$ $\epsilon_2 = \frac{-4 \nu F}{\pi E (D^2 - d^2)}$	<p><i>D</i> diamètre extérieur  <i>d</i> diamètre intérieur  <math>\epsilon_1</math> indication jauge longitudinale  <math>\epsilon_2</math> indication jauge transversale  <i>F</i> force répartie</p>
	<p style="text-align: center;"><b>LAME EN FLEXION</b></p> $\epsilon_1 = \frac{6 F \ell}{E a t^2} = \frac{3 t \ell}{2 L^3} f$ $\epsilon_2 = \frac{-6 \nu F \ell}{E a t^2} = \frac{-3 \nu t \ell}{2 L^3} f$ $f = \frac{F L^3}{3 E J} = \frac{4 F L^3}{E a t^3}$ $N = 0,55 \frac{1}{L^2} \sqrt{\frac{E J}{\rho S}} = 0,16 \frac{t}{L^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}}$	<p><i>a</i> largeur  <math>\epsilon_1</math> indication jauge longitudinale  <math>\epsilon_2</math> 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  <math>\ell</math> distance force-jauge  <i>N</i> première fréquence propre  <i>S</i> section  <i>t</i> épaisseur</p>
	<p style="text-align: center;"><b>LAME TRIANGLE EN ISOFLEXION</b></p> $\epsilon_1 = \frac{6 F L}{E b t^2} = \frac{t}{L^2} f$ $\epsilon_2 = \frac{-6 \nu F L}{E b t^2} = \frac{-\nu t}{L^2} f$ $f = \frac{6 F L^3}{E b t^3}$	<p><i>b</i> largeur de la base  <math>\epsilon_1</math> indication jauge longitudinale  <math>\epsilon_2</math> indication jauge transversale  <i>F</i> force appliquée (au sommet)  <i>f</i> flèche (déplacement de <i>F</i>)  <i>L</i> distance force-encastrement                      La distance des jauges n'intervient pas.</p>
	<p style="text-align: center;"><b>LAME CYLINDRIQUE EN FLEXION</b></p> $\epsilon_1 = \frac{4 F \ell}{\pi E r^3} = \frac{3 \ell r}{L^3} f$ $\epsilon_2 = \frac{-4 \nu F \ell}{\pi E r^3} = \frac{-3 \nu \ell r}{L^3} f$ $f = \frac{4 F L^3}{3 \pi E r^4}$ $N = 0,56 \frac{r}{L^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}}$	<p><i>d = 2 r</i> diamètre  <math>\epsilon_1</math> indication jauge longitudinale  <math>\epsilon_2</math> indication jauge transversale  <i>F</i> force appliquée  <i>f</i> flèche (déplacement de <i>F</i>)  <math>\ell</math> distance force-jauge  <i>L</i> distance force-encastrement  <i>N</i> première fréquence propre</p>
	<p style="text-align: center;"><b>ÉTRIER EN FLEXION</b></p> $\epsilon_{e1} = \frac{F}{E a t} \left( \frac{6c}{t} - 1 \right)$ $\epsilon_{e2} = -\nu \epsilon_{e1}$ $\epsilon_{i1} = \frac{-F}{E a t} \left( \frac{6c}{t} + 1 \right)$ $\epsilon_{i2} = -\nu \epsilon_{i1}$ $\Delta b = \frac{4 F c^2}{E a} \left( 3 \frac{b}{t^3} + 2 \frac{c}{d^3} \right)$	<p><i>F</i> force appliquée  <i>a, b, c, d, t</i> voir figure  <math>\Delta b</math> flèche totale  <math>\epsilon_{e1}</math> indication jauge extérieure longitudinale  <math>\epsilon_{e2}</math> indication jauge extérieure latérale  <math>\epsilon_{i1}</math> indication jauge intérieure longitudinale  <math>\epsilon_{i2}</math> indication jauge intérieure latérale</p>
	<p style="text-align: center;"><b>DEMI-ANNEAU</b></p> $\epsilon_e = \frac{6 F R}{E a t^2}$ $\epsilon_i = \frac{-6 F R}{E a t^2}$ $f = \frac{6 \pi F R^3}{E a t^3}$	<p><i>a</i> largeur  <math>\epsilon_e</math> indication jauge extérieure longitudinale  <math>\epsilon_i</math> indication jauge intérieure longitudinale  <i>F</i> force appliquée  <i>f</i> flèche totale (rapprochement des extrémités)  <i>R</i> rayon moyen  <i>t</i> épaisseur (faible devant <i>R</i>)</p>
	<p style="text-align: center;"><b>ANNEAU DYNAMOMÉTRIQUE (TRACTION OU COMPRESSION)</b></p> $\epsilon_e = \frac{3 F R}{E a t^2} \left( 1 - \frac{2}{\pi} \right)$ $\epsilon_i = \frac{-3 F R}{E a t^2} \left( 1 - \frac{2}{\pi} \right)$ $f = 1,79 \frac{F R^3}{E a t^3}$	<p><i>a</i> largeur  <math>\epsilon_e</math> indication jauge extérieure longitudinale  <math>\epsilon_i</math> indication jauge intérieure longitudinale  <i>F</i> force appliquée  <i>f</i> flèche totale (rapprochement sur le diamètre)  <i>R</i> rayon moyen  <i>t</i> épaisseur (faible devant <i>R</i>)</p>



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

$\varepsilon_1$  indication de l'une des jauges

$\varepsilon_2$  indication de l'autre jauge

$L$  longueur totale de l'arbre

$M = Fl$  moment appliqué

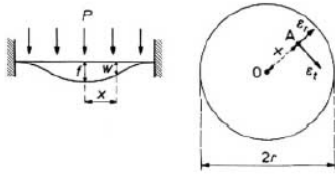
$R$  rayon de l'arbre

$\alpha$  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 q) 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 :



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

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

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

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

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

$\varepsilon_r$  déformation radiale au point considéré

$\varepsilon_t$  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 :

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

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

$\varepsilon_1$  indication jauge latérale

$\varepsilon_2$  indication jauge longitudinale

$L$  longueur

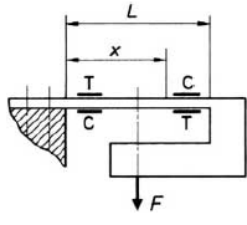
$P$  pression appliquée

$R$  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

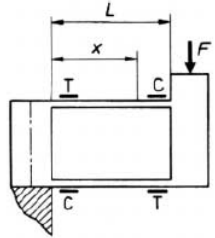
$t$  épaisseur de la lame

$y$  déformée

$C$  jauges en compression

$T$  jauges en traction

Formules au point courant x :



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

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

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

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

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

$a$  largeur de la lame

$f$  flèche

$J$  moment quadratique

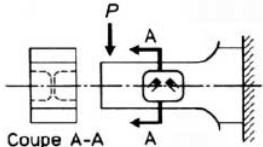
$L$  longueur des lames

$t$  épaisseur des lames

$y$  déformée

$C$  jauges en compression

$T$  jauges en traction



Coupe A-A

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

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

$a$  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.

### 1.4.2. Métal du corps d'épreuve

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'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.

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, [4].

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

- 1) les aciers mangano-siliceux;
- 2) 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.

Le tableau [I.2] 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, [5].

Tab. I.2 Métaux du corps d'épreuve, [4].

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 <sup>3</sup> kg/m <sup>3</sup> )	7,80	8,25	2,80
Coefficient de dilatation..... (en 10 <sup>-6</sup> °C <sup>-1</sup> )	13	17	23,5
Module d'élasticité <i>E</i> ..... (MPa)	220 000	130 000	72 000
Variations $\Delta E/E$ ..... (en 10 <sup>-6</sup> °C <sup>-1</sup> )	- 260	- 380	- 580
Coefficient de Poisson $\nu$ .....	0,285	0,34	0,34
Limite élastique à 0,2 %..... (MPa)	1 450	800	450
Déformations à la limite élastique..... (µm/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

### ***1.4.3. Recherche des formes optimales***

Plusieurs principes physiques permettent le calcul d'un avant-projet de capteurs, pour se faire une idée de l'ordre de grandeur de ses dimensions, compte tenu du fait qu'il doit avoir des dimensions 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 l'une des méthodes qui permettent de simuler la distribution des contraintes dans le corps d'épreuve pour pouvoir localiser toutes les contraintes néfastes et les zones de grande déformations afin de déterminer l'emplacement des jauges. Des simulations sur CAO sont maintenant possibles

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

- éviter des contraintes néfastes;
- trouver pour les jauges des zones de déformations maximales, autant que possible, afin d'avoir des signaux importants;
- éviter, malgré tout, les concentrations de contraintes, causes de déformations résiduelles et de mauvaises tenues en fatigue.

Outre ces contraintes, 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 [5].

### ***1.4.4. Protection 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 [Fig. I.2] plus ou moins robuste pour la protection mécanique. 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, [5].

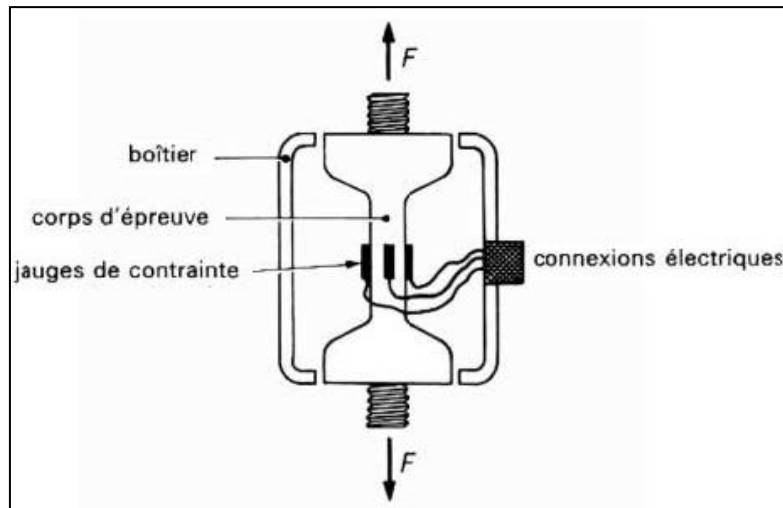


Fig. I.2 Principe de protection des capteurs, [5].

### ***1.5. 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 ;
- la dilatation du corps d'épreuve ;
- la variation du facteur de jauge  $K$  avec la température ;
- 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.

Il existe aussi des jauges dont la géométrie n'est jamais publiée dans les catalogues. 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, [5].

## I.6. Etalonnage des capteurs

L'étalonnage est l'opération par laquelle on fait correspondre l'information d'un capteur d'efforts à une référence « *force* ». Actuellement, on ne sait effectuer l'étalonnage d'un tel capteur qu'en disposant son axe de travail verticalement, et en exerçant sur lui soit un effort de compression, soit un effort de traction au moyen de masses marquées. Ainsi, on pourra dire qu'un signal électrique  $V$  exprimé en volts représente un effort  $F$  exprimé en newtons dans des conditions de mesure bien déterminées, [5].

Cet étalonnage peut être réalisé au niveau du capteur ou de la chaîne de mesure complète. Avant étalonnage, il est important d'identifier les grandeurs d'influence et d'en tenir compte dans le cadre d'un étalonnage multi-variable. Dans ces conditions, on s'intéresse aux étalonnages expérimentaux, très souvent rendu nécessaires du fait de la complexité à modéliser une chaîne d'acquisition complète.

La Figure [I.3] montre un étalonnage typique. On observe sur ce graphique plusieurs éléments. Tout d'abord, les points de mesure paraissent raisonnablement dispersés. Pour quantifier cette dispersion, il est nécessaire de se donner une courbe de référence (*courbe d'étalonnage*), obtenue par lissage des valeurs précédentes.

La pente en tout point de la courbe d'étalonnage correspond à la sensibilité du système de mesure, [7].

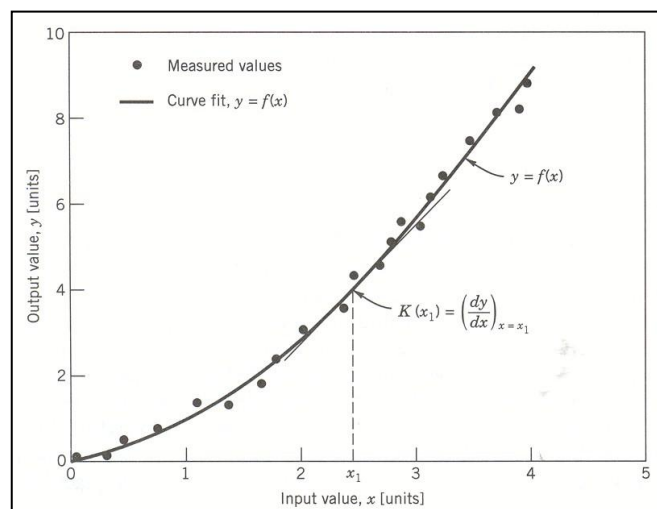


Fig. I.3 Courbe d'étalonnage typique, [7].



## *Chapitre II*

# *Analyse des contraintes par jauges de déformation*

## II.1. Introduction

L'origine des jauges à résistance électrique trouve sa source dans une série d'expériences conduites par William Thomson au sujet des propriétés électromécaniques des métaux. Une de ses découvertes (1856) était que la résistance électrique de certains fils varie lorsqu'ils sont étirés. Depuis, ce phénomène a été quantifié comme étant le facteur de jauge.

Le développement des premières jauges en Amérique du nord remonte aux années 1930. Elles furent fabriquées par Simmons et Ruge dans le laboratoire du MIT. Ces premières jauges consistaient en un fil enroulé d'un support de papier. En 1952, les anglais Sanders et Roe introduisirent les jauges à trame pelliculaire qui sont fabriquées par un procédé de photogravure. Depuis lors, c'est devenu la technique expérimentale d'analyse de contrainte la plus populaire, [6].

## II.2. Principe de fonctionnement

La jauge est un petit élément résistif qui est collé sur une pièce au point où on veut mesurer la déformation. Cet élément est fait d'un fil fin enroulé selon une direction préférentielle et collé à la pièce par l'entremise d'un support d'isolation [Fig. II.1]. Lorsque la pièce est soumise au chargement, sa déformation est transmise à travers la colle et le support à la jauge. Un chargement proportionnel à la résistance en résulte, [6].

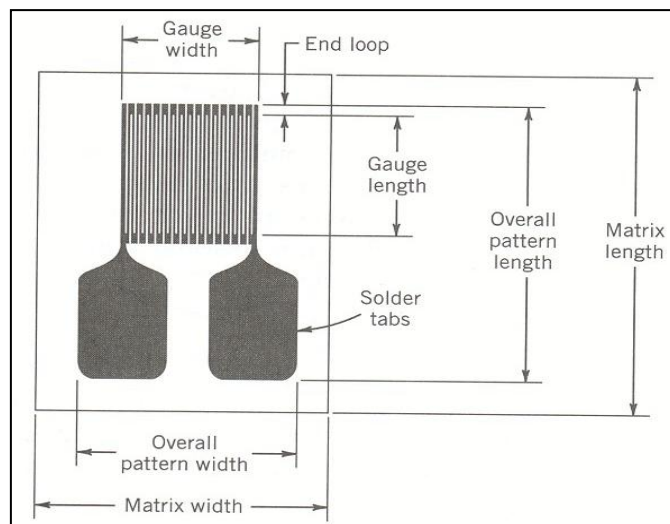


Fig. II.1 Représentation des principaux éléments d'une jauge de déformation, [7].

### II.2.1. Changement de résistance provoqué par la déformation

Si l'on considère un fil fin que l'on soumet à une traction, dans les limites de son domaine élastique, il s'allonge sous l'effet de la charge, cependant que sa section diminue. Si  $\varepsilon$  est l'allongement relatif, le diamètre subit une diminution relative, soit  $-\nu \varepsilon$ ,  $\nu$  étant le coefficient de Poisson, voisin de 0,3 pour la plupart des métaux, [1].

Sachant que la résistance d'un fil conducteur est:

$$R = \rho_c \cdot \frac{l_c}{S_c} \quad (2-1)$$

Où :

$\rho_c$  : Résistivité ( $\Omega \cdot m$ )

$l_c$  : Longueur du conducteur (m)

$S_c$  : Section du conducteur ( $m^2$ )

Cette expression est dérivée pour trouver les sources de petites variations de résistance

$$dR = \frac{l_c}{S_c} \cdot d\rho_c + \frac{\rho_c}{S_c} \cdot dl_c - \rho_c \cdot \frac{l_c}{S_c^2} \cdot dS_c \quad (2-2)$$

On terme de résistance unitaire, on obtient :

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho_c}{\rho_c} + \frac{dl_c}{l_c} - \frac{dS_c}{S_c} \quad (2-3)$$

La section circulaire unitaire est définie par :

$$\frac{dS_c}{S_c} = -2\nu \frac{dl_c}{l_c} \quad (2-4)$$

D'où :

$$\frac{dR}{R} = (1 + 2\nu) \cdot \frac{dl_c}{l_c} + \frac{d\rho_c}{\rho_c} \quad (2-5)$$

Si, en première approximation, on admet que la résistivité  $\rho_c$  est constante, on devrait trouver :

$$\frac{dR}{R} = K \cdot \frac{dl_c}{l_c} \quad (2-6)$$

Le facteur  $K$  est une grandeur caractéristique de la jauge d'extensométrie. Sa valeur exacte est déterminée par le fabricant au cours d'un essai standardisé [Tab. II.I]. Elle est inscrite sur chaque boîte de jauges.

La majorité des jauges à grille de mesure métallique ont un facteur  $K$  voisin de 2. Une fabrication de jauges avec un facteur  $K$  d'une valeur exactement égale à 2 n'est malheureusement pas possible, [8].

Des procédures d'essais standardisées sont utilisées par les fabricants pour établir le facteur de jauge. Dans ces procédures, la jauge doit être soumise à des déformations qui varient de 0 à 1000 ( $\mu m/m$ ) dans un champ de contrainte uni-axiale et uniforme [Fig. II.2]. La jauge doit être collée sur une pièce faite d'un matériau dont le coefficient de Poisson est de  $0,285 \pm 1\%$ , [6].

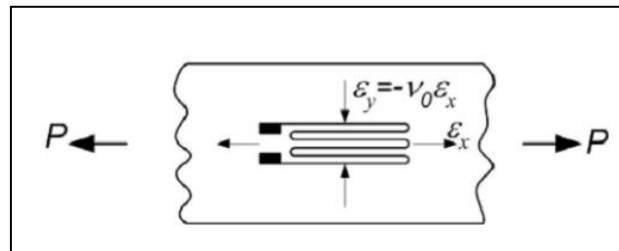


Fig. II.2 Contrainte uni-axiale, [6].

Tab. II.1 Facteur de jauge pour différents matériaux, [7].

<i>matériau</i>	<i>facteur de jauge</i>
acier	2
platine tungstène	4,1
élinvar ou isoélastique, fer chrome molybdène	3,5
nichrome	2,5
constantan (nickel chrome)	2,1
karma (nickel chrome cuivre fer)	2,1
manganin cuivre nickel manganèse	0,5
semi-conducteurs	100 à 200

### II.2.2. Changement de résistance provoqué par l'effet parasite thermique

Lorsqu'une jauge est collée sur un métal déterminé, en l'absence de contraintes, elle subit des effets propres ainsi que la dilatation thermique du métal, déformation qui localement n'est pas créatrice de contrainte. En fonction de la température, la résistance varie suivant une courbe propre au type de jauge et au métal sur lequel la jauge est collée. L'idéal évidemment est de disposer d'une jauge ayant une courbe horizontale.

Sous l'effet de variation de température  $\Delta T$ , une jauge collée subit, en l'absence de contraintes, deux phénomènes :

- D'une part une variation de résistance, comme tout conducteur ( $B_G$  coefficient thermique de la grille)
- D'autre part la différence des coefficients de dilatations thermiques respectifs de la structure et de la grille ( $a_S - a_G$ ).

La résultante de ces deux effets est donc une courbe de déformation apparente [Fig. II.3]:

$$\varepsilon_{app} = \left[ \frac{B_G}{K} - (a_S - a_G) \right] \cdot \Delta T \quad (2-7)$$

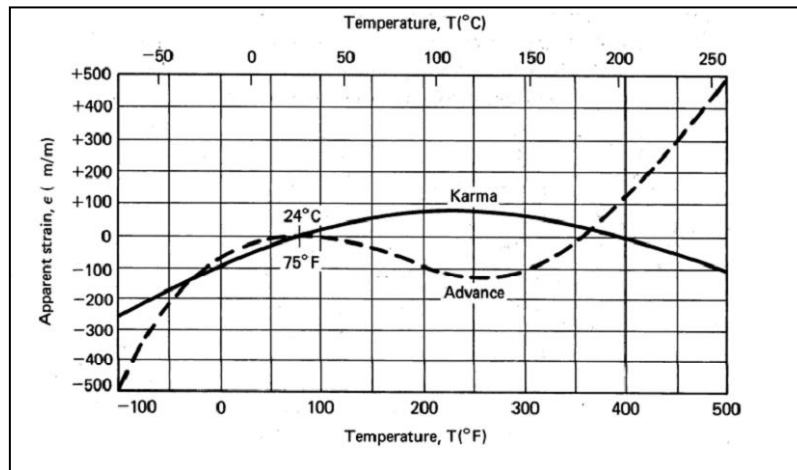


Fig. II.3 Déformation apparente sur différents alliages, [6].

Lorsqu'il en est autrement, on utilise le procédé de la jauge de compensation. Une jauge identique à celle qui servira aux mesures de déformations est collée sur un échantillon du même matériau que la structure [Fig. II.4]. Montée sur une branche adjacente du pont, elle

doit annuler tous les effets thermiques, sous condition de subir les mêmes variations de température que la jauge active. Ce procédé a longtemps été le seul utilisé, [1].

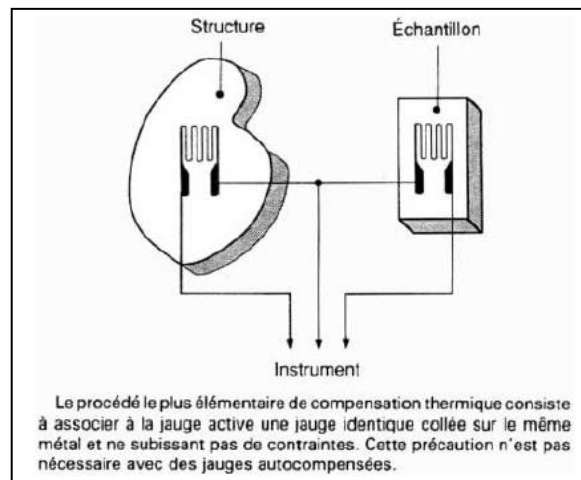


Fig. II.4 Principe de la jauge de compensation, [1].

Quel que soit le procédé adopté, il vaut mieux utiliser des jauges auto-compensées, c'est-à-dire à courbe pratiquement horizontale. Le but de l'auto-compensation est d'éliminer, autant que possible, les effets thermiques des jauges, y compris la dilatation propre du métal de la pièce étudiée, [1].

Par un traitement spécial, il est possible de réaliser des jauges auto-compensées pour un nombre de matériaux avec différents coefficients de dilatation thermique. Cette compensation n'est possible qu'entre certaines limites de température. La dérive apparente de ces jauges à l'intérieur de la plage de température compensée se situe entre  $-50$  et  $+50$  ( $\frac{\mu m}{m}$ ). Cette dérive est très acceptable pour l'analyse expérimentale des contraintes, [6].

## II.3. Caractéristiques des jauges de déformation

### II.3.1. Matériaux des jauges

Les jauges doivent présenter les caractéristiques suivantes :

- Une limite d'élongation largement grande.
- Le signal électrique ( $\Delta R/R$ ) doit être autant que possible une fonction linéaire de la déformation.
- Il n'y a pas d'hystérésis entre le chargement et le déchargement.

Plusieurs alliages métalliques sont utilisés pour la fabrication des jauges [Tab. II.2 ], le constantan est le plus utilisé dans les applications courantes à cause des caractéristiques suivantes :

- Facteur de jauge  $K$  constant pour des très grandes déformations.
- Résistivité élevée, donc grande résistance pour des petites longueurs ce qui permet de fabriquer de très petites jauges.
- Très stable et peu affecté par les changements de température.

Tab. II.2 Alliages métalliques des jauges résistives, [7].

Matériau	Composition
Advance ou Constantan	45 Ni, 55 Cu
Karma	74 Ni, 20 Cr, 3 Al, 3 Fe
Isoélastique	36 Ni, 8 Cr, 0.5 Mo, 55.5 Fe
Nichrome V	80 Ni, 20 Cr
Platine - Tungstène	92 Pt, 8 W 70
Armour D	70 Fe, 20 Cr, 10 Al

### II.3.2. Principaux types de jauges

On trouve sur le marché trois principaux types de jauges

#### 1) Jauges à fil tramé

Peu répandues de nos jours, sauf pour des applications spéciales, elle est caractérisée par [Fig. II.5] :

- Un facteur de sensibilité plus important.
- Une auto-compensation difficile
- 10 à 12 cm de constantan de diamètre de 0,025 mm pour une résistance totale de  $120\Omega$

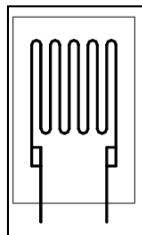


Fig. II.5 Jauge à fil tramé, [6].

### 2) Jauges à trame pelliculaire

Actuellement, constitue la majorité des jauges que l'on retrouve sur le marché, elle est caractérisé par [Fig. II.6] :

- Une grille très mince (0.004 mm)
- Fabrication par photogravure ce qui permet de fabriquer plusieurs géométrie.
- Diminution de l'effet transversale par boucles de raccordement épaisses.
- Bonne auto-compensation en température.
- Variété de résistances disponibles : 120, 350, 1000, 5000Ω

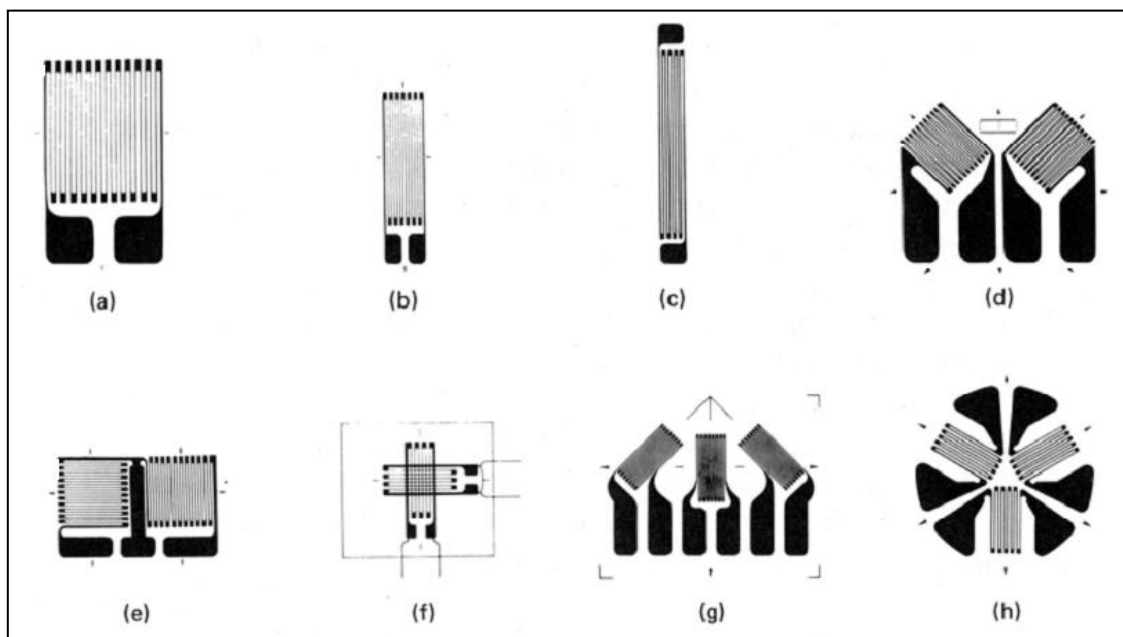


Fig. II.6 Jauges à trame pelliculaire, [6].

### 3) Jauges à élément semi-conducteur

Les jauges à élément semi-conducteur sont construites par un matériau de silicium dopé avec des impuretés, elles servent à mesurer les petites déformations avec une grande précision. Elles sont généralement caractérisées par :

- Le facteur de jauge  $K$  varie avec la température et la déformation
- Facteur de jauge très grand ( $60 < K < 200$ )
- Très fragile
- Sensibilité transversale très faible



### II.3.3. Installation des jauges de déformation

L'installation d'une jauge de déformation n'est pas une particularité difficile ou exige un grand effort. Mais beaucoup de soin doit être apporté et suffisamment de temps doit être alloué. En effet, l'installation de la jauge pourrait être non réussie, [9].

Pour l'installation des jauges, on doit respecter les étapes suivantes :

- 1) Préparation de la jauge de déformation
- 2) Préparation du point de mesure
- 3) Collage de la jauge de déformation
- 4) Soudage des fils de connexion
- 5) Protection de l'installation
- 6) Contrôle de l'installation

On trouve ces informations dans les brochures publiées par les manufacturiers, ou bien encore sur leur site web.

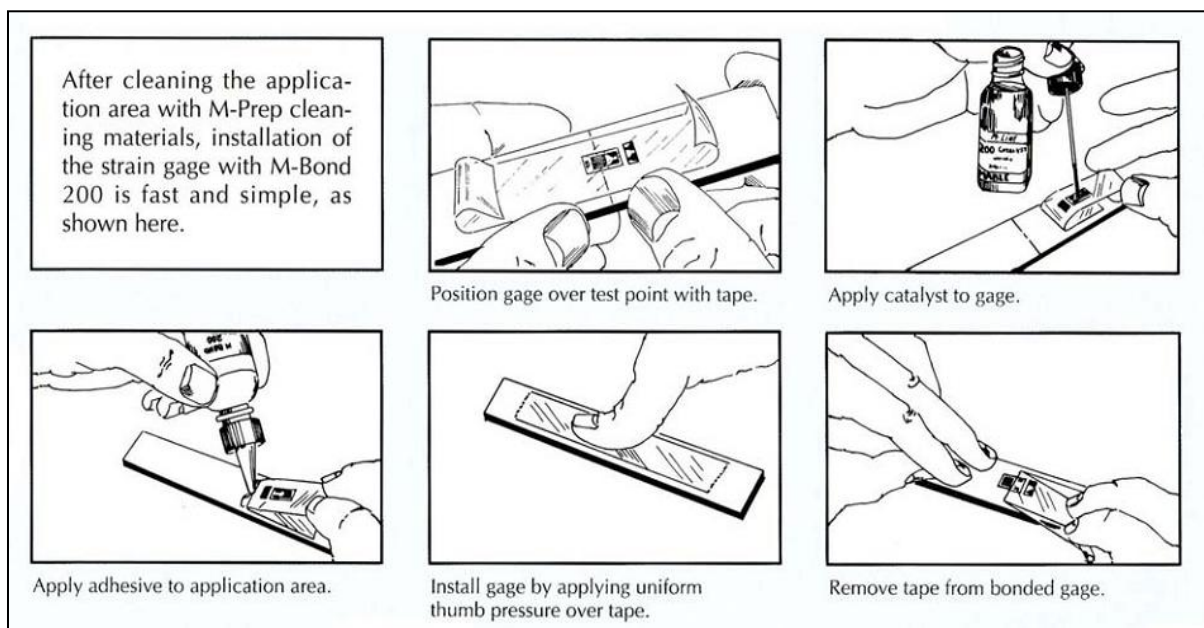


Fig. II.7 Installation d'une jauge avec de la colle cyanoacrylate, [6].

## II.4. Circuit de conditionnement

### II.4.1. Le pont de Wheatstone

Le pont de Wheatstone est le circuit le mieux adapté pour la mesure des petites variations de résistances électriques telles que rencontrées lors de l'utilisation de jauges de déformation, [6].

- **Analyse du circuit**

$R_1$  à  $R_4$  : 4 résistances variables

$V_e$  : Voltage d'entrée

$V_s$  : Voltage de sortie

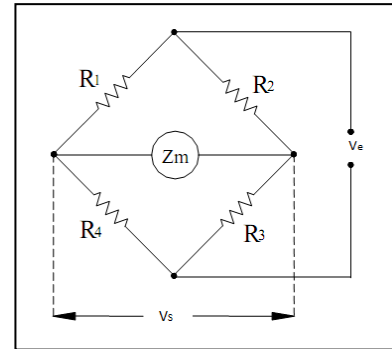


Fig. II.8 Pont de Wheatstone, [6].

1)  $V_s = 0$  si :  $R_1 \cdot R_3 = R_2 \cdot R_4$

2) Si on donne aux résistances des variations  $\Delta R_i$ , en fonction des variations de résistances unitaire ( $\delta_i = \frac{\Delta R_i}{R_i}$ ), le voltage de sortie s'exprime par la relation suivante :

$$V_s = \frac{r}{(r+1)^2} \cdot V_e \cdot \frac{(\delta_1 - \delta_2 + \delta_3 - \delta_4)}{\left(1 + \frac{r}{(r+1)} \cdot \frac{(R_1 + R_2)}{Z_m} + N_L\right)} \quad (2-8)$$

Où :

$$N_L = \frac{1}{(r+1)} [\delta_1 + \delta_2 + r \cdot (\delta_3 + \delta_4)] \quad (2-9)$$

$$r = \frac{R_1}{R_4} = \frac{R_2}{R_3} \quad (2-10)$$

Le terme  $N_L$  contribue à la non-linéarité de la réponse du pont en fonction de la déformation. Cependant, si on considère des  $\delta_i < 0,01$ , qui correspond à une déformation de 0,5% pour une jauge de facteur  $K = 2$ .

On peut alors négliger le terme  $N_L$  et l'on obtient :

$$V_s = \frac{r}{(r+1)^2} \cdot V_e \cdot \frac{(\delta_1 - \delta_2 + \delta_3 - \delta_4)}{\left(1 + \frac{r}{(r+1)} \cdot \frac{(R_1 + R_2)}{Z_m}\right)} \quad (2-11)$$

Dans le cas très courants  $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$

$$V_s = \frac{V_e}{4} \cdot \frac{(\delta_1 - \delta_2 + \delta_3 - \delta_4)}{\left(1 + \frac{R}{Z_m}\right)} \quad (2-12)$$

Vu que dans la plupart des cas l'impédance des instruments de lecture est très grande ( $Z_m \gg R$ ), alors :

$$V_s = \frac{V_e}{4} \cdot (\delta_1 - \delta_2 + \delta_3 - \delta_4) \quad (2-13)$$

L'examen de l'équation montre que :

- Certains termes  $\delta_i$  peuvent être nuls suivant le nombre de jauges actives dans le pont.
- Pour la mesure des déformations, lorsque plusieurs jauges agissent simultanément, il est possible d'ajouter ou de retrancher leurs effets selon qu'elles soient placées dans une branche positive ( $\delta_1$  ou  $\delta_3$ ) ou négative ( $\delta_2$  ou  $\delta_4$ ).

### II.4.2. Principe de la compensation en température

La température est un facteur influençant fortement la réponse d'une jauge. Il est parfois nécessaire de supprimer son effet. Un montage approprié permet de conserver la composante de déformation mécanique tout en supprimant la dilatation thermique [Fig. II.9].

Soit une jauge  $j_1$  collée sur une structure S subissant une déformation mécanique  $\varepsilon_m$  et un changement de température  $\Delta T$ . La variation de la résistance de la jauge sera :

$$\frac{\Delta R_1}{R_1} = \delta_1 = \delta_m + \delta_{th} \quad (2-14)$$

Soit une jauge  $j_2$  du même lot collée sur un échantillon de même matériau que la structure S et subissant le même changement de température  $\Delta T$ , si l'échantillon ne subit pas de déformation mécanique, alors le changement de résistance de la jauge témoin  $j_2$  sera :

$$\frac{\Delta R_2}{R_2} = \delta_2 = \delta_{th} \quad (2-15)$$

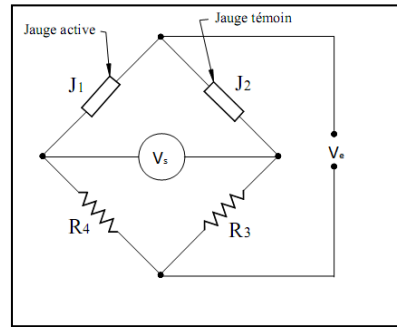


Fig. II.9 Montage en demi-pont sert à la compensation en température, [6].

L'output théorique du pont s'exprime comme suit

$$V_s = \frac{V_e}{4} \cdot (\delta_1 - \delta_2) = \frac{V_e}{4} \cdot (\delta_m + \delta_{th} - \delta_{th}) = \frac{V_e}{4} \cdot K \cdot \epsilon_m \tag{2-16}$$

En utilisant ce principe, on ne mesure que l'effet mécanique, il y a donc compensation de l'effet de température.

### II.4.3. Disposition des jauges

Il existe plusieurs arrangements possibles des jauges dans le pont de Wheatstone en vue de détecter une composante particulière de la déformation d'une structure. Nous présentons dans ce qui suit, quelques cas parmi les plus courants.

#### ➤ Traction-compression

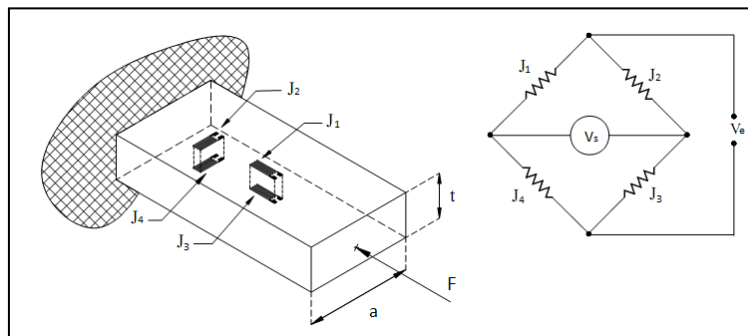


Fig. II.10 Mesure de traction ou de compression à l'aide d'un pont complet, [6].

L'output théorique du pont s'exprime comme suit

$$V_s = \frac{V_e}{4} \cdot K \cdot [2(1 + \nu)\epsilon] \tag{2-17}$$

➤ *Flexion (demi-pont)*

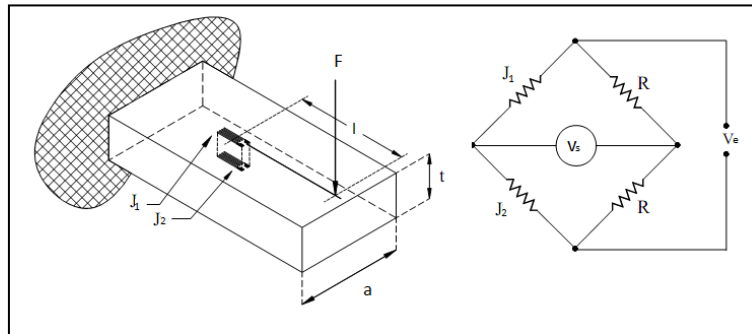


Fig. II.11 Mesure de la flexion à l'aide d'un demi-pont, [6].

Output théorique du pont s'exprime comme suit

$$V_s = \frac{V_e}{4} \cdot K \cdot (2\varepsilon) \tag{2-18}$$

➤ *Flexion avec un pont complet*

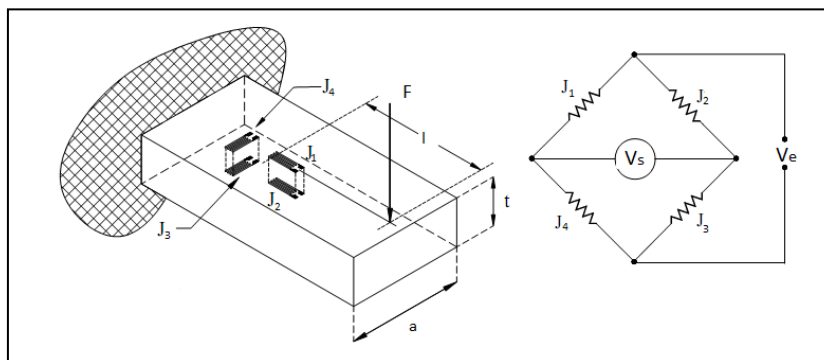


Fig. II.12 Mesure de flexion à l'aide d'un pont complet, [6].

Output théorique du pont s'exprime comme suit

$$V_s = \frac{V_e}{4} \cdot K \cdot [2\varepsilon(1 + \nu)] \tag{2-19}$$

On constate que l'output d'un pont complet est supérieur à celui d'un demi-pont, car la sensibilité du pont sera plus grande quand le nombre de jauges actives est grand.

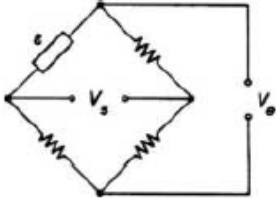
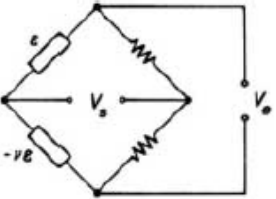
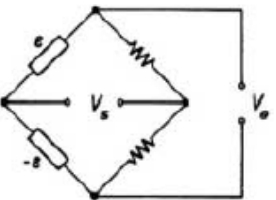
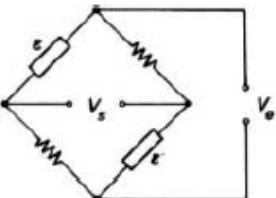
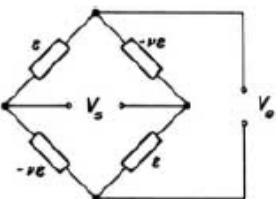
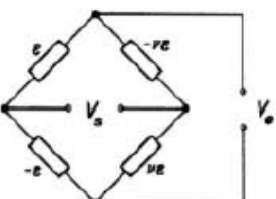
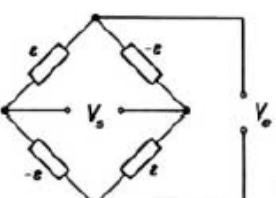
#### **II.4.4. Effet de non-linéarité sur la réponse du pont**

Pour les déformations importantes, le signal de sortie d'un pont de Wheatstone n'est pas linéaire en fonction de la variation de ses résistances. Dans ces conditions, l'équation (2-8) devient :

$$V_s = \frac{V_e}{4} \cdot \frac{(\delta_1 - \delta_2 + \delta_3 - \delta_4)}{(1 + \frac{1}{2}[\delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4])} \quad (2-20)$$

L'effet de non-linéarité dépend donc des nombres de jauges actives dans le pont ainsi que de leur disposition. Le résultat d'analyse de quelques configurations courantes peuvent servir à la conception d'un projet de capteur est cité dans le tableau [II.3], [6].

Tab. II.3 Effet de non-linéarité sur la réponse du pont, [4].

Montage des jauges	Description	Signal de sortie Signal d'entrée = $\frac{V_s}{V_e}$
	<b>Jauge en quart de pont</b> Jauge unique ou élément de rosette unique dans un champ de déformations uniaxial.	$\frac{V_s}{V_e} = \frac{K \epsilon}{4 + 2 K \epsilon}$
	<b>Jauges en demi-pont</b> Deux jauges actives, l'une suivant une contrainte uniaxiale, l'autre perpendiculaire subissant l'effet de Poisson.	$\frac{V_s}{V_e} = \frac{K \epsilon (1 + \nu)}{4 + 2 K \epsilon (1 - \nu)}$
	Deux jauges actives soumises à des déformations égales et de signes contraires. Cas d'une poutre en flexion, par exemple.	$\frac{V_s}{V_e} = \frac{K \epsilon}{2}$
	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.	$\frac{V_s}{V_e} = \frac{K \epsilon}{2 + K \epsilon}$
	<b>Jauges en pont complet</b> Quatre jauges actives dont deux opposées subissant l'effet de Poisson. Par exemple, cas d'une colonne en compression.	$\frac{V_s}{V_e} = \frac{K \epsilon (1 + \nu)}{2 + K \epsilon (1 - \nu)}$
	Quatre jauges actives dont deux adjacentes subissant l'effet de Poisson. Par exemple, poutre en flexion.	$\frac{V_s}{V_e} = \frac{K \epsilon (1 + \nu)}{2}$
	Quatre jauges actives subissant des déformations égales, deux à deux de signes opposés. Par exemple, torsion d'un arbre.	$\frac{V_s}{V_e} = K \epsilon$

*Chapitre III*

*Conception du capteur de  
force*



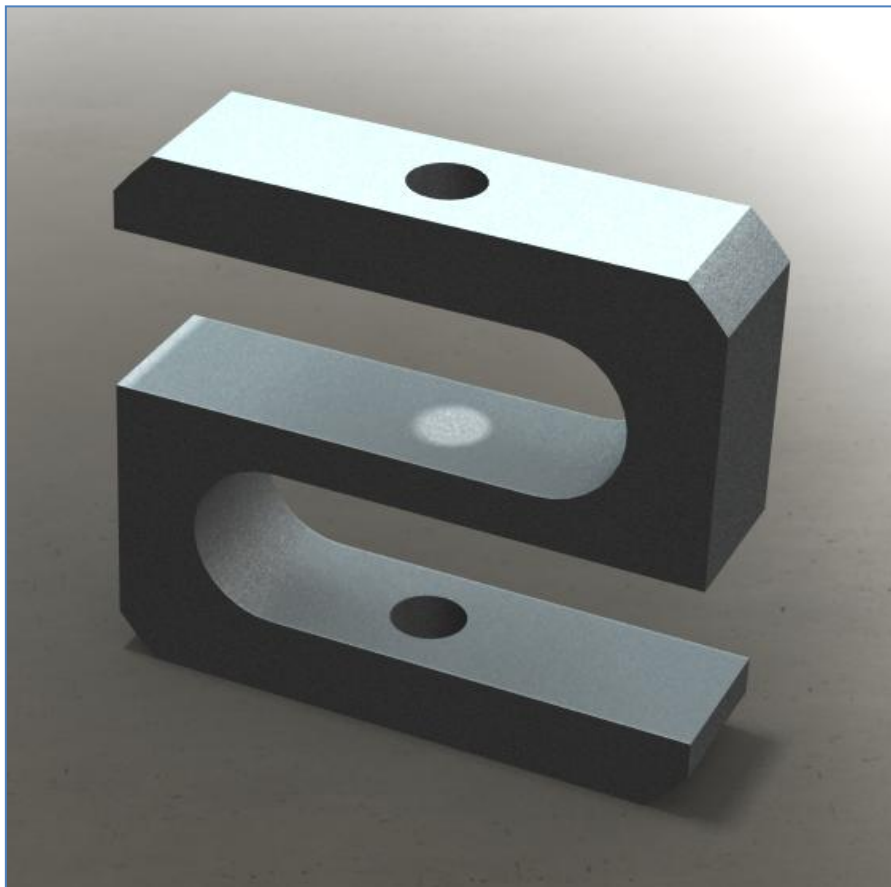
### III.1. Introduction

Pour augmenter la sensibilité d'un capteur de force il est souhaitable de concevoir une structure qui génère des grandes déformations avoisinant la limite permise du matériau du capteur pour un maximum de charge tolérable.

Vu à la variété des modèles mathématiques qui permettent le calcul d'un projet de capteur, ceux établis sur des poutres sollicitées en flexion sont les plus répandus à cause de leur bonne linéarité.

Ce présent chapitre traite l'étude, la conception et la réalisation d'un capteur de force pouvant supporter une force statique nominale de 10 *KN* en traction et en compression.

Nous avons conçu le capteur en s'aidant de « SolidWorks ». Un prototype du capteur de force est fabriqué afin qu'il s'adapte sur une machine d'essai de traction.



### III.2. Modèle mathématique du capteur

La figure [III. 1] représente schématiquement un capteur de force pouvant être simulé en flexion. Sous l'effet d'une force extérieure et d'après le principe de l'action et de la réaction le corps d'épreuve subit une déformation dans son domaine élastique.

Le capteur a été modélisé d'une façon que la poutre au milieu de la structure  $S$  soit sollicitée en flexion. La poutre subit à une force  $F$  et un moment  $M$  aux extrémités. Par conséquent, le moment fléchissant le long de la poutre s'exprime comme suit :

$$M(x) = M - Fx \quad (3-1)$$

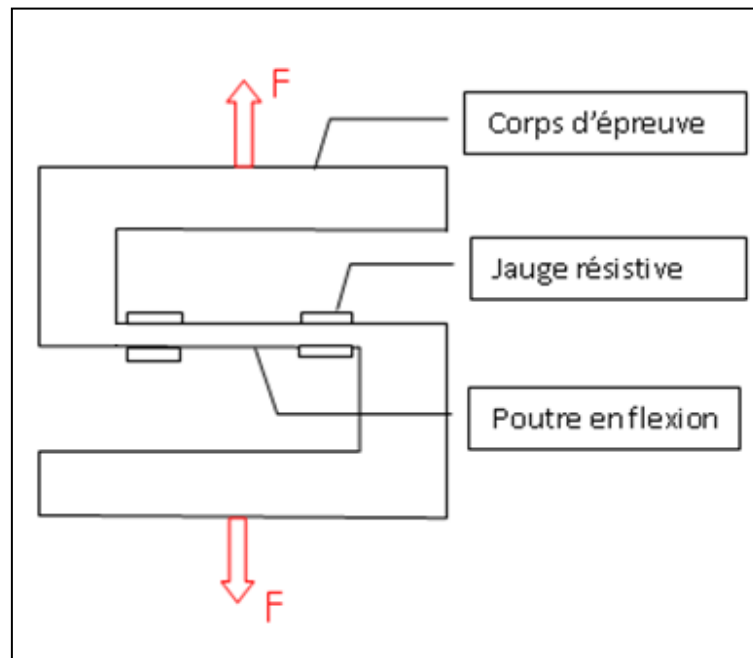


Fig. III.1 Schéma représentatif d'un capteur de force en traction en S.

L'équation différentielle qui décrit la déflexion de la poutre s'écrit :

$$y''(x) = \frac{-1}{EI} M(x) = \frac{-1}{EI} (M - Fx) \quad (3-2)$$

Afin de déterminer le moment  $M$  et la déflexion maximale on procède à une première et deuxième intégration. Le déplacement s'écrit

$$y'(x) = \frac{-1}{EI} \left( Mx - \frac{Fx^2}{2} \right) + C_1 \quad (3-3)$$

En introduisant les conditions aux limites dans cette équation [Fig. III.2], on obtient :

$$M = \frac{FL}{2} \quad (3-4)$$

Donc, le champ de déplacement s'exprime comme suit

$$y(x) = \frac{-1}{EI} \left( FL \cdot \frac{x^2}{4} - F \cdot \frac{x^3}{6} \right) + C_2 \quad (3-5)$$

En introduisant les conditions aux limites dans cette équation, on obtient la déflexion maximale  $f$

$$f = F \frac{L^3}{12EI} \quad (3-6)$$

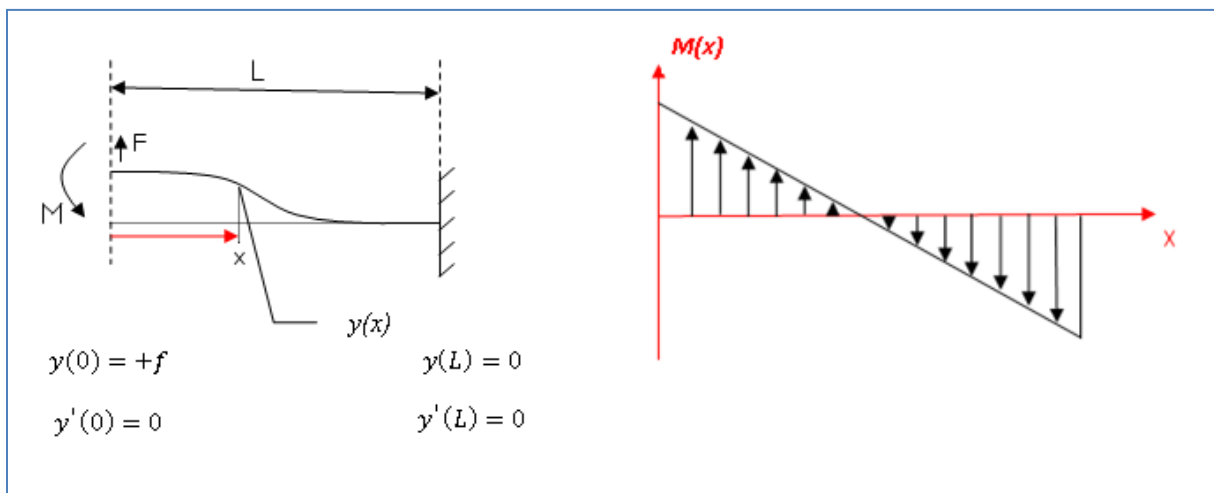


Fig. III.2 Schéma illustre la flexion de la poutre.

Si on considère  $V_e$  et  $K$  la tension d'excitation des jauges de contraintes dans le pont de Wheatstone et le facteur de jauge respectivement, alors la tension de sortie  $V_s$  d'un pont complet est donnée par la relation

$$\frac{V_s}{V_e} = K \bar{\epsilon} \quad (3-7)$$

où  $\bar{\epsilon}$  est la déformation moyenne d'une seule jauge. La sensibilité du capteur est définie par :

$$S = \frac{V_s}{V_e} / F = K\bar{\varepsilon} / F \quad (3-8)$$

La déformation produite le long de la poutre est une fonction de la distance et vaut :

$$\varepsilon(x) = \frac{t/2}{EJ} M(x) = \frac{Ft}{4EJ} (L - 2x) \quad (3-9)$$

La déformation moyenne s'obtient par intégration de cette dernière

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{L_g} \int_0^{L_g} \frac{Ft}{4EJ} (L - 2x) dx = \frac{Ft\psi L}{4EJ} \quad (3-10)$$

Où

$$\psi = 1 - \frac{L_g}{L} \quad (3-11)$$

D'autre part, il est apparent que la déformation est maximale à  $x = 0$ ,

$$\varepsilon_{max} = \frac{tL}{4EJ} \cdot F_{max} \quad (3-12)$$

Où  $F_{max}$  est la force maximale appliquée sur le corps d'épreuve. Car une réponse linéaire est exigée, le choix du métal de corps d'épreuve doit avoir une relation linéaire entre déformation-contrainte. L'acier est le métal industriellement le plus utilisé en raison de sa bonne linéarité et de sa grande limite élastique.

D'autre part, en vu de gagner un maximum de sensibilité, il est souhaitable que la déformation mesurable soit maximale

$$\varepsilon(0)|_{F=F_{max}} = \varepsilon_{max} \quad (3-13)$$

La sensibilité maximale s'écrit

$$S_{max} = \frac{K\psi\varepsilon_{max}}{F_{max}} \quad (3-14)$$

Dans notre conception la poutre a une forme rectangulaire, [Fig. III.3], par conséquent le moment quadratique s'écrit :

$$J = \frac{a t^3}{12} \quad (3-15)$$

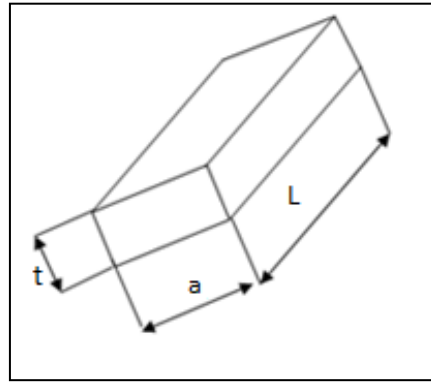


Fig. III.3 Dimensions de la poutre étudiée.

Utilisant l'équation (3-8) et l'équation (3-10), on déduit la sensibilité à une charge  $F$

$$S = \frac{K\psi tL}{4EJ} \quad (3-16)$$

En vue de concevoir un capteur avec une grande sensibilité il faut que  $S = S_{max}$

$$\Rightarrow \frac{K\psi tL}{4EJ} = \frac{K\psi \varepsilon_{max}}{F_{max}}$$

De cette égalité on déduit les principales dimensions de la poutre ainsi que la déflexion maximale.

$$f = \frac{L^2 \varepsilon_{max}}{3} \cdot \sqrt{\frac{h \cdot \sigma_{max}}{3F_{max}}} \quad (3-17)$$

$$t = \sqrt{\frac{3F_{max}}{h \cdot \sigma_{max}}} \quad (3-18)$$

$$L = \sqrt{\frac{3f}{\varepsilon_{max}}} \cdot \left(\frac{3F_{max}}{h \cdot \sigma_{max}}\right)^{1/4} \quad (3-19)$$

Où

$$h = a/L \quad (3-20)$$

Utilisant ces dernières équations, on peut déterminer les principales dimensions du corps d'épreuve.

Les figure [III.4] et [III.5] illustrent les principales dimensions de la poutre du corps d'épreuve en fonction de la charge maximale appliquée pour un matériau ayant les caractéristiques ( $E = 210 \text{ GPA}$ ,  $\sigma_{max} = 800 \text{ MPA}$ ) et pour une déflexion maximale de la poutre égale à  $0,4 \text{ mm}$ .

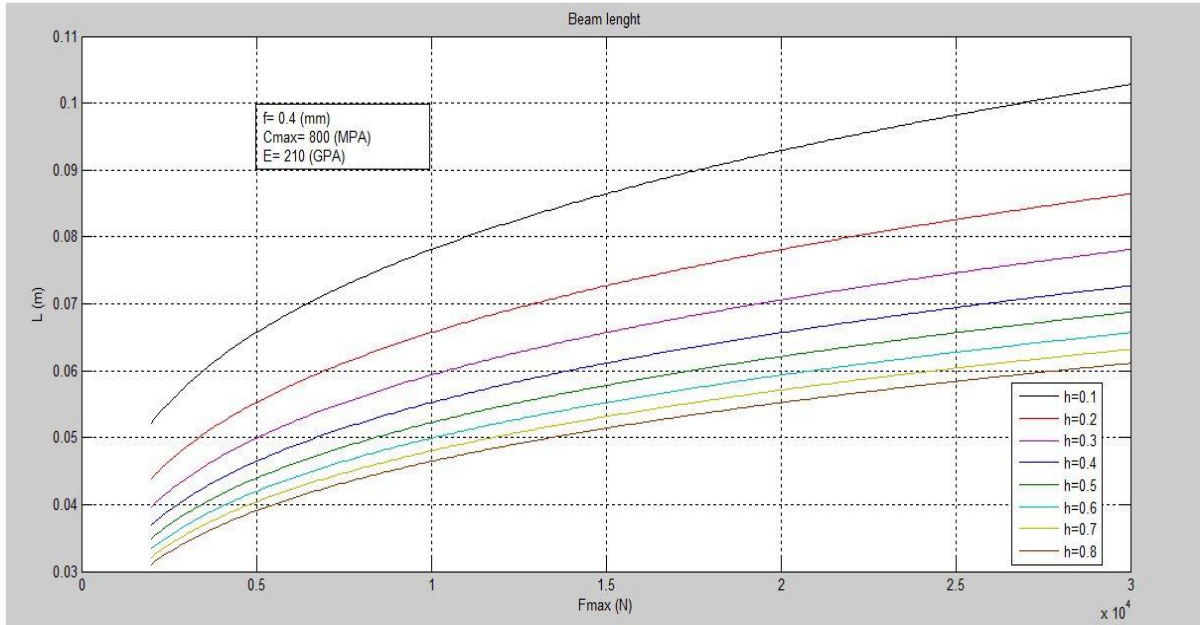


Fig. III.4 Longueurs de poutres pour différentes charges.

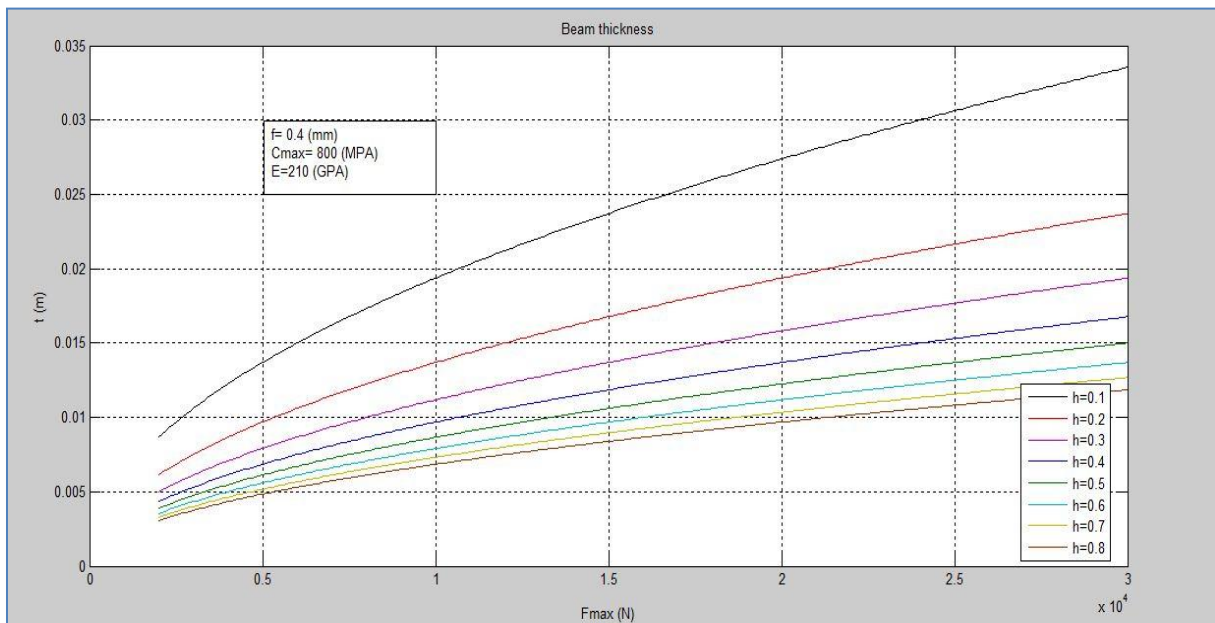


Fig. III.5 Epaisseurs de poutre pour différentes charges.

### **III.3. Conception du prototype**

#### **III.3.1. Logiciel de simulation SolidWorks**

SolidWorks est un logiciel de dessin et de conception assisté par ordinateur DAO et CAO. Il est considéré comme un outil essentiel dans le domaine de la conception mécanique, et nombreuses entreprises et bureaux d'études en mécanique de renommé l'utilisent. Il permet, avec ses diverses fonctionnalités, d'aborder des problèmes de dimensionnement complexes et de les résoudre dans des délais très courts, comparés aux méthodes conventionnelles. Il est apprécié par des ingénieurs de conception pour sa souplesse et son potentiel en constante progression grâce au programme de développement. SolidWorks est pourvu de plusieurs fonctionnalités dont on citera :

##### **➤ *Création des formes volumiques***

L'interface DAO de SolidWorks permet la création de formes en 3D de la manière la plus facile et la plus rapide. Il fait appel à des fonctions comme la révolution, l'extrude, enlèvement de matière ou la symétrie pour obtenir des formes 3D à partir de dessin plan. Pour une même forme il peut y avoir différentes manières de procéder pour sa création.

##### **➤ *Création d'assemblages***

Les assemblages sont obtenus par la juxtaposition des pièces. La mise en position des pièces est définie par un ensemble de contraintes d'assemblage associant, deux entités respectives par une relation géométrique (coïncidence, tangence, coaxialité...). Dans une certaine mesure, ces associations de contraintes s'apparentent aux liaisons mécaniques entre les pièces. Le mécanisme ainsi monté, s'il possède encore des mobilités, peut être manipulé virtuellement. On peut alors aisément procéder à des réglages à l'aide des différents outils disponibles (déplacement composants, détection de collision ou d'interférence, mesure des jeux, etc.)

##### **➤ *Mise en plan***

Les mises en plan concernent à la fois les pièces (dessin de définition) ou les assemblages (dessin d'ensemble). Le logiciel 3D ne fait qu'une projection de l'objet. Les

modifications éventuelles sont opérées sur l'objet représenté, et ne concernent pas directement le plan.

### ➤ *Conception, analyse et simulation*

SolidWorks était à la base un logiciel de modélisation 3D, mais avec le temps et le développement de l'outil numérique, il a été doté de plusieurs compléments dont on citera : CosmosWorks, MotionWorks, FlowWorks, SolidWorks-Piping, SolidWorks Animator...etc

### III.3.2. Informations sur le model choisis

#### ➤ *Caractéristiques du matériau*

Le matériau utilisé dans l'analyse du corps d'épreuve est un acier faiblement allié (35NCD16), ayant les caractéristiques suivantes [Tab. III.1] :

Tab. III.1 Caractéristiques mécaniques de l'acier 35NCD16.

Propriété	valeur	unité
Module d'élasticité $E$	$2,1 \cdot 10^{11}$	$N/m^2$
Limite d'élasticité	$8 \cdot 10^8$	$N/m^2$
Coefficient de poisson $\nu$	0,28	-
Masse volumique $\rho$	7850	$Kg/m^3$

#### ➤ *Caractéristiques de la poutre*

On utilise les résultats précédents déduits par le modèle mathématique du corps d'épreuve pour la détermination de la longueur, l'épaisseur et la largeur de la poutre pour une déflexion maximale de la poutre égale à  $0,4 \text{ mm}$ , une force  $F_{max} = 25 \text{ KN}$  et pour un rapport  $a/L = 0,6$ .



On conclue les principales dimensions de la poutre

$$\begin{cases} t = 12,50 \text{ mm} \\ a = 37,7 \text{ mm} \\ L = 62,80 \text{ mm} \end{cases}$$

### III.3.3. Résultats de l'étude conceptuelle

Dans cette étape, le corps d'épreuve soumis à une force de traction ou de compression  $F$ . On applique une force statique  $F$  au centre de l'aile supérieure et on boque le déplacement au niveau du centre de l'aile inférieure du capteur comme le montre la figure [III.6].

On doit vérifier par la suite, la distribution des contraintes, la déflexion et le coefficient de sécurité.

#### ➤ *comportement du corps d'épreuve à la charge $F_{max}$ en traction*

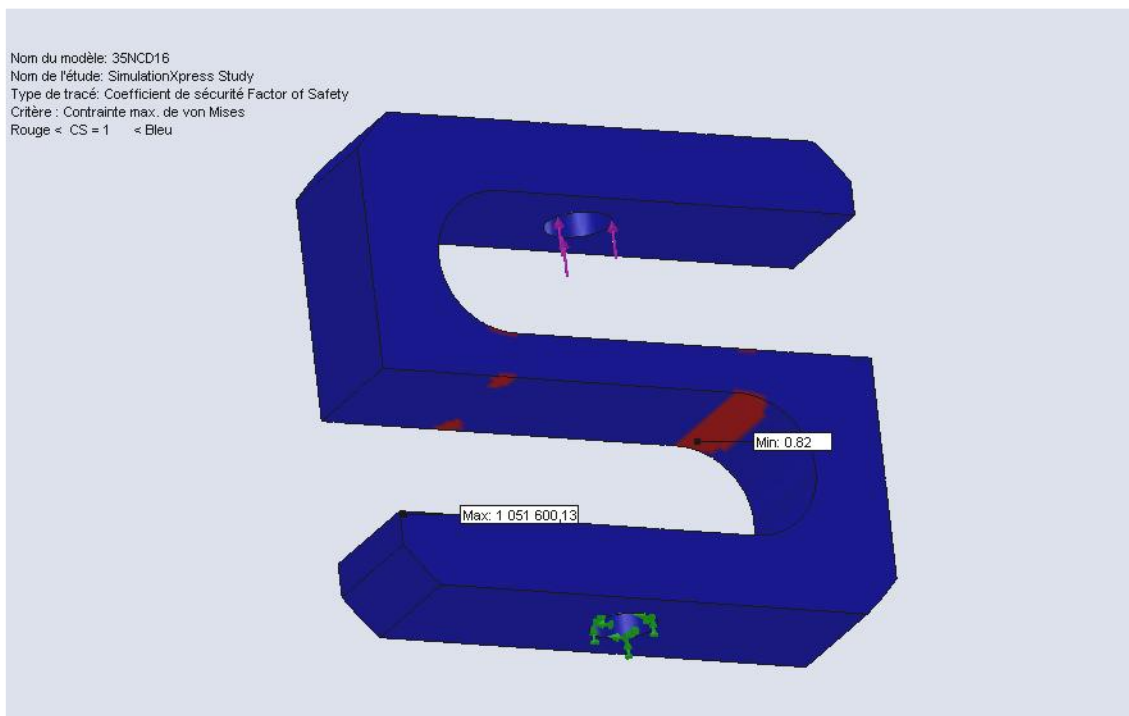


Fig. III.6 Coefficient de sécurité pour la charge maximale en traction.

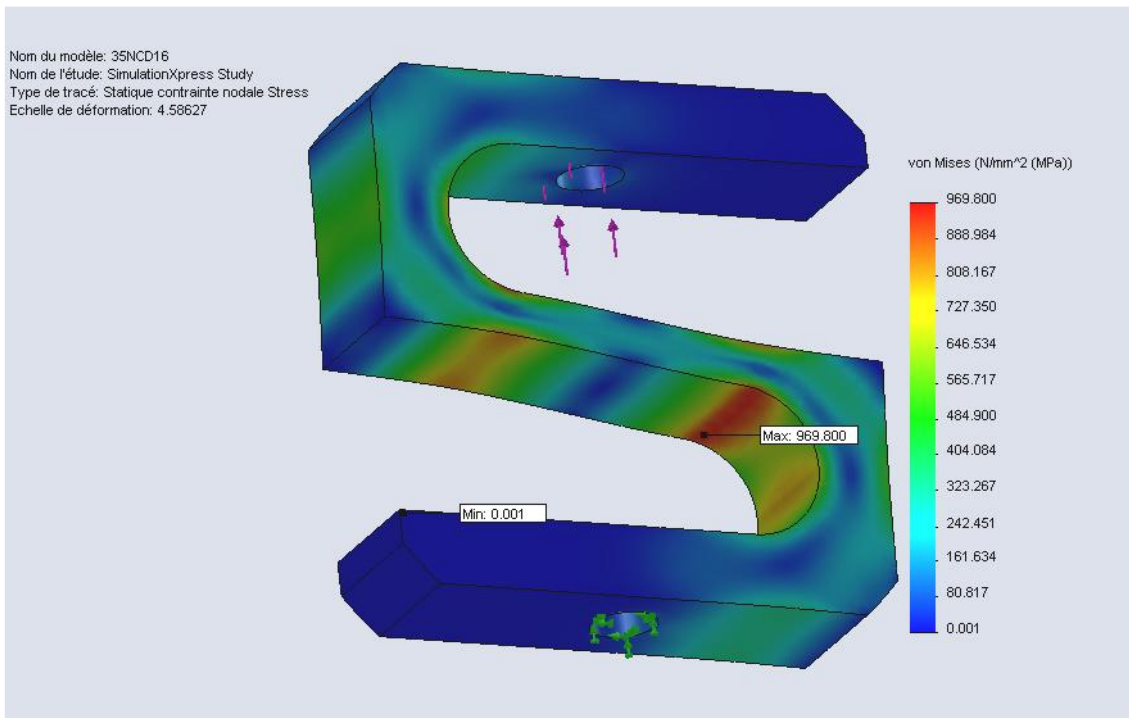


Fig. III.7 Distribution des contraintes pour la charge maximale en traction.

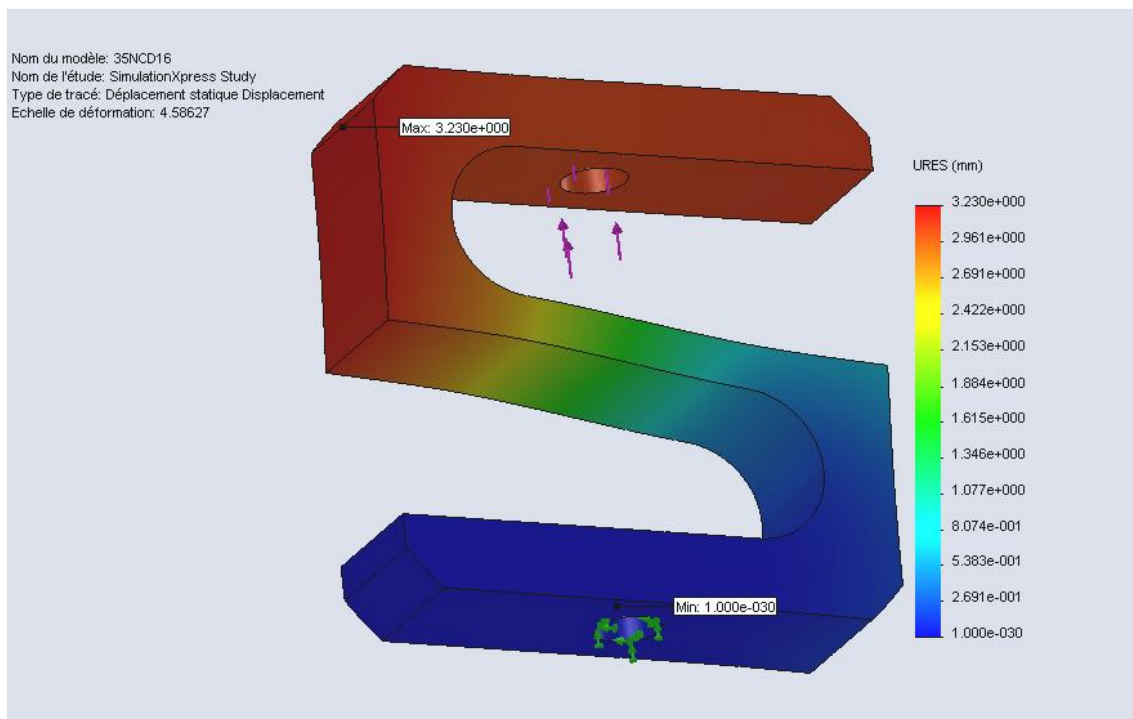


Fig. III.8 Déplacement pour la charge maximale en traction.

➤ **comportement du corps d'épreuve à la charge  $F_{max}$  en compression**

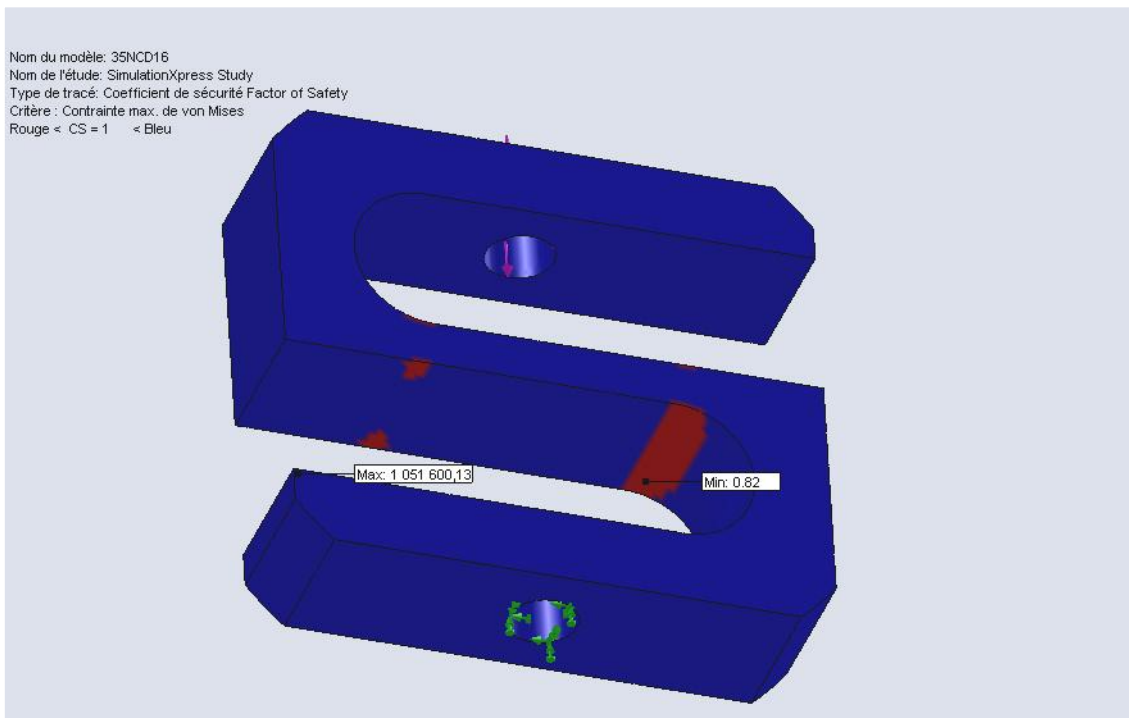


Fig. III.9 Coefficient de sécurité pour la charge maximale en compression.

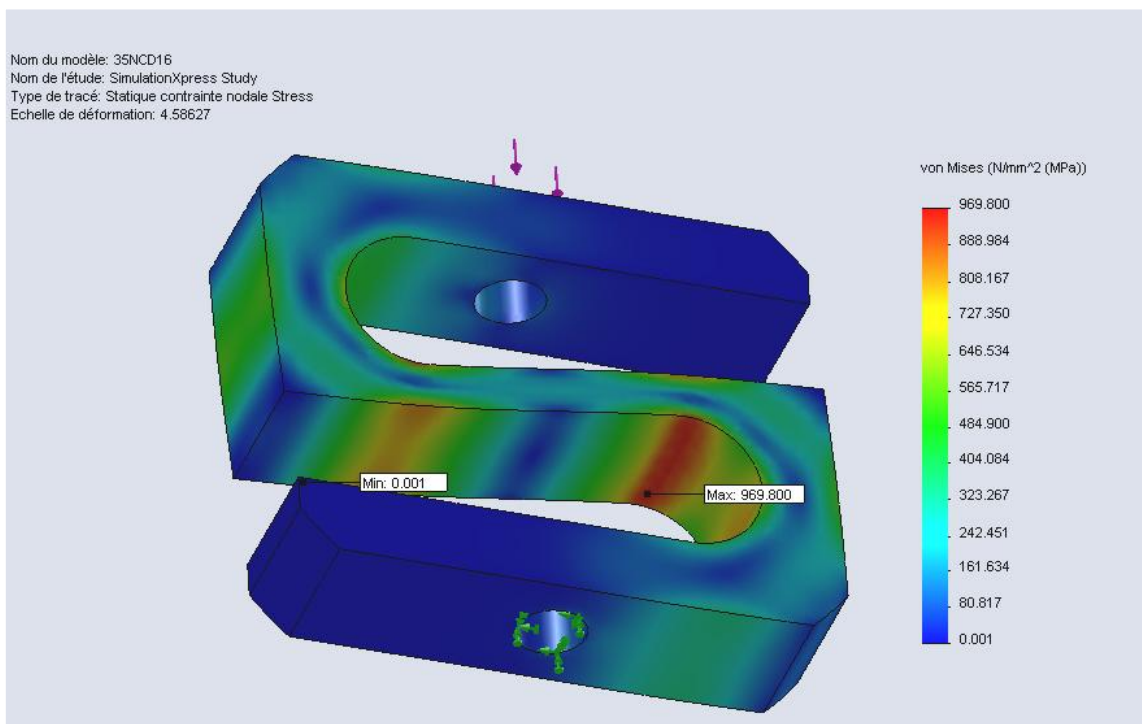


Fig. III.10 Distribution des contraintes pour la charge maximale en compression.

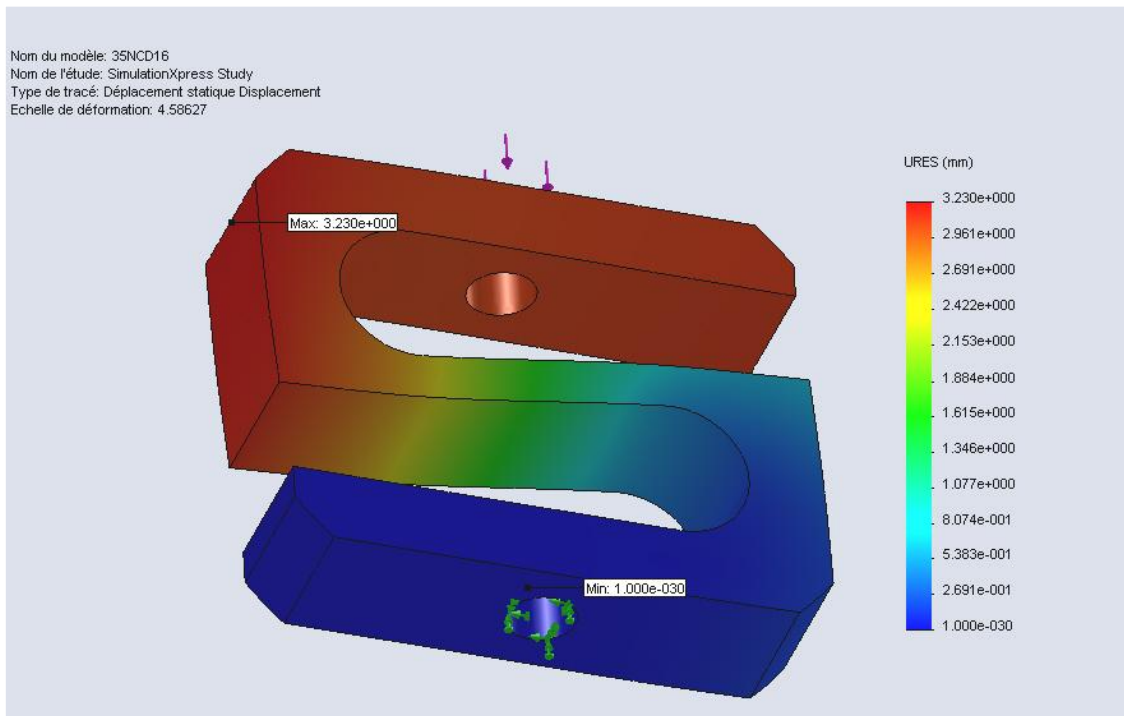


Fig. III.11 Déplacement pour la charge maximale en compression.

➤ *comportement du corps d'épreuve à la charge nominale en traction*

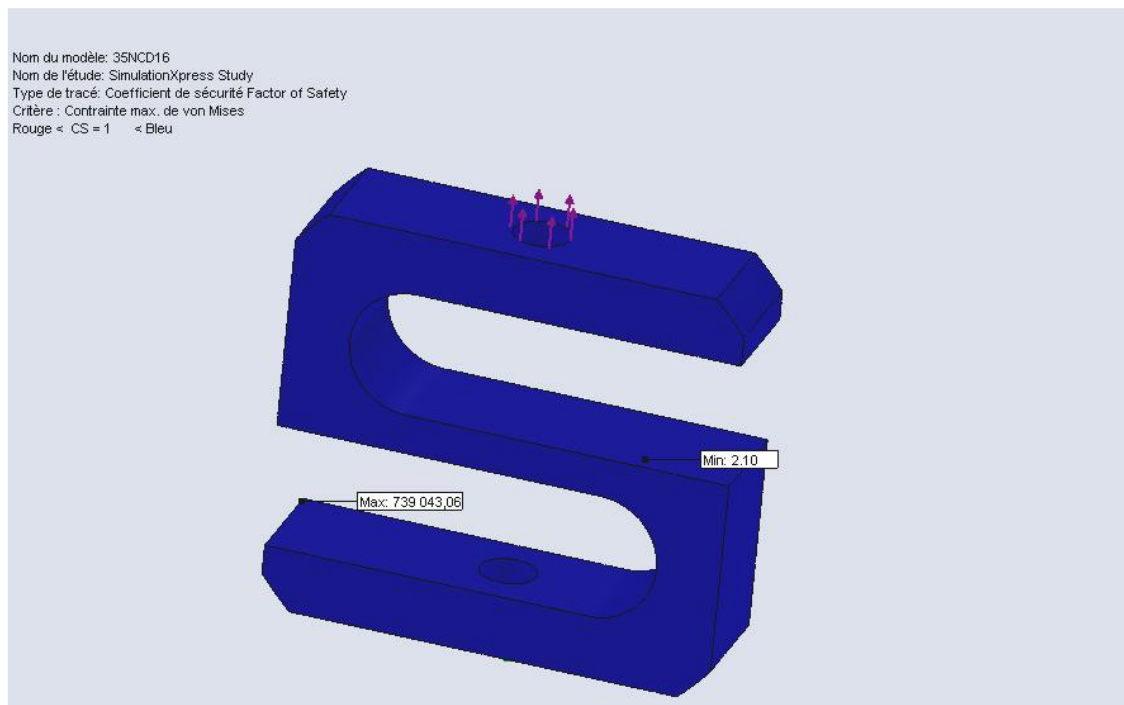


Fig. III.12 Coefficient de sécurité pour la charge nominale en traction.

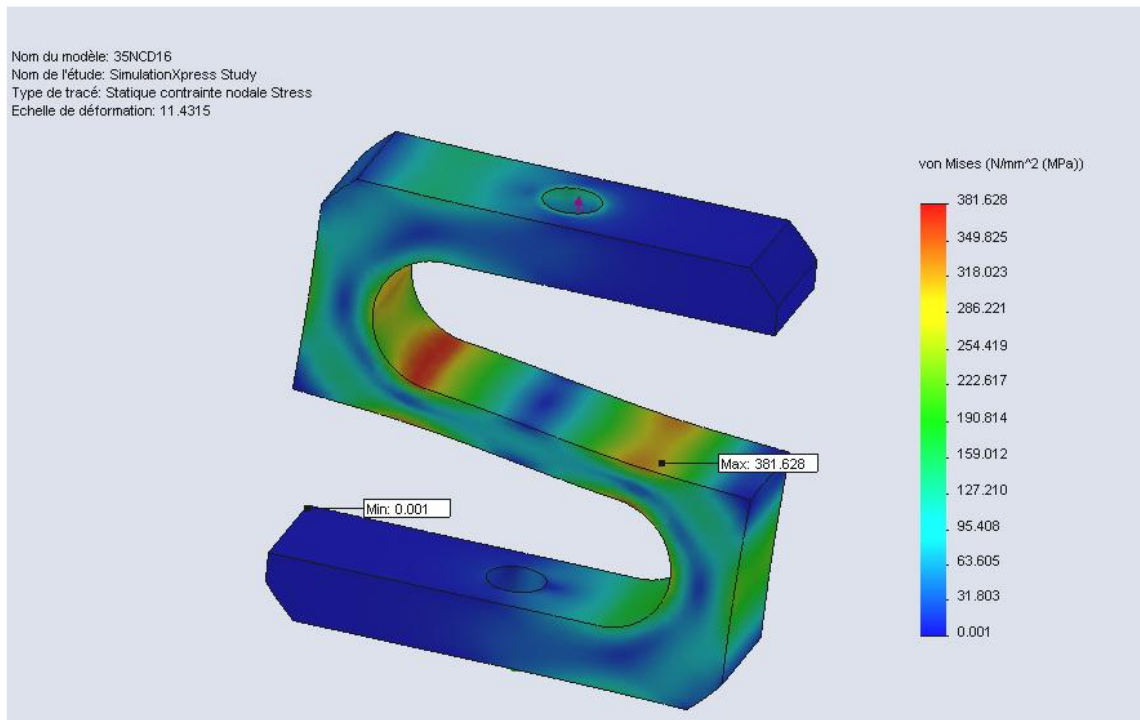


Fig. III.13 Distribution des contraintes pour la charge nominale en traction.

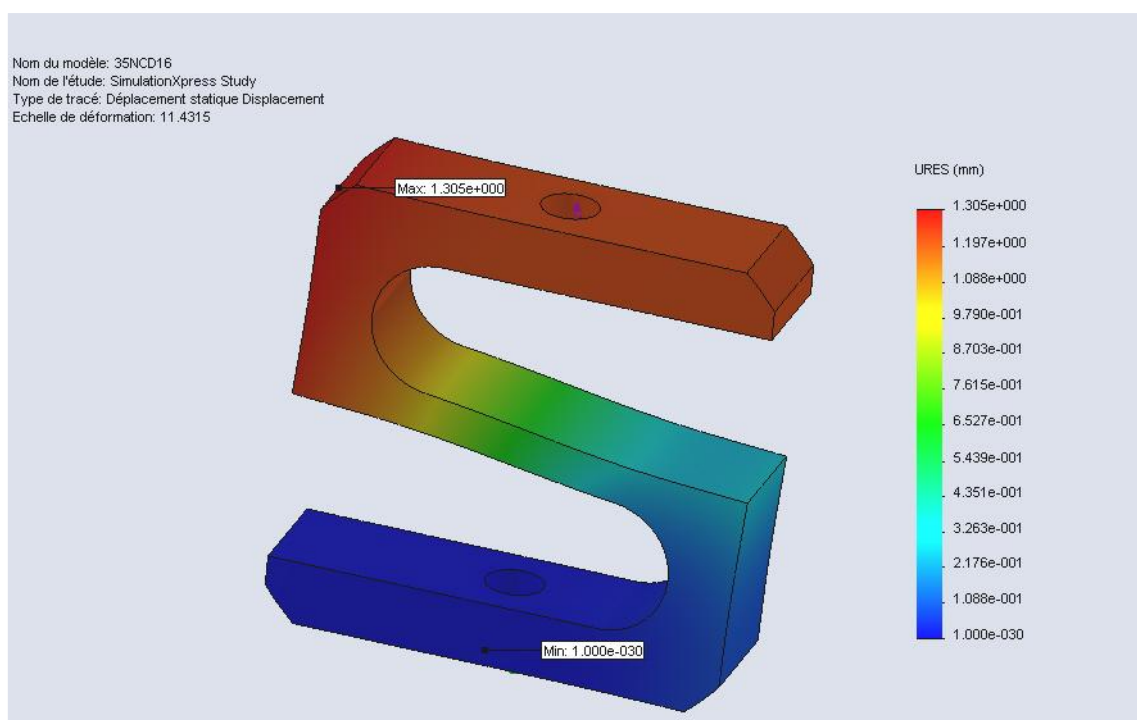


Fig. III.14 Déplacement pour la charge nominale en traction.

➤ **comportement du corps d'épreuve à la charge nominale en compression**

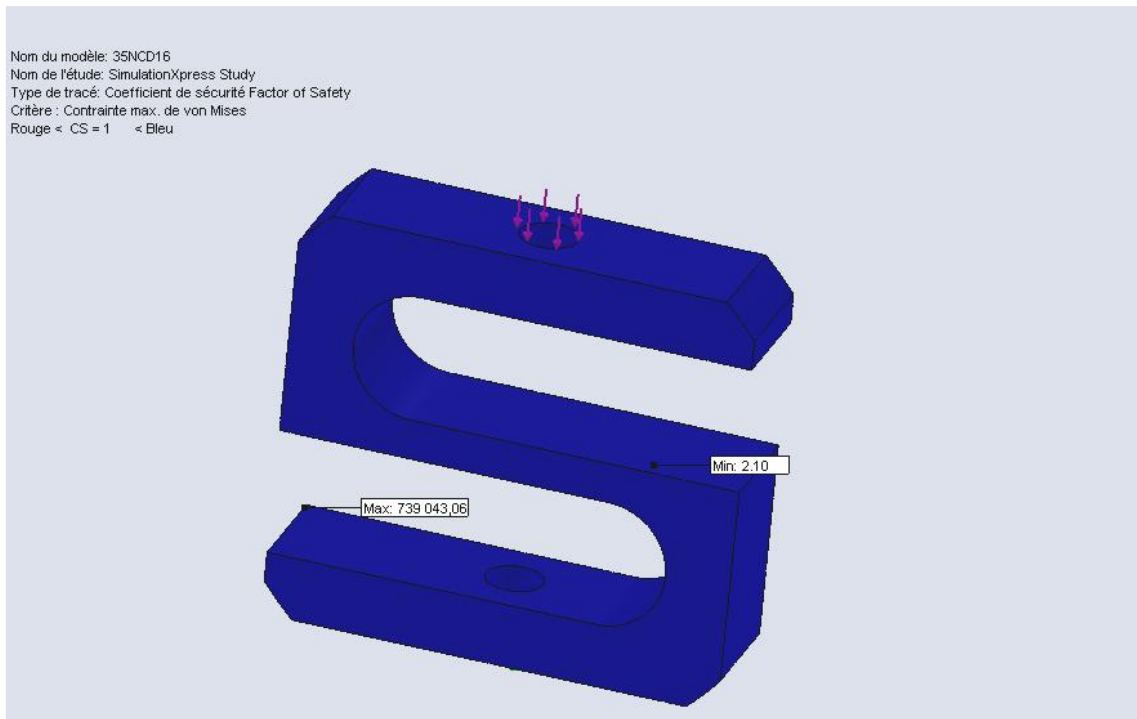


Fig. III.15 Coefficient de sécurité pour la charge nominale en compression.

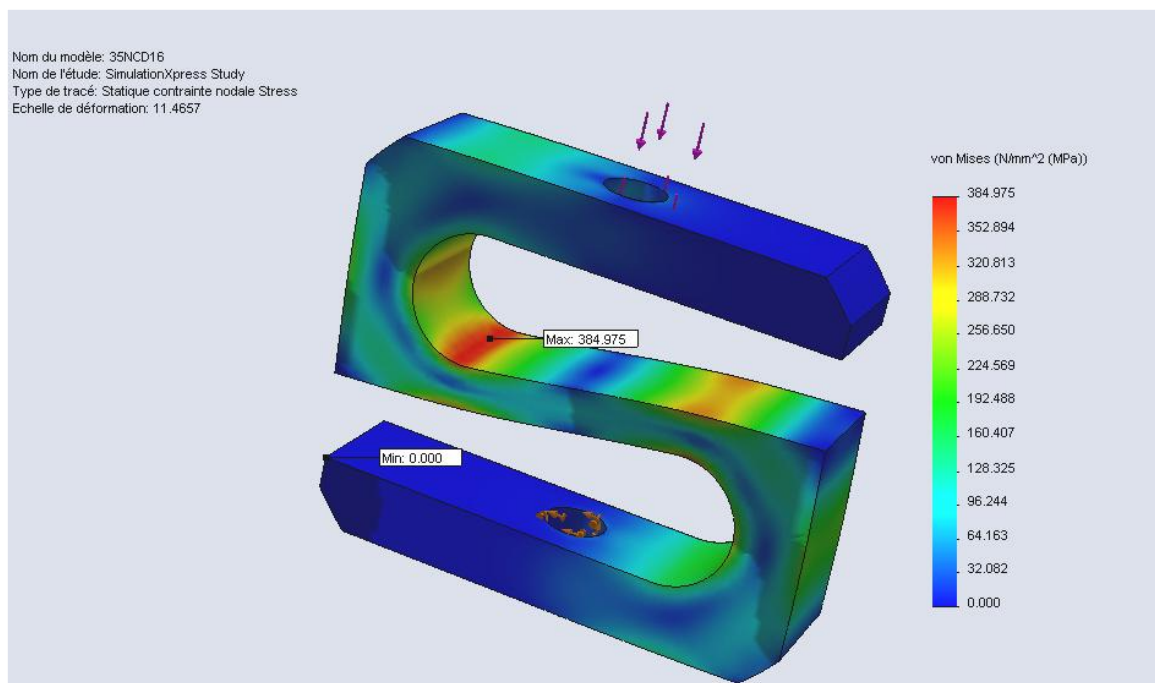


Fig. III.16 Distribution des contraintes pour la charge nominale en compression.

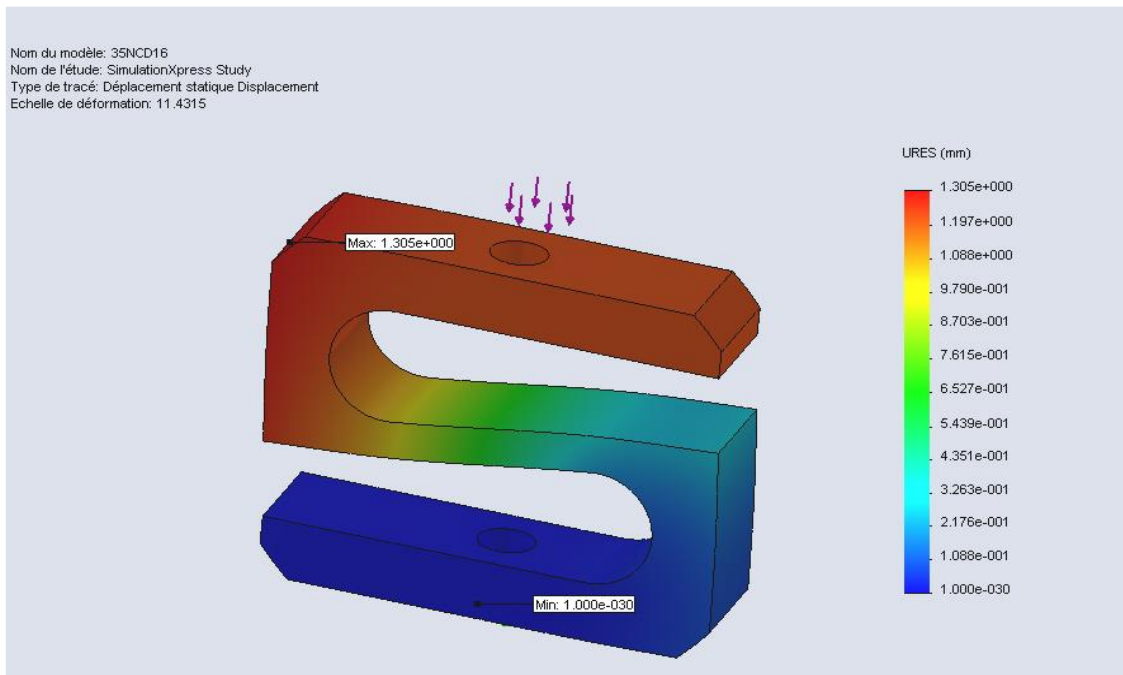


Fig. III.17 Déplacement pour la charge nominale en compression.

### ➤ *discussion*

La simulation a été effectuée pour un comportement du capteur à la charge maximale et à la charge nominale et ceci pour les configurations de traction et de compression.

Le comportement du capteur à la charge maximale prouve que la distribution des contraintes se fait d'une façon linéaire allant de la limite élastique dans les deux cotés de la poutre jusqu'au zéro en milieu.

Pour des raisons d'encombrement, le comportement du capteur à la charge maximale au niveau des arrondies exige un coefficient de sécurité de l'ordre de 0.82. Pour corriger ce coefficient, on procède à la détermination de la charge nominale qui équivaut à un coefficient de sécurité de l'ordre de 2, tout en évitant par sa conception les risques de déformations permanentes.

Il est utile de déterminer expérimentalement la flèche à partir d'un comparateur en un point accessible de la structure pour une charge déterminée.

### III.4. Réalisation du prototype

La figure [III. 18] illustre le prototype du capteur de force conçu pour supporter une charge nominale de 1 tonne. Les paramètres de conception et les dimensions sont indiqués dans le dessin de définition du capteur [Annexe 1]. Le corps d'épreuve en acier faiblement allié (35NCD16 à l'état recuit) a été réalisé à partir d'un bloc cylindrique ( $d = 181\text{mm}$ ,  $L = 71,7\text{mm}$ ).

Deux jauges (LY11-6/120A de HBM, [9]) ont été installées dans l'extrémité supérieure de la poutre étudiée. L'une est disposée longitudinalement et l'autre disposée transversalement subissant l'effet de poisson.

Les jauges utilisées ont une longueur  $L_g = 3,2\text{ mm}$ . Pour des raisons de géométrie des jauges, la grille de la jauge disposée longitudinalement présente un décalage de  $2\text{ mm}$  du point de mesure.

Dans ces conditions, pour un montage en demi-pont, on calcule la sensibilité théorique du capteur.

$$S = K(1 + \nu)\bar{\varepsilon}/4F$$

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{L_g} \int_2^{2+L_g} \frac{Ft}{4EJ} (L - 2x) dx = \frac{FtL}{4EJ} \left(1 - \frac{L_g+4}{L}\right)$$

$$S = 0,8107 \cdot 10^{-4} \text{mV/V/N}$$

Une troisième jauge (LY11-6/120A de HBM, [9]) a été installée suivant la longueur de la poutre dans l'extrémité inférieure. Cette dernière doit être montée en branche adjacente avec une autre jauge témoin dans le pont de Wheatstone.

La sensibilité du capteur dans ces conditions, se calcule comme suit :

$$S = K\bar{\varepsilon}/4F$$

$$\bar{\varepsilon} = \frac{FtL}{4EJ} \left(1 - \frac{L_g+4}{L}\right)$$

$$S = 0,67 \cdot 10^{-4} \text{mV/V/N}$$



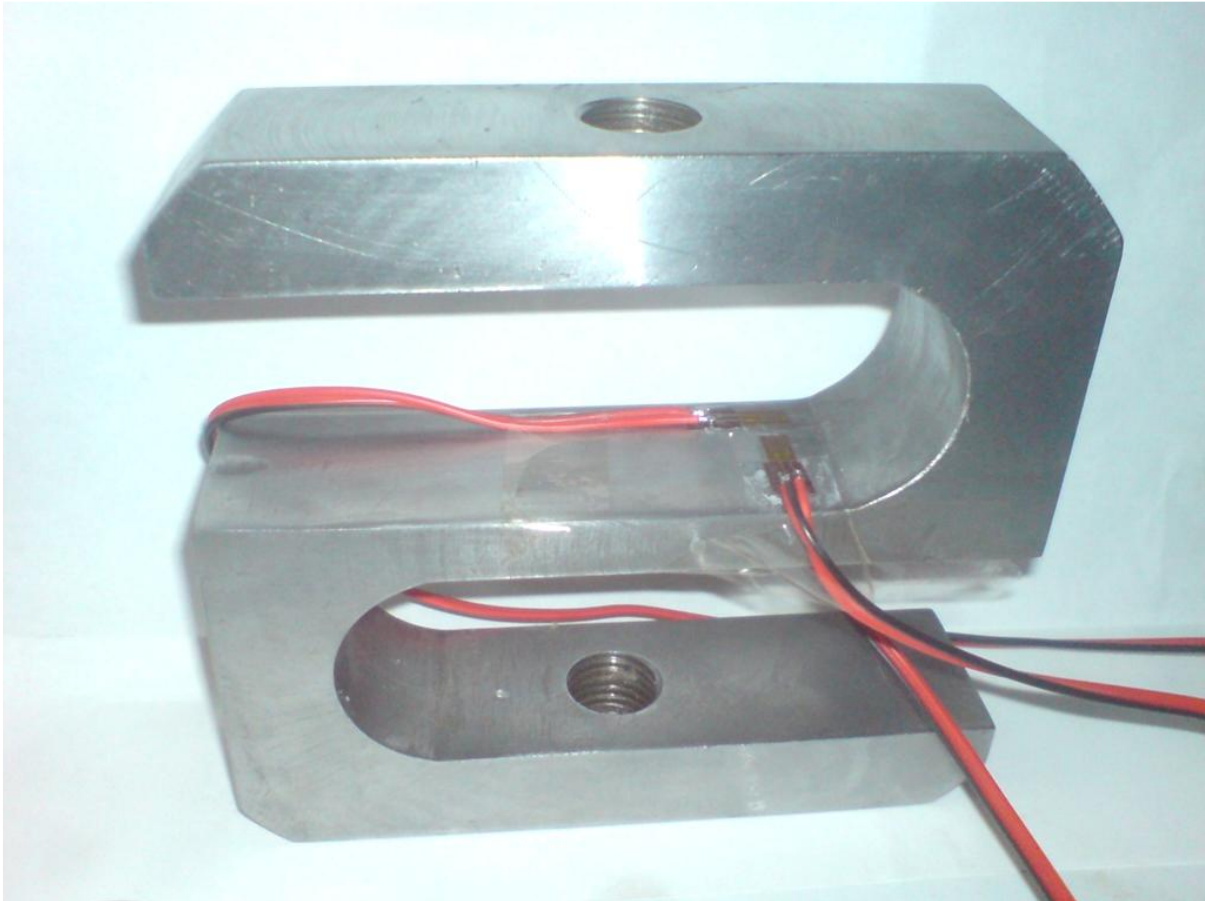


Fig. III.18 Prototype du capteur de force.

### ***III.5. Conclusion***

Dans ce chapitre, on a utilisé les théories des résistances des matériaux pour établir un modèle mathématique qui permet le calcul d'un capteur force. Le calcul du capteur est basé sur le dimensionnement d'une seule poutre sollicitée en flexion sur laquelle on a installé des jauges de déformation.

## *Chapitre IV*

# *Etude expérimentale du capteur*

### IV.1. Introduction

Afin que le capteur de force soit opérationnel, on procède dans ce présent chapitre à l'étalonnage par l'utilisation d'un montage approprié sur la machine d'essai de traction que dispose le département de génie mécanique.

Avant d'entamer l'étude expérimentale du capteur, on doit s'assurer du bon fonctionnement de la machine et de l'appareillage nécessaire pour le déroulement des essais. Pour cela, nous avons réalisé un essai préliminaire de fonctionnement.

Pour que l'étude du capteur soit accomplie, on finalise par adapter le capteur réalisé sur la machine d'essai de traction.

### IV.2. Description de la Machine d'essai de traction utilisée

La machine est composée d'un bâti, d'un dispositif de mesure des efforts, dont la commande peut être faite manuellement ou par un moteur électrique.

La mesure de charge se fait à l'aide d'un dynamomètre à pendule. Le moment de la force appliquée sur l'éprouvette est équilibré par le moment du pendule et à l'aide d'une crémaillère qui fait tourner l'aiguille donnant la valeur de la force [Fig. IV.1]. Cette crémaillère est prolongée par une tige qui porte un stylet enregistreur permettant le tracer du graphe charge-déplacement.

Le déplacement de la traverse est commandé par vis. La transmission du mouvement de rotation du moteur vers l'arbre de la machine se fait par chaîne mécanique et l'arbre transmet le mouvement à la vis par un système roue vis sans fin [Fig. IV.2]. Un dispositif permet l'arrêt de l'application de la charge lorsque celle-ci dépasse **20 KN**.

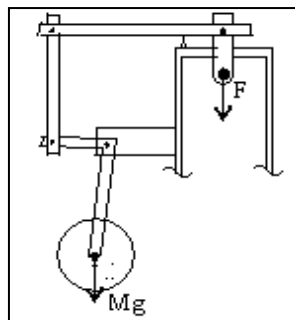


Fig. IV.1 Ancien dispositif de mesure de la force.

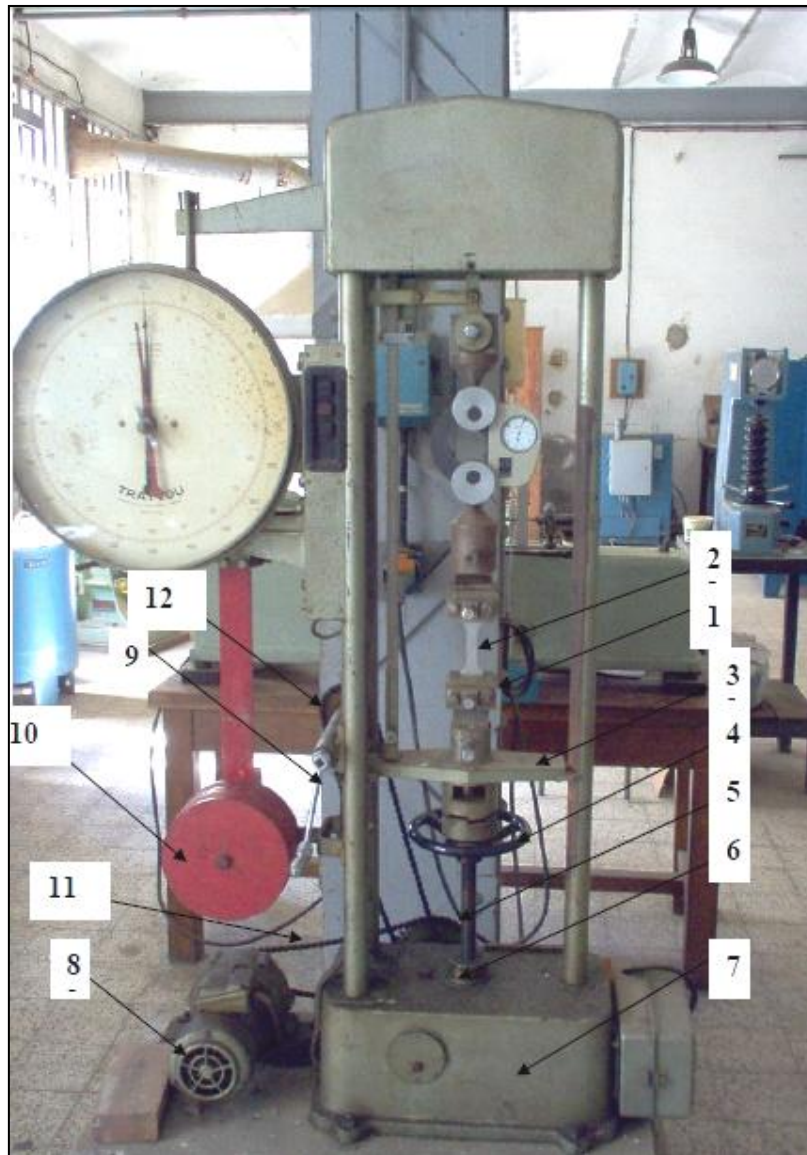


Fig. IV.2 Machine proposée pour le montage du capteur.

Tab. IV.1 Désignation des composantes de la machine d'essai de traction.

1. mors d'attache	5. vis de la traverse	9. manivelle
2. éprouvette	6. écrou	10. pendule à contre poids
3. traverse mobile	7. bâti	11. chaîne de transmission moteur arbre
4. volant	8. moteur électrique	12. chaîne de transmission arbre manivelle

### IV.3. Essai préliminaire de traction

Avant d'étalonner le capteur de force, il faut d'abord s'assurer du bon fonctionnement de la machine et de préparer toutes les conditions nécessaires pour le déroulement des essais. Pour cela, nous avons procédé à un essai préliminaire de traction sur une éprouvette lisse faite en aluminium [Fig. IV.3].



Fig. IV.3 Essai préliminaire de traction.

L'essai consiste à tracer la courbe contrainte-déformation de l'aluminium dans lequel la charge ne doit pas dépasser  $2KN$ .

Dans cet essai, La mesure de charge se fait à l'aide d'un anneau dynamométrique d'une capacité de 2 Tonnes. L'anneau dynamométrique est équipé d'un comparateur à cadran dont la petite division est équivalente à une charge de 10 Kg [Fig. IV.4].

Pour la mesure des déformations, on utilise un appareillage muni de quatre ponts de Wheatstone [Fig. IV.5]. L'indicateur de la déformation dont l'appareillage dispose est équipé d'un comparateur à cadran dans lequel la petite division est équivalente à une déformation de  $0,5 \mu strain$ .

Pour l'alimentation du pont, on a le choix entre trois voltages d'entrée [0.3V, 1V, 3V]. Afin que la lecture des résultats soit lisible, on a la possibilité de manipuler trois calibres différents [3000, 1000, 300,100].



Fig. IV.4 Anneau dynamométrique de capacité 2 tonnes.



Fig. IV.5 Appareillage utilisé pour la mesure des déformations.

En ce qui concerne le mode opératoire, on utilise deux éprouvettes lisses faites en aluminium dont les dimensions sont indiquées dans la figure [Fig. IV.6]. Chacune de ces éprouvettes est équipée d'une jauge de déformation disposée parallèlement au sens de traction [Fig. IV.7]. Le montage des jauges se fait en demi-pont, dans lequel une jauge est active et l'autre joue le rôle d'une jauge témoin.

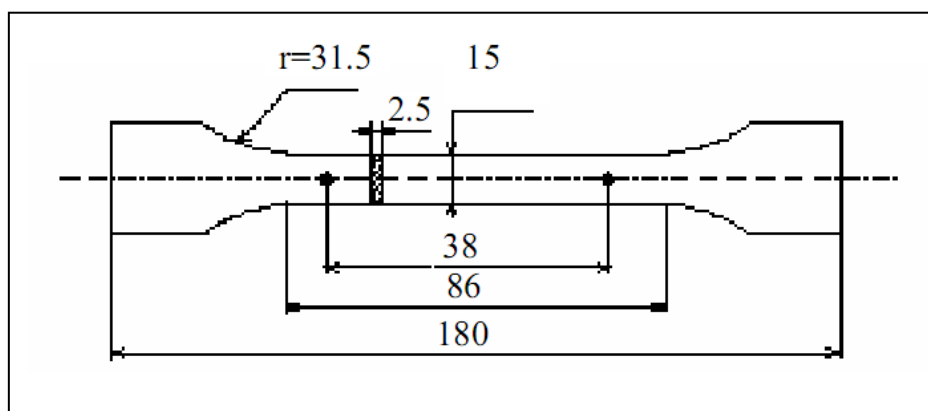
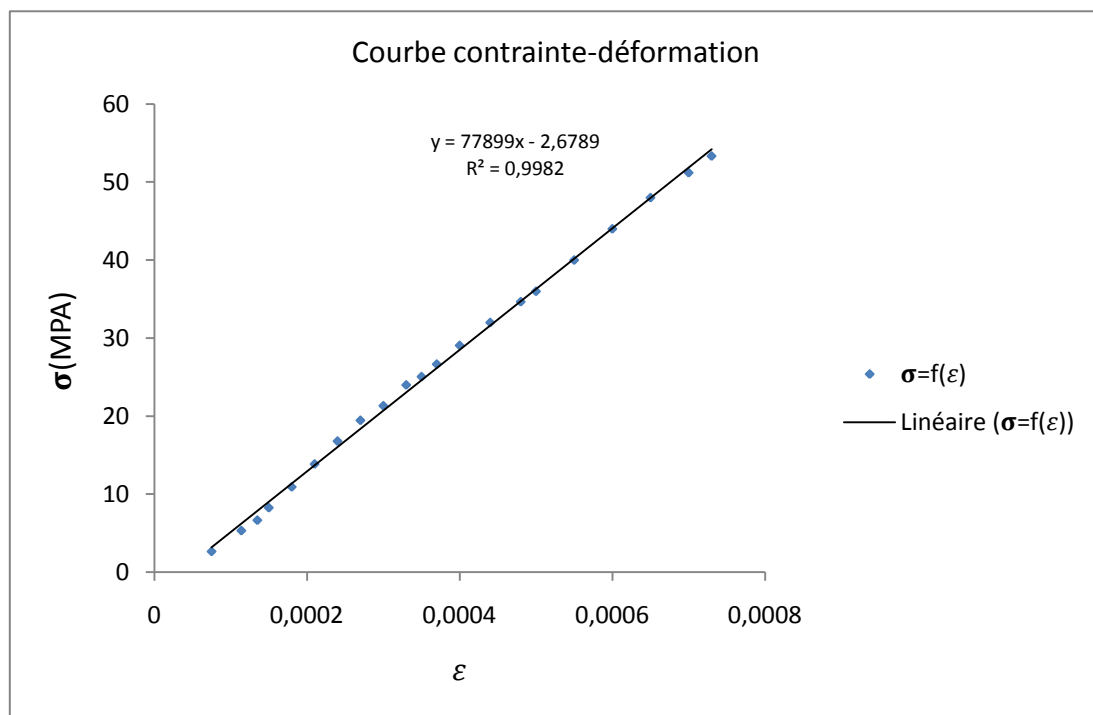


Fig. IV.6 Dimension des éprouvettes utilisées.



Fig. IV.7 Eprouvette lisse équipée d'une jauge de déformation.

Une série de mesures effectuée permet de tracer la courbe contrainte-déformation de l'aluminium [Annexe 2].



D'après le graphe on conclut que la courbe contrainte-déformation est linéaire dont la pente définit le module d'élasticité de l'aluminium.



#### IV.4. Etalonnage du capteur

Comme on ne dispose pas d'un moyen d'étalonnage standardisé, on a procédé à l'utilisation d'un montage approprié sur la machine d'essai de traction. L'essai consiste à superposer les deux capteurs de force sur le même axe. Pour des raisons d'encombrement, on a substitué l'éprouvette par un petit barreau en acier [Fig. IV.8].

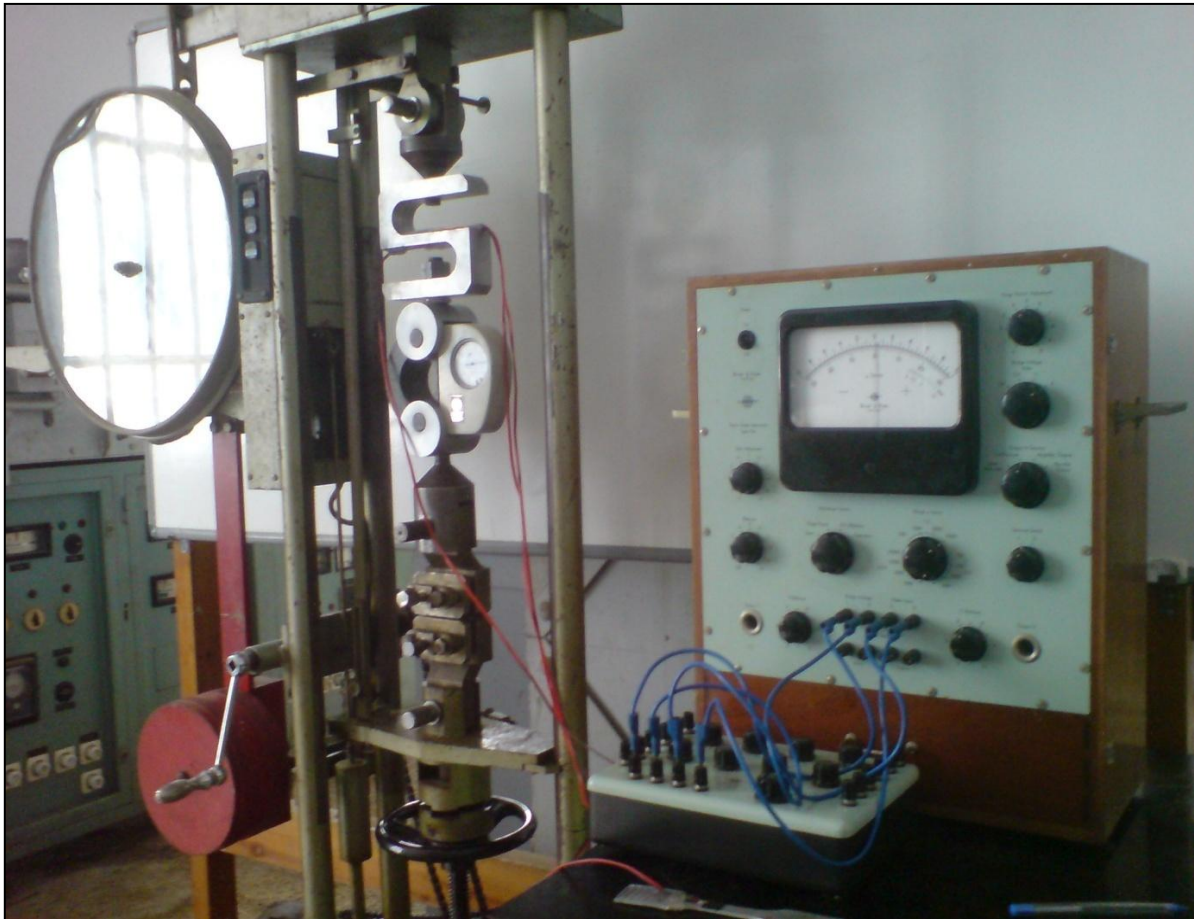


Fig. IV.8 schéma pour l'étalonnage du capteur de force.

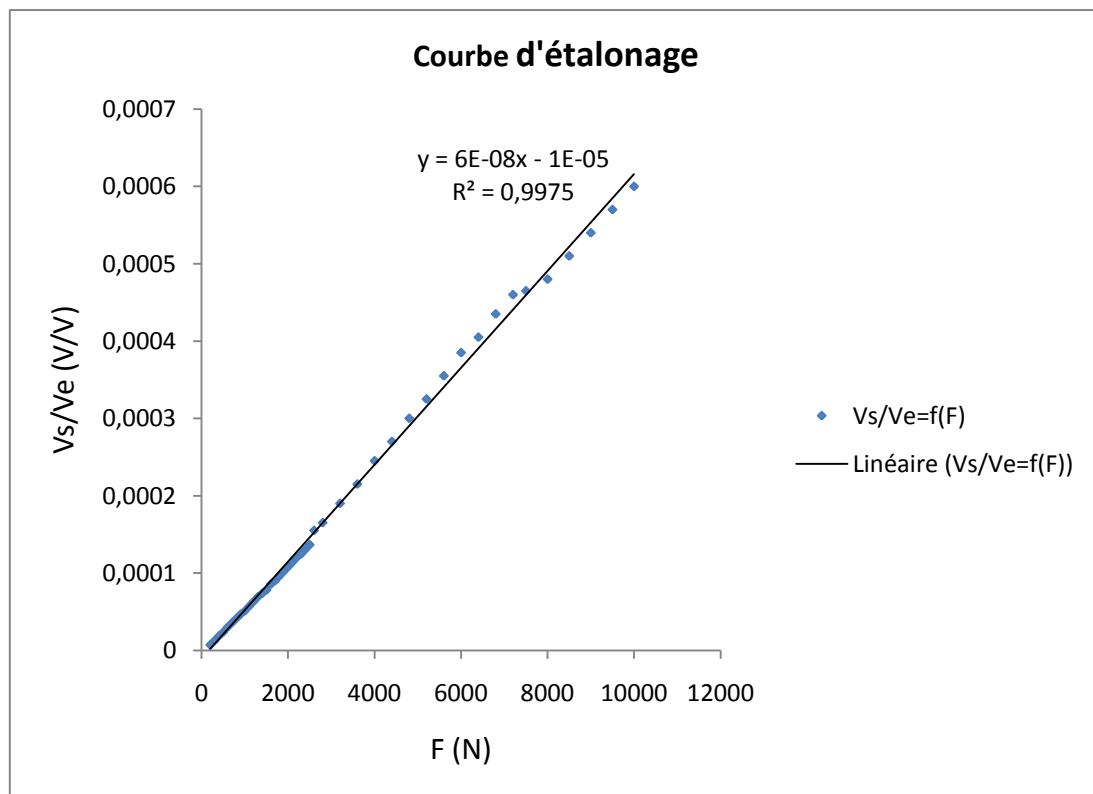
Pour l'analyse et la comparaison des résultats, on a adopté deux tests d'étalonnage. Chaque test se différencie par :

- le nombre des jauges actives utilisées.
- la disposition des jauges actives sur le corps d'éprouve.

#### IV.4.1. Premier test d'étalonnage

Dans cet essai, on utilise un montage en demi-pont construit à partir de la jauge disposée longitudinalement sur le corps d'éprouve et une autre jauge installée sur une éprouvette en aluminium.

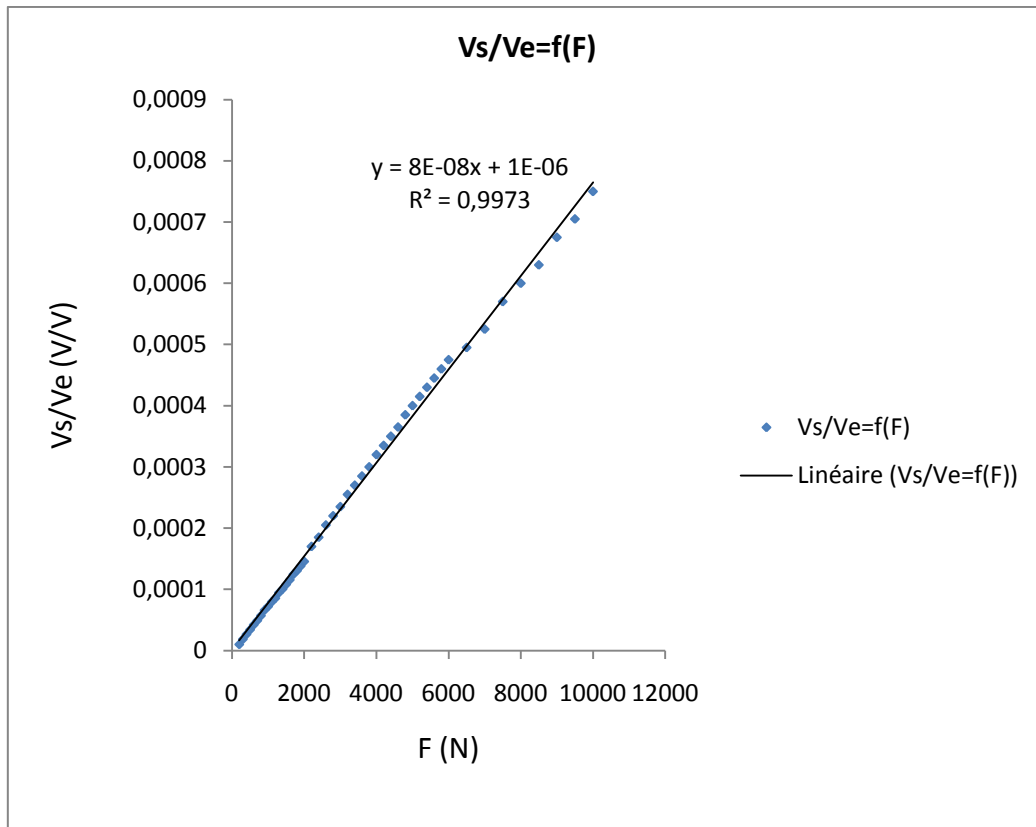
Une série de mesures permet de tracer la courbe d'étalonnage du capteur dans une plage de charge variant de 20 Kg à 1000 Kg [Annexe 3].



#### IV.4.2. Deuxième test d'étalonnage

Dans cet essai, on utilise un montage en demi-pont construit à partir d'une paire de jauges identiques dont l'une est disposée longitudinalement et l'autre transversalement subissant l'effet de poison.

Une série de mesures permet de tracer la courbe d'étalonnage du capteur dans une plage de charge variant de 20 Kg à 1000 Kg [Annexe 4].



#### IV.4.3. Interprétation des résultats

D'après les deux diagrammes, on constate que la courbe d'étalonnage  $\frac{V_s}{V_e} = f(F)$  est linéaire dont la pente définit la sensibilité pratique du capteur de force.

Chacune de ces deux courbes est distinguée par trois zones différentes. La transition entre ces trois zones présente une légère dispersion qui résulte du changement de calibre en cours du chargement pour obtenir une meilleure lecture des.

D'après l'analyse des résultats, on observe que la sensibilité augmente avec le nombre des jauges actives dans le pont de Wheatstone. D'autre part, les deux diagrammes montrent que la sensibilité pratique est inférieure à celle trouvée théoriquement [Tab. IV.2], cela résulte des raisons suivantes :

- la mauvaise disposition des jauges sur le corps d'épreuve,
- le mauvais équilibrage des résistances du pont de Wheatstone,
- l'utilisation des jauges de résistances non identiques ( $r \neq 1$ ),

Tab. IV.2 Sensibilité théorique et pratique du capteur de force.

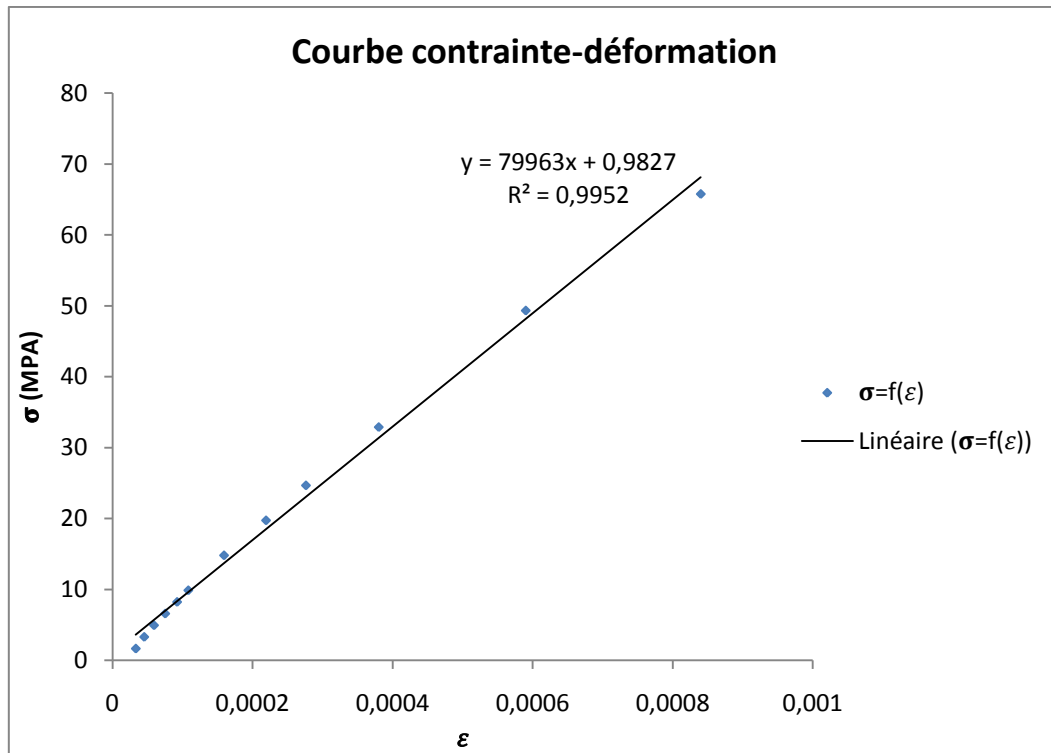
	1 <sup>er</sup> étalonnage	2 <sup>ième</sup> étalonnage
sensibilité théorique	$0,670 \cdot 10^{-4}$ (mV/V/N)	$0,8107 \cdot 10^{-4}$ (mV/V/N)
Sensibilité pratique	$0,600 \cdot 10^{-4}$ (mV/V/N)	$0,800 \cdot 10^{-4}$ (mV/V/N)

Par conséquent, pour établir la sensibilité théorique, le capteur de force doit subir un test d'optimisation géométrique.

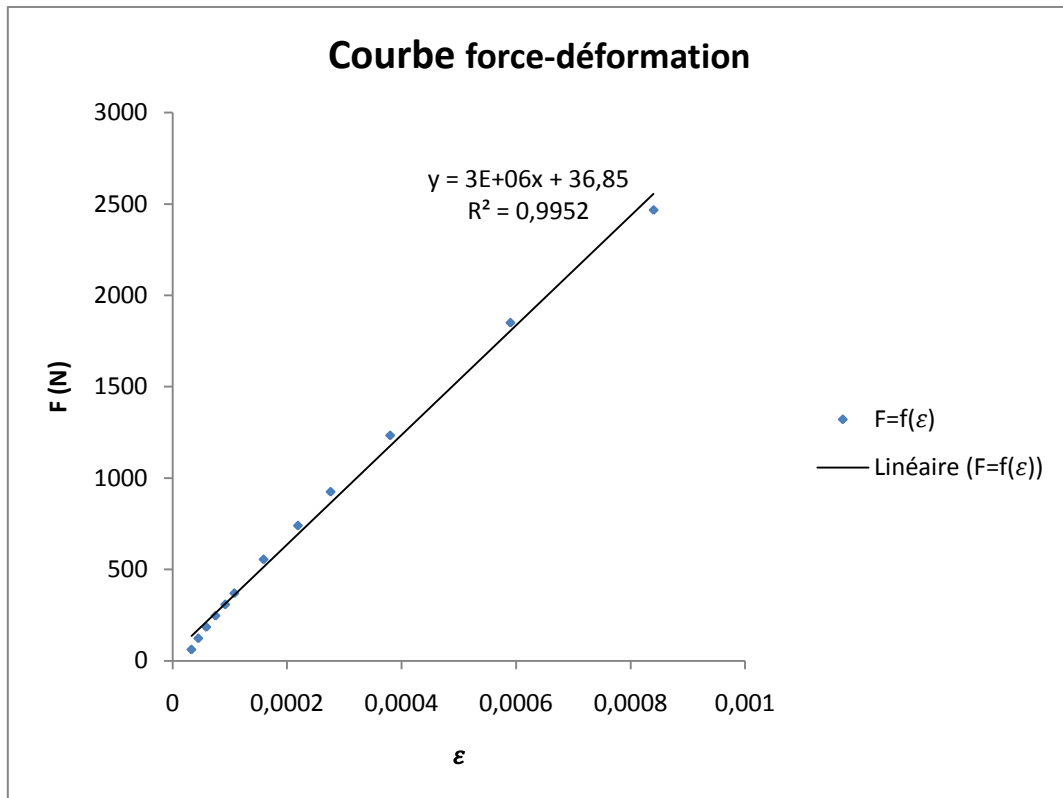
#### ***IV.5. Adaptation du capteur sur la machine d'essai de traction***

Pour qu'on puisse exploiter le capteur de force sur la machine d'essai de traction, on a le choix d'utiliser seule la configuration des jauges qui présente moins de décalage de la sensibilité théorique. Ce qui implique l'utilisation de la deuxième configuration des jauges sur le corps d'épreuve.

Une série de mesure permet de tracer la courbe contrainte-déformation et la courbe force-déformation de l'aluminium dans une plage où la déformation de l'éprouvette varie entre  $33 \cdot 10^{-6}$  et  $840 \cdot 10^{-6}$  [Annexe5].



D'après l'allure de ce graphe, on constate que le module d'élasticité de l'aluminium défini par la pente du graphe avoisine le module d'élasticité de l'aluminium obtenue par l'anneau dynamométrique.



A partir du graphe force-déformation, nous pouvons identifier la force appliquée sur l'éprouvette citée auparavant à partir de la déformation lue sur le pont de Wheatstone.

#### **IV.6. Conclusion**

Dans ce présent chapitre, comme on ne dispose pas d'un moyen d'étalonnage standardisé, on a utilisé la machine d'essai de traction que dispose le département de génie mécanique comme un moyen alternatif.

Afin que le capteur de force soit exploitable, nous avons effectué deux tests d'étalonnages. D'après les tests réalisés, nous avons pris en considération la configuration d'un demi-pont.

## ***Conclusion générale***

## *Conclusion générale*

---

La conception d'un capteur de force est un grand souci pour l'ingénieur. Elle fait appel à toutes les ressources offertes par des disciplines scientifiques et techniques aussi variées que la mécanique.

Dans la présente étude, on a procédé à la conception et à la réalisation d'un capteur de force utilisant le principe de l'extensométrie par jauges de déformation. Il est conçu pour qu'il s'adapte sur une machine d'essai de traction disponible au département de génie mécanique.

La conception du capteur en S elle s'est basée sur l'étude seule poutre sollicitée en flexion.

Le modèle physique adopté nous a permis de concevoir un capteur de force dont la sensibilité souhaitée dépend de :

- La force maximale désirée,
- Caractéristiques mécaniques du matériau choisis,
- le type des jauges utilisé (facteur de jauge),
- le circuit d'acquisition adopté.

Dès la réalisation du corps d'épreuve et l'installation des jauges de déformation, le prototype a subi une série de tests d'étalonnages.

D'après les tests réalisés, nous avons pris en considération la configuration des jauges sur le corps d'épreuve la plus pratique correspondant à un montage en demi pont offrant la meilleure sensibilité.

Le capteur réalisé donne des réponses satisfaisantes. Il est facile à monter.

En recommandation, nous préconisons de faire une étude complémentaire du capteur par l'utilisation d'une autre méthode d'analyse des contraintes et d'améliorer le câblage.

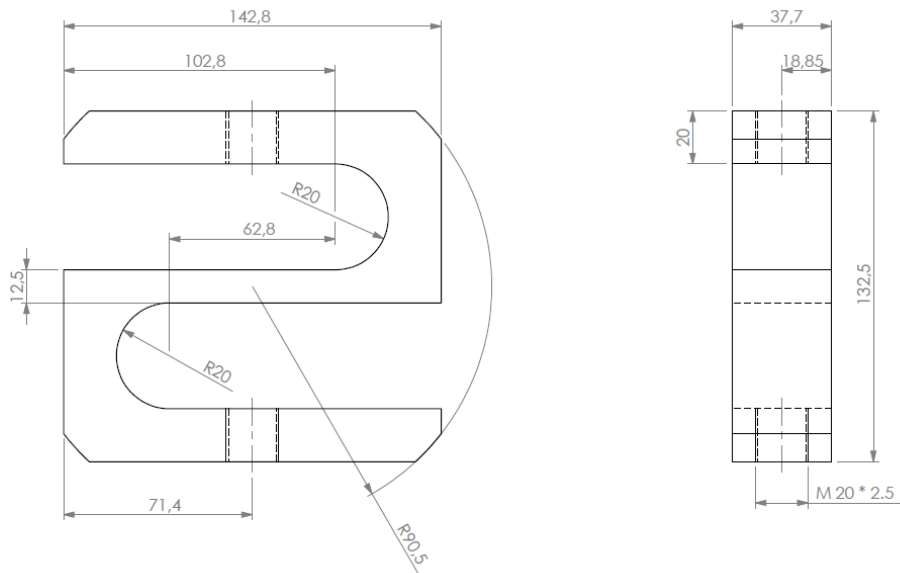
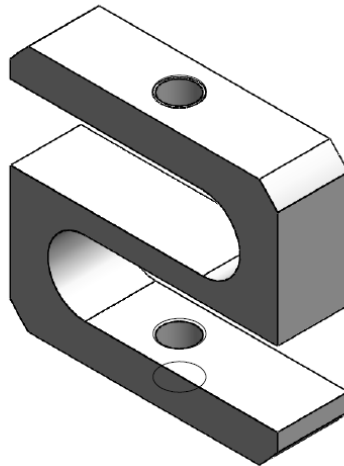


# *Références bibliographiques*

- [1] J.L. LE GOËR, J. AVRIL, Extensométrie, Techniques de l'Ingénieur R1 850. Paris.
- [2] J.F.DOYLE, Modern experimental stress analysis, John wiley & Sons Ltd.
- [3] FARHAD AGHILI, Design of load cell with large overload capacity, Canadien space Agency, (CSA). Saint Hubert, Québec, Canada, 2010.
- [4] J.L. LE GOËR, J. AVRIL, Capteurs à jauges extensométriques, Techniques de l'Ingénieur R1860, Paris.
- [5] J.L. LE GOËR, J. AVRIL, Capteurs de force, Techniques de l'Ingénieur R1 860, Paris.
- [6] LUC MARCHAND, Analyse expérimentale des contraintes, Ecole Polytechnique de Montréal, Canada, Hiver 2010.
- [7] J.MOLIMARD, Cours de Mécanique Expérimentale, Ecole Nationale Supérieure de Mines de Saint-Etienne, France, 2011.
- [8] K.HOFFMANN, Base de la technique des jauges d'extensométrie, HBM.
- [9] HBM, An Introduction to the Installation of Strain Gages.
- [10] HBM, Malette d'extensométrie.
- [11] <http://cours.polymtl.ca/mec6405>
- [12] <http://hbm.com>
- [13] <http://solidworks.com>

# ***ANNEXES***

ANNEXE 01:



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		<b>CAPTEUR DE FORCE</b>		<b>ENP</b> Dép G.Mécanique
1:2	2655.82g				
Etudiant	k.Guerioune				
Promoteur	Y.Belkacemi				
Promoteur	B.Guergueb		Matériau		
Fabricant	USI-PRECIS		35NCD16		

## ANNEXE 02:

F(N)	CON (MPA)	$\varepsilon$ (%)
100	2,67	0,0075
200	5,33	0,0114
250	6,67	0,0135
310	8,27	0,015
410	10,93	0,018
520	13,87	0,021
630	16,80	0,024
730	19,47	0,027
800	21,33	0,03
900	24	0,033
940	25,07	0,035
1000	26,67	0,037
1090	29,07	0,04
1200	32	0,044
1300	34,67	0,048
1350	36	0,05
1500	40	0,055
1650	44	0,06
1800	48	0,065
1920	51,2	0,07
2000	53,33	0,073

## ANNEXE 03:

F (N)	$\varepsilon$ (%)	Vs/Ve (V/V)
200	0,0014	0,000007
300	0,0025	0,0000125
400	0,0037	0,0000185
500	0,0047	0,0000235
600	0,006	0,00003
700	0,0071	0,0000355
800	0,0082	0,000041
900	0,0093	0,0000465
1000	0,0102	0,000051
1100	0,0114	0,000057
1200	0,0126	0,000063
1300	0,0138	0,000069
1400	0,0147	0,0000735
1500	0,0156	0,000078
1600	0,0171	0,0000855
1700	0,018	0,00009
1800	0,0192	0,000096
1900	0,0204	0,000102
2000	0,0216	0,000108
2100	0,0228	0,000114
2200	0,024	0,00012
2300	0,0249	0,0001245
2400	0,0261	0,0001305
2500	0,0273	0,0001365
2600	0,031	0,000155
2800	0,033	0,000165
3200	0,038	0,00019
3600	0,043	0,000215
4000	0,049	0,000245
4400	0,054	0,00027
4800	0,06	0,0003
5200	0,065	0,000325
5600	0,071	0,000355
6000	0,077	0,000385
6400	0,081	0,000405
6800	0,087	0,000435
7200	0,092	0,00046
7500	0,093	0,000465
8000	0,096	0,00048
8500	0,102	0,00051
9000	0,108	0,00054

9500	0,114	0,00057
10000	0,12	0,0006

ANNEXE 04:

F (N)	$\varepsilon$ (%)	Vs/Ve (V/V)
200	0,002	0,00001
300	0,0037	0,0000185
400	0,0053	0,0000265
500	0,0068	0,000034
600	0,0084	0,000042
700	0,0098	0,000049
800	0,0114	0,000057
900	0,0132	0,000066
1000	0,0144	0,000072
1100	0,0159	0,0000795
1200	0,0171	0,0000855
1300	0,0189	0,0000945
1400	0,0201	0,0001005
1500	0,0216	0,000108
1600	0,0231	0,0001155
1700	0,0249	0,0001245
1800	0,0261	0,0001305
1900	0,0276	0,000138
2000	0,0291	0,0001455
2200	0,034	0,00017
2400	0,037	0,000185
2600	0,041	0,000205
2800	0,044	0,00022
3000	0,047	0,000235
3200	0,051	0,000255
3400	0,054	0,00027
3600	0,057	0,000285
3800	0,06	0,0003
4000	0,064	0,00032
4200	0,067	0,000335
4400	0,07	0,00035
4600	0,073	0,000365
4800	0,077	0,000385
5000	0,08	0,0004
5200	0,083	0,000415
5400	0,086	0,00043
5600	0,089	0,000445
5800	0,092	0,00046
6000	0,095	0,000475

6500	0,099	0,000495
7000	0,105	0,000525
7500	0,114	0,00057
8000	0,12	0,0006
8500	0,126	0,00063
9000	0,135	0,000675
9500	0,141	0,000705
10000	0,15	0,00075

ANNEXE 05:

$\varepsilon$ (%) du corps d'épreuve	F (N)	$\varepsilon$ (%) De l'éprouvette	$\sigma$ (MPA)
0,001	61,7	0,0033	1,64
0,002	123,4	0,0045	3,29
0,003	185,0	0,0059	4,93
0,004	246,7	0,0075	6,58
0,005	308,4	0,0092	8,22
0,006	370,1	0,0108	9,87
0,009	555,1	0,0159	14,80
0,012	740,1	0,0219	19,74
0,015	925,1	0,0276	24,68
0,02	1233,5	0,038	32,89
0,03	1850,3	0,059	49,34
0,04	2467,0	0,084	65,79