

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE AVEC MÉMOIRE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M. Sc. A.

PAR
Samuel BRODEUR

DÉFORMATION D'UNE PAROI D'ACIER SOUS PRESSION JUSQU'À LA RUPTURE :
ESSAIS EXPÉRIMENTAUX ET SIMULATIONS NUMÉRIQUES

MONTRÉAL, LE 28 OCTOBRE 2014

©Tous droits réservés, Samuel Brodeur, 2014

©Tous droits réservés

Cette licence signifie qu'il est interdit de reproduire, d'enregistrer ou de diffuser en tout ou en partie, le présent document. Le lecteur qui désire imprimer ou conserver sur un autre media une partie importante de ce document, doit obligatoirement en demander l'autorisation à l'auteur.

PRÉSENTATION DU JURY

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Van Ngan Lê, directeur de mémoire
Génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Henri Champlaud, codirecteur de mémoire
Génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Éric Wagnac, président du jury
Génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Tan Pham, membre du jury
Génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 8 OCTOBRE 2014

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

AVANT-PROPOS

Depuis plusieurs années, les distributeurs d'électricité et les fabricants de transformateurs de puissance désirent réduire les dommages créés par un arc interne afin de garantir la sécurité des travailleurs, du public et la protection de l'environnement. Une méthode connue pour améliorer la résistance à la rupture du réservoir d'un transformateur de puissance lors d'un arc interne est d'optimiser sa capacité de confinement. En 2007, Hydro-Québec émet une spécification technique normalisée SN 14.1h qui exige un niveau d'énergie d'arc minimum à contenir par un transformateur ou une inductance de puissance. Puis en 2011, Hydro-Québec et ABB INC. lancent un projet en partenariat pour étudier la tenue mécanique aux arcs internes des transformateurs et des inductances de puissance. L'un des objectifs de ce projet est de définir une méthode de simulation numérique qui évalue les déplacements et les déformations jusqu'à la rupture d'un transformateur de puissance lors d'un arc électrique interne.

REMERCIEMENTS

Je veux exprimer mes plus sincères remerciements envers ABB et Hydro-Québec pour leur support financier qui a permis la réalisation de cette étude. Je désire également souligner l'assistance technique des personnes impliquées dans ce projet. Je conclus avec une mention spéciale à ma conjointe Véronique Lafrenière qui m'a soutenue durant mes études.

Van Ngan Lê, professeur, ÉTS, directeur de recherche

Henri Champlaud, professeur, ÉTS, codirecteur de recherche

Patrice Lamothe, ingénieur mécanique, ABB, assistance technique

Christoph Ploetner, directeur R&D, ABB, assistance technique

Jean-Bernard Dastous, chercheur, IREQ, assistance technique

Sylvain Bélanger, ingénieur mécanique, IREQ, simulation numérique et assistance technique

Nathalie Soucy, ingénieure mécanique, IREQ, simulation numérique

Varvara Roubtsova, Chercheuse, IREQ, assistance technique

Carlo Baillargeon, technologue en métallurgie, IREQ, essais et instrumentations

Jacques Lanteigne, chercheur, IREQ, essais et instrumentations

Stéphane Beauregard, technicien expert, IREQ, essais et instrumentations

Benoit Lapointe, technologue en mécanique, IREQ, essais et instrumentations

Jonathan Hennessey, technologue en mécanique, IREQ, essais et instrumentations

DÉFORMATION D'UNE PAROI D'ACIER SOUS PRESSION JUSQU'À LA RUPTURE : ESSAIS EXPÉRIMENTAUX ET SIMULATIONS NUMÉRIQUES

Samuel BRODEUR

RÉSUMÉ

L'objectif de ce projet est de définir un Modèle par Éléments Finis simple qui évalue la déformation d'une paroi d'acier sous pression jusqu'à la rupture ductile. Les résultats de cette simulation numérique sont requis par le Modèle d'État Quasi-Statique. Ce dernier calcule la quantité d'énergie d'arc électrique qui est confinée par la déformation du réservoir d'un transformateur ou d'une inductance de puissance. Plusieurs essais expérimentaux sont réalisés à l'aide d'un banc d'essai où une paroi d'acier de 3,5 m² est soumise à une pression statique jusqu'à la rupture ductile. La pression, le déplacement et la déformation de cette paroi d'acier sont mesurés pour faire la comparaison avec les résultats de la simulation numérique. Ainsi, ces essais expérimentaux sont simulés par un MEF détaillé à l'aide du logiciel ANSYS® Mechanical™. Tout d'abord, l'option de non-linéarité géométrique est activée pour cette analyse structurale par Éléments Finis, ce qui veut dire que la rigidité de la structure est ajustée en fonction du déplacement. Les propriétés mécaniques des matériaux proviennent d'essais de traction uniaxiale normalisés. La courbe contrainte-déformation vraie des matériaux est utilisée dans le logiciel EF pour décrire le comportement de la paroi d'acier. La paroi d'acier est maillée en éléments hexaèdres à 8 nœuds de type coque-solide avec cinq points d'intégration dans l'épaisseur. La taille de ces éléments doit être inférieure à 2 mm pour obtenir la convergence des résultats de déformation selon le critère de convergence-divergence de Sinclair (2008). C'est pour cette raison que la technique de sous-modèle est utilisée aux endroits où les déformations sont importantes, elle permet d'avoir un temps de calcul raisonnable avec une petite taille d'élément. Pour ce qui est des connexions de la paroi d'acier, un coefficient de friction statique de 0,8 est appliqué à sa surface supérieure et inférieure. La force de serrage appliquée aux boulons génère une force de friction suffisante pour limiter le glissement de la paroi d'acier.

La validation de l'analyse par éléments finis (AEF) se fait par comparaison avec les résultats expérimentaux jusqu'à la rupture ductile de la paroi d'acier. Les résultats du déplacement vertical moyen de la paroi d'acier en fonction de la pression sont sous-estimés de 6 % par l'AEF. De plus, l'AEF reproduit avec une bonne précision l'effet membrane de la déformation principale de la paroi d'acier. Elle sous-estime la déformation principale en moyenne de 1 % avec un écart de plus ou moins 14 % par rapport aux résultats expérimentaux. Cependant, les résultats expérimentaux au point de rupture sont très sensibles au positionnement de la rosette ce qui augmente l'écart entre les résultats expérimentaux et numériques. La bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et numériques au point de rupture de la paroi d'acier est tout de même confirmée. En effet, le MEF surestime la

déformation principale en moyenne de 7 % avec un écart de plus 23 % et de moins 15 % par rapport aux résultats expérimentaux. Ensuite, le critère de rupture ductile basé sur la déformation ultime est proposé et appliqué aux résultats de l'AEF afin de valider les résultats à la rupture de la paroi d'acier. Les résultats de la simulation numérique surestiment en moyenne de 11 % la pression du banc d'essai et sous-estiment en moyenne de 1% le déplacement vertical de la paroi d'acier à la rupture. En conclusion, la méthode d'AEF structurale et le critère de rupture ductile basé sur la déformation ultime sont des approches efficaces pour évaluer avec grande précision le déplacement et la déformation de la paroi d'acier sous pression jusqu'à la rupture.

Mots-clés : simulations numériques, analyse par éléments finis, déformation, rupture ductile, transformateur

DEFORMATION OF A STEEL WALL UNDER PRESSURE UP TO RUPTURE: EXPERIMENTAL TESTS AND NUMERICAL SIMULATIONS

Samuel BRODEUR

ABSTRACT

The objective of this project is to define a simple finite elements model which evaluates the deformation of a steel wall under pressure up to ductile rupture. The numerical simulation results are required by the quasi-steady state model, which calculates the amount of arc energy that is confined by the tank deformation of the power transformer or shunt reactor. Several experiments tests are carried out using a bench test where a steel wall of 3.5 m² surface is subjected to a static pressure up to ductile rupture. The pressure, the displacement and the deformation of the steel wall are measured in order to make the comparison with the results of numerical simulation. Thus, these experimental tests are simulated by a detailed finite elements model using the ANSYS ® Mechanical TM software. First, the large deflection option is activated for this structural analysis by Finite Elements, which means that the rigidity of the structure is adjusted according to the displacement. The mechanical properties of the materials are obtained from uniaxial tensile standard tests and the true stress-strain curve is used for better describing large deflections of the steel wall. The steel wall is meshed into 8-node hexahedral solid-shell elements with five integrations points in the thickness. The element size must be less than 2 mm for the convergence of the deformation results according to the convergence criteria of Sinclair (2008). This is why the sub-model technique is used at locations where deformation is large, it allows a reasonable calculation time with a small element size. As for the connections of the steel wall, a static friction coefficient of 0.8 is applied to its upper and lower surface. The clamping force applied to the bolts generates sufficient frictional force to prevent the sliding of the steel wall.

The validation of the FEA is done by comparison with experimental results up to the ductile rupture of the steel wall. The results of the average vertical displacement of the steel wall in function of pressure are underestimated by 6 % by the FEA. Furthermore, the FEA reproduced with good accuracy the membrane effect of the principal strain of the steel wall. It underestimates the principal strain by an average of 1 % with a deviation of plus or minus 14 % compared to the experimental results. However, experimental and numerical results diverge more at rupture point due to high strain gradient across the strain gage in this zone. The good correlation between experimental and numerical results at the rupture point of the steel wall is still confirmed. Indeed, the FEA overestimates the principal strain by an average of 7% with a deviation of plus 23 % and minus 15 % compared with the experimental results. Then, the ductile fracture at ultimate strain criterion proposed is applied to the FEA results to validate the results at the rupture of the steel wall. The numerical results overestimate by an average of 11 % the pressure of the bench test and underestimate by an average of 1 % the vertical displacement of the steel wall at rupture. In conclusion, the structural FEA method

and the proposed ductile rupture criterion are good approach to assess with precision the displacement and the strain of the steel wall under pressure up to fracture.

Keywords: numerical simulations, finite element analysis, strain, ductile rupture, transformer

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE LITTÉRAURE	3
1.1 Mise en contexte	3
1.2 Arc électrique et explosion par réaction chimique	5
1.3 Énergie d'un arc électrique	6
1.4 Évolution de la pression.....	7
1.4.1 Modèle d'État Quasi-Statique.....	7
1.4.2 Modèle dynamique sphérique.....	8
1.4.3 Modèle dynamique cylindrique	8
1.5 Résumé.....	9
CHAPITRE 2 RATIONNELLE ET OBJECTIF DU PROJET.....	11
CHAPITRE 3 SIMULATION NUMÉRIQUE.....	13
3.1 Méthode par éléments finis.....	13
3.1.1 Non-linéarité géométrique	15
3.1.2 Non-linéarité des matériaux.....	15
3.2 Géométrie.....	17
3.3 Matériaux	18
3.4 Maillage	19
3.4.1 Qualité des éléments	21
3.4.2 Taille des éléments.....	21
3.5 Connexion.....	26
3.6 Charges et supports.....	28
3.7 Résultats numériques	30
3.8 Résumé.....	32
CHAPITRE 4 ESSAIS EXPÉRIMENTAUX	35
4.1 Banc d'essai	35
4.2 Instrumentation	37
4.3 Positions des rosettes	39
4.4 Traitement des données.....	42
4.5 Résumé.....	43
CHAPITRE 5 PRÉSENTATION DES RÉSULTATS.....	45
5.1 Résultats expérimentaux	45
5.2 Résultats numériques	49
CHAPITRE 6 INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS	53
6.1 Introduction.....	53
6.2 Déplacement horizontal	53

6.3	Déplacement vertical	54
6.4	Déformation principale	56
6.5	Rupture ductile.....	61
6.6	Énergie d'arc électrique	63
6.7	Capacité de confinement d'un transformateur	64
CONCLUSION		65
ANNEXE I	DÉPLACEMENT HORIZONTAL	69
ANNEXE II	DIMINUTION DE LA PRESSION.....	73
ANNEXE III	DÉFORMATION PRINCIPALE	75
ANNEXE IV	INSTRUMENTATION	87
BIBLIOGRAPHIE.....		89

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 3.1	Analyse convergence-divergence25
Tableau 4.1	Plan d'expérience.....44
Tableau 5.1	Résultats expérimentaux à la rupture de la paroi d'acier45
Tableau 6.1	Déplacement vertical de la paroi d'acier, banc d'essai 2.....56
Tableau 6.2	Déplacement vertical de la paroi d'acier, banc d'essai 3.....56
Tableau 6.3	Déformation principale, banc d'essai 157
Tableau 6.4	Déformation principale, banc d'essai 258
Tableau 6.5	Déformation principale, banc d'essai 359
Tableau 6.6	Résultats à la rupture de la paroi d'acier.....63
Tableau 6.7	Résultats du calcul d'énergie d'arc.....64

LISTE DES FIGURES

		Page
Figure 1.1	Modes de défaillance	6
Figure 1.2	Courant et voltage de l'arc électrique	7
Figure 3.1	Courbe contrainte-déformation	16
Figure 3.2	Bridage du banc d'essai	18
Figure 3.3	Courbe contrainte-déformation de l'acier CSA G40.21 grade 50W.....	19
Figure 3.4	Type d'éléments solides.....	20
Figure 3.5	Maillage du banc d'essai.....	21
Figure 3.6	Rebord AB de la paroi d'acier	22
Figure 3.7	Déplacement vertical au point B pour une pression de 2 MPa.....	22
Figure 3.8	Déformation principale au rebord AB pour une pression de 2 MPa.....	23
Figure 3.9	Technique de sous-modèle.....	24
Figure 3.10	Déformation principale maximale au rebord AB pour une pression de 2 MPa	26
Figure 3.11	Formulation de contact	27
Figure 3.12	Identification des contacts.....	28
Figure 3.13	Préserrage d'un boulon	29
Figure 3.14	Charges et supports	30
Figure 3.15	Identification des nœuds par rapport à la rosette rectangulaire	31
Figure 3.16	Méthodes d'extraction des résultats numériques de la déformation principale.....	32
Figure 4.1	Banc d'essai	35
Figure 4.2	Évolution des révisions du banc d'essai	37

XVIII

Figure 4.3	Instrumentation du banc d'essai.....	38
Figure 4.4	Rosettes YEFRA-2.....	39
Figure 4.5	Position des rosettes au-dessus de la paroi d'acier, essais 1, 2, et 3	40
Figure 4.6	Position des rosettes au-dessous de la paroi d'acier, essai 1, 2, et 3.....	40
Figure 4.7	Position des rosettes au-dessus de la paroi d'acier, essai 4.....	41
Figure 4.8	Position des rosettes au-dessous de la paroi d'acier, essai 4, 5 et 6.....	41
Figure 4.9	Déformations de la rosette rectangulaire	42
Figure 5.1	Grande déformation plastique (mode I), essai 1	46
Figure 5.2	Déchirement en traction (mode II), essai 5	46
Figure 5.3	Déchirement de trois côtés de la paroi d'acier, essai 6	47
Figure 5.4	Résultats expérimentaux du déplacement vertical au centre de la paroi d'acier	48
Figure 5.5	Résultats expérimentaux des déformations principales, essai 2 et 3	48
Figure 5.6	Résultats expérimentaux des déformations principales, essai 4, 5 et 6	49
Figure 5.7	Résultats numériques du déplacement vertical au centre de la paroi d'acier	50
Figure 5.8	Résultats numériques des déformations principales, banc d'essai 2.....	50
Figure 5.9	Résultats numériques des déformations principales, banc d'essai 3.....	51
Figure 6.1	Résultats de déplacement horizontal, banc d'essai 3	54
Figure 6.2	Résultats expérimentaux et numériques du déplacement vertical	55
Figure 6.3	Déformation principale de la rosette 1	58
Figure 6.4	Déformation principale à une pression interne de 500 kPa	60
Figure 6.5	Déformation principale des rosettes 9 et 10.....	61
Figure 6.6	Identification de la rupture de la paroi d'acier, banc d'essai 2	62
Figure 6.7	Identification de la rupture de la paroi d'acier, banc d'essai 3	62

Figure 6.8 Réservoir d'un transformateur64

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

UNITÉS GÉOMÉTRIQUES

Longueur

m	mètre
cm	centimètre
mm	millimètre

Aire

m ²	mètre carré
mm ²	millimètre carré

Volume

m ³	mètre cube
L	litre

UNITÉS DE MASSE

Masse

t	tonne (= 1 000 kg)
kg	kilogramme

UNITÉS DE TEMPS

h	heure
s	seconde
ms	milliseconde

Angle solide Fréquence

Hz	hertz
----	-------

Force

kN	kilonewton
N	newton

Différence de potentiel (ou tension)

Force électromotrice

kV	kilovolt
V	volt
V/cm	volt par centimètre

Moment d'une force

N.m	newton-mètre
-----	--------------

Énergie, travail, quantité de chaleur

MJ	mégajoule
kJ	kilojoule
J	joule

Contrainte, pression

MPa	mégapascal
kPa	kilopascal
Pa	pascal

UNITÉS MÉCANIQUES

Vitesse

m/s	mètre par seconde
km/h	kilomètre par heure

Accélération

mm/s ²	millimètre par seconde carré
-------------------	------------------------------

Angle plan

°	degré
---	-------

UNITÉS ÉLECTRIQUES

ET MAGNÉTIQUES

Intensité de courant électrique

kA	kiloampère
A	ampère

SYMBOLES ARC ÉLECTRIQUE

a	millimètre (rayon de la bulle de gaz)
C	mètre cube par kilopascal (Coefficient d'expansion du réservoir)
E _{arc}	kilojoule (énergie de l'arc)
F	(Facteur d'amplification dynamique)
I _{arc}	kiloampère (courant de l'arc)
k	mètre cube par kilojoule (Facteur de conversion d'énergie d'arc)
L	millimètre (longueur de l'arc)
P	kilopascal (pression du réservoir)
P _a	kilopascal (pression du gaz à un rayon a)
P _o	kilopascal (pression hydrostatique)
R	millimètre (rayon du réservoir)
t _{arc}	seconde (durée de l'arc)
U	joule (enthalpie du gaz injecté)
V _{arc}	volt (voltage de l'arc)
ρ	kilogramme par mètre cube (masse volumique de l'huile)
η	(facteur de conversion d'énergie)
Υ	(rapport des chaleurs massiques d'un gaz)

SYMBOLES MÉCANIQUES

Déformation

ε _{EQV}	(déformation équivalente)
ε _{ing}	(déformation d'ingénierie)
ε _{P,Q}	(déformations principales)
ε _{Pc,Qc}	(déformations principales calculées)
ε _{UV}	(déformation ultime vraie)
ε _V	(déformation vraie)
ε _{1,2,3}	(déformations jauges)
$\bar{\epsilon}_1$	par seconde (taux de déformation)
Φ _{P,Q}	degré (direction des déformations principales)

Contrainte

σ_{ing} mégapascal (contrainte d'ingénierie)

σ_{UV} mégapascal (contrainte ultime vraie)

σ_{V} mégapascal (contrainte vraie)

**SYMBOLES DE LA MÉTHODE
CONVERGENCE-DIVERGENCE**

$\epsilon_{1,2,3}$ (déformation itération 1, 2 ou 3)

$\hat{\epsilon}$ pourcentage (erreur estimée)

Γ (taux de convergence)

\hat{C} (estimation du taux de convergence)

INTRODUCTION

Les réseaux de distribution électriques utilisent des transformateurs et des inductances de puissance isolés à l'huile pour augmenter et réduire le courant dans les lignes de transmission à haute tension. Les dimensions typiques du réservoir rectangulaire d'un transformateur de puissance triphasé sont de 1,5 m de largeur, 8 m de longueur et 2 m de hauteur avec une masse d'environ 300 t. Au cours de sa vie utile, le transformateur de puissance est à risque de défaillance avec arc interne à faible impédance qui, dans la plupart du temps, est dû à la détérioration de l'isolation électrique. Selon Foata (2008), le taux de défaillance moyen des transformateurs et des inductances du réseau de distribution électrique d'Hydro-Québec est de 1,2 % par année. Ce phénomène semble être inévitable et préoccupe grandement les distributeurs d'électricité et les fabricants de transformateurs. Ces derniers désirent réduire les dommages créés par un arc interne afin de garantir la sécurité des travailleurs, du public et la protection de l'environnement. L'arc électrique interne génère une chaleur qui décompose l'huile en gaz qui est composé d'hydrogène, de méthane, d'acétylène et d'éthylène. La pression interne augmente subitement et impose des contraintes structurelles pouvant aller jusqu'à la rupture du réservoir. La durée, la position et l'amplitude de l'arc interne vont définir la montée de pression dans le transformateur. L'arc électrique interne peut se décomposer en deux phénomènes distincts, l'onde de choc qui se propage dans l'huile pour produire une pression d'impulsion et l'expansion de la bulle de gaz qui produit une pression plus uniforme quasi-statique. C'est pourquoi, le but de la présente étude est de développer un Modèle par Éléments Finis structural détaillé, dont les résultats vont permettre au Modèle d'État Quasi-Statique de calculer la quantité maximale d'énergie d'arc électrique interne qui peut être absorbée par la déformation du réservoir d'un transformateur ou d'une inductance de puissance sans engendrer la rupture du réservoir.

En premier lieu, la revue de la littérature concernant l'arc électrique interne dans des transformateurs de puissance permet d'identifier un besoin, qui est de développer un MEF pour l'analyse détaillée des déformations jusqu'à la rupture. C'est pour cette raison que l'Analyse par Éléments Finis utilisée dans ce rapport tient compte de la non-linéarité

géométrique et des matériaux. Mais pour ce faire, la géométrie, les matériaux, le maillage, les connexions, les charges et les supports doivent être soigneusement choisis. Une méthode de validation de la convergence et une méthode d'extraction des résultats sont également abordées dans ce rapport. De plus, un critère de rupture ductile est établi afin d'estimer la pression à la rupture de la paroi d'acier du banc d'essai. En ce qui a trait aux essais expérimentaux, ils ont pour but de reproduire la déformation d'un mur de transformateur ou d'une inductance de puissance lors d'un arc interne jusqu'à la rupture. Pour ce faire, un banc d'essai rigide permet l'augmentation d'une pression statique jusqu'à la rupture de la paroi d'acier. Des capteurs de pression, de déplacements et de déformations instrumentent le comportement de la paroi d'acier pour chaque essai. Finalement, les résultats numériques et expérimentaux de déplacement, de déformation et de pression jusqu'à la rupture sont comparés et analysés. Pour calculer la quantité d'énergie d'arc électrique interne qui est confinée par la déformation du réservoir d'un transformateur ou d'une inductance de puissance, il serait satisfaisant d'avoir un MEF qui reproduit le comportement non-linéaire de la paroi d'acier et qui estime la pression à la rupture ductile avec une erreur inférieure à 15 %.

CHAPITRE 1

REVUE LITTÉRAIRE

1.1 Mise en contexte

Depuis 1920, l'explosion des transformateurs de puissance due à un arc électrique interne à faible impédance est une préoccupation pour les fabricants et les sociétés d'électricité. Ces deux parties ont réalisés plusieurs études visant à éliminer le risque d'explosion des transformateurs. Selon les résultats de Ringlee (1959), la rigidité du réservoir et la position de l'arc électrique interne a plus d'influence sur la capacité de confinement d'un réservoir rectangulaire soudé que la présence d'un volume d'air sous le couvercle. De plus, il propose un modèle dynamique pour calculer l'évolution de la pression créée par l'arc électrique interne en fonction du temps en assumant que la bulle de gaz est sphérique. Au Japon, Goto (1987) et Kawamura (1988) proposent un Modèle d'État Quasi-Statique (MÉQS) pour calculer l'évolution de la pression créée par l'arc électrique interne. Ce modèle est basé sur la loi des gaz parfaits avec une expansion isotherme de la bulle de gaz. Ainsi, la pression créée est considérée uniforme et elle est amplifiée par un facteur dynamique, l'énergie d'arc est homogène et l'onde de choc est négligée. Ensuite, le MÉQS est modifié par Foata (1994) qui propose un facteur d'amplification dynamique en fonction de la rigidité et le volume du réservoir du transformateur de puissance. Le modèle dynamique proposé par Ringlee (1959) est raffiné par Kothmann (1995) qui assume que la bulle de gaz est cylindrique plutôt que sphérique, car l'arc électrique est mieux représenté par une ligne qu'un point. De plus, il compare les deux modèles dynamiques au MÉQS pour conclure que ce dernier est une bonne approche pour estimer la pression moyenne du réservoir après 33 ms d'arc électrique. Murakami (2008) a établi une bonne corrélation entre les contraintes dynamiques d'essais par explosion chimique et les contraintes statiques d'essais hydrauliques, à une même pression. La méthode de simulation numérique dynamique explicite de Carrander (2008) utilise une quantité d'explosif équivalente à l'énergie d'arc électrique afin de mettre en évidence

l'importance de la position de l'arc dans le transformateur. L'inconvénient de cette approche est la vitesse de combustion de l'explosion chimique qui est beaucoup plus rapide que la durée typique d'un arc électrique, cela peut amplifier l'effet dynamique. La méthode numérique dynamique explicite de Dastous (2010) simule un arc électrique par l'injection d'une quantité donnée de gaz. Cette simulation numérique inclut tous les phénomènes importants d'un arc électrique tels que la compression de l'huile, l'évolution de l'onde de choc, la déformation élastique plastique du réservoir et l'interaction du gaz avec l'huile réservoir. La simulation dynamique explicite par l'injection d'une quantité donnée de gaz de Dastous (2010) semble plus complète que les autres, il serait intéressant de comparer ces résultats aux simulations numériques dynamiques explicites par explosion chimique et au MÉQS.

Pour conclure, après plus 90 ans de recherche concernant l'explosion des transformateurs de puissance due à un arc électrique interne, le risque de rupture du réservoir persiste et semble être inévitable. CIGRÉ (2013) a publié un guide technique visant à encadrer les pratiques des fabricants et des sociétés d'électricité en matière de sécurité lors d'une explosion de transformateur. Ringlee (1959) a mis en évidence que la capacité de confinement du réservoir est influencée par sa flexibilité. De plus, selon Kothmann (1995), la résistance à la rupture du réservoir d'un transformateur de puissance peut être améliorée en utilisant des renforcements locaux et aussi un concept qui augmente la flexibilité. Donc, il est possible pour les fabricants de transformateurs de puissance de concevoir un réservoir avec une capacité de confinement à un arc interne optimisée. À ce titre, il est mentionné dans la section des travaux futurs, l'amélioration du modèle des contraintes pour l'analyse détaillée basée sur des résultats non-linéaires. Ainsi, le but de cette étude est de répondre à ce besoin en développant un MEF structural non-linéaire détaillé pour l'analyse des déformations d'une paroi d'acier sous pression jusqu'à la rupture. Ce MEF simplifié pourra facilement être implanté lors de la conception du réservoir d'un transformateur ou d'une inductance de puissance pour optimiser la capacité de confinement à un arc électrique interne.

1.2 Arc électrique et explosion par réaction chimique

Un arc électrique interne dans un transformateur ou une inductance de puissance et une explosion par réaction chimique sont deux phénomènes similaires, mais distincts, qui sont précisés par la brochure technique de CIGRÉ (2013). Une explosion par réaction chimique d'un solide, un liquide ou un mélange de gaz avec l'air de type détonation implique une vitesse supersonique de la propagation de l'onde de choc. Ce type d'explosion n'est pas applicable aux arcs électriques dans l'huile, car la quantité d'oxygène n'est pas suffisante pour réagir avec les gaz combustibles présents dans l'huile ou générés par l'arc. Tandis que la déflagration est une combustion subsonique où la chaleur générée est suffisante pour réagir sans apport de chaleur provenant d'une autre source. Pour un transformateur, ce type d'explosion par réaction chimique peut survenir lorsque les gaz créés par l'arc électrique interne s'échappent à l'extérieur du réservoir pour réagir avec l'air ambiant. Pour ce qui est du phénomène d'arc électrique dans un transformateur, il génère une chaleur qui décompose l'huile en gaz qui augmente subitement la pression interne du réservoir jusqu'à la rupture ou l'explosion de celle-ci. Plusieurs recherches étudient la défaillance d'une plaque bridée soumise au chargement d'une explosion par réaction chimique, car ce phénomène influence la conception d'avions, de navires, de plates-formes en mer, de centrales nucléaires et des réservoirs sous pression. L'étude de Menkes (1973) distingue le mode défaillance d'une plaque bridée lors d'une explosion par réaction chimique qui est présenté à la Figure 1.1 : grande déformation plastique sans rupture (mode I), déchirement en traction au niveau des supports (mode II) et cisaillement transversal au niveau des supports (mode III).

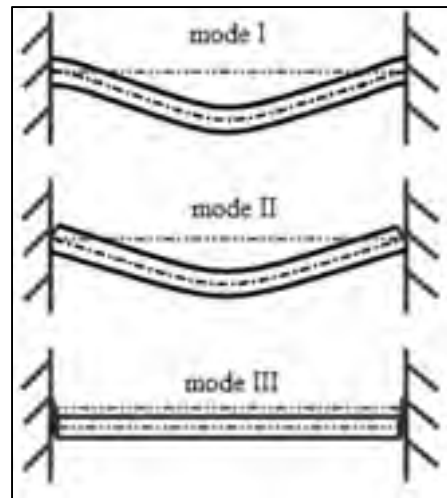


Figure 1.1 Modes de défaillance

1.3 Énergie d'un arc électrique

L'énergie produite par un arc électrique interne dans un transformateur de puissance est fonction du courant I_{arc} , du voltage V_{arc} , de la durée t_{arc} et du nombre d'arcs dans le réservoir. Le courant de l'arc peut être déterminé à l'aide des paramètres du réseau électrique. La durée de l'arc est directement liée au temps requis par le relais électrique ou le disjoncteur pour arrêter l'alimentation électrique du transformateur, qui est généralement entre 50 et 83 ms. Le voltage dépend de la longueur de l'arc et est indépendant du courant. Ce dernier est plus difficile à évaluer, car dans la plupart des cas il n'est pas instrumenté lors de l'événement. Certains événements d'arcs internes instrumentés par Kothmann (1995) et Foata (2010) indiquent que le voltage est beaucoup plus élevé lors du premier cycle après l'allumage et peut atteindre entre 200 et 300 V/cm. Ce voltage plus élevé peut être expliqué par une longueur d'arc plus grande que la distance d'isolation et par l'effet de la pression de la bulle de gaz autour de l'arc. Ainsi, l'évaluation du voltage de l'arc en fonction du temps est très complexe due aux conditions frontières autour de l'arc électrique interne. L'utilisation d'un modèle linéaire simplifié est recommandée pour le calcul du voltage de l'arc. Une première approximation est l'ajout d'un facteur 0,9 à l'Équation (1.1 **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**) qui tient compte de la forme d'onde rectangulaire simplifiée, elle est représentée à la Figure 1.2. Foata (2010) rapporte que des essais réalisés avec des

transformateurs de distribution donnent une valeur de 100 V/cm. Selon les essais effectués par Kawamura (1988), le gradient du voltage se situe entre 50 et 170 V/cm pour des courants représentatifs d'un transformateur de puissance.

$$E_{arc} = 0,9 V_{arc} I_{arc} t_{arc} \quad (1.1)$$

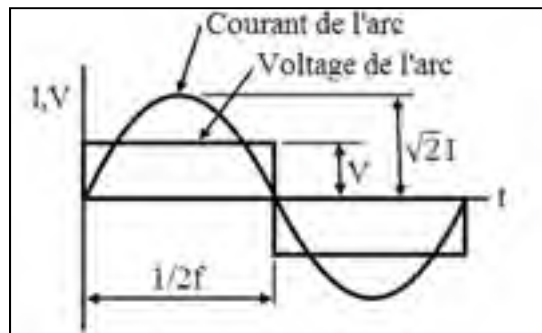


Figure 1.2 Courant et voltage de l'arc électrique

1.4 Évolution de la pression

Un arc électrique dans un transformateur génère une chaleur qui décompose l'huile en gaz et augmente subitement la pression interne du réservoir. Cette évolution de pression dans le réservoir peut-être exprimée à l'aide de trois modèles connus : modèle analytique d'état quasi-statique, modèle dynamique sphérique et modèle dynamique cylindrique.

1.4.1 Modèle d'État Quasi-Statique

Le Modèle d'État Quasi-Statique de Goto (1987) exprime l'évolution de la pression générée par un arc électrique interne dans un transformateur à l'aide d'une expression simple basée sur la théorie conservatrice d'expansion d'une bulle de gaz isotherme présentée à l'Équation (1.2). En pratique, l'arc électrique interne est un phénomène dynamique avec une distribution de pression non uniforme et une onde de choc qui se propage dans l'huile. Le phénomène

dynamique est simplifié en utilisant un facteur d'amplification dynamique F pour estimer la pression maximale du réservoir. Ce facteur est fonction de la position de l'arc et de son taux de génération de gaz, des dimensions et de la flexibilité du réservoir. Le coefficient d'expansion du réservoir C lie le volume créé et la pression interne du transformateur. L'énergie de l'arc interne E_{arc} est convertie en volume de gaz à l'aide d'un facteur k qui est de $5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{kJ}$ selon Goto (1987) et de $5,8 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{kJ}$ selon Foata (1994).

$$P = F \left(100 \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{kE_{arc}}{100C}} - 50 \right) \quad (1.2)$$

1.4.2 Modèle dynamique sphérique

Le modèle dynamique sphérique de Ringlee (1959) exprime l'évolution de la pression créée par un arc électrique dans un transformateur en assumant une bulle de gaz sphérique. L'énergie de compression de l'huile est négligée, car elle est petite par rapport à l'énergie cinétique de l'huile. L'énergie libérée par l'arc électrique est convertie en travail incluant l'énergie cinétique de l'huile et l'énergie consommée par la déformation des murs du réservoir. La pression à la périphérie de la bulle de gaz est déterminée à l'aide de l'équilibre d'énergie entre l'enthalpie du gaz injecté et l'énergie cinétique de l'huile, l'énergie de déformation du réservoir, l'énergie d'expansion de la bulle de gaz et l'énergie interne du gaz.

1.4.3 Modèle dynamique cylindrique

Le modèle dynamique sphérique est modifié par Kothmann (1995), la forme sphérique de la bulle de gaz est remplacée par une forme cylindrique. Étant donné que l'arc électrique crée un chemin entre deux points, l'arc électrique est mieux représenté par une ligne qu'un point. C'est pourquoi le modèle cylindrique est plus précis, en particulier au début de la montée de pression.

1.5 Résumé

Un arc électrique interne est distinct d'une explosion par réaction chimique de type détonation qui implique une propagation de l'onde de choc à une vitesse supersonique et une pression d'impulsion plus élevée. Toutefois, une explosion de type déflagration peut survenir lorsque les gaz créés par l'arc électrique interne s'échappent à l'extérieur après la rupture du réservoir ou d'une autre composante pour réagir avec l'air ambiant. Ce type d'explosion n'est pas considéré dans ce rapport, car la présente étude a pour but de prévenir la rupture du réservoir et ainsi empêcher une explosion de type déflagration plus sévère.

L'énergie produite par un arc électrique interne dans un transformateur de puissance est fonction du courant I_{arc} , du voltage V_{arc} , de la durée t_{arc} et est calculée à l'aide de l'Équation (1.1). Cette énergie introduite dans le réservoir peut se traduire à l'aide de trois modèles d'évolution de pression. Kothmann (1995) conclut que le MÉQS est une bonne approche pour estimer la pression moyenne du réservoir après 33 ms d'arc électrique. De plus, ce dernier est plus simple et s'adapte mieux à un processus manufacturier de transformateur ou d'inductance de puissance. C'est pour ces raisons qu'il est le modèle privilégié dans ce rapport et utilisé pour le calcul d'énergie d'arc électrique interne à la section 6.6.

CHAPITRE 2

RATIONNELLE ET OBJECTIF DU PROJET

La revue de littérature permet de mettre en évidence les éléments suivants :

- Un arc électrique interne dans un transformateur ou une inductance de puissance et une explosion par réaction chimique sont deux phénomènes similaires, mais distincts.
- La capacité de confinement du réservoir est influencée par sa flexibilité.
- La résistance à la rupture du réservoir d'un transformateur de puissance peut être améliorée en utilisant des renforcements locaux et aussi un concept qui augmente la flexibilité.
- Le MÉQS est une bonne approche pour estimer la pression moyenne du réservoir après 33 ms d'arc électrique.
- Il y a une bonne corrélation entre les contraintes dynamiques d'essais par explosion chimique et les contraintes statiques d'essais hydrauliques, à une même pression.

L'analyse de ces connaissances permet de définir un besoin et un objectif de recherche :

Développer un MEF structural non-linéaire détaillé pour l'analyse des déformations d'une paroi d'acier sous pression jusqu'à la rupture. Les résultats de cette simulation numérique sont requis par le MÉQS, ce dernier calcul la quantité d'énergie d'arc électrique qui est confinée par la déformation d'un transformateur ou d'une inductance de puissance et ainsi va permettre d'optimiser la capacité du réservoir.

Afin de répondre au besoin identifié ci-dessus, voici les objectifs à réaliser :

- Concevoir un banc d'essai pour reproduire la déformation d'un mur de transformateur ou d'une inductance de puissance lors d'un arc électrique interne.
- Réaliser des essais expérimentaux où une paroi d'acier est soumise à une pression statique qui augmente jusqu'à la rupture de celle-ci.

- Définir un MEF structural à l'aide du logiciel ANSYS® Mechanical™ pour l'analyse détaillée des déformations jusqu'à la rupture.
- Comparer et interpréter les résultats expérimentaux et numériques du déplacement, de la déformation et de la pression à la rupture de la paroi d'acier.

CHAPITRE 3

SIMULATION NUMÉRIQUE

3.1 Méthode des éléments finis

La simulation numérique à l'aide de la méthode des éléments finis est réalisée avec le logiciel ANSYS® Mechanical™ version 15.0 qui permet de calculer la déformation d'une paroi d'acier sous pression jusqu'à la rupture. La MEF détermine la réponse des déplacements $\{u\}$, des contraintes $\{\sigma\}$ et des déformations $\{\varepsilon\}$ de la structure sujette à certains chargements et conditions frontière. Cette réponse structurale est gouvernée par 3 équations d'équilibre, de 6 équations de relation déformation-déplacement et de 6 équations de relation contrainte-déformation. Lee (2010) résume les 15 équations requises pour résoudre les 15 paramètres suivants.

$$\{u\} = \{u_x \ u_y \ u_z\} \quad (3.1)$$

$$\{\sigma\} = \{\sigma_x \ \sigma_y \ \sigma_z \ \tau_{xy} \ \tau_{yz} \ \tau_{zx}\} \quad (3.2)$$

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_x \ \varepsilon_y \ \varepsilon_z \ \gamma_{xy} \ \gamma_{yz} \ \gamma_{zx}\} \quad (3.3)$$

L'idée de base de la méthode par éléments finis est de diviser la structure en plusieurs éléments connectés par des nœuds et de résoudre le déplacement nodal $\{D\}$, aussi appelé degré de liberté. Le MEF structural statique évalue les résultats à l'état d'équilibre avec l'Équation (3.4). Dans celle-ci, $[K]$ est appelée matrice de rigidité de la structure et $\{F\}$ le vecteur de forces externes agissant sur chaque nœud. Un processus itératif connu sous le nom de méthode de Newton-Raphson permet de résoudre cette équation. La simulation statique néglige l'effet dynamique, c'est-à-dire la combinaison de l'effet d'inertie et de l'effet d'amortissement, d'un arc électrique dans un transformateur de puissance. Néanmoins, le MÉQS de la section 1.4.1 inclut l'effet dynamique de l'arc électrique interne à l'aide d'un facteur d'amplification dynamique.

$$\{F\} = [K]\{D\} \quad (3.4)$$

Le MEF structural dynamique évalue les résultats avant l'état d'équilibre et inclut l'effet dynamique à l'Équation (3.5). Dans celle-ci, [M] est appelé la matrice de la masse, [C] est appelé la matrice d'amortissement et {F} le vecteur de forces externes agissant sur chaque nœud en fonction du temps.

$$\{F\} = [M]\{\ddot{D}\} + [C]\{\dot{D}\} + [K]\{D\} \quad (3.5)$$

La simulation dynamique transitoire utilise une méthode d'intégration implicite pour résoudre le système d'Équations (3.5). La durée type d'un arc électrique est environ 50 ms ce qui exige un temps d'intégration trop petit et rend le calcul impraticable avec une intégration implicite, il faut savoir que la durée typique pour une simulation dynamique implicite varie entre 0,1 et 10 s. La simulation numérique dynamique explicite utilise une méthode d'intégration qui permet de capturer un chargement extrêmement rapide comme un arc électrique interne dans un transformateur, la durée typique varie entre 1 ms et 1 s. Ainsi, la simulation dynamique explicite peut tenir compte de la durée, de la position, de l'amplitude de l'arc interne, de la propagation de l'onde de choc dans l'huile et de l'expansion de la bulle de gaz. Toutefois, l'équation d'état d'un arc électrique est très complexe et elle est non définie dans les logiciels de calcul par éléments finis commerciaux. C'est pourquoi, l'énergie d'arc est habituellement convertie en énergie équivalente d'explosif ou en une quantité de gaz équivalent injecté, cependant ces simplifications influencent les effets dynamiques sur les résultats. La simulation dynamique explicite est très complexe, plus longue à calculer et aussi très sensible à l'équation d'état utilisée, ce qui la rend difficile à implanter dans un cadre manufacturier. Notez que peu importe le type de simulation statique ou dynamique, l'AEF requiert rigueur et vigilance afin d'obtenir des résultats qui prédisent bien la réalité.

En conclusion, la MEF structurale statique est le type de simulation privilégiée dans ce document, car elle est plus simple que la simulation dynamique et peut facilement être implantée dans un processus manufacturier. Les résultats de l'AEF statique sont utilisés pour

déterminer le coefficient d'expansion du réservoir et la pression à la rupture du réservoir nécessaire pour le calcul du MÉQS présenté à la section 1.4.1.

3.1.1 Non-linéarité géométrique

Le MEF structural qui évalue la capacité de déformation d'une paroi d'acier sous pression jusqu'à la rupture doit tenir compte de la non-linéarité géométrique. La matrice de rigidité de la structure $[K]$ dépend du matériel et de la géométrie. Cette rigidité de la structure est affectée substantiellement par un changement de la géométrie de base due à une grande déformation. Règle générale, la non-linéarité géométrique doit être appliquée lorsque le déplacement transverse est supérieur à 10 % de l'épaisseur de la pièce. Ainsi, la matrice de rigidité de la structure est fonction du déplacement nodal et l'équation d'état est réécrite comme suit.

$$\{F\} = [K(D)]\{D\} \quad (3.6)$$

3.1.2 Non-linéarité des matériaux

Un matériel ductile soumis à une déformation jusqu'à la rupture répond à un comportement plastique où la déformation plastique est le résultat du glissement entre les plans atomiques de la structure cristalline. La matrice de rigidité de la structure est fonction du déplacement nodal à cause du comportement plastique du matériel, l'équation d'état d'équilibre (3.6) est utilisée. Le MEF structurale utilise la courbe contrainte-déformation du matériel pour définir son comportement non-linéaire.

L'essai de traction uniaxial normalisé permet d'obtenir les propriétés mécaniques des matériaux isotropiques tels que la limite élastique, le module de Young, le coefficient de Poisson et la courbe contrainte-déformation. La courbe contrainte-déformation d'ingénierie est basée sur la section originale de l'échantillon de l'essai de traction uniaxiale, mais en

réalité la section s'amincit lors de la déformation plastique. Ainsi, la courbe contrainte-déformation vraie tient compte de l'amincissement de la section de l'échantillon lors de l'essai de traction.

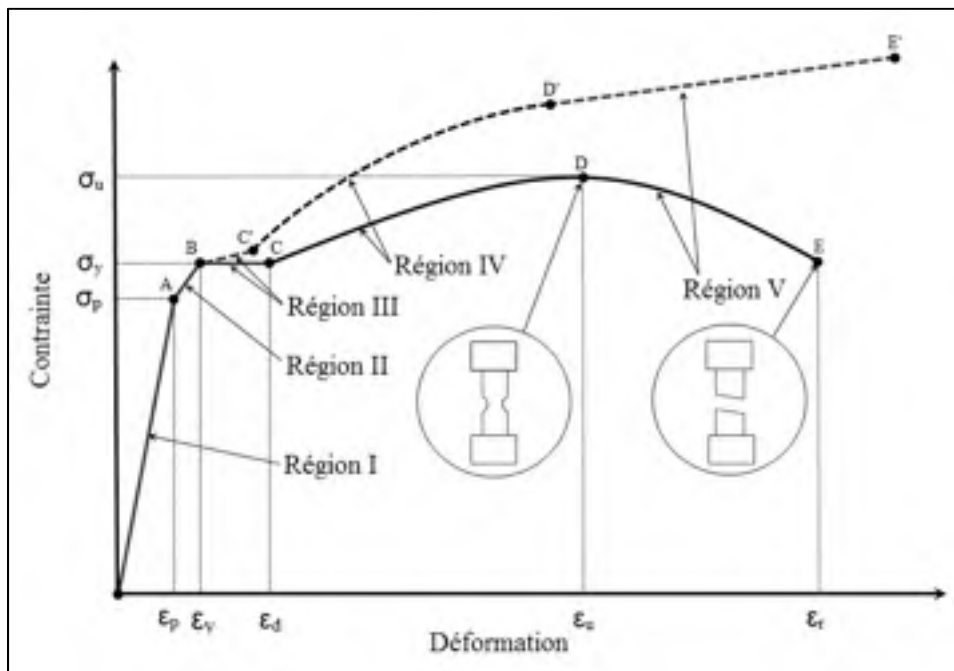


Figure 3.1 Courbe contrainte-déformation

À la Figure 3.1, la courbe contrainte-déformation est divisée en cinq régions où la ligne pleine représente la courbe d'ingénierie et la ligne pointillée la courbe vraie. La région I correspond au domaine élastique linéaire où le module de Young donne une relation linéaire entre les contraintes et les déformations. La région II est la portion non-linéaire du domaine élastique jusqu'à la limite élastique qui est établie à 0,2 % de déformation. Certains aciers possèdent un plateau à la limite élastique représenté par la région III, aussi appelé palier de Piobert-Lüders qui est décrit par Baïlon (2000). L'état de durcissement du matériel est défini par la région IV qui se termine à la contrainte ultime. Deux règles de durcissement sont implémentées au logiciel ANSYS® Mechanical™ soit le durcissement cinématique ou isotrope. Selon Lee (2010), le durcissement cinématique est généralement utilisé pour de petites déformations avec un chargement cyclique et le durcissement isotrope pour une grande déformation, c'est pourquoi ce dernier est utilisé dans ce rapport. Étant donné que la

section de l'échantillon n'est pas mesurée en temps réel lors de l'essai de traction, la courbe d'ingénierie peut être convertie en vraie courbe à l'aide des relations suivantes pour les régions II à IV.

$$\sigma_v = \sigma_{ing}(1 + \varepsilon_{ing}) \quad (3.7)$$

$$\varepsilon_v = \ln(1 + \varepsilon_{ing}) \quad (3.8)$$

La région V est caractérisée par l'amincissement drastique de la section de l'échantillon de l'essai de traction connue sous le nom de striction de la section. La distribution des contraintes et des déformations de cette région est plus complexe dû aux phénomènes macroscopiques qui impliquent la croissance de micro-vides et des micro-fissures qui sont induites dans le matériel. La région V de la courbe contrainte-déformation n'est pas considérée pour la présente simulation numérique structural statique, car elle requiert une simulation numérique dynamique explicite couplée à un critère, comme celui de Gurson-Tvergaard-Needleman résumé par Li (2011), qui caractérise les phénomènes macroscopiques du matériel.

3.2 Géométrie

La géométrie du banc d'essai est préparée et simplifiée à l'aide du logiciel ANSYS® DesignModeler™ pour être en mesure par la suite de générer un maillage de qualité, voir la Figure 4.1. Tout d'abord, le banc d'essai est coupé en quatre à l'aide de deux plans de symétrie afin de réduire le nombre d'éléments lors du maillage. La géométrie ne peut pas être réduite à la paroi d'acier uniquement avec un encastrement parfait aux frontières, car la rigidité du banc d'essai affecte les résultats. Cette rigidité est grandement reliée au bridage de la paroi d'acier qui est représentée à la Figure 3.2. Plusieurs simplifications sont apportées au bridage dont l'exclusion du joint d'étanchéité, des rondelles plates et du filet du boulonnage. De plus, le jeu entre la tige des boulons et les trous de passage de toutes les pièces est négligé en ramenant tout à un diamètre commun. Ce diamètre commun correspond au diamètre efficace des filets du boulon, il est calculé avec l'Équation (3.9).

$$D_{efficace} = (D_{primitif} + D_{intérieur})/2 \quad (3.9)$$

Tel qu'illustrée à la Figure 3.2, la bride de l'enceinte rigide à un rayon de 3 mm pour éviter une amorce de cisaillement de la paroi d'acier causée par un rebord tranchant à l'encastrement, tel qu'observé par Nurick (1996).

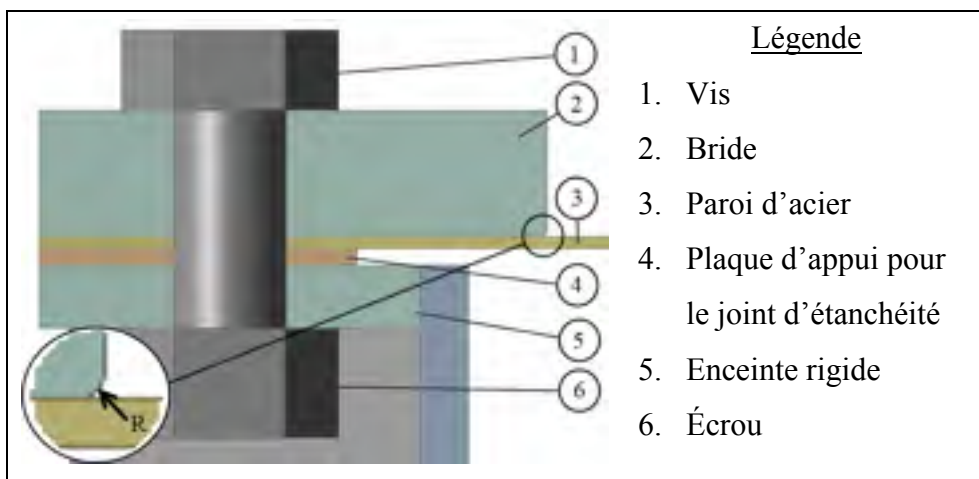


Figure 3.2 Bridage du banc d'essai

3.3 Matériaux

L'acier CSA G40.21 grade 50W est régulièrement utilisé pour la fabrication du réservoir de transformateur ou d'inductance de puissance, c'est pourquoi il est sélectionné comme matériel de la paroi d'acier du banc d'essai. La MEF structurale inclut la non-linéarité des matériaux ce qui nécessite une courbe contrainte-déformation. Pour cette raison, des essais de tractions normalisées selon ASTM E8 ont été réalisés au laboratoire de l'IREQ pour une vitesse de déformation de $0,001 \text{ s}^{-1}$. Un module de Young mesuré de 194 GPa et un coefficient de Poisson estimé à 0,3 définissent la région élastique linéaire de la courbe contrainte-déformation. La courbe d'ingénierie obtenue lors des essais de tractions est convertie en courbe contrainte-déformation vraie pour les régions II à IV qui sont identifiées à la Figure 3.1. Ainsi, la courbe contrainte-déformation vraie de la Figure 3.3 pour l'acier

CSA G40.21 grade 50W est appliquée à la paroi d'acier pour définir son comportement non-linéaire lors de l'AEF. Cependant, les propriétés des matériaux sont considérées linéaires avec un module d'élasticité de 200 GPa et un coefficient de Poisson de 0,3 pour toutes les autres pièces, car leurs contraintes n'excèdent pas leur limite élastique lors des AEF.

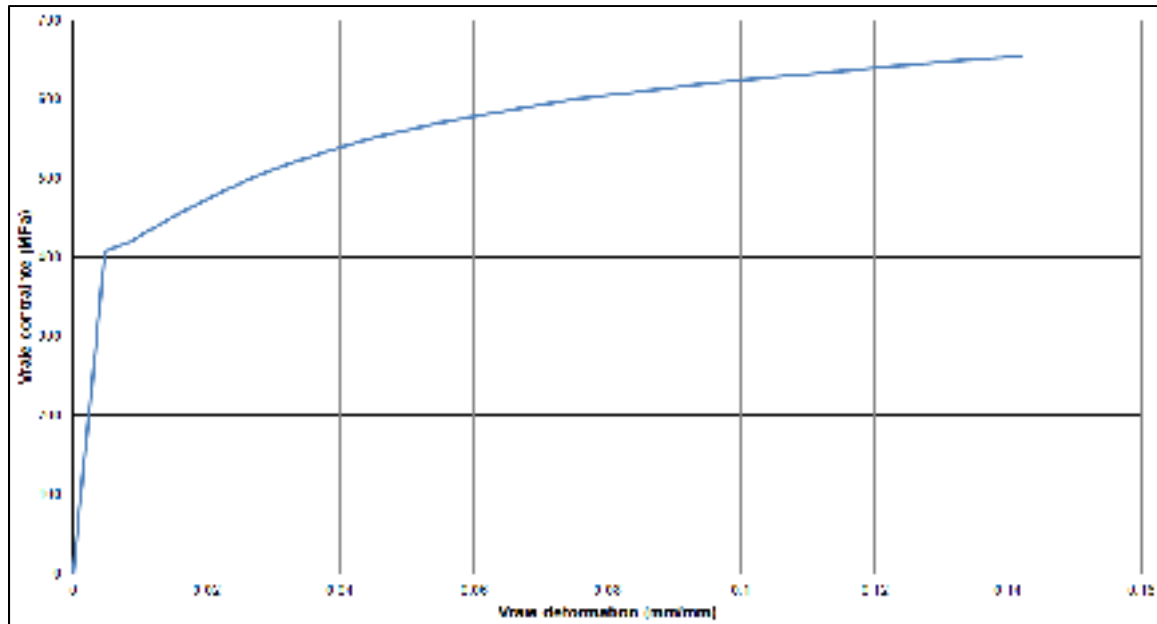


Figure 3.3 Courbe contrainte-déformation de l'acier CSA G40.21 grade 50W

3.4 Maillage

Le maillage divise la géométrie en plusieurs éléments connectés par des nœuds. Le type d'éléments utilisés pour le maillage est le tétraèdre de 10 nœuds, l'hexaèdre de 8 et de 20 nœuds, ils sont présentés à la Figure 3.4.

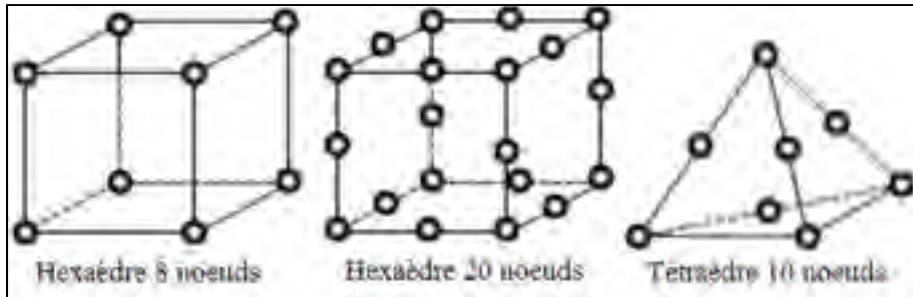


Figure 3.4 Type d'éléments solides

Les éléments d'ordre supérieur, de 10 ou 20 nœuds, ne peuvent être liés directement aux éléments d'ordre inférieur de 10 nœuds en raison du nombre de nœuds incompatibles aux interfaces. Toutefois, une transition peut se faire avec des éléments de type connexion décrites à la section 3.5 comme entre les éléments de type solide et coque-solide. De plus, cette connexion a une bonne compatibilité, car ces éléments ont tous trois degrés de liberté en translation aux nœuds comparativement aux éléments de type coque dont les trois degrés de liberté en rotation additionnels aux nœuds qui deviennent une source d'erreur lors du transfert des forces. Les éléments hexaèdres de 8 nœuds de type coque-solide avec cinq points d'intégrations dans l'épaisseur ont l'avantage de tenir compte du gradient de déformation dans l'épaisseur de la plaque et c'est pour cette raison qu'ils sont appliqués aux plaques du MEF. Les éléments hexaèdres de 20 nœuds de type solide sont appliqués aux boulons et aux écrous. En raison du rayon de 3 mm de la bride identifiée à la Figure 3.2, les éléments tétraèdres de 10 nœuds de type solide sont utilisés. L'identification du type et de la forme des éléments par rapport à la géométrie sont présentés à la Figure 3.5.

Légende

1. Boulons et écrous – Éléments hexaèdres 20 nœuds type solide
2. Bride – Éléments tétraèdres 10 nœuds type solide
3. Paroi d'acier, plaque d'appui pour le joint d'étanchéité et enceinte rigide – Éléments hexaèdres 8 nœuds type coque-solide



Figure 3.5 Maillage du banc d'essai

3.4.1 Qualité des éléments

Pour un MEF structural avec non-linéarité géométrique et des matériaux, la qualité des éléments influence grandement le temps de calcul et la convergence des résultats. Plusieurs critères définissent la qualité des éléments, dont le rapport d'aspect, la déviation parallèle, l'angle de coin, la déviation d'angle, le Jacobian et le facteur de gauchissement. Ainsi, l'option de vérification de forme automatique mécanique agressive est activée en plus d'un contrôle manuel en fonction de la géométrie qui permet d'optimiser automatiquement la qualité du maillage.

3.4.2 Taille des éléments

Un concept de base de la méthode par éléments finis est qu'une taille d'élément plus petite donne un résultat plus précis pour ultimement atteindre la solution analytique. La convergence des résultats est fonction de la taille et aussi du type d'élément, elle doit être atteinte pour valider la solution. Pour le MEF structural du banc d'essai, la convergence des résultats est étudiée au rebord AB de la paroi d'acier présenté à la Figure 3.6. Ce rebord AB est situé à l'intérieur du banc d'essai car l'amorce de la rupture est située à cet endroit.

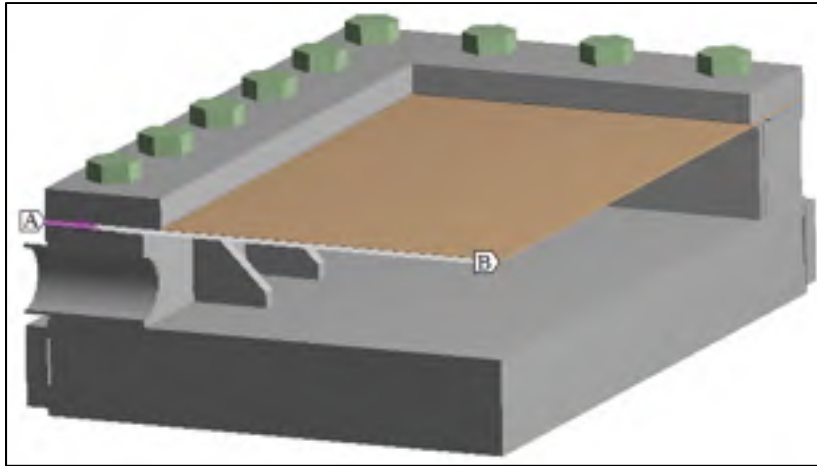


Figure 3.6 Rebord AB de la paroi d'acier

Tout d'abord, la convergence des résultats de déplacement est analysée graphiquement en divisant la taille d'élément de la paroi d'acier par deux à chaque itération. Selon la Figure 3.7, les résultats du déplacement vertical au point B convergent pour une taille d'élément inférieure à 40 mm.

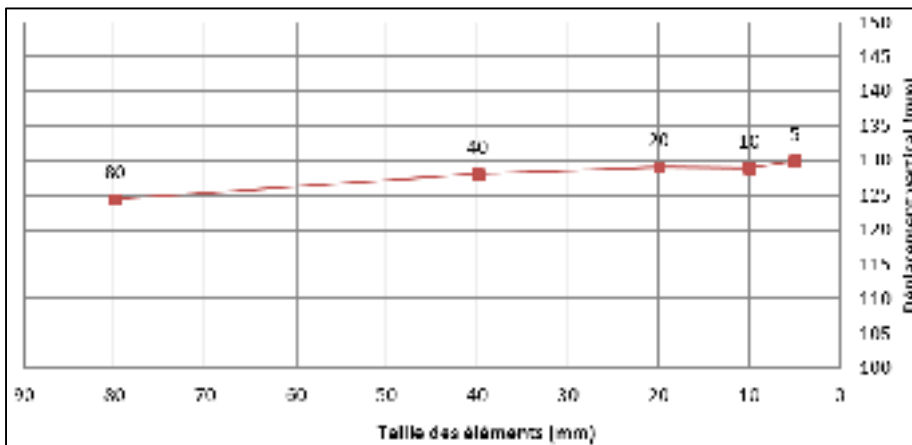


Figure 3.7 Déplacement vertical au point B pour une pression de 2 MPa

Cependant, les résultats de déformation principale au rebord AB divergent pour une taille d'élément variant de 80 à 5 mm, voir les résultats à la Figure 3.8. Donc, la taille d'élément de la paroi d'acier doit être raffinée davantage afin d'identifier la présence d'une convergence des résultats ou d'une singularité de contrainte, c'est-à-dire une contrainte infinie.

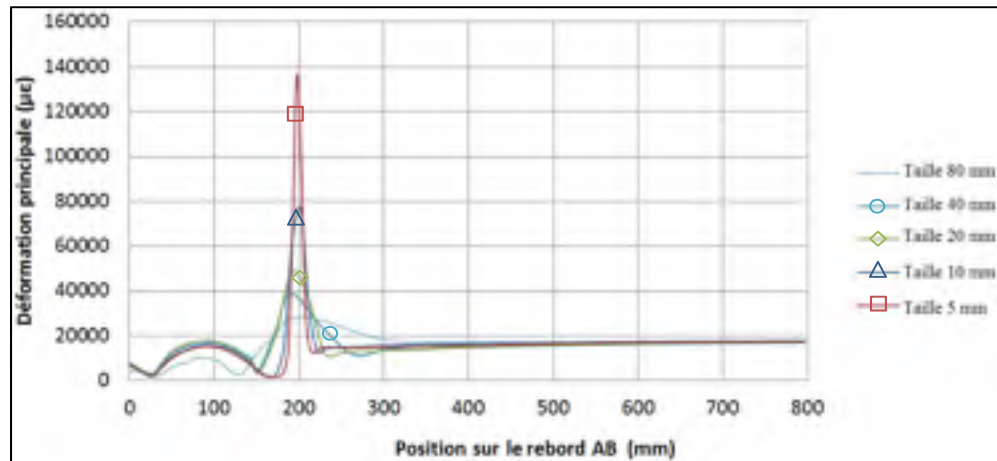


Figure 3.8 Déformation principale au rebord AB pour une pression de 2 MPa

Pour une taille d'élément de la paroi d'acier inférieure à 5 mm, le nombre de degrés de liberté du MEF excède la capacité de l'ordinateur disponible. C'est pourquoi, la technique de sous-modèle est utilisée. Il est à noter que cette technique impose les résultats de déplacement du modèle complet aux frontières du sous-modèle. Les éléments hexaèdres de 8 nœuds de type coque-solide sont générés pour le maillage de cette géométrie réduite de la paroi d'acier afin de raffiner davantage la taille des éléments.

Légende

1. Modèle complet
2. Sous-modèle
3. Zone de coupe
4. Frontières du sous-modèle

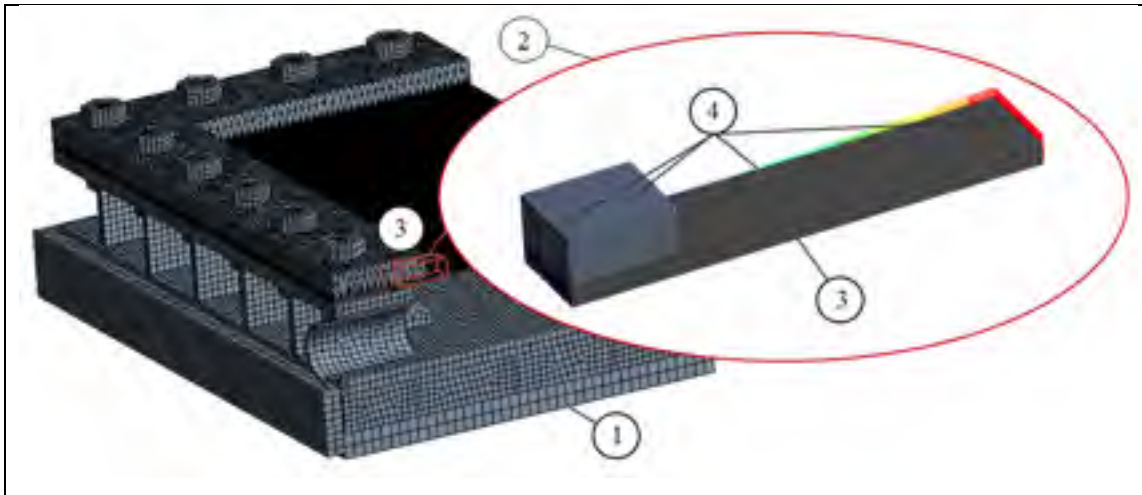


Figure 3.9 Technique de sous-modèle

La convergence ou la divergence des résultats de déformation principale est vérifiée à l'aide de la méthode de Sinclair (2008). Pour ce faire, la taille des éléments est divisée par deux à chaque itération et trois itérations successives sont analysées. L'équation (3.10) de convergence-divergence est utilisée avec un critère de vérification de 5 %.

$$\begin{aligned}
 |\varepsilon_1 - \varepsilon_2| > 1,05|\varepsilon_2 - \varepsilon_3| &\rightarrow \textit{converge} \\
 |\varepsilon_1 - \varepsilon_2| \leq 1,05|\varepsilon_2 - \varepsilon_3| &\rightarrow \textit{diverge}
 \end{aligned}
 \tag{3.10}$$

Lorsqu'il y a convergence, elle est classée sur une échelle de satisfaction, selon le pourcentage d'erreur.

$$\begin{aligned}
 1 \leq \hat{\varepsilon}(\%) < 5 &\rightarrow \textit{satisfaisant} \\
 0,1 \leq \hat{\varepsilon}(\%) < 1 &\rightarrow \textit{bien} \\
 \hat{\varepsilon}(\%) < 0,1 &\rightarrow \textit{excellent}
 \end{aligned}
 \tag{3.11}$$

L'erreur estimée $\hat{\varepsilon}$ est calculée où Γ correspond au taux de convergence et \hat{c} est l'estimation du taux de convergence.

$$\hat{\epsilon} = \frac{|\epsilon_2 - \epsilon_3|}{|\epsilon_3| \Gamma} \quad (3.12)$$

$$\Gamma = 2^{\hat{\epsilon}} - \frac{|\epsilon_2|}{|\epsilon_3|} \quad (3.13)$$

$$\hat{\epsilon} = \frac{\ln \left| \frac{\epsilon_1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 - \epsilon_3} \right|}{\ln 2} \quad (3.14)$$

Selon les résultats de l'analyse de convergence-divergence résumé au Tableau 3.1, la convergence pour les résultats de déformation principale au rebord AB nécessite une taille d'élément inférieur à 2 mm.

Tableau 3.1 Analyse convergence-divergence

Itération	Taille des éléments (mm)	ϵ_{max} ($\mu\epsilon$)	CD (5%)
1	8	179760	
2	2	147510	converge
3	1	153630	converge
4	0.5	150080	converge
5	0.25	161220	

La convergence des résultats de déformation principale maximale au rebord AB est également confirmée graphiquement à la Figure 3.10.

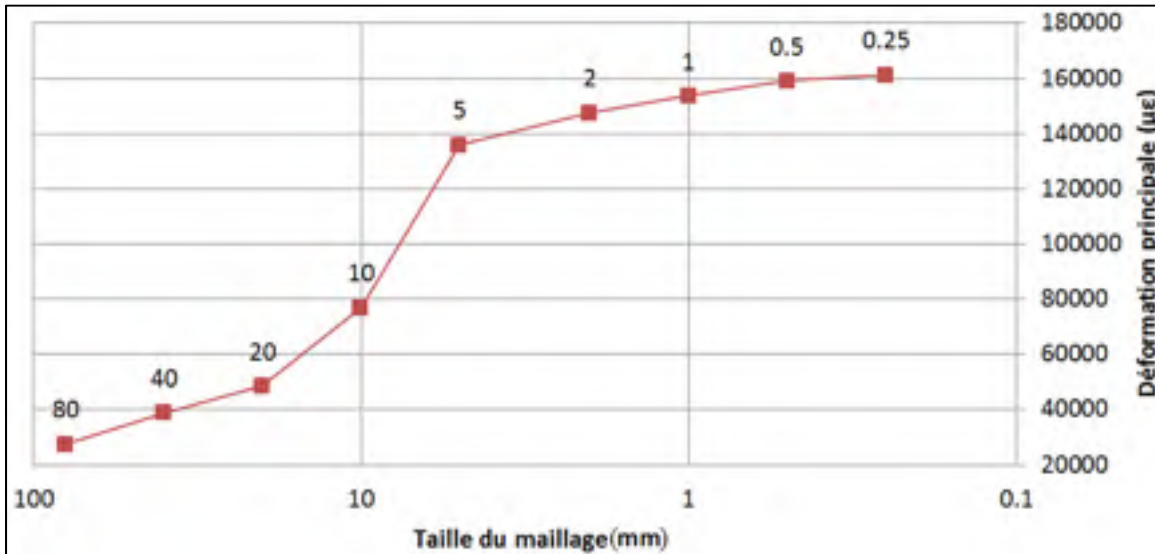


Figure 3.10 Déformation principale maximale au rebord AB pour une pression de 2 MPa

3.5 Connexion

Une connexion définit l'interaction entre deux pièces de maillage distinct qui se touchent à l'aide d'éléments qui transfèrent les forces. Pour le MEF du banc d'essai, les connexions de type contact sont utilisées. Le contact établit une formulation entre deux surfaces pour prévenir que la surface appelée contact passe au travers de l'autre appelée cible au cours de la simulation numérique. Les contacts de type liés sont appliqués à la majorité des pièces, ils ne permettent pas de glissement ou de séparation entre ceux-ci. Pour ce type de contact, la formulation appelée pénalité pure est utilisée et illustrée à la Figure 3.11.

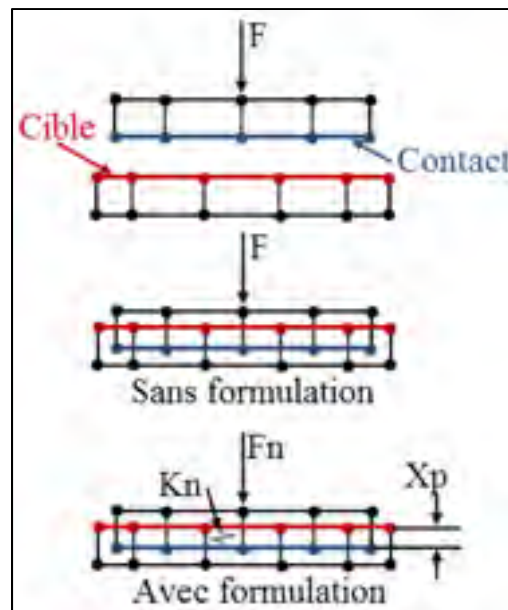


Figure 3.11 Formulation de contact

Cette formulation calcule une force de contact F_n qui est un concept de rigidité K_n et de pénétration X_p , voir l'équation (3.15). La solution est précise si la pénétration entre les pièces est inférieure à la valeur maximale calculée automatiquement par ANSYS® Mechanical™ avec les facteurs de pénétration et de rigidité par défauts de 1.

$$F_n = K_n X_p \quad (3.15)$$

Le contact de type friction et sans friction est utilisé pour certains cas particuliers. Le type friction permet un glissement entre les pièces lorsque les forces externes excèdent la force de friction. Tandis que pour le type sans friction, les pièces sont libres de glisser l'une contre l'autre. Pour ces types de contact, la formulation appelée Lagrange augmentée pure est utilisée où le terme λ est ajouté à la formulation, voir l'équation (3.16). Ce terme additionnel diminue la sensibilité de la rigidité du contact, mais augmente le temps de calcul de la simulation numérique.

$$F_n = K_n X_p + \lambda \quad (3.16)$$

Les connexions du MEF sont identifiées à la Figure 3.12 tandis que les composantes sont identifiées à la Figure 3.2. Notez que toutes les pièces appartenant à l'assemblage soudé de l'enceinte rigide sont entièrement connectées à l'aide de contact de type lié avec une formulation pénalité pure. Les contacts de type friction de la surface supérieure et inférieure de la paroi d'acier utilisent un coefficient de friction statique de 0,8 qui provient de l'étude de l'ANNEXE I.

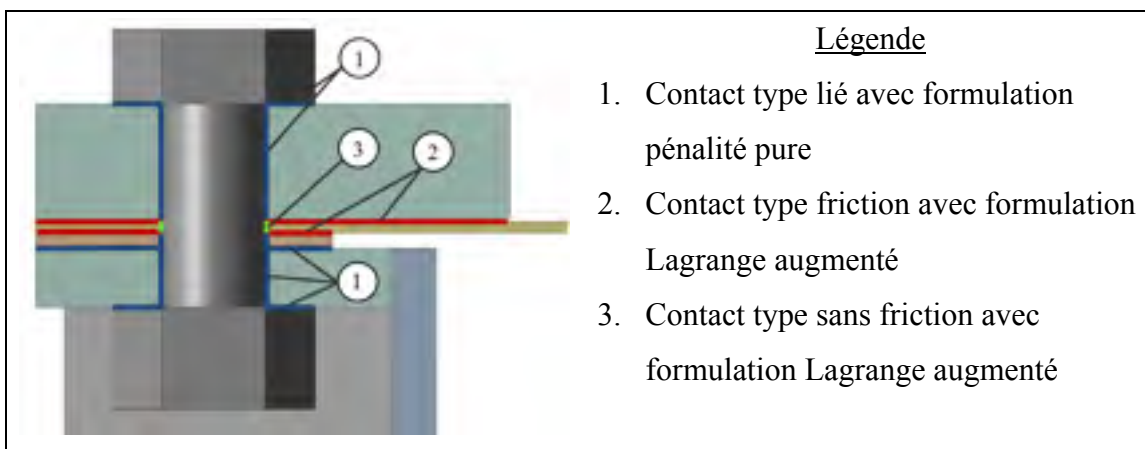


Figure 3.12 Identification des contacts

3.6 Charges et supports

L'AEF mécanique structural requiert l'imposition des charges externes et des supports pour résoudre l'équation d'état (3.6). Les supports bloquent le déplacement nodal $\{D\}$ des nœuds sélectionnés afin de reproduire les conditions de l'environnement. Étant donné que le banc d'essai est simplement déposé sur une plateforme, le déplacement vertical vers le sol uniquement de la base de l'enceinte rigide doit être bloqué. Cependant, cette condition frontière est simplifiée en fixant le déplacement vertical du nœud central sous la base de l'enceinte rigide. Ce support est valide seulement lorsque le déplacement vertical du banc d'essai n'est pas en interférence avec le sol. De plus, deux supports de symétries fixent les déplacements et les rotations appropriées des nœuds du maillage situés aux plans de symétrie.

Les charges $\{F\}$ sont les forces externes agissant sur chaque nœud en fonction du temps. L'accélération gravitationnelle de $9\,806,6\text{ mm/s}^2$ est appliquée pour toutes les étapes de l'AEF. Lors de la première étape de chargement, seule une force de préserrage F_p de 920 kN est appliquée à chaque boulon, c'est elle qui va générer la force de friction qui contre le glissement de la paroi d'acier. Tel que présenté à la Figure 3.13, le maillage de la tige du boulon est coupé en deux pièces qui sont reliées à l'aide d'éléments de préserrage, où seulement la translation dans la direction de l'axe de la tige est libre.

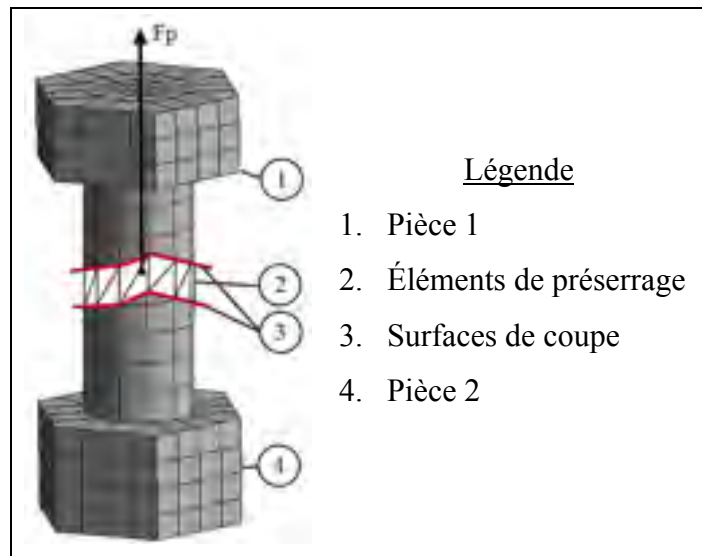


Figure 3.13 Préserrage d'un boulon

Pour la première étape de la simulation numérique, la force F_p est appliquée aux éléments de préserrage. Ensuite, cet état est bloqué afin de préserver l'effet initial du préserrage, il est à noter que le blocage transfère les forces en un déplacement imposé. Pour les étapes suivantes de l'AEF, une pression uniforme augmente progressivement par incrément de 200 kPa jusqu'à 2,6 MPa aux surfaces internes du banc d'essai. Les charges et supports appliqués à la simulation numérique sont identifiés à la Figure 3.14.

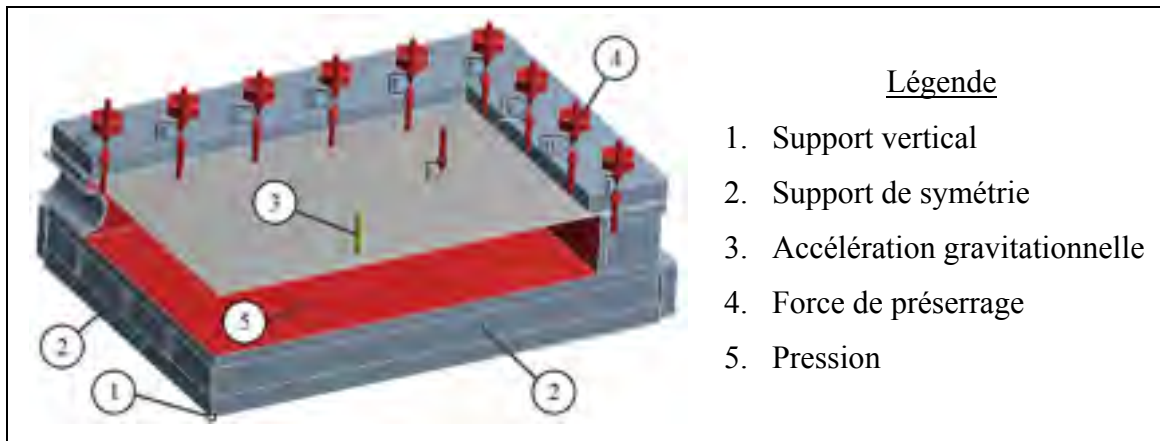


Figure 3.14 Charges et supports

3.7 Résultats numériques

Les résultats de l'AEF structurale sont extraits en fonction de la pression interne du banc d'essai afin d'en faire la comparaison et l'analyse par rapport aux résultats expérimentaux. Le déplacement vertical maximum de la paroi d'acier ainsi que les déplacements horizontaux de l'enceinte rigide sont extraits. Les résultats des déformations principales sont récupérés aux nœuds où les rosettes sont installées sur la paroi d'acier lors des essais expérimentaux comme identifiés à la Figure 3.15. Deux méthodes d'extractions des résultats de déformations principales sont utilisées. La première méthode « directe » consiste à extraire directement les résultats de déformations principales ϵ_p et ϵ_Q au nœud le plus près de la jauge numéro 2 de la rosette. La seconde méthode « calculée » extrait les résultats de déformations ϵ_1 , ϵ_2 , et ϵ_3 au nœud le plus près du centre de chacune des jauges de la rosette afin de calculer les déformations principales ϵ_{p_c} et ϵ_{Q_c} à l'aide de l'équation (4.1).

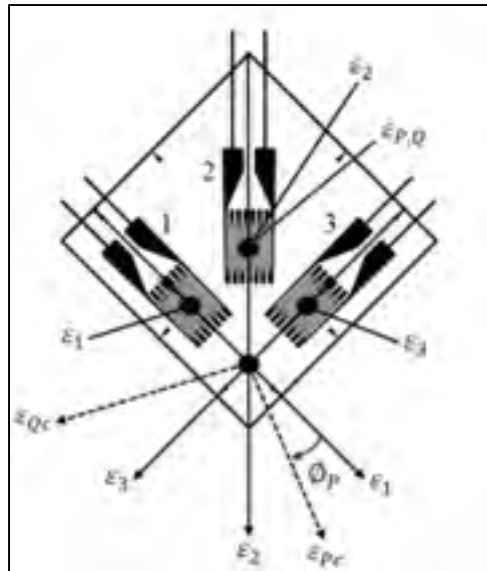


Figure 3.15 Identification des nœuds par rapport à la rosette rectangulaire

Les deux méthodes de récupération des résultats des déformations principales sont comparées, quelques résultats obtenus avec le banc d'essai 2 sont présentés à la Figure 3.16. On remarque des résultats identiques pour les deux méthodes d'extraction pour les rosettes 1 et 10, tandis que pour les autres rosettes avec la méthode « directe » on obtient des résultats plus élevés qu'avec la méthode « calculée ». Étant donné que la méthode « calculée » tient compte en partie du gradient de déformation de la rosette en utilisant la position des trois jauges et ainsi une surface de référence plus grande. Elle s'avère plus représentative de l'instrumentation utilisée lors des essais expérimentaux et sera l'approche privilégiée pour l'extraction des résultats numériques.

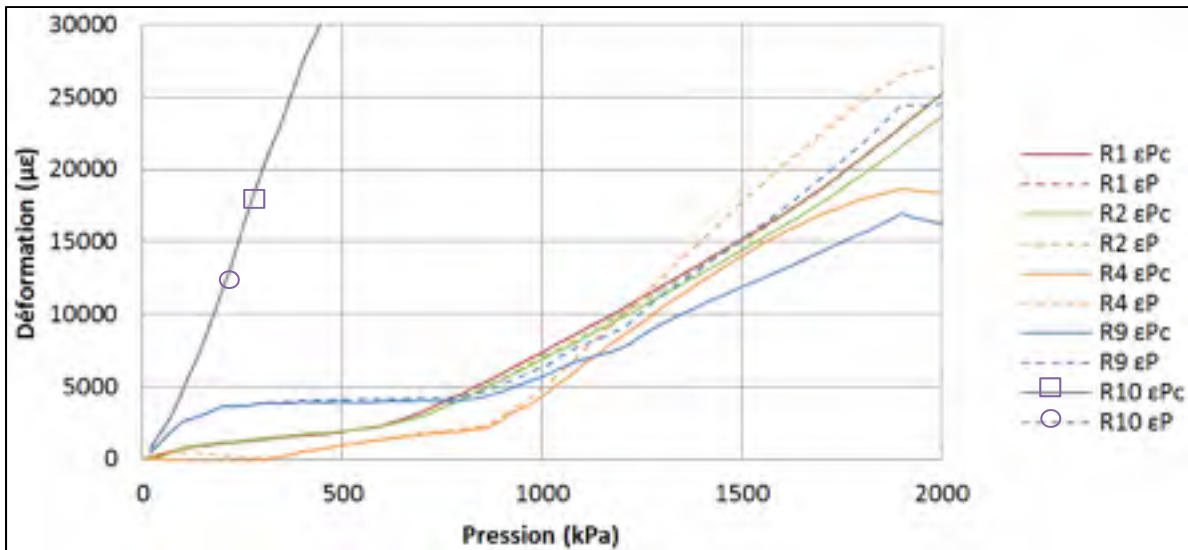


Figure 3.16 Méthodes d'extraction des résultats numériques de la déformation principale

3.8 Résumé

Le MÉQS évalue la capacité de confinement à un arc électrique dans un transformateur ou une inductance de puissance, mais son application nécessite une AEF, c'est pourquoi ce document analyse en détail tous les aspects de la MEF structurale statique non-linéaire réalisée à l'aide du logiciel ANSYS® Mechanical™ version 15.0. Tout d'abord, la non-linéarité géométrique est activée pour tenir compte de l'influence de la grande déformation structurale sur la rigidité. Les propriétés des matériaux proviennent d'essais de traction uniaxiaux normalisés où la courbe contrainte-déformation vraie définit son comportement non-linéaire. Ensuite, la paroi d'acier est maillée avec des éléments hexaèdres de 8 nœuds de type coque-solide avec cinq points d'intégration dans l'épaisseur. Leurs tailles sont de 2 mm pour obtenir la convergence des résultats de déformation principale. La technique de sous-modèle permet l'utilisation d'un maillage de 2 mm avec un temps de calcul raisonnable. Un coefficient de friction statique de 0,8 est appliqué aux contacts de la surface supérieure et inférieure de la paroi d'acier. Les charges et supports sont imposés au maillage afin de reproduire les conditions expérimentales du banc d'essai. Cela inclut une force de préserrage appliquée à chaque boulon pour générer la force de friction qui contre le glissement de la paroi d'acier. Finalement, les résultats numériques des déformations principales sont extraits

avec la méthode « calculée » pour en faire la comparaison avec les résultats expérimentaux
au chapitre 6.

CHAPITRE 4

ESSAIS EXPÉRIMENTAUX

4.1 Banc d'essai

Un banc d'essai a été spécialement conçu pour reproduire la déformation d'un mur de transformateur ou d'une inductance de puissance lors d'un arc électrique interne. Six essais expérimentaux soumettent une paroi d'acier à une pression statique qui augmente jusqu'à la rupture de celle-ci. Les composantes principales du banc d'essai présentées à la Figure 4.1 sont l'enceinte rigide, la paroi d'acier, la bride et la pompe hydraulique de Honda modèle GX340.

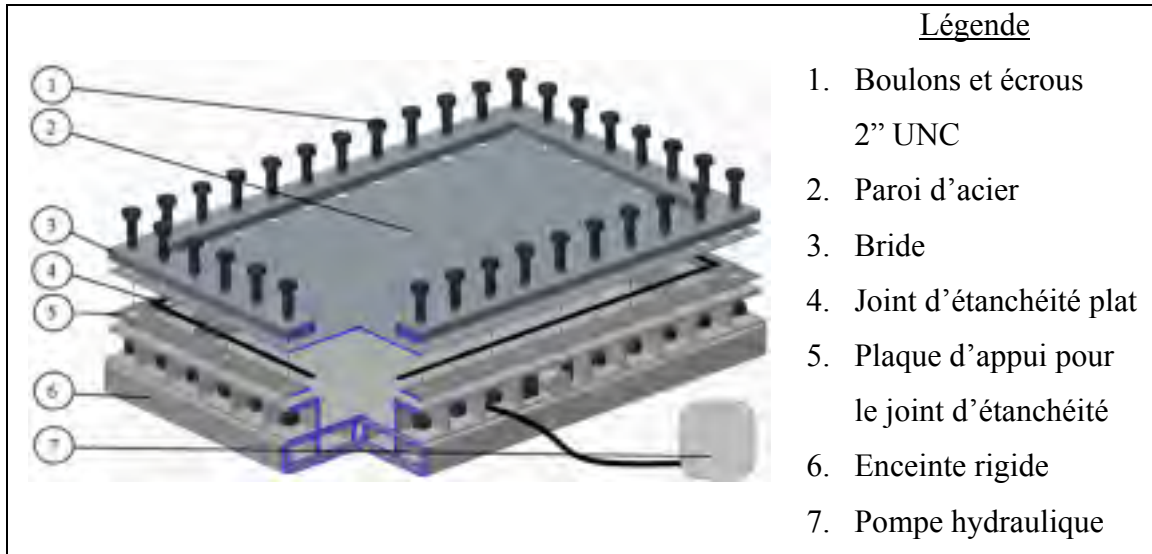


Figure 4.1 Banc d'essai

Notez que le banc d'essai a été révisé à deux reprises afin d'améliorer sa capacité à soutenir la pression de 1 MPa à 3 MPa sans déformation plastique et la tenue des rosettes jusqu'à la rupture de la paroi d'acier, la Figure 4.2 met en évidence l'évolution des révisions. Lors de la première révision, l'ajout de renforts, le changement de la bride et de la boulonnerie ont

permis d'augmenter la capacité à soutenir la pression. Cependant, il y a eu défectuosité des rosettes positionnées sous la bride avec la deuxième version du banc d'essai. De plus, plusieurs changements brusques de la pression interne sont enregistrés lors de ces essais qui sont causés par le glissement de la paroi d'acier, voir l'explication à l'ANNEXE II. Pour résoudre ces problèmes, la largeur de la bride est augmentée à la deuxième révision du banc d'essai afin d'éliminer l'interférence possible entre les rosettes positionnées sous la bride et le joint d'étanchéité. En plus, l'augmentation de la surface de la bride offre une résistance en friction suffisante pour prévenir le glissement de la paroi d'acier. Cette modification réduit la surface de la paroi d'acier exposée à la pression et donc affecte les résultats.




Banc d'essai 1		<p style="text-align: center;"><u>Légende</u></p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Boulons 1 1/2" UNC 2. Bride d'épaisseur 1" et de largeur 6" 3. Plaque de fond boulonnée
Banc d'essai 2		<p style="text-align: center;"><u>Légende</u></p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Boulons 2" UNC 2. Bride d'épaisseur 2" et de largeur 6" 3. Plaque de fond soudée avec renforts 4. Renforts internes
Banc d'essai 3		<p style="text-align: center;"><u>Légende</u></p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Bride d'épaisseur 2" et de largeur 8"

Figure 4.2 Évolution des révisions du banc d'essai

La première étape de l'expérimentation est la calibration et l'installation des capteurs de déplacement, de pression, de température et de déformation. Pour chaque essai, une nouvelle paroi d'acier CSA G40.21 grade 50W d'épaisseur 4,76 mm et de surface de 3,5 m² est bridée à l'enceinte rigide dont les dimensions internes sont de 2 m x 1,25 m x 0,159 m. Un couple de serrage de 9 300 Nm est appliqué aux 36 boulons 2" UNC grade 8 du système de bridage à l'aide d'une clé dynamométrique hydraulique afin d'assurer l'étanchéité du joint plat. Ainsi, cette pression génère une force de friction qui prévient le glissement de la paroi d'acier lors des essais. De plus, les surfaces de la bride et de la plaque d'appui pour le joint d'étanchéité sont grenillées afin d'optimiser la friction avec la paroi d'acier. L'enregistrement des données d'instrumentation débute au moment où le banc d'essai est rempli d'eau. Puis, la pompe hydraulique augmente graduellement la pression interne du banc d'essai jusqu'à la rupture de la paroi d'acier. Tous les essais sont enregistrés à l'aide d'un appareil photographique numérique.

4.2 Instrumentation

L'instrumentation des essais expérimentaux est essentielle pour la comparaison des résultats avec les essais numériques, c'est pourquoi plusieurs capteurs sont installés au banc d'essai, voir la Figure 4.3.

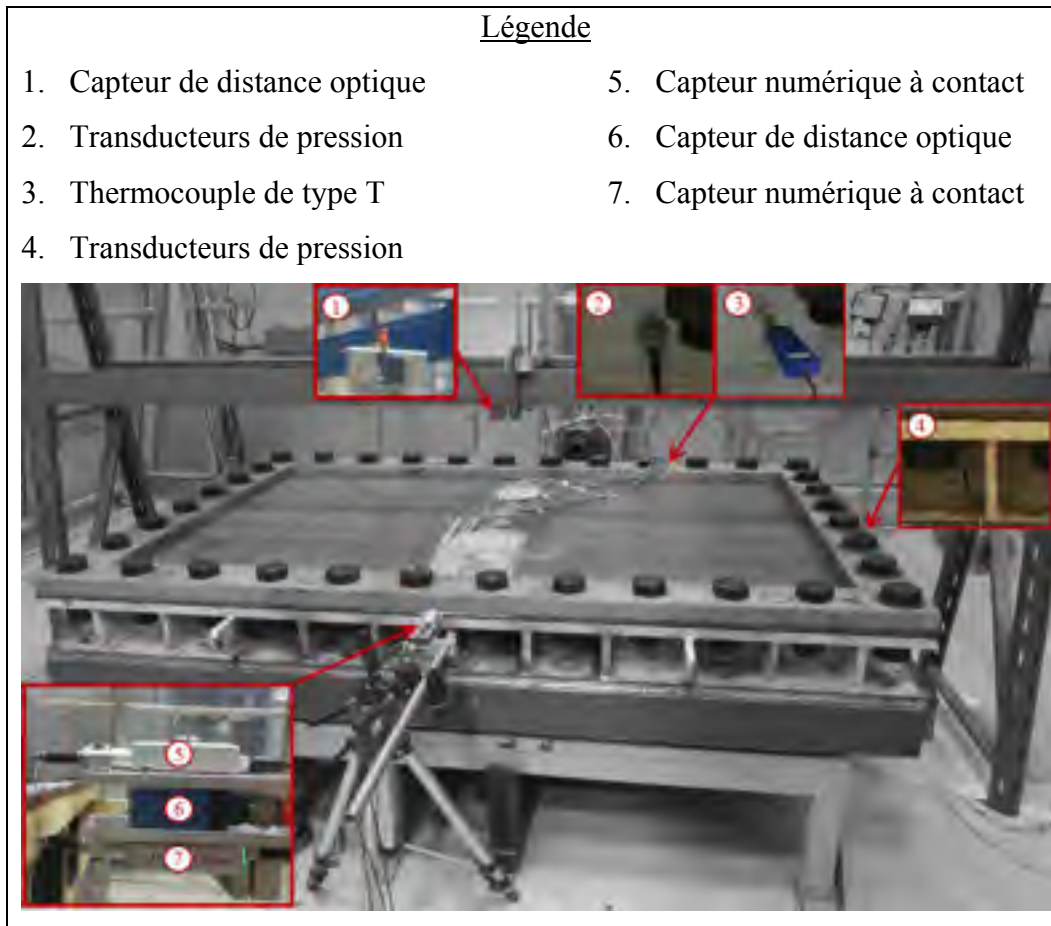


Figure 4.3 Instrumentation du banc d'essai

Un capteur de distance haute précision optique de Wenglor® CP35MHT80 enregistre le positionnement vertical au centre de la paroi d'acier. Un autre capteur de distance haute précision optique de Wenglor® CP08MHT80 enregistre le positionnement horizontal de la paroi d'acier. Le positionnement horizontal de l'enceinte rigide et de la bride est instrumenté à l'aide de deux capteurs numériques à contact de haute précision de Keyence® GT2-70. La pression interne de l'enceinte rigide est enregistrée à l'aide de deux transducteurs de pression de TML Tokyo Sokki Kenkyujo® PWF-5MPB et l'autre d'Endevco® 8510B-2000. De plus, un thermocouple de type T enregistre la température de l'eau.

L'acquisition de la déformation au-dessus et au-dessous de la paroi d'acier se fait l'aide de rosettes rectangulaires de type plan de TML Tokyo Sokki Kenkyujo® YEFRA-2 qui ont la capacité de mesurer la déformation jusqu'à 10 à 15% et de VISHAY Precision Group® EP-08-250RD-350, qui ont la capacité de mesurer la déformation jusqu'à 15 à 20%. La rosette modèle EP-08-250RD-350 nécessite un durcissement de l'adhésif pour atteindre sa pleine capacité d'élongation. Les rosettes rectangulaires ont trois jauges numérotées et positionnées à 45° sur un support tel que montré à la Figure 4.4.

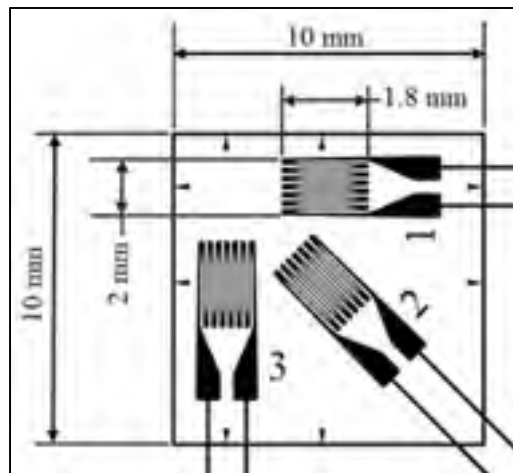


Figure 4.4 Rosettes YEFRA-2

4.3 Positions des rosettes

Les rosettes sont installées au-dessus et au-dessous de la paroi d'acier afin de bien capter l'effet membrane de la déformation. Les figures suivantes identifient le positionnement des rosettes installées sur la paroi d'acier en fonction des essais expérimentaux. La déformation principale est alignée avec la jauge numéro deux de la rosette pour une plus grande précision des résultats.

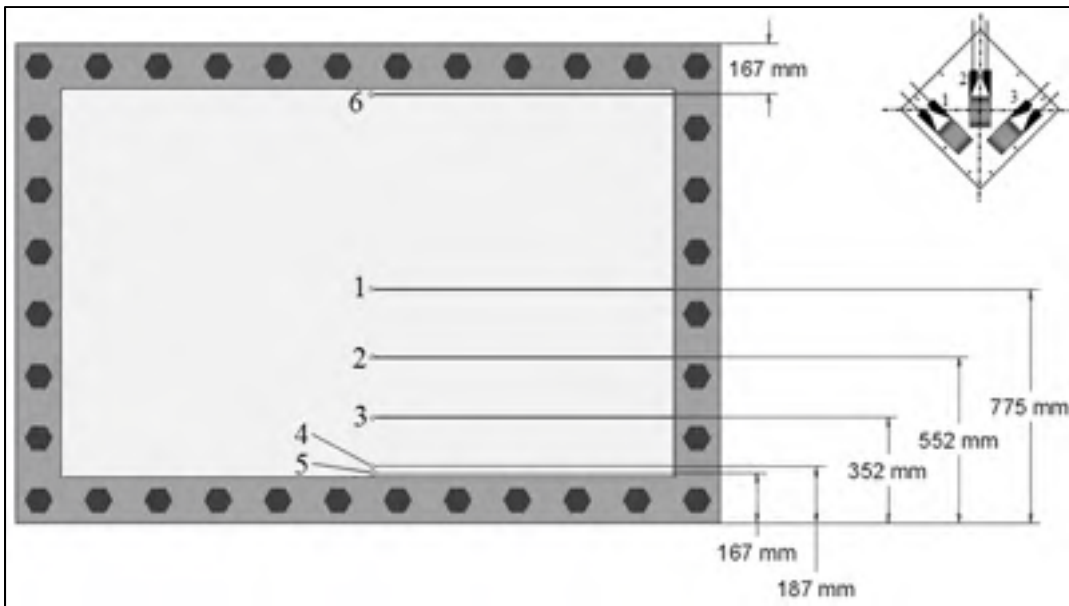


Figure 4.5 Position des rosettes au-dessus de la paroi d'acier, essais 1, 2, et 3

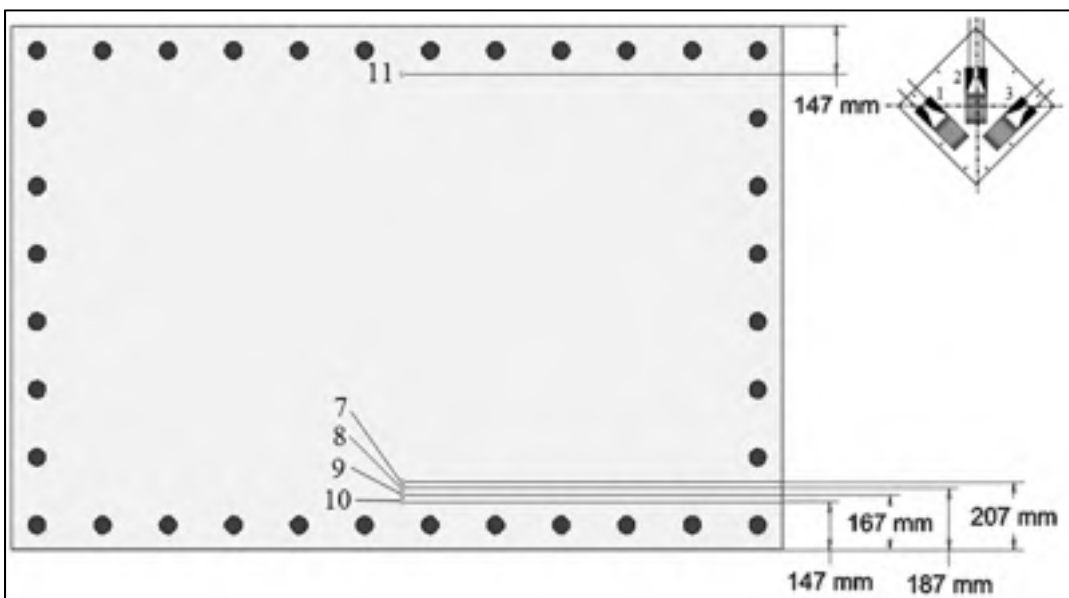


Figure 4.6 Position des rosettes au-dessous de la paroi d'acier, essai 1, 2, et 3

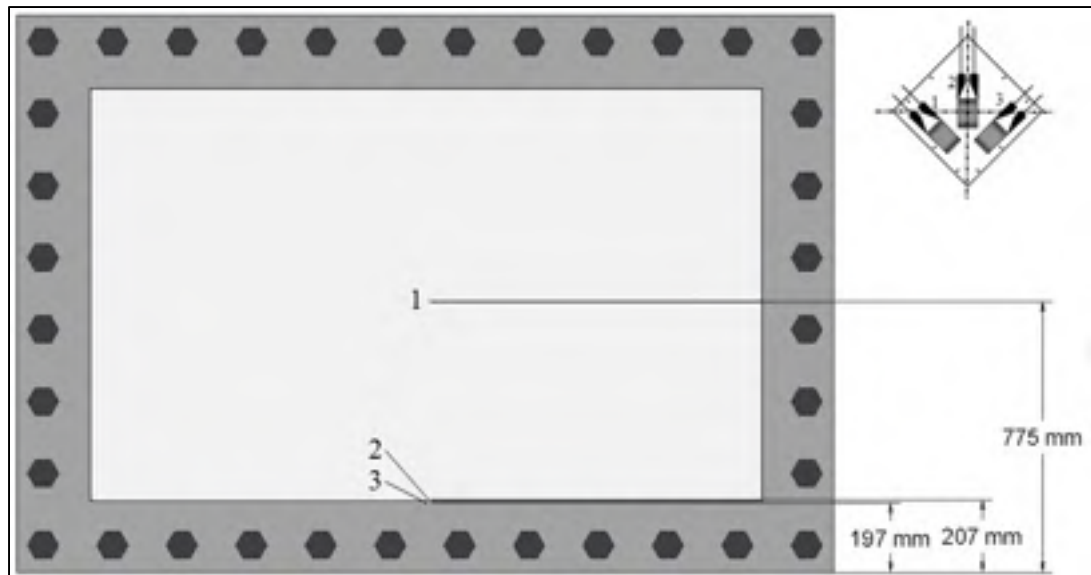


Figure 4.7 Position des rosettes au-dessus de la paroi d'acier, essai 4

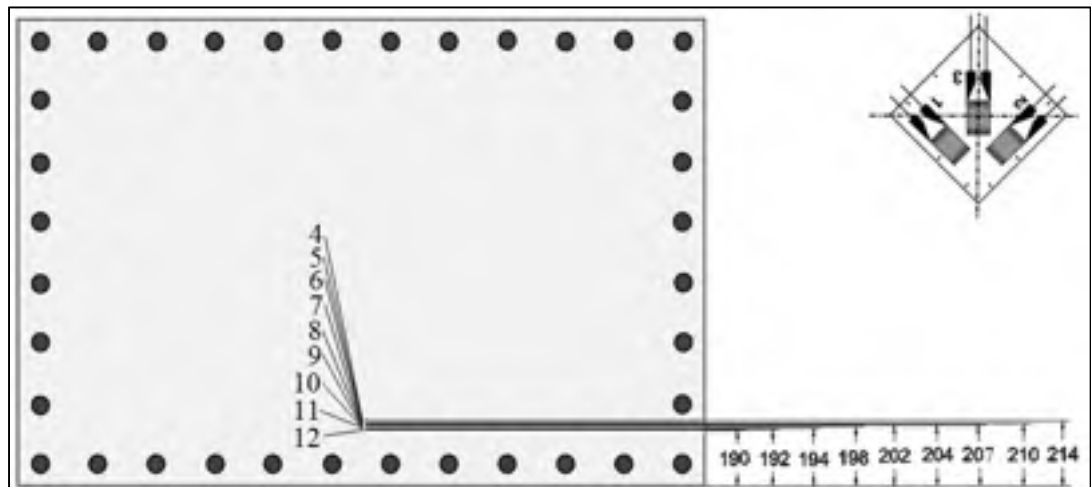


Figure 4.8 Position des rosettes au-dessous de la paroi d'acier, essai 4, 5 et 6

4.4 Traitement des données

Lors des essais expérimentaux, les rosettes rectangulaires mesurent les déformations de la paroi d'acier en fonction du temps, à l'aide des trois jauges identifiées à la Figure 4.9.

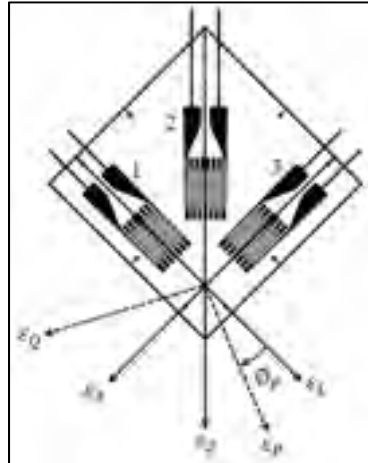


Figure 4.9 Déformations de la rosette rectangulaire

Ces données de déformations mesurées aux jauges permettent de calculer les déformations principales et la direction à l'aide des relations de transformation des déformations suivantes. Ensuite, les résultats expérimentaux et numériques des déformations principales seront comparés et analysés.

$$\varepsilon_{P,Q} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{2} \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2} \quad (4.1)$$

$$\phi_{P,Q} = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{2\varepsilon_2 - \varepsilon_1 - \varepsilon_3}{\varepsilon_1 - \varepsilon_3} \right) \quad (4.2)$$

La direction physique des déformations principales est calculée à partir de l'axe principal 1 avec un sens de rotation anti horaire positif. Les règles suivantes doivent être appliquées afin d'identifier la déformation principale correspondant à l'angle calculé.

$$a) \text{ Si } \varepsilon_1 > \varepsilon_3, \text{ alors } \phi_{P,Q} = \phi_P \quad (4.3)$$

- b) Si $\varepsilon_1 < \varepsilon_3$, alors $\phi_{P,Q} = \phi_Q$
- c) Si $\varepsilon_1 = \varepsilon_3$ et $\varepsilon_2 < \varepsilon_1$, alors $\phi_{P,Q} = \phi_P = -45^\circ$
- d) Si $\varepsilon_1 = \varepsilon_3$ et $\varepsilon_2 > \varepsilon_1$, alors $\phi_{P,Q} = \phi_P = +45^\circ$
- e) Si $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3$, alors $\phi_{P,Q}$ est indéterminé

4.5 Résumé

Un banc d'essai a permis de réaliser six essais instrumentés où la paroi d'acier a subi de grandes déformations sous pression statique. Le plan d'expérience au Tableau 4.1 résume ces essais. Au cours de ces expérimentations, le banc d'essai a été révisé à deux reprises afin d'améliorer sa capacité à soutenir la pression et la tenue des rosettes jusqu'à la rupture de la paroi d'acier. Le déplacement vertical de la paroi d'acier est enregistré à l'aide de capteur de distance pour tous les essais. Les essais 2 à 6 ont trois capteurs de distance supplémentaires afin d'enregistrer le déplacement horizontal du banc d'essai. Pour les quatre premiers essais, les rosettes sont installées au-dessus et au-dessous de la paroi d'acier afin de bien capter l'effet membrane de la déformation. Lors des deux derniers essais, toutes les rosettes sont positionnées au-dessous de la paroi d'acier à l'endroit le plus près possible du point de rupture. Le sixième essai utilise de l'air au lieu de l'eau pour générer la surpression, car il semble y avoir une infiltration d'eau sous l'isolation qui recouvre ces rosettes due à la courbure de la paroi d'acier lors de la déformation plastique. Finalement, les données expérimentales enregistrées lors des essais vont permettre la comparaison des résultats numériques de la déformation principale et de la rupture ductile de la paroi d'acier.

Tableau 4.1 Plan d'expérience

Numéro de l'essai	Banc d'essai	Quantité de capteur de distance	Quantité de rosette positionnée au-dessus de la plaque	Quantité de rosette positionnée au-dessous de la plaque	Fluide utilisé pour la surpression
1	1	1	1	3	eau
2	2	1	1	3	eau
3	2	4	4	3	eau
4	3	1	3	1	eau
5	3	4	0	5	eau
6	3	4	0	5	air

CHAPITRE 5

PRÉSENTATION DES RÉSULTATS

5.1 Résultats expérimentaux

Les essais expérimentaux ont été effectués à l'aide du banc d'essai et suivant la méthodologie détaillée au CHAPITRE 4 du rapport. Au cours de ces essais, le banc d'essai a été révisé à deux reprises afin d'améliorer sa capacité et la tenue des rosettes, tel que montré à la Figure 4.2. Le plan d'expériences présenté au Tableau 4.1 permet d'identifier les conditions expérimentales de chaque essai. Les résultats expérimentaux de la pression interne du banc d'essai, du déplacement vertical et de la longueur du déchirement de la paroi d'acier sont présentés au Tableau 5.1 **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**

Tableau 5.1 Résultats expérimentaux à la rupture de la paroi d'acier

Numéro de l'essai	Banc d'essai	Surface exposée m ²	Pression à la rupture kPa	Déplacement au centre mm	Longueur du déchirement mm	Mode de défaillance
1	1	2.6	-	-	-	I
2	2	2.6	1941	157	1216	II
3	2	2.6	2019	169	1162	II
4	3	2.3	2175	144	1121	II
5	3	2.3	2354	162	1257	II
6	3	2.3	2269	164	3 côtés	II

Une défaillance de mode I est observée pour le premier essai, c'est-à-dire une grande déformation plastique sans rupture de la paroi d'acier, à cause d'une fuite d'eau au niveau du joint d'étanchéité qui a été déplacé lors du bridage.



Figure 5.1 Grande déformation plastique (mode I), essai 1

Les essais 2 à 5 sont réalisés jusqu'au déchirement en traction au niveau des supports de la paroi d'acier qui correspondent à une défaillance de mode II. Cette rupture se situe aléatoirement vis-à-vis la bride du banc d'essai au milieu d'un des deux côtés longs.



Figure 5.2 Déchirement en traction (mode II), essai 5

Toutefois, la défektivité de rosettes positionnées sous la bride persiste et nécessite une investigation. Il semble y avoir une infiltration d'eau sous l'isolation qui recouvre ces rosettes due à la courbure de la paroi d'acier lors de la déformation plastique. Pour résoudre ce problème, la montée de pression est générée avec de l'air au lieu de l'eau pour l'essai 6. La décompression de l'air comprimé lors de la rupture de la paroi d'acier a généré un déchirement en traction au niveau des supports sur trois côtés, tel que montré à la Figure 5.3.



Figure 5.3 Déchirement de trois côtés de la paroi d'acier, essai 6

Les résultats du déplacement vertical au centre de la paroi d'acier de tous les essais expérimentaux sont résumés à la Figure 5.4. Il y a une variation entre les résultats qui sont dus aux modifications apportées au banc d'essai, tel que présenté à la Figure 4.2. Il est donc plus approprié de comparer les résultats de déplacement pour des essais qui ont été réalisés avec la même révision du banc d'essai, par exemple les essais 2 et 3 ont été réalisés avec le banc d'essai 2. Il est normal d'observer un résultat inférieur pour les essais 4 à 6, car la bride est plus large pour le banc d'essai 3 ce qui diminue la surface de la paroi d'acier exposée à la pression. Pour ce qui est des changements brusques de la pression interne enregistrés lors de ces essais 2 et 3, ils sont causés par le glissement de la paroi d'acier expliqué à l'ANNEXE II. Notez que les résultats expérimentaux du déplacement horizontal de la paroi d'acier, de la bride et de l'enceinte sont disponibles à l'ANNEXE I.

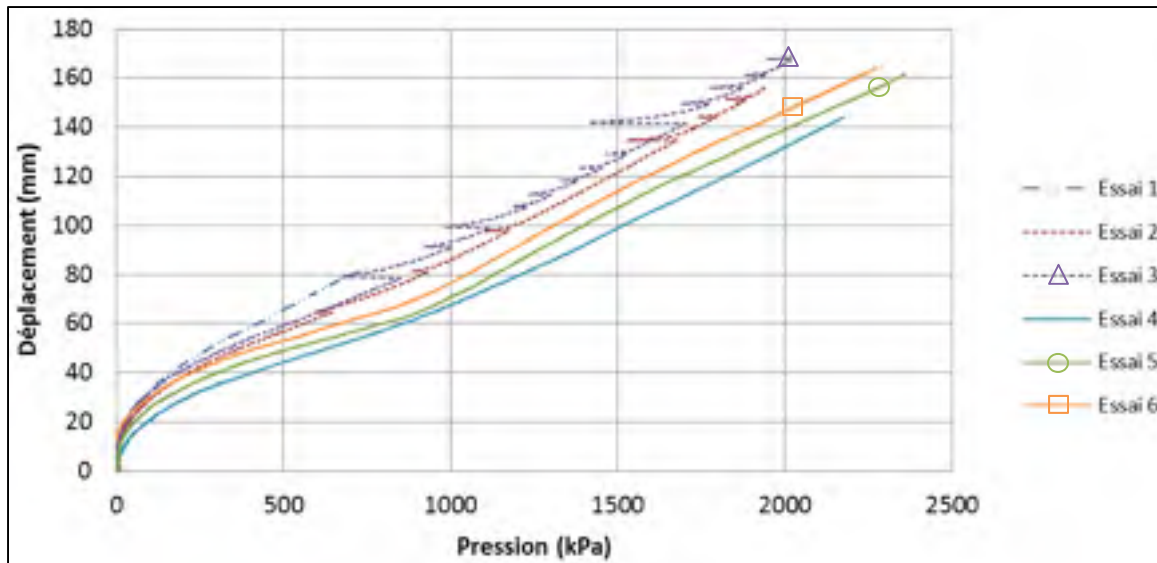


Figure 5.4 Résultats expérimentaux du déplacement vertical au centre de la paroi d'acier

Les résultats de déformations principales de la paroi d'acier pour les essais expérimentaux 2 à 6 sont résumés à la Figure 5.5 et Figure 5.6. Pour les essais 2 et 3, la majorité des rosettes captent l'effet membrane de la déformation de la paroi d'acier avec une déformation principale inférieure à 3 %, ce qui correspond au début de la déformation plastique du matériel tel qu'identifié à la Figure 3.3.

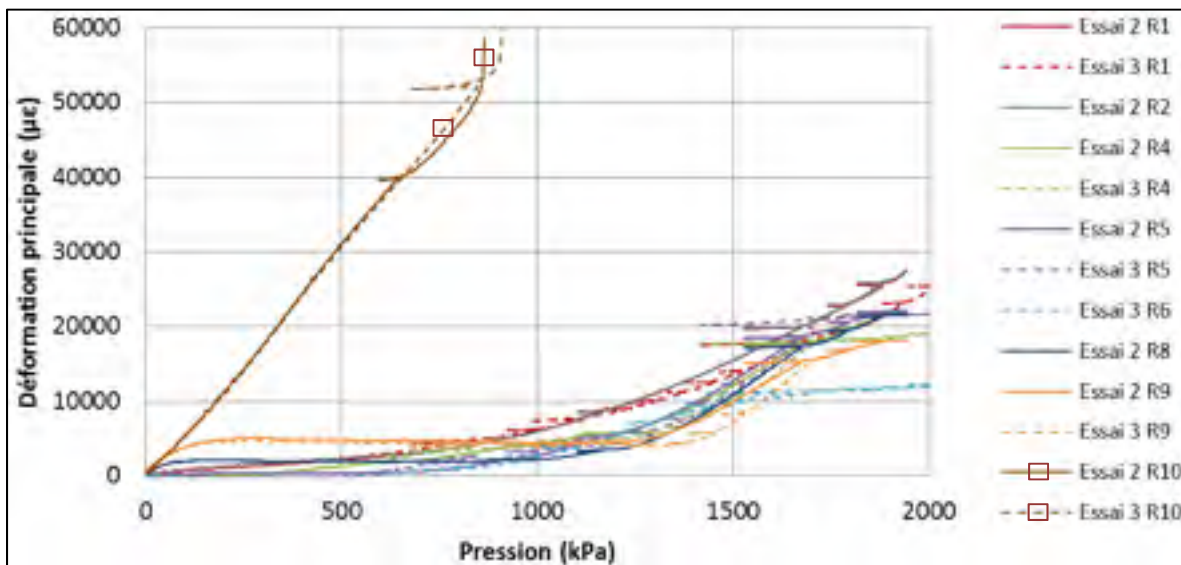


Figure 5.5 Résultats expérimentaux des déformations principales, essai 2 et 3

Lors des essais 5 et 6, toutes les rosettes sont positionnées au-dessous de la paroi d'acier à l'endroit le plus près possible du point de rupture afin de capter la défaillance de mode II. Les résultats des déformations des jauges de chaque rosette en fonction de la pression sont également disponibles à l'ANNEXE III.

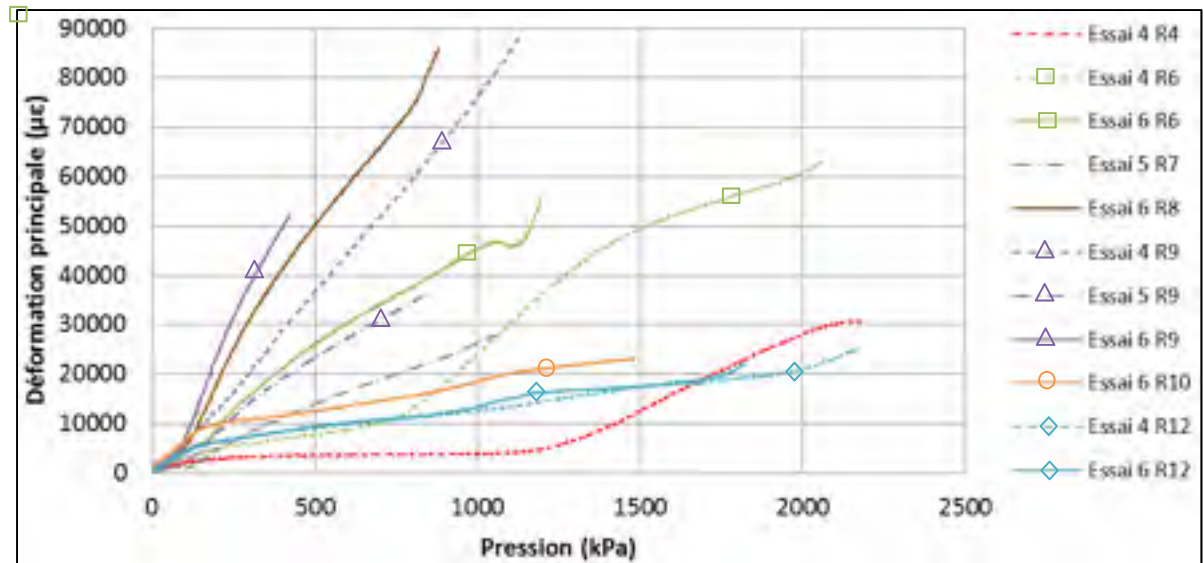


Figure 5.6 Résultats expérimentaux des déformations principales, essai 4, 5 et 6

5.2 Résultats numériques

Pour chaque révision du banc d'essai 1, 2 et 3, une AEF structurale est effectuée à l'aide du logiciel ANSYS® Mechanical™ version 15.0 qui est détaillée au chapitre CHAPITRE 3 du rapport. Les résultats du déplacement vertical au centre de la paroi d'acier sont présentés à la Figure 5.7. La diminution du déplacement vertical de la paroi d'acier observée au banc d'essai 2 est liée aux modifications apportées qui ont augmenté la rigidité. Le résultat observé pour le banc d'essai 3 est inférieur, car la bride est plus large ce qui diminue la surface de la paroi d'acier exposée à la pression. Notez que les résultats numériques du déplacement horizontal de la paroi d'acier, de la bride et de l'enceinte sont disponibles à l'ANNEXE I.

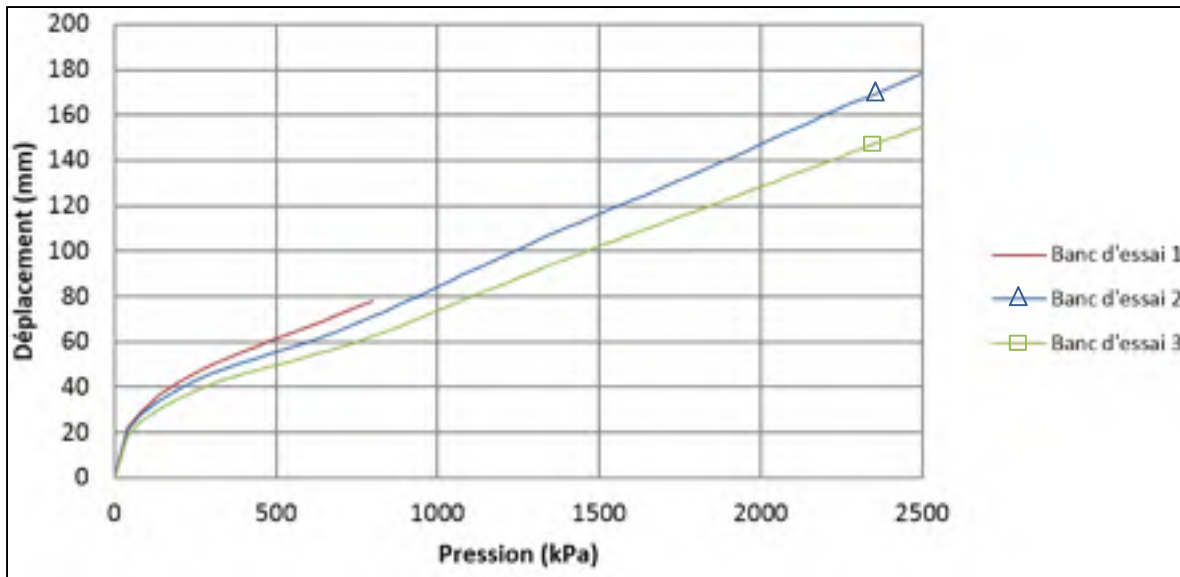


Figure 5.7 Résultats numériques du déplacement vertical au centre de la paroi d'acier

Les résultats de déformations principales de la paroi d'acier extraits à l'aide de la méthode « calculée » pour le banc d'essai 2 et 3 sont résumés à la Figure 5.8 et Figure 5.9. Pour le banc d'essai 2, la majorité des rosettes captent l'effet membrane de la déformation de la paroi d'acier.

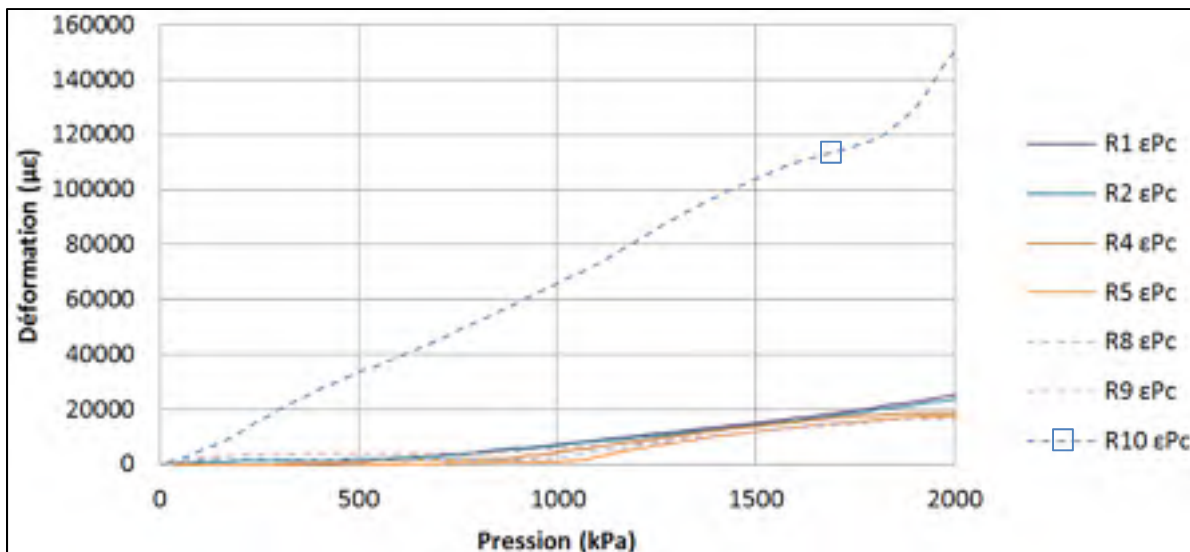


Figure 5.8 Résultats numériques des déformations principales, banc d'essai 2

Les rosettes du banc d'essai 3 sont majoritairement positionnées près du point de rupture, c'est pourquoi la déformation principale est très élevée et dans certains cas atteint la limite ultime vraie du matériel de 14 %, tel qu'identifié à la Figure 3.3. Les résultats des déformations des jauges de chaque rosette en fonction de la pression sont disponibles à l'ANNEXE III.

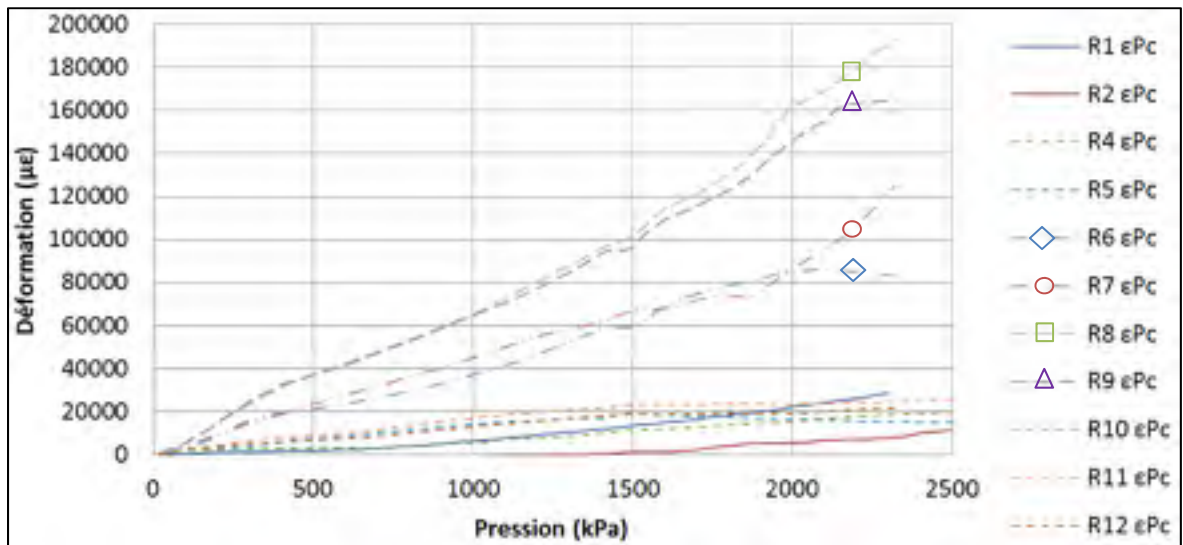


Figure 5.9 Résultats numériques des déformations principales, banc d'essai 3

CHAPITRE 6

INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS

6.1 Introduction

Les résultats expérimentaux et numériques sont analysés dans cette section du rapport. Premièrement, le déplacement horizontal est analysé, car il caractérise la rigidité de l'encastrement de la paroi d'acier. Cette rigidité est très importante, car elle affecte le déplacement vertical de la paroi d'acier. L'évolution de ce déplacement servira à calculer le coefficient d'expansion du réservoir C du MÉQS lors de l'évaluation de la capacité de confinement à un arc électrique interne d'un transformateur de puissance. De plus, cette capacité de confinement maximum correspond à la rupture ductile du réservoir; c'est pour cette raison que le critère de rupture ductile basé sur la déformation ultime proposé à la section 6.5 du rapport est si important. Il estime avec l'AEF la pression interne du banc d'essai lors de rupture ductile de la paroi d'acier. Finalement, le MÉQS permet d'évaluer l'énergie d'arc électrique interne équivalente à la pression du banc d'essai à partir des résultats de l'AEF.

6.2 Déplacement horizontal

Le bridage de la paroi d'acier n'est pas parfaitement rigide, car il y a un déplacement horizontal au centre du banc d'essai. L'instrumentation des déplacements horizontaux lors des essais a connu quelques ennuis, qui sont expliqués par le changement de cible des capteurs causé par le mouvement vertical du banc d'essai et le glissement de la paroi d'acier. Par exemple, le capteur de distance optique de la paroi d'acier peut changer de cible pour mesurer le déplacement de l'enceinte rigide lors du déplacement vertical du banc d'essai sous pression. De plus, un glissement de la paroi d'acier augmente le déplacement enregistré par le capteur de distance optique lors des essais expérimentaux. L'ANNEXE I analyse

l'influence du coefficient de friction statique de la surface supérieure et inférieure de la paroi d'acier pour conclure qu'un coefficient de friction statique de 0,8 est approprié pour le MEF. La comparaison des résultats de déplacement horizontal des essais 4, 5 et de l'AEF présentés à la Figure 6.1. Le déplacement horizontal de la bride pour l'essai 5 et la simulation numérique est similaire, mais diverge pour l'essai 4 à partir d'une pression de 1 000 kPa. L'instrumentation défaillante du déplacement horizontal de la paroi d'acier ne permet pas de faire une comparaison concluante avec l'AEF. En conclusion, le MEF reproduit bien les déplacements horizontaux du banc d'essai, ce qui veut dire que la rigidité du bridage de la paroi d'acier est représentative du banc d'essai. Ainsi, les résultats numériques de la paroi d'acier ne seront pas affectés par une rigidité inadéquate du bridage de la paroi d'acier.

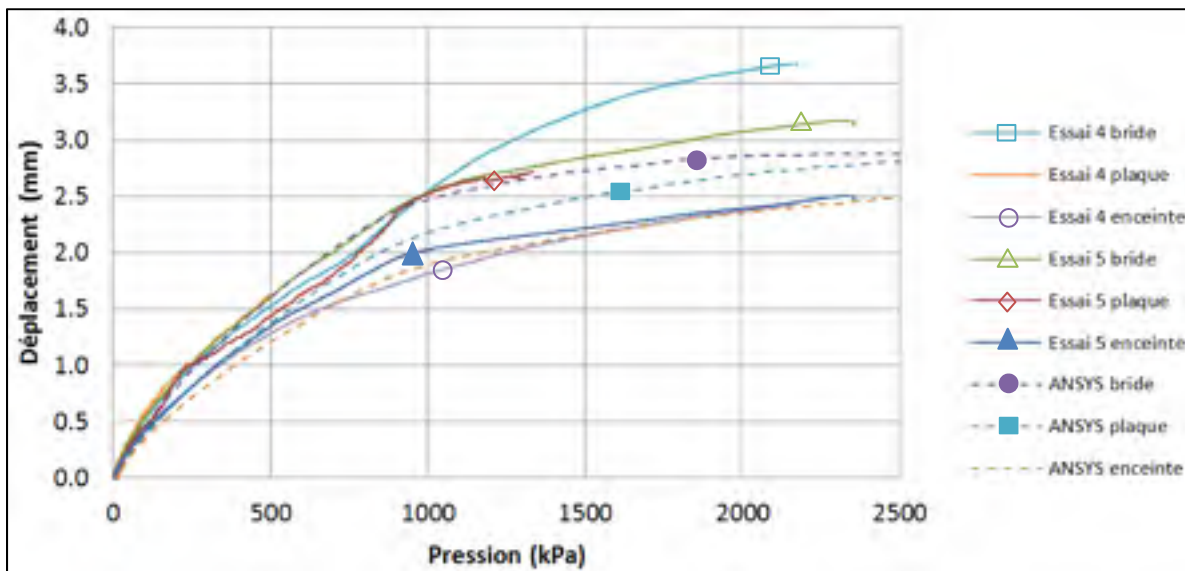


Figure 6.1 Résultats de déplacement horizontal, banc d'essai 3

6.3 Déplacement vertical

Les résultats expérimentaux et numériques du déplacement vertical maximal au centre de la paroi d'acier en fonction de la pression interne du banc d'essai sont comparés à la Figure 6.2. Cette comparaison graphique confirme que le MEF reproduit bien le déplacement vertical enregistré lors des essais expérimentaux.

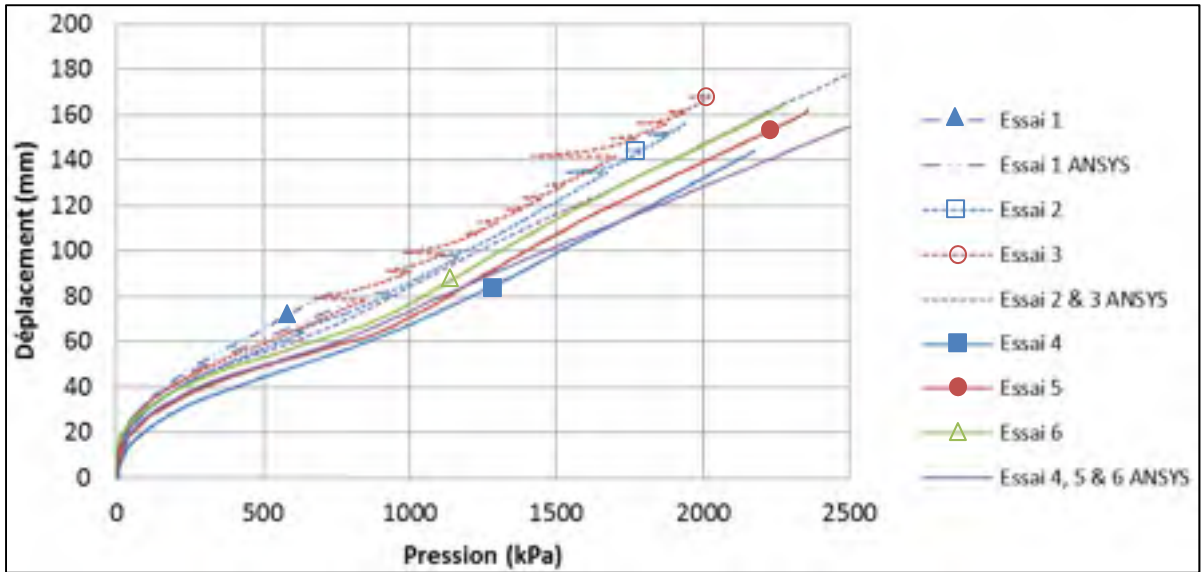


Figure 6.2 Résultats expérimentaux et numériques du déplacement vertical

Les résultats expérimentaux et numériques sont également comparés pour quatre niveaux de pression interne du banc d'essai aux Tableau 6.1 et Tableau 6.2. La moyenne pondérée par rapport à la pression du banc d'essai sert de base aux comparaisons, car elle donne un peu plus d'importance aux résultats à pression élevée. Ainsi, pour les essais réalisés avec le banc d'essai 3, la moyenne pondérée des résultats numériques par rapport aux résultats expérimentaux est de -4 %, tandis qu'elle s'élève à -8 % pour les résultats du banc d'essai 2. La différence plus élevée entre les résultats numériques et expérimentaux du banc d'essai 2 peut s'expliquer en partie par le glissement de la paroi d'acier lors des essais. En effet, la précision du coefficient de friction utilisé pour la MEF affecte les résultats numériques.

Tableau 6.1 Déplacement vertical de la paroi d'acier, banc d'essai 2

Pression (kPa)	U_{ANSYS} (mm)	$U_{essai 1}$ (mm)	$U_{essai 2}$ (mm)	$U_{essai 3}$ (mm)	Diff. (%)
500 kPa	54	57	58	58	-7.1%
1000 kPa	85	86	89	90	-5.9%
1500 kPa	116	122	127	129	-7.0%
1900 kPa	140	153	159	156	-10.2%
Moyenne pondérée					-8.0%

Tableau 6.2 Déplacement vertical de la paroi d'acier, banc d'essai 3

Pression (kPa)	U_{ANSYS} (mm)	$U_{essai 1}$ (mm)	$U_{essai 2}$ (mm)	$U_{essai 3}$ (mm)	$U_{essai 4}$ (mm)	Diff. (%)
500 kPa	49	44	49	53	49	0.0%
1000 kPa	74	67	71	76	72	2.8%
1500 kPa	101	99	107	114	107	-5.4%
2000 kPa	128	132	139	147	139	-7.8%
Moyenne pondérée						-4.2%

Pour conclure, le MEF structurale sous-estime avec une moyenne globale de 6 % les résultats expérimentaux. Ces résultats numériques confirment qu'ils reproduisent bien le déplacement vertical de la paroi d'acier en fonction de la pression en tenant compte de la non-linéarité géométrique et des matériaux. Finalement, le coefficient d'expansion du réservoir C du MÉQS pourra être évalué avec grande précision par le MEF proposé.

6.4 Déformation principale

Les résultats expérimentaux et numériques de la déformation principale de la paroi d'acier sont comparés pour différents niveaux de pression interne du banc d'essai aux tableaux suivants. Lorsqu'il y a une rosette positionnée au même endroit lors de plusieurs essais différents, une valeur moyenne des déformations principales est calculée pour la comparaison. Les résultats expérimentaux et numériques de déformation principale de la paroi d'acier obtenus à l'essai 1 sont résumés au Tableau 6.3.

Tableau 6.3 Déformation principale, banc d'essai 1

	Pression 500 kPa		Diff. (%)
	$\epsilon_{p\text{essai 1}}$ ($\mu\epsilon$)	$\epsilon_{p\text{ANSYS}}$ ($\mu\epsilon$)	
Rosette 1	2491	2046	-18%
Rosette 2	1951	1597	-18%
Rosette 3	2162	1728	-20%
Rosette 5	7	1	-86%
Rosette 7	843	1315	56%
Rosette 8	2022	1756	-13%
Rosette 9	5175	4798	-7%
Différence moyenne			-15%

Comme la pression interne du banc d'essai est faible, la déformation principale maximale enregistrée est seulement de 0,5 %, donc un peu après la limite élastique du matériel. Les résultats des rosettes 5 et 7 sont exclus de l'analyse, car leur déformation principale est faible ce qui amplifie la différence entre les résultats expérimentaux et numériques. Les résultats numériques de déformations principales sous-estiment en moyenne de -15 % ceux expérimentaux pour l'essai 1.

Il y a eu quelques problèmes d'instrumentation lors des essais 2 et 3 qui sont expliqués à l'ANNEXE IV, c'est pour ces raisons que les rosettes 5 et 6 sont exclues des comparaisons du Tableau 6.4. Lors des essais 2 et 3, les rosettes 1 à 5 positionnées au-dessus de la paroi d'acier captent l'effet membrane tandis que les rosettes 8 à 9 sont positionnées près du point de rupture. Les résultats numériques sous-estiment la déformation principale en moyenne de 1 % avec un écart de plus ou moins 14 % par rapport aux résultats expérimentaux. L'AEF reproduit avec une bonne précision l'effet membrane de la déformation principale de la paroi d'acier jusqu'à 3 %, ce qui correspond au début de la déformation plastique du matériel.

Tableau 6.4 Déformation principale, banc d'essai 2

	Pression 500 kPa			Pression 1000 kPa			Pression 1500 kPa			Pression 1900 kPa											
	Créneau (µε)	Grasses (µε)	Diff. (%)	Créneau (µε)	Grasses (µε)	Diff. (%)	Créneau (µε)	Grasses (µε)	Diff. (%)	Créneau (µε)	Grasses (µε)	Diff. (%)									
Rosette 1	2317	1898	-18%	6133	7556	20%	14515	15161	4%	24141	23941	-5%									
Rosette 2	2374	1956	-18%	5961	6880	15%	15536	14426	-7%	26224	21599	-18%									
Rosette 3	1111	934	-17%	4300	4513	0%	10916	11063	2%	20137	18576	-7%									
Rosette 4	446	546	22%	2840	4064	43%	11974	12063	1%	21867	17444	-20%									
Rosette 5	1975	1760	-11%	2245	2391	7%	10915	12055	10%	21554	16562	-23%									
Rosette 6	1733	2980	71%	4115	5981	45%	8611	11918	38%	18157	16962	-7%									
Rosette 10	20895	45395	117%	-	65915	-	-	104060	-	-	139510	-									
Différence moyenne			-14%				14%						12%						-13%		

Les résultats de la déformation principale de la rosette 1, qui est positionnée au centre de la paroi d'acier, en fonction de la pression interne du banc d'essai sont comparés à la Figure 6.3. Ce graphique et les autres présentés ANNEXE III confirment les résultats du Tableau 6.4, le MEF reproduit l'effet membrane de la déformation principale de la paroi d'acier.

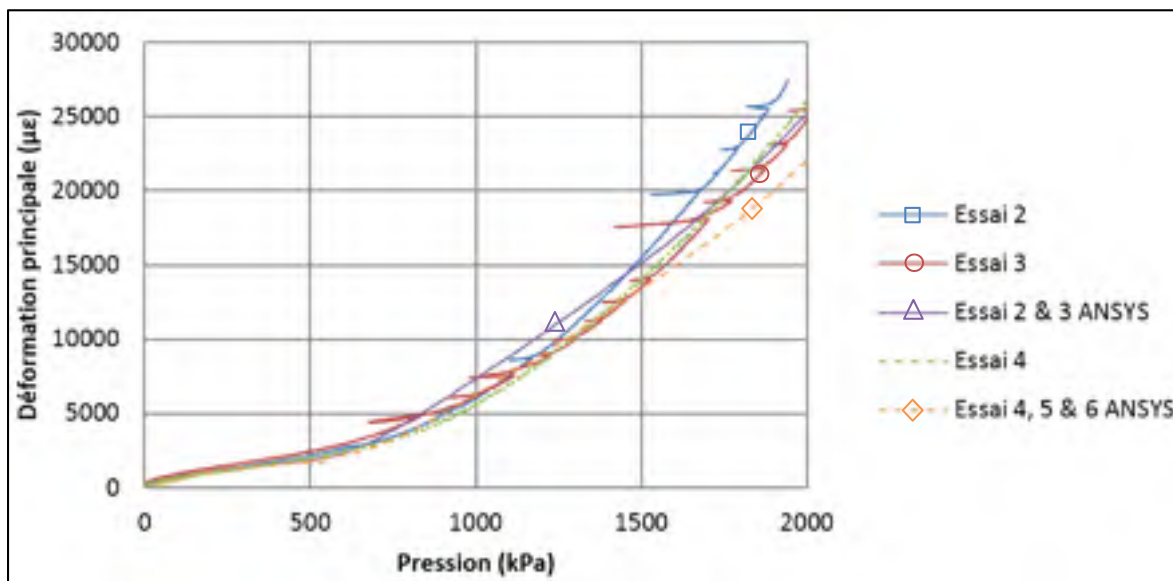


Figure 6.3 Déformation principale de la rosette 1

Le Tableau 6.5 résume les résultats de déformation principale obtenus lors des essais 4 à 6. À l'exception de la rosette 1, toutes les rosettes sont positionnées près du point de rupture. L'instrumentation à cet endroit est problématique, plusieurs rosettes ont cédé lors des essais. Il semble y avoir une infiltration d'eau sous l'isolation qui recouvre ces rosettes due à la

courbure de la paroi d'acier lors de la déformation plastique. La déformation principale maximale enregistrée lors des essais est de 9,6 % avec la rosette 9. Dans certains cas le résultat de la déformation principale de l'AEF correspond bien au résultat expérimental, mais pour d'autres l'écart est plus élevé.

Tableau 6.5 Déformation principale, banc d'essai 3

	Pression 500 kPa			Pression 1000 kPa			Pression 1500 kPa			Pression 2000 kPa			
	Exp. (µε)	AEF (µε)	Diff. (%)	Exp. (µε)	AEF (µε)	Diff. (%)	Exp. (µε)	AEF (µε)	Diff. (%)	Exp. (µε)	AEF (µε)	Diff. (%)	
Rosette 1	1987	1629	-8%	5374	6279	13%	13376	13391	-1%	26122	22053	-16%	
Rosette 4	3474	2924	-16%	3798	5597	-17%	13462	11627	-7%	28126	15073	-16%	
Rosette 6	16877	21155	25%	44607	37194	-7%	49556	59000	20%	60509	85247	41%	
Rosette 7	14071	23450	67%	-	44858	-	-	67294	-	-	86007	-	
Rosette 8	50059	37081	-26%	-	65193	-	-	101300	-	-	162080	-	
Rosette 9	30171	37069	23%	79030	64671	-13%	-	93927	-	-	143920	-	
Rosette 10	12510	12920	5%	18452	22216	20%	-	38214	-	-	38448	-	
Rosette 12	9170	6649	-27%	12856	13037	1%	17436	18757	8%	20975	19199	-8%	
Différence moyenne			5%				12%				1%		

Étant donné que l'un des objectifs de cette étude est de prédire la rupture de la paroi d'acier, l'endroit de ce point de rupture est analysé plus en détail. La Figure 6.4 et les autres jointes à l'ANNEXE III donnent les déformations principales sur le rebord AB de la paroi d'acier autour du point de rupture, soit plus ou moins 20 mm à partir de la face intérieure de la bride du banc d'essai. Ces graphiques illustrent bien que la zone de déformation plastique est restreinte à environ 20 mm, donc très sensible au positionnement de la rosette et de l'assemblage de la bride du banc d'essai. Par exemple, il y a un jeu nécessaire entre la tige du boulon et le trou de passage, soit une tolérance de plus ou moins 2 mm entre la position de la paroi d'acier et de la bride. Finalement, la précision du positionnement de la rosette est responsable en partie de l'écart entre les résultats expérimentaux et numériques.

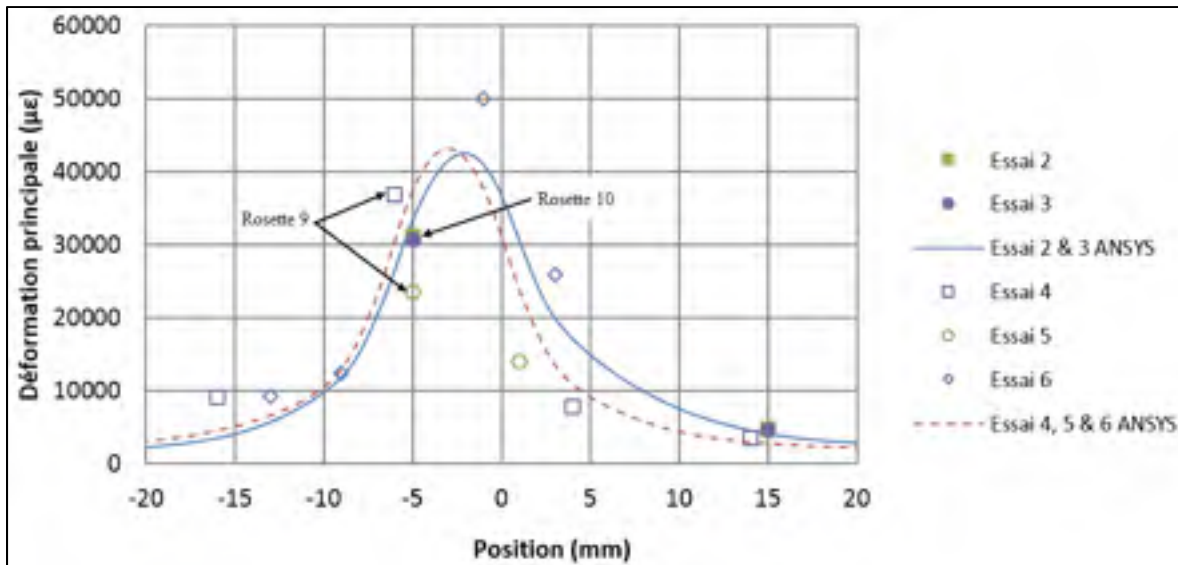


Figure 6.4 Déformation principale à une pression interne de 500 kPa

Les rosettes numéro 9 et 10 identifiées à la Figure 6.4 sont positionnées au même endroit par rapport à la face intérieure de la bride du banc d'essai. Ces quatre résultats expérimentaux avec grande déformation plastique constituent un bon échantillonnage et sont comparés graphiquement à la Figure 6.5. Pour ces rosettes, il y a une bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et numériques au point de rupture de la paroi d'acier. La MEF surestime la déformation principale en moyenne de 7 % avec un écart de plus 23% et de moins 15 % par rapport aux résultats expérimentaux.

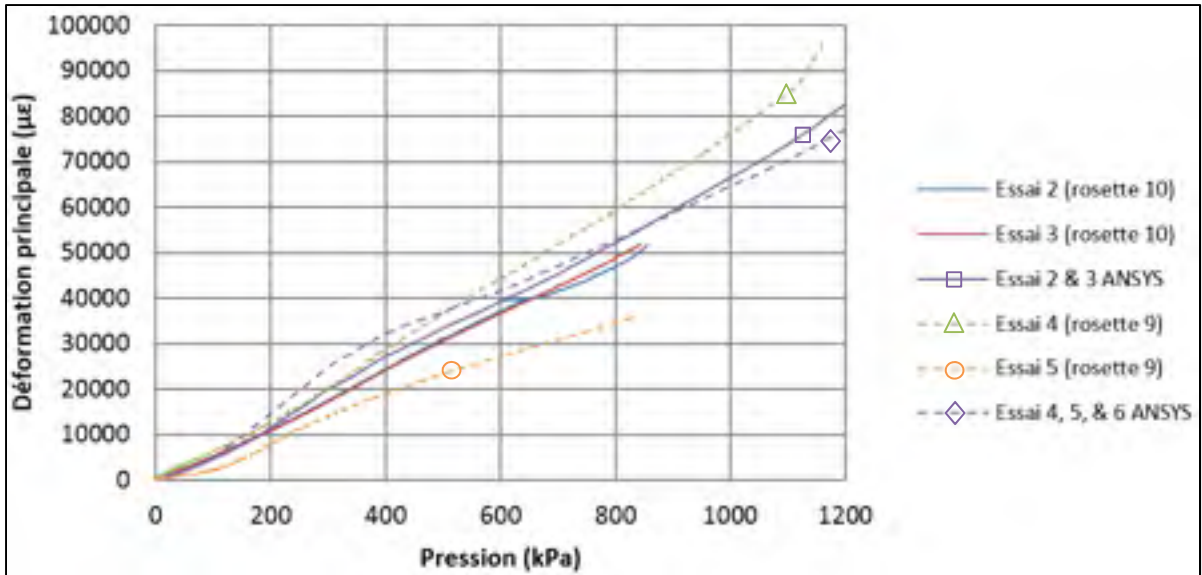


Figure 6.5 Déformation principale des rosettes 9 et 10

En conclusion, l'AEF reproduit avec une bonne précision l'effet membrane de la déformation principale de la paroi d'acier. Les résultats numériques sous-estiment la déformation principale en moyenne de 1 % avec un écart de plus ou moins 14 % par rapport aux résultats expérimentaux. Cependant, l'instrumentation au point de rupture est problématique, plusieurs rosettes ont cédé lors des essais. De plus, les résultats expérimentaux sont très sensibles au positionnement de la rosette et de l'assemblage de la bride du banc d'essai qui augmente l'écart entre les résultats expérimentaux et numériques. Toutefois, les rosettes numéro 9 et 10 constituent un bon échantillonnage positionné au même endroit par rapport à la face intérieure de la bride du banc d'essai. Ces résultats confirment qu'il y a une bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et numériques au point de rupture de la paroi d'acier. En effet, le MEF surestime la déformation principale en moyenne de 7 % avec un écart de plus 23% et de moins 15 % par rapport aux résultats expérimentaux.

6.5 Rupture ductile

La prédiction de la rupture ductile de la paroi d'acier à l'aide du MEF est très importante. La rupture va déterminer la capacité de confinement d'un transformateur ou d'une inductance de

puissance à l'aide du MÉQS. Afin d'évaluer la pression du banc d'essai à la rupture de la paroi d'acier, un critère de rupture ductile basé sur la déformation ultime est proposé. Il prédit la rupture lorsque les déformations équivalentes atteignent la déformation ultime du matériel dans toute l'épaisseur à un endroit de la paroi d'acier. Ce critère est appliqué aux résultats numériques du banc d'essai 2 et 3 tel que présenté à la Figure 6.6 et Figure 6.7.

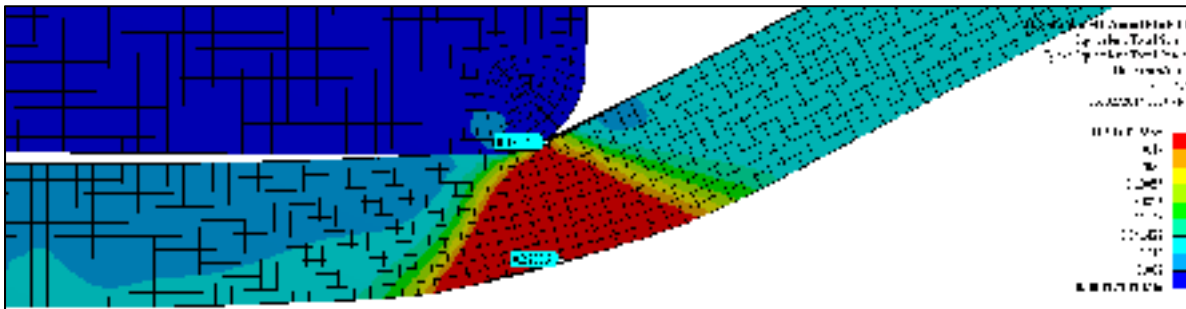


Figure 6.6 Identification de la rupture de la paroi d'acier, banc d'essai 2

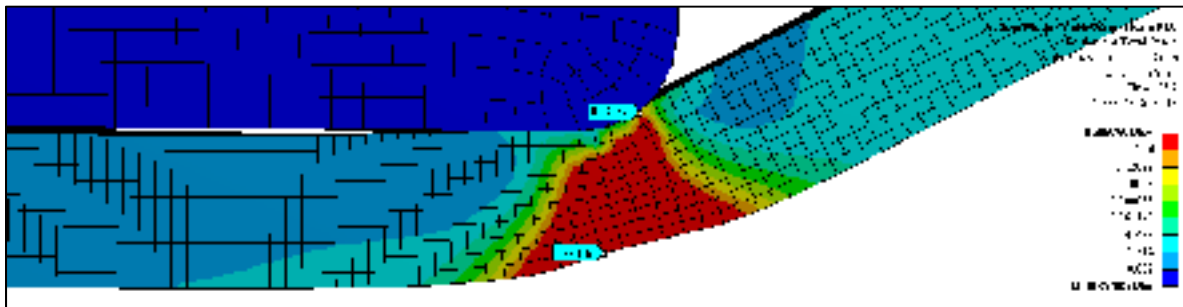


Figure 6.7 Identification de la rupture de la paroi d'acier, banc d'essai 3

Ensuite, les résultats de la pression interne du banc d'essai et du déplacement vertical au centre de la paroi d'acier à la rupture sont résumés au Tableau 6.6.

Tableau 6.6 Résultats à la rupture de la paroi d'acier

	Pression			Déplacement		
	P_{Essai} (kPa)	P_{ANSYS} (kPa)	Diff. (%)	U_{Essai} (mm)	U_{ANSYS} (mm)	Diff. (%)
Essai 2	1941	2170	12%	157	156	0%
Essai 3	2019	2170	7%	169	156	-8%
Essai 4	2175	2520	16%	144	157	9%
Essai 5	2354	2520	7%	162	157	-3%
Essai 6	2269	2520	11%	161	157	-1%
Différence moyenne			11%			-1%

En conclusion, le critère de rupture ductile basé sur la déformation ultime tel que proposé permet à la MEF de prédire la rupture de la paroi d'acier avec précision. Les résultats de la MEF surestiment en moyenne de 11 % la pression du banc d'essai et sous-estiment en moyenne de 1 % le déplacement vertical de la paroi d'acier.

6.6 Énergie d'arc électrique

Le coefficient d'expansion du réservoir C et la pression à la rupture du réservoir proviennent des résultats de l'AEF. Ces résultats sont utilisés par le MÉQS pour calculer l'énergie d'arc interne correspondant, voir les détails à la section 1.4.1. Le Tableau 6.7 résume l'énergie d'arc calculée et les paramètres utilisés, tels que le facteur d'amplification dynamique, le facteur de conversion d'énergie d'arc et le coefficient d'expansion du réservoir. Finalement, l'énergie d'arc électrique équivalente à la pression de gaz injecté lors des essais expérimentaux est d'environ 3,3 MJ lors de la rupture de la paroi d'acier d'épaisseur 4,76 mm. Cette énergie d'arc semble adéquate, car selon les statistiques historiques de Foata (2010) du réseau électrique d'Hydro-Québec, il y a rupture du réservoir dont la paroi d'acier est de 9,5 ou de 12,7 mm lorsque l'énergie d'arc est supérieure à 8 MJ.

Tableau 6.7 Résultats du calcul d'énergie d'arc

Description	Symbole	Banc d'essai 2	Banc d'essai 3
Pression maximale dans le réservoir	P	2 000 kPa	2 280 kPa
Facteur de conversion d'énergie d'arc	k	$5,8 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{kJ}$	
Facteur d'amplification dynamique	F	1,5	
Coefficient d'expansion du réservoir	C	0,0001 m^3/kPa	0,00008 m^3/kPa
Énergie de l'arc	E_{arc}	3,3 MJ	3,3 MJ

6.7 Capacité de confinement d'un transformateur

Le réservoir d'un transformateur ou d'inductance de puissance est composé de six cotés qui sont illustrés à la Figure 6.8. La paroi d'acier du banc d'essai expérimental du CHAPITRE 4 représente l'un de ces côtés, où la rigidité à l'encastrement se compare à celle du réservoir d'un transformateur. C'est pourquoi, il est tout à fait acceptable d'appliquer la méthode d'AEF structurale proposée dans ce document à la conception d'un réservoir pour optimiser sa capacité de confinement lors d'un arc électrique. Les résultats du déplacement vertical à la section 6.3 confirment la précision du calcul du coefficient d'expansion du réservoir C du MÉQS. De plus, le critère de rupture ductile proposé dans la présente étude permet de prédire la rupture du réservoir, donc d'identifier et d'éliminer ces endroits à risque.

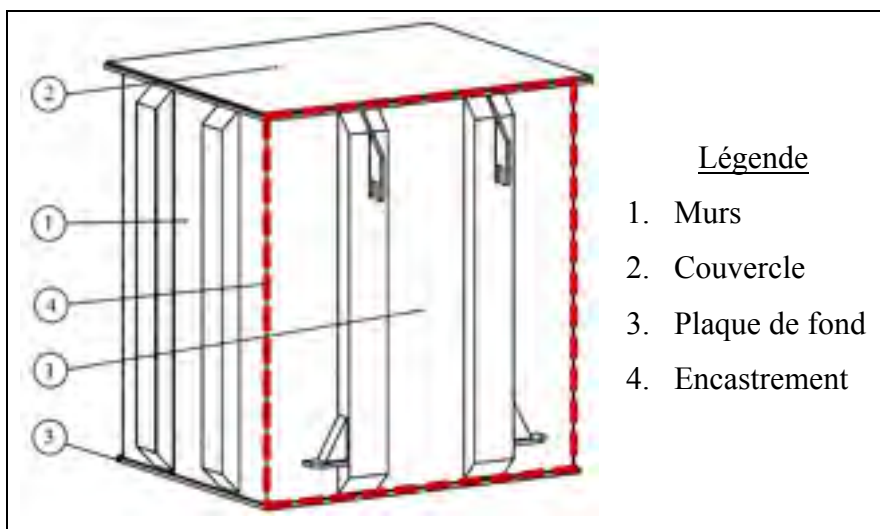


Figure 6.8 Réservoir d'un transformateur

CONCLUSION

Les recherches concernant l'explosion des transformateurs, ou inductances de puissance due à un arc électrique interne confirment que le risque de rupture du réservoir semble être inévitable. L'optimisation de la capacité de confinement des réservoirs est une solution simple et connue pour minimiser les risques de ruptures du réservoir en cas d'arc électrique interne. Pour ce faire, une MEF structurale est nécessaire pour l'analyse détaillée des déformations, des déplacements et de la pression du réservoir jusqu'à la rupture d'un transformateur ou d'inductance de puissance. Les résultats de cette simulation numérique sont requis par le MÉQS, ce dernier calcul la quantité d'énergie d'arc électrique qui est confinée par la déformation du réservoir d'un transformateur ou d'une inductance de puissance. Le MÉQS est considéré comme une bonne approche pour estimer la pression moyenne du réservoir après 33 ms d'arc électrique interne. De plus, l'étude de Murakami (2008) établie une bonne corrélation entre les contraintes dynamiques d'essais par explosion chimique et les contraintes statiques d'essais hydrauliques, à une même pression. Toutes ces recherches indiquent que le MÉQS est adéquat pour estimer la capacité de confinement d'un transformateur. Toutefois, aucune méthode d'AEF détaillée n'avait encore été définie pour prédire la déformation du réservoir jusqu'à sa rupture.

La présente étude définit un MEF structural à l'aide du logiciel ANSYS® Mechanical™ pour l'analyse détaillée des déformations jusqu'à la rupture. La MEF tient compte de la non-linéarité géométrique et des matériaux. Les propriétés mécaniques des matériaux proviennent d'essais de traction uniaxial normalisé, où la courbe contrainte-déformation vraie caractérise son comportement non-linéaire. De plus, la géométrie, les matériaux, le maillage, les connexions, les charges et les supports sont soigneusement choisis pour être en mesure de reproduire les essais expérimentaux. Le maillage de la paroi d'acier utilise des éléments hexaèdres à 8 nœuds de type coque-solide avec cinq points d'intégration dans l'épaisseur. La taille de ces éléments doit être inférieure à 2 mm pour obtenir la convergence des résultats de déformation selon le critère de convergence-divergence de Sinclair (2008). C'est pour cette raison que la technique du sous-modèle est utilisée aux endroits où les déformations sont

importantes, elle permet d'avoir un temps de calcul raisonnable avec une petite taille d'élément. Pour ce qui est des connexions de la paroi d'acier, un coefficient de friction statique de 0,8 est appliqué à sa surface supérieure et inférieure. La force de serrage appliquée aux boulons génère une force de friction suffisante pour contrer le glissement de la paroi d'acier.

La comparaison des résultats expérimentaux et numériques du déplacement, de la déformation et de la pression à la rupture de la paroi d'acier est concluante. La validation de l'AEF se fait par comparaison avec les résultats expérimentaux jusqu'à la rupture ductile de la paroi d'acier. Les résultats du déplacement vertical moyen de la paroi d'acier en fonction de la pression sont sous-estimés de 6 % par l'AEF. De plus, l'AEF reproduit avec une bonne précision l'effet membrane de la déformation principale de la paroi d'acier. Elle sous-estime la déformation principale en moyenne de 1 % avec un écart de plus ou moins 14 % par rapport aux résultats expérimentaux. Cependant, les résultats expérimentaux au point de rupture sont très sensibles au positionnement de la rosette ce qui augmente l'écart entre les résultats expérimentaux et numériques. La bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et numériques au point de rupture de la paroi d'acier est tout de même confirmée. En effet, le MEF surestime la déformation principale en moyenne de 7 % avec un écart de plus 23 % et de moins 15 % par rapport aux résultats expérimentaux. Ensuite, le critère de rupture ductile basé sur la déformation ultime est proposé et appliqué aux résultats de l'AEF afin de valider les résultats à la rupture de la paroi d'acier. Les résultats de la simulation numérique surestiment en moyenne de 11 % la pression du banc d'essai et sous-estiment en moyenne de 1% le déplacement vertical de la paroi d'acier à la rupture.

En conclusion, la méthode d'AEF structurale et le critère de rupture ductile tel que proposé sont de bonnes approches pour évaluer avec grande précision le déplacement et la déformation de la paroi d'acier sous pression jusqu'à la rupture. Ainsi, les résultats de cette simulation numérique permettent l'utilisation du MÉQS pour optimiser la capacité de confinement d'un transformateur ou d'une inductance de puissance lors d'un arc électrique.

Voici quelques pistes de recherche éventuelles afin de développer les connaissances par rapport aux méthodes d'évaluation de la capacité de confinement aux arcs internes à faible impédance dans un transformateur de puissance.

- Évaluer les déformations jusqu'à la rupture d'une paroi d'acier à l'aide d'une simulation numérique de type explicite et d'un critère de rupture ductile tel que le Gurson-Tvergaard-Needleman.
- Évaluer l'effet de la vitesse d'expansion de la pression créée par un arc électrique interne sur les propriétés de contrainte-déformation du matériel.
- Évaluer la résistance mécanique d'une paroi d'acier à l'onde de choc créée par un arc électrique interne qui se propage dans l'huile pour produire une pression d'impulsion.
- Évaluer les déformations jusqu'à la rupture d'une paroi d'acier avec la simulation dynamique explicite par l'injection d'une quantité donnée de gaz de Dastous (2010), la simulation numérique dynamique explicite par explosion chimique et le MÉQS.

ANNEXE I

DÉPLACEMENT HORIZONTAL

Le déplacement horizontal de la paroi d'acier dépend de la force de friction créée par le serrage des boulons. Selon le site internet « The Engineering ToolBox » (2013) le coefficient de friction statique entre deux pièces en acier se situe entre 0,5 et 0,8. Ainsi, trois simulations numériques avec le banc d'essai 3 sont répétées avec un coefficient de friction statique différent de 0,5, de 0,65 et de 0,8. Les résultats présentés à la Figure-A I-1 indiquent que le coefficient de friction affecte le déplacement de la paroi d'acier. Le coefficient de friction statique de 0,5 est insuffisant pour prévenir le glissement de la paroi d'acier à partir d'une pression de 1,2 MPa. Un faible glissement de la paroi d'acier est observé avec un coefficient de friction de 0,8 et il augmente légèrement avec 0,65. Pour tous les cas, l'effet du glissement sur le déplacement vertical maximal au centre de la paroi d'acier est négligeable. Étant donné qu'aucun glissement de paroi d'acier n'a été observé lors des essais avec le banc d'essai 3, le coefficient de friction statique de 0,8 est choisi pour les simulations numériques.

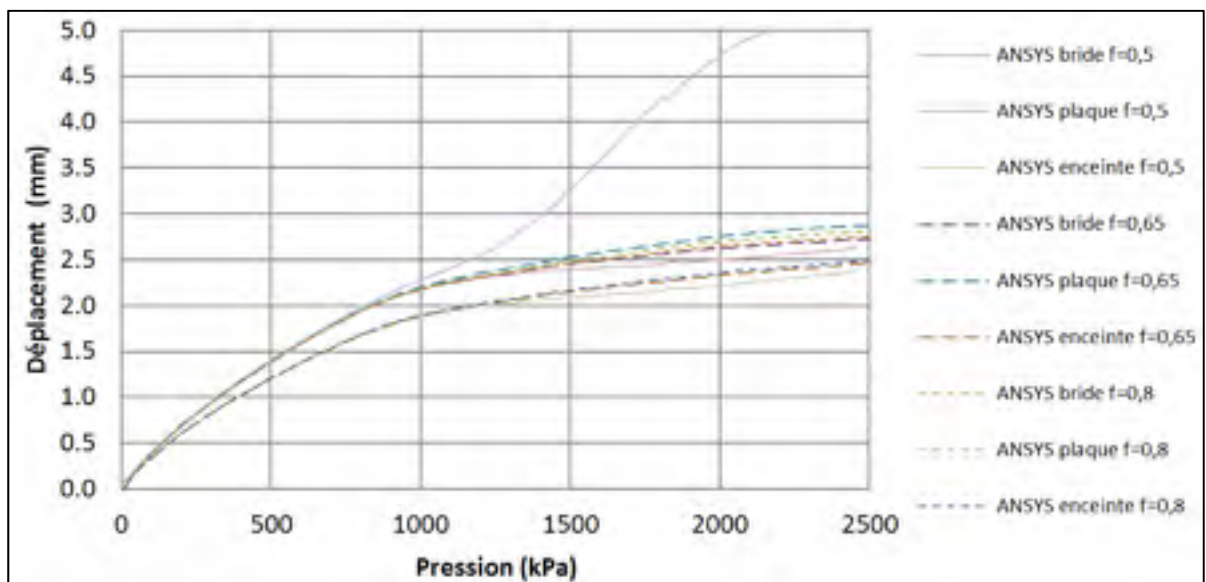


Figure-A I-1 Analyse du coefficient de friction statique

La force de friction est suffisante pour empêcher le glissement de la paroi d'acier lors des essais avec le banc d'essai 3, mais elle est insuffisante avec le banc d'essai 2. Ce phénomène a été observé lors des essais et de l'AEF avec un coefficient de friction statique de 0,8, voir la Figure-A III-2.

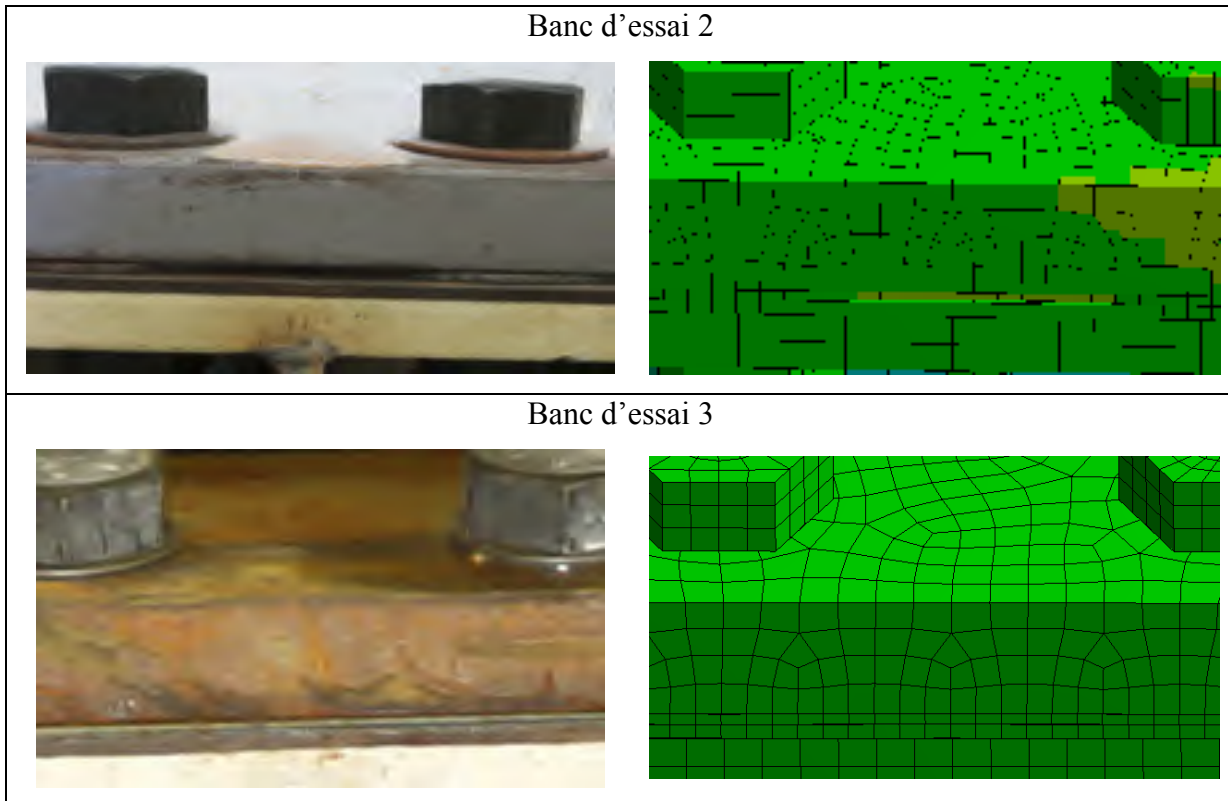


Figure-A I-2 Glissement de la paroi d'acier pour le banc d'essai 2 et 3

Les résultats du déplacement horizontal de la bride, de la paroi d'acier et de l'enceinte rigide en fonction de la pression interne sont présentés aux Figures ci-dessous. Notez que le coefficient de friction statique de 0,8 est utilisé pour le MEF.

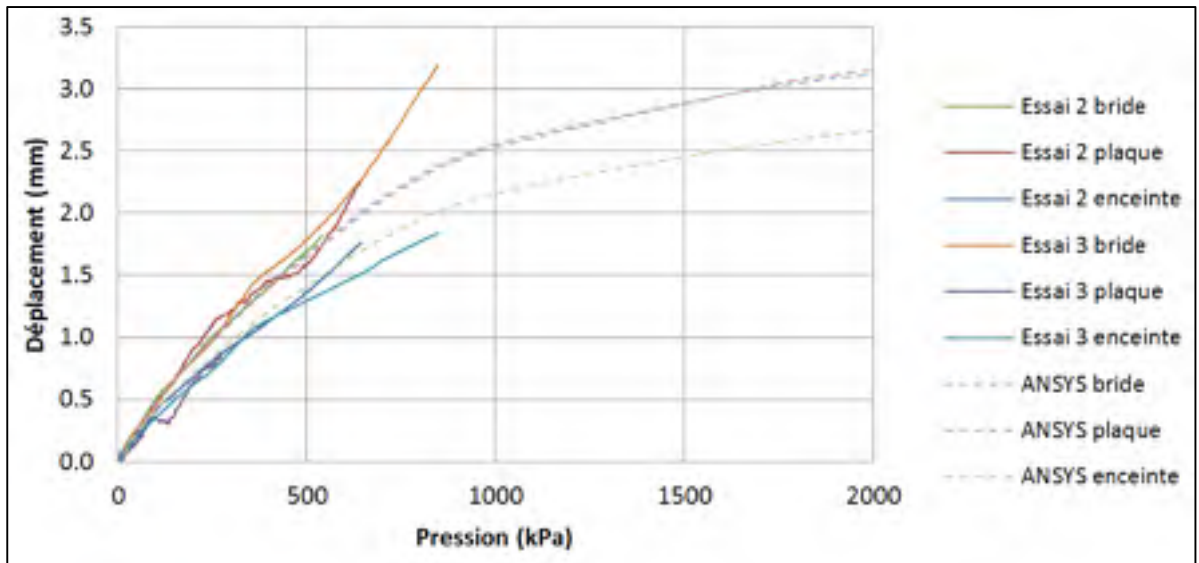


Figure-A I-3 Déplacement horizontal, banc d'essai 2

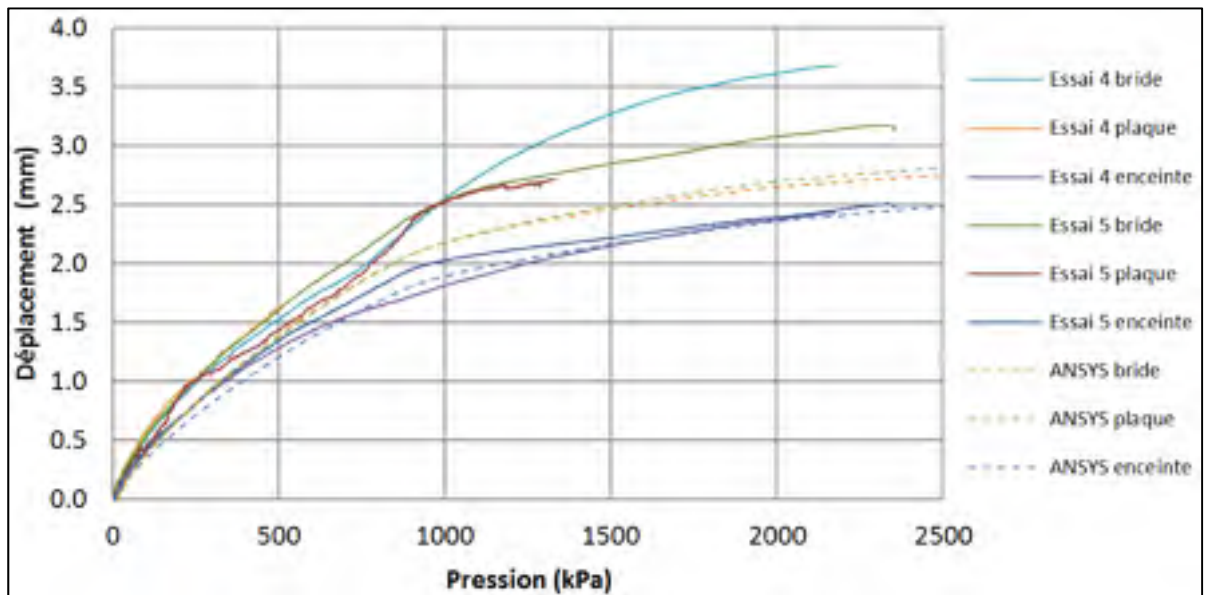


Figure-A I-4 Déplacement horizontal, banc d'essai 3

ANNEXE II

DIMINUTION DE LA PRESSION

Lors des essais 2 et 3, il y a eu plusieurs diminutions de pressions brusques enregistrées. Ces diminutions de pression semblent être accompagnées de bruits entendus lors des essais. En effet, la paroi d'acier a glissé jusqu'à ce que les trous de passage de la paroi d'acier heurtent les tiges des boulons de bridage, voir la Figure-A II-1.



Figure-A II-1 Glissement de la paroi d'acier, banc d'essai 2

Les diminutions de pression sont accompagnées de diminution de déformation telles que présentées à la Figure-A II-2 **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**

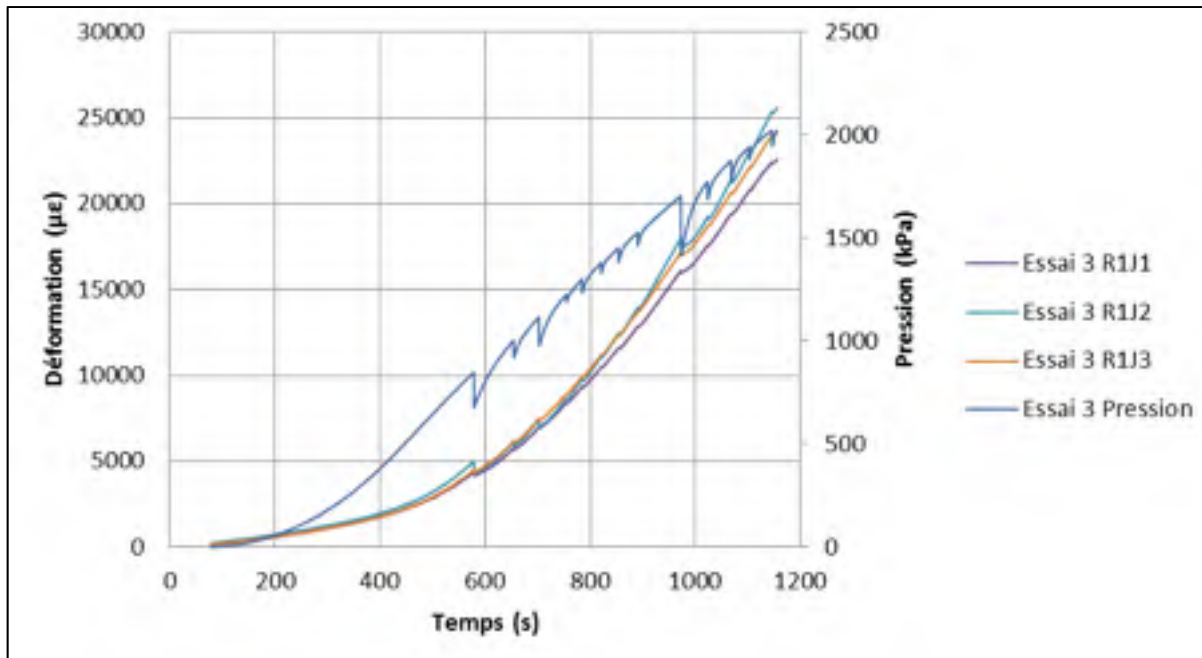


Figure-A II-2 Glissement de la paroi d'acier, essai 3

ANNEXE III

DÉFORMATION PRINCIPALE

Les résultats expérimentaux et numériques de la déformation de chacune des jauges par rapport au banc d'essai sont résumés aux Figures suivantes. Ces données sont utilisées pour le calcul de déformation principale à l'aide de l'équation (4.1).

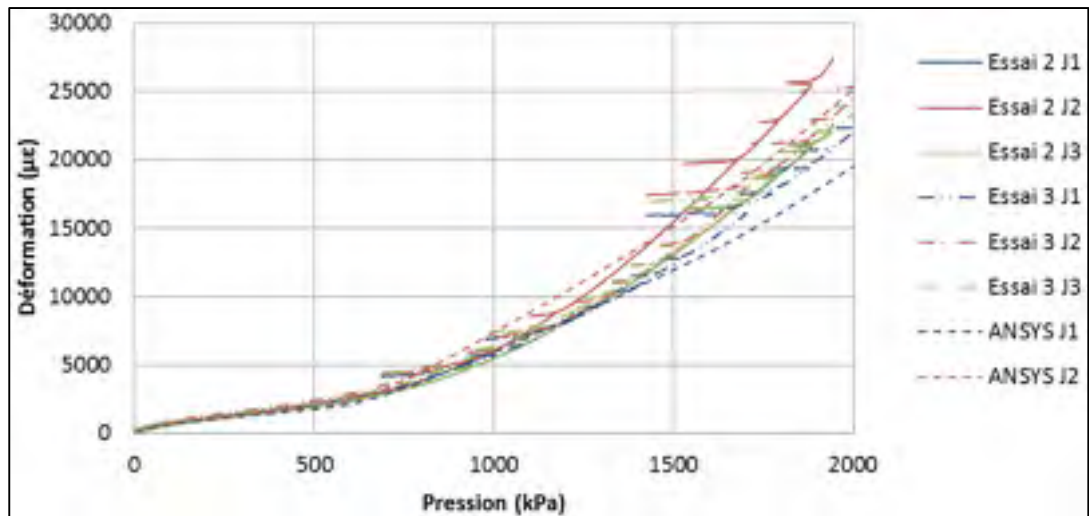


Figure-A III-1 Déformation des jauges de la rosette 1, banc d'essai 2

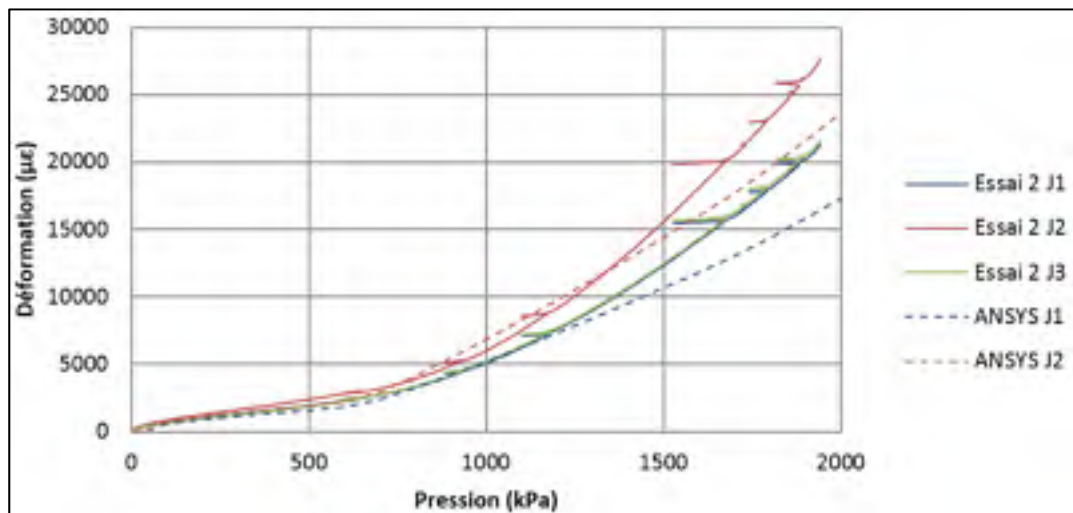


Figure-A III-2 Déformation des jauges de la rosette 2, banc d'essai 2

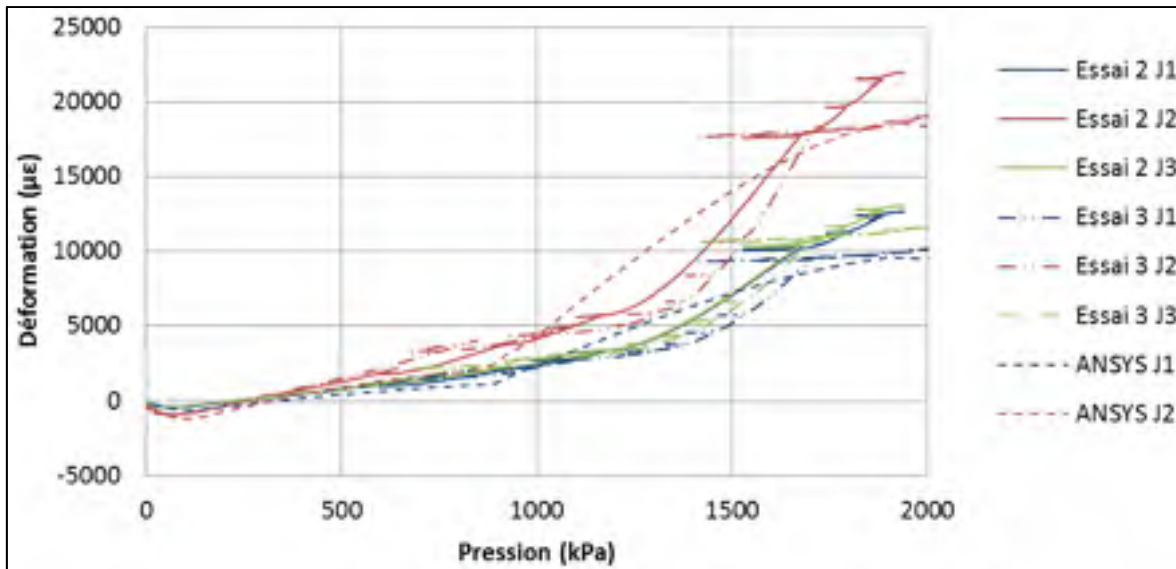


Figure-A III-3 Déformation des jauges de la rosette 4, banc d'essai 2

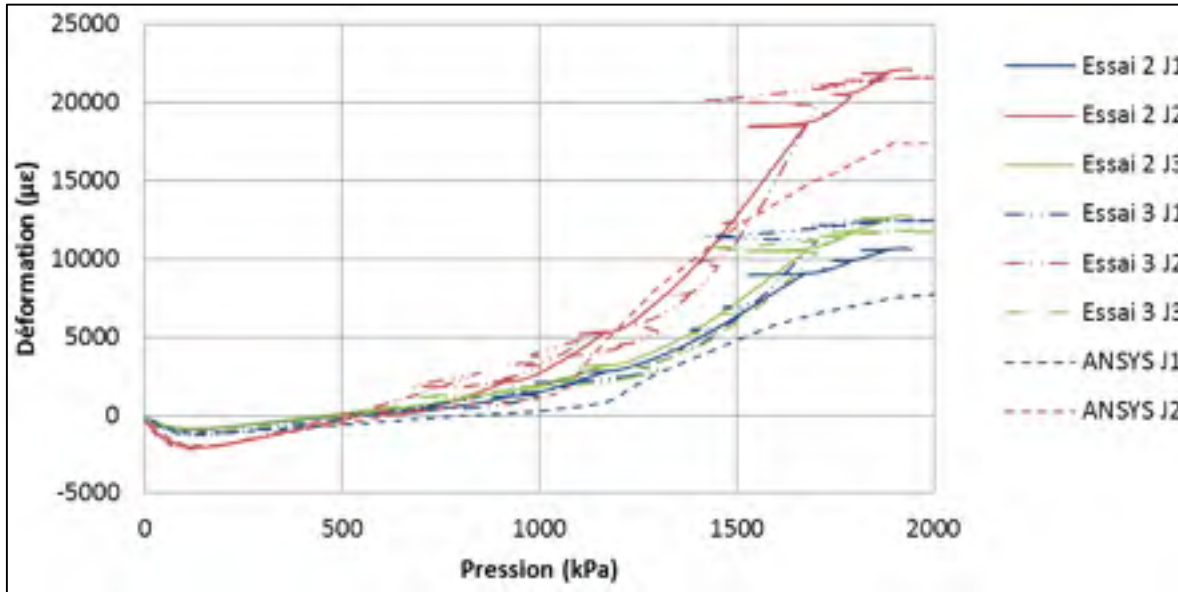


Figure-A III-4 Déformation des jauges de la rosette 5, banc d'essai 2

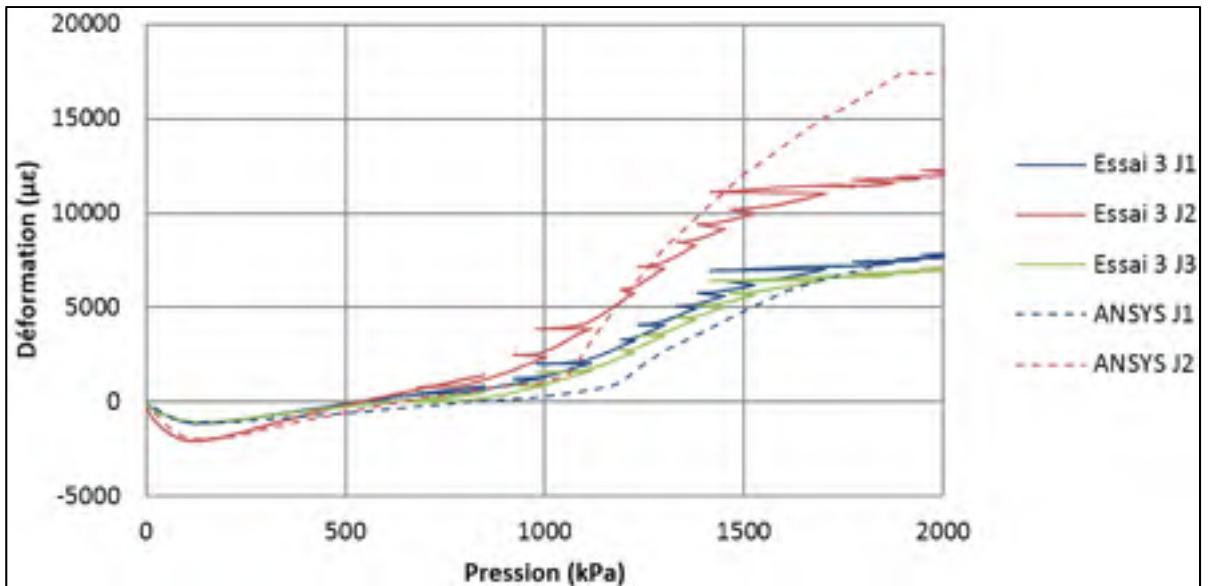


Figure-A III-5 Déformation des jauges de la rosette 6, banc d'essai 2

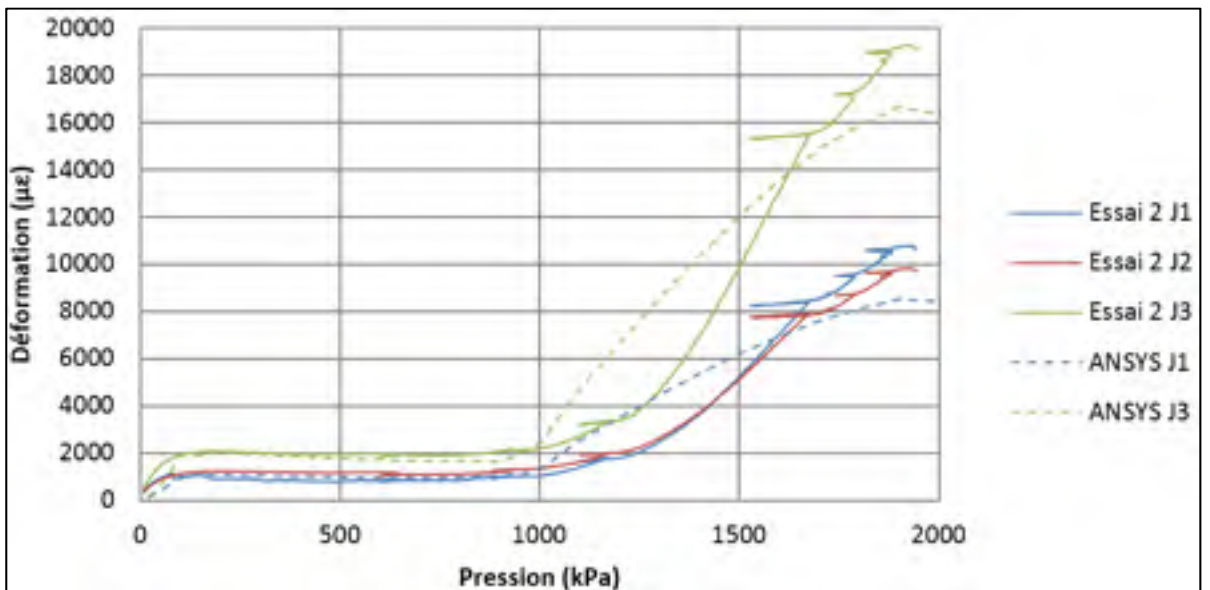


Figure-A III-6 Déformation des jauges de la rosette 8, banc d'essai 2

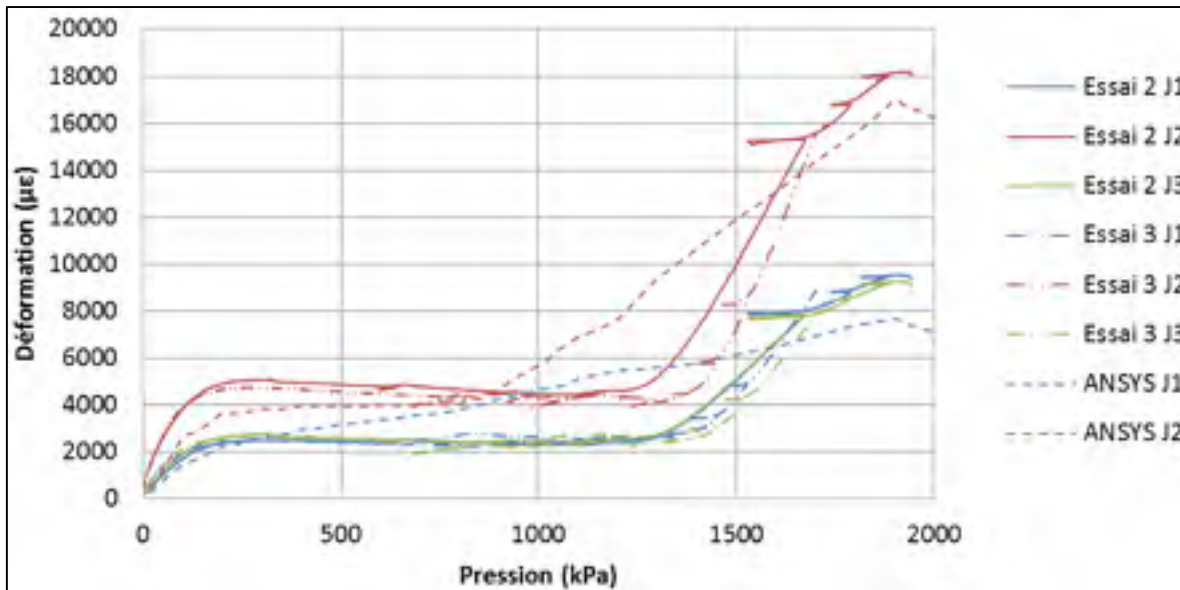


Figure-A III-7 Déformation des jauges de la rosette 9, banc d'essai 2

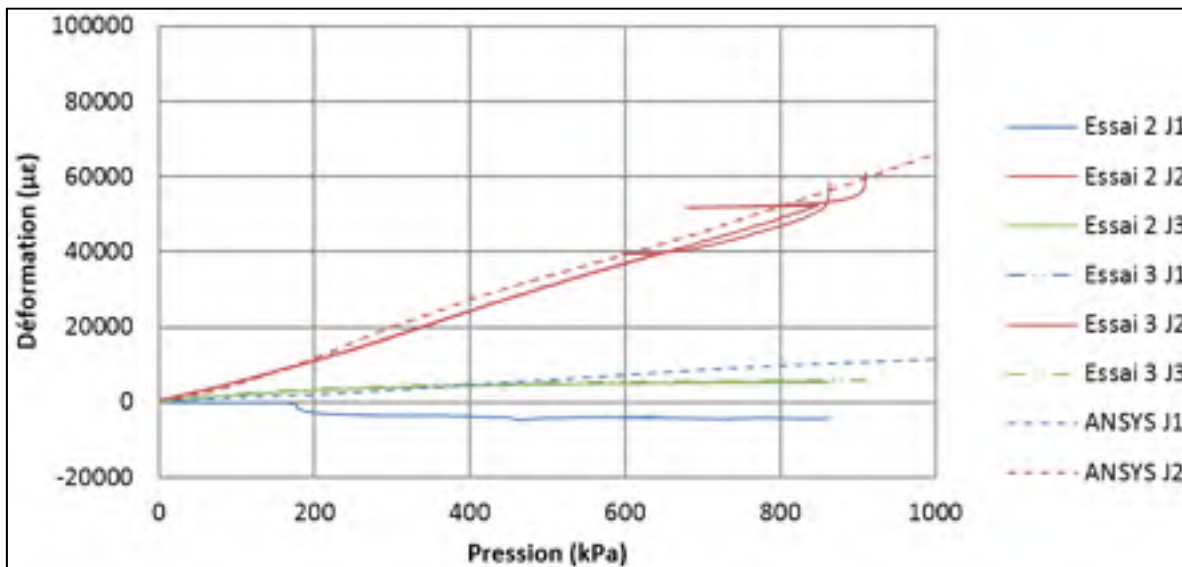


Figure-A III-8 Déformation des jauges de la rosette 10, banc d'essai 2

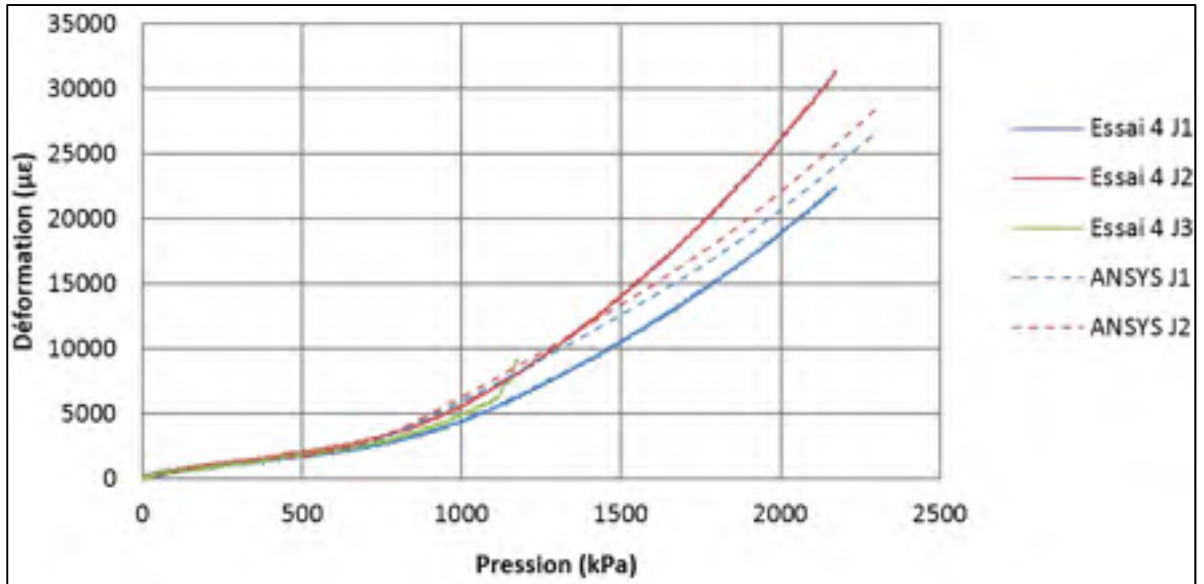


Figure-A III-9 Déformation des jauges de la rosette 1, banc d'essai 3

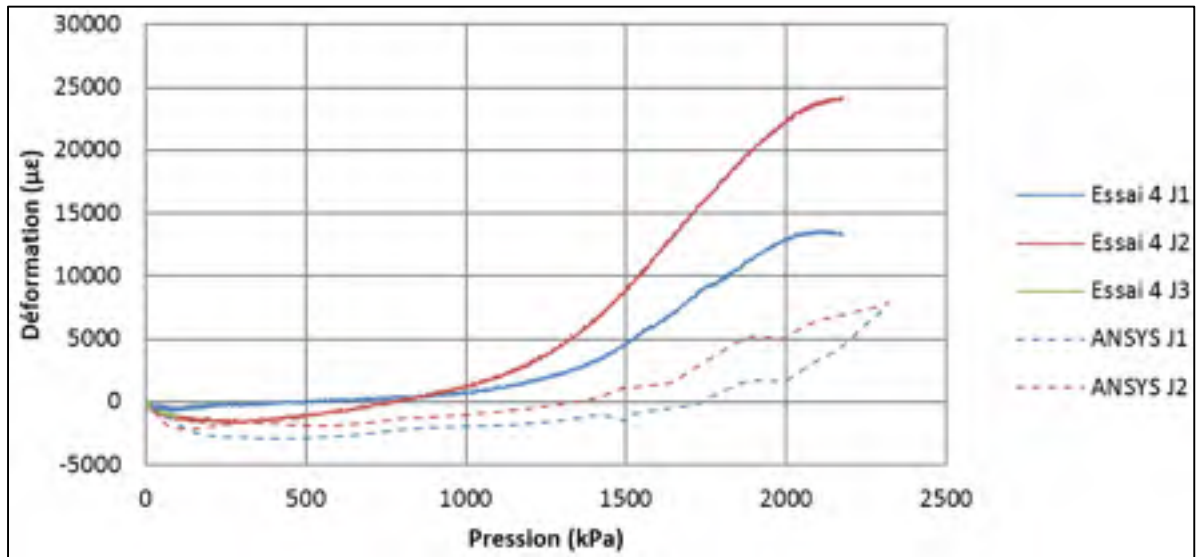


Figure-A III-10 Déformation des jauges de la rosette 2, banc d'essai 3

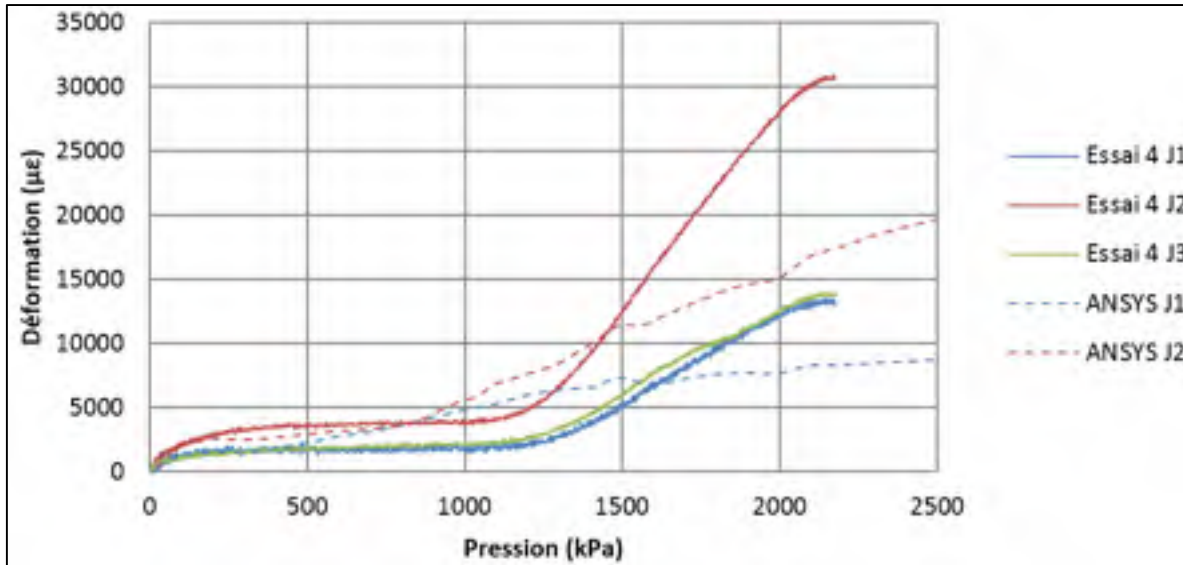


Figure-A III-11 Déformation des jauges de la rosette 4, banc d'essai 3

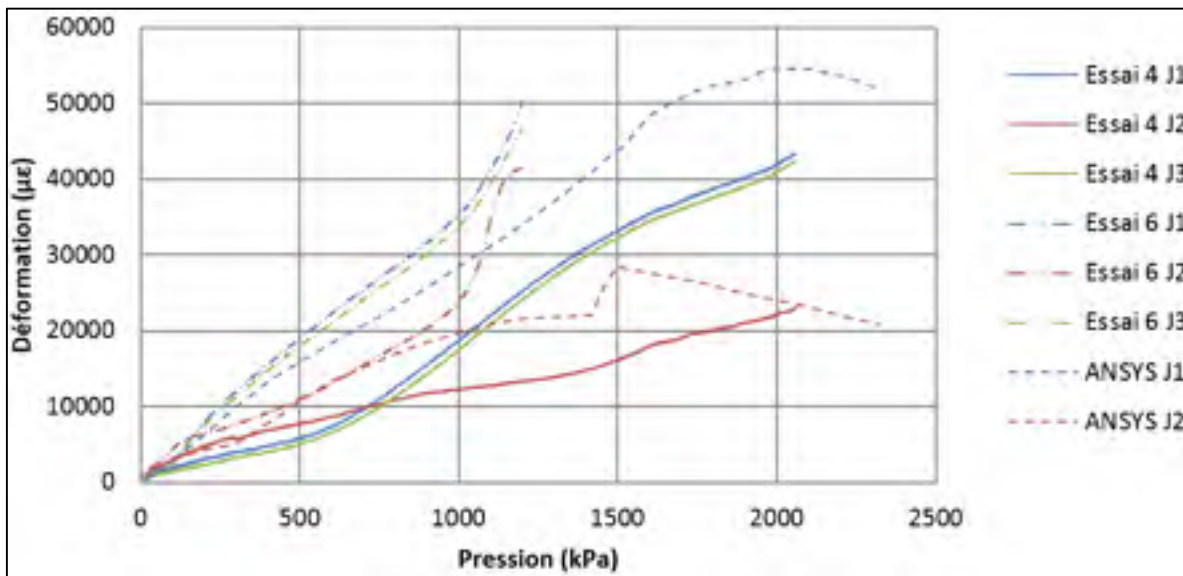


Figure-A III-12 Déformation des jauges de la rosette 6, banc d'essai 3

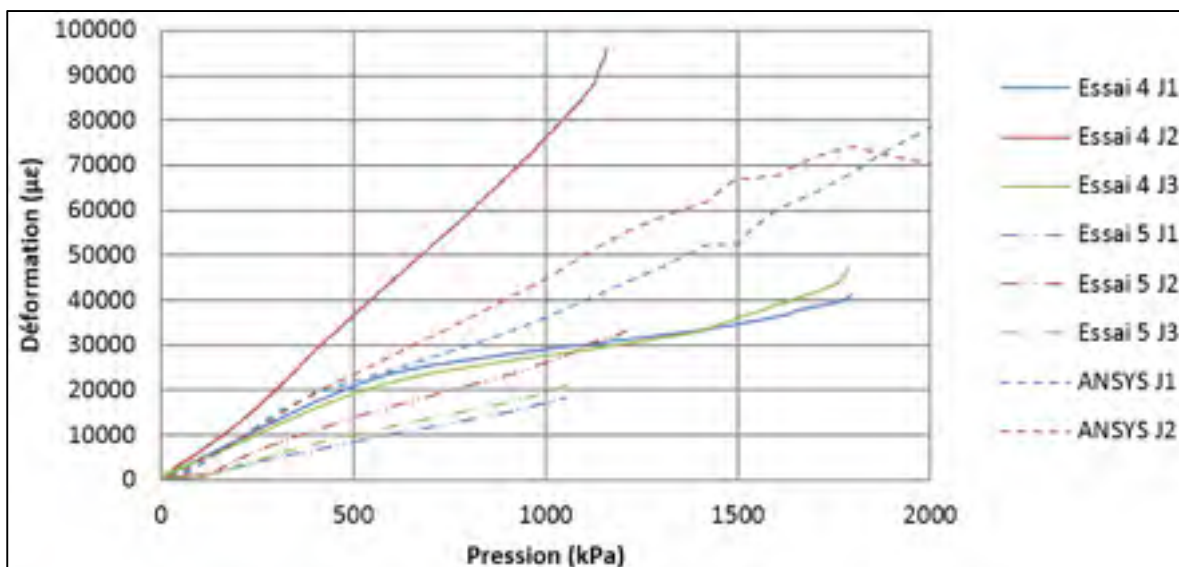


Figure-A III-13 Déformation des jauges de la rosette 7, banc d'essai 3

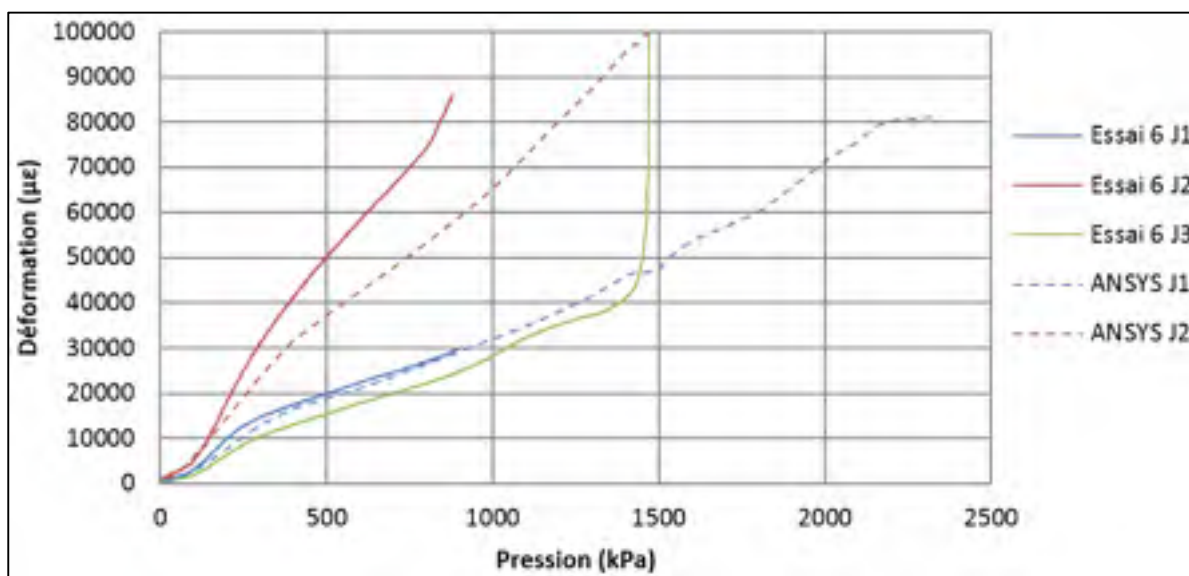


Figure-A III-14 Déformation des jauges de la rosette 8, banc d'essai 3

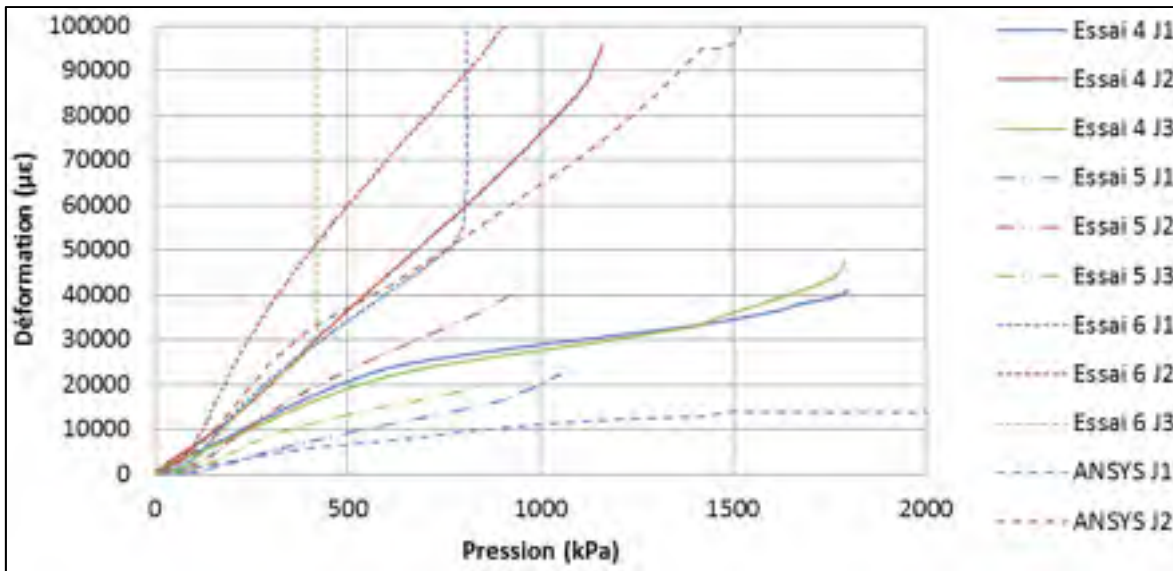


Figure-A III-15 Déformation des jauges de la rosette 9, banc d'essai 3

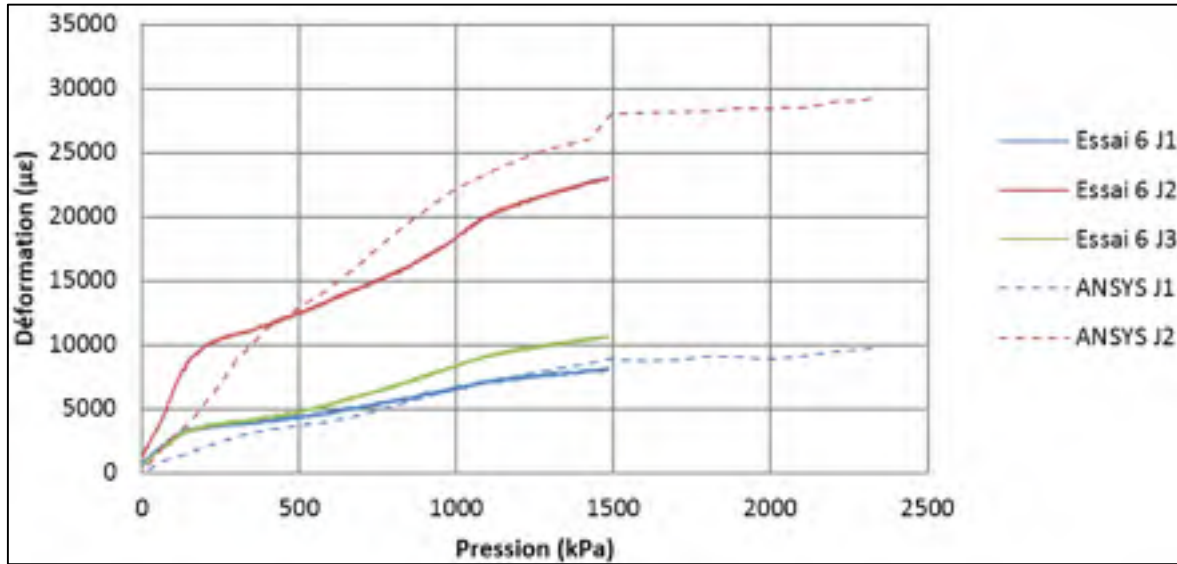


Figure-A III-16 Déformation des jauges de la rosette 10, banc d'essai 3

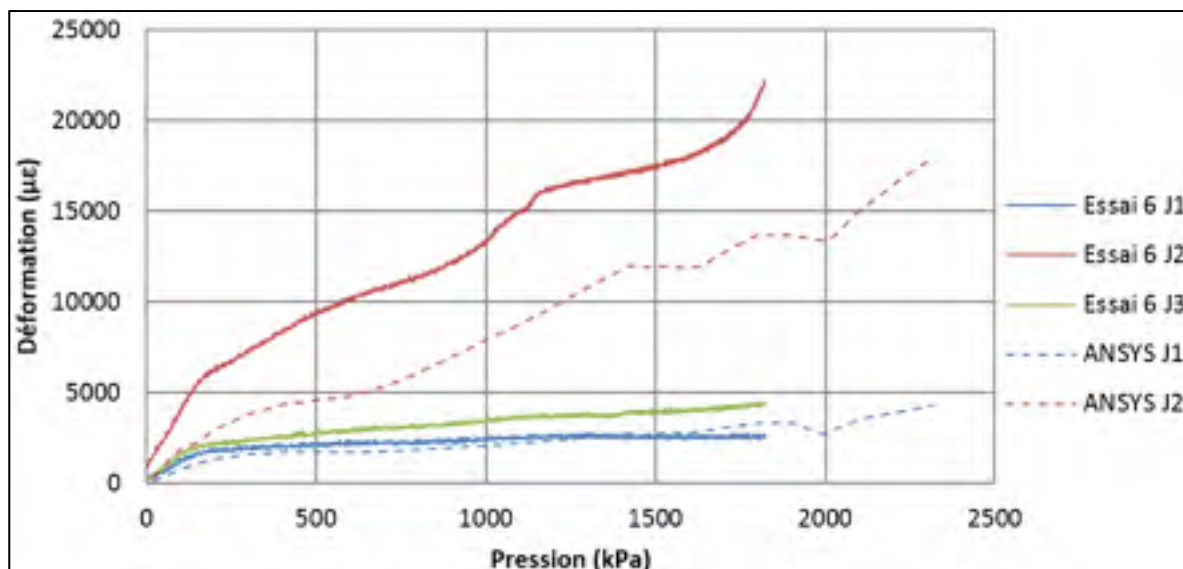


Figure-A III-17 Déformation des jauges de la rosette 12, banc d'essai 3

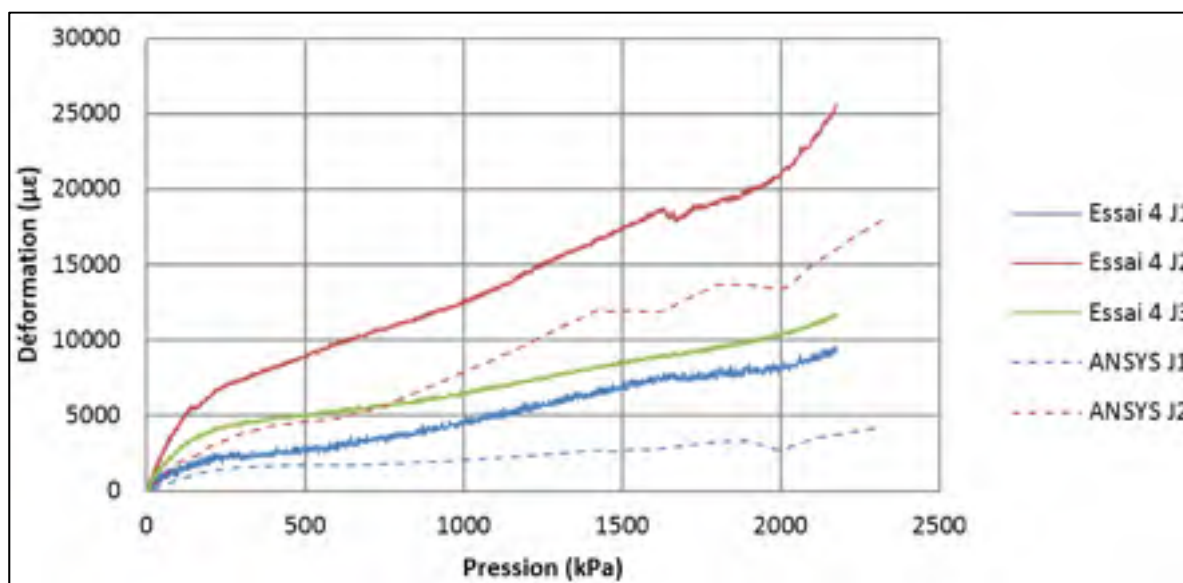


Figure-A III-18 Déformation des jauges de la rosette 13, banc d'essai 3

Les résultats expérimentaux et numériques de déformation principale sont comparés au point de rupture, soit plus ou moins 20 mm à partir de la face intérieure de la bride. Les Figures suivantes présentent les résultats par rapport à la pression interne du banc d'essai.

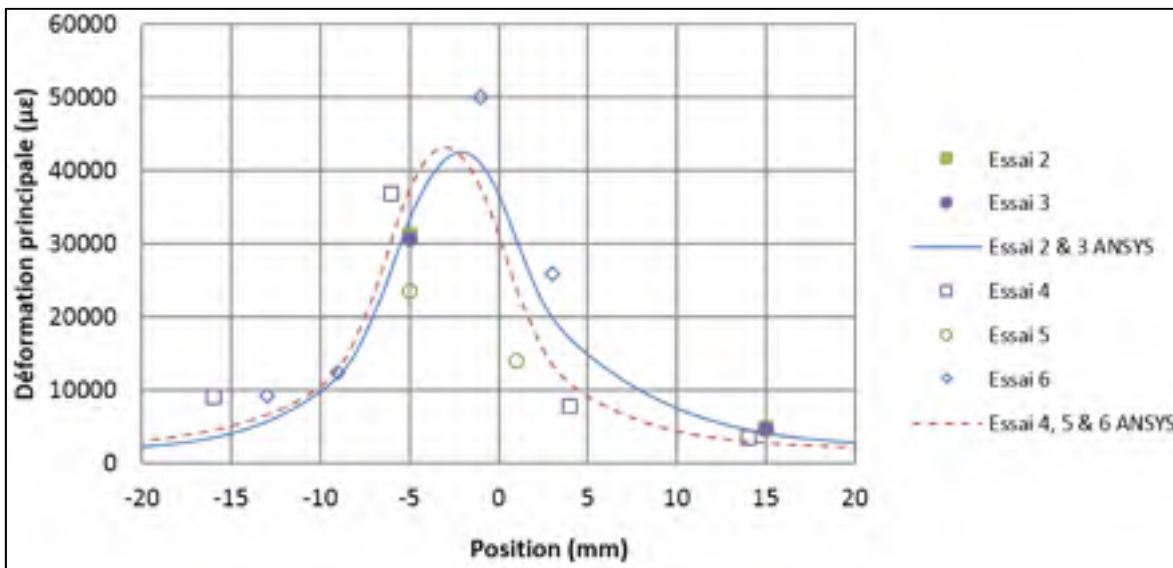


Figure-A III-19 Déformation principale à une pression interne de 500 kPa

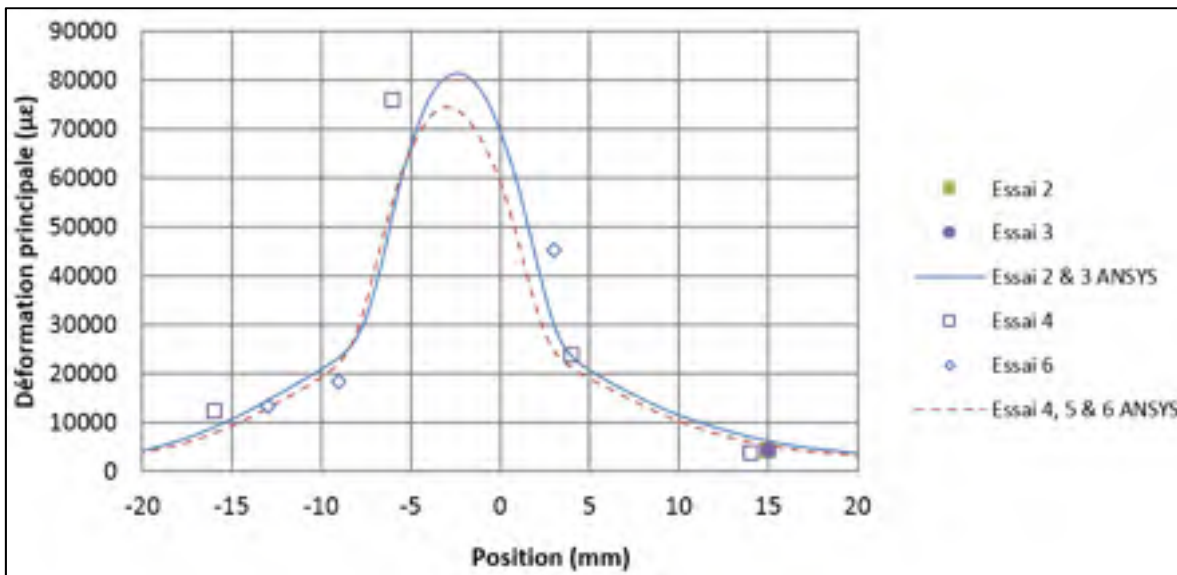


Figure-A III-20 Déformation principale à une pression interne de 1 000 kPa

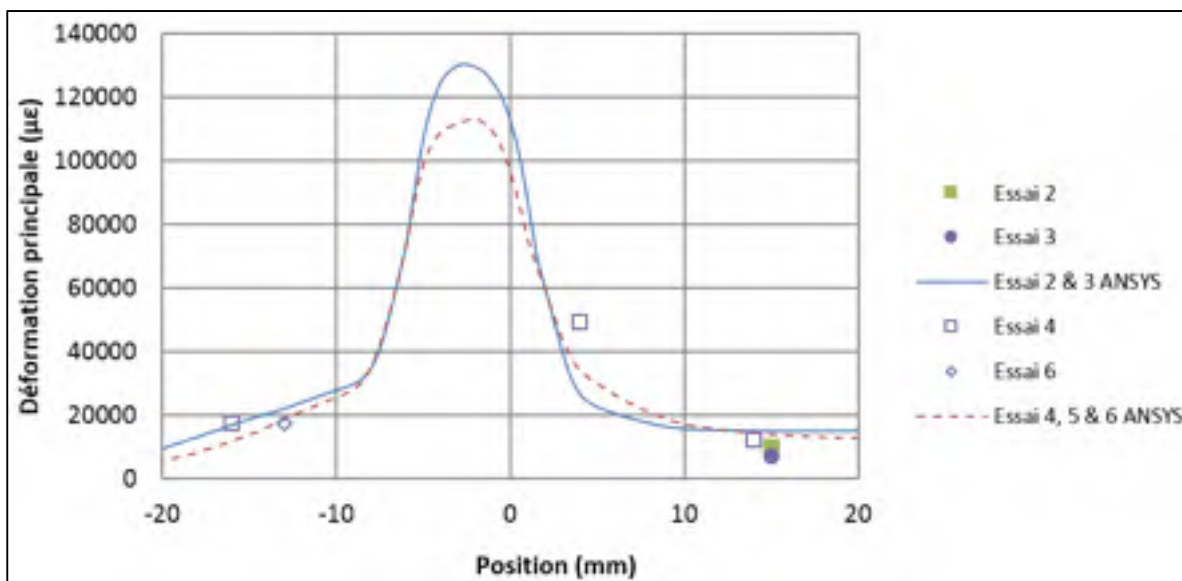


Figure-A III-21 Déformation principale à une pression interne de 1 500 kPa

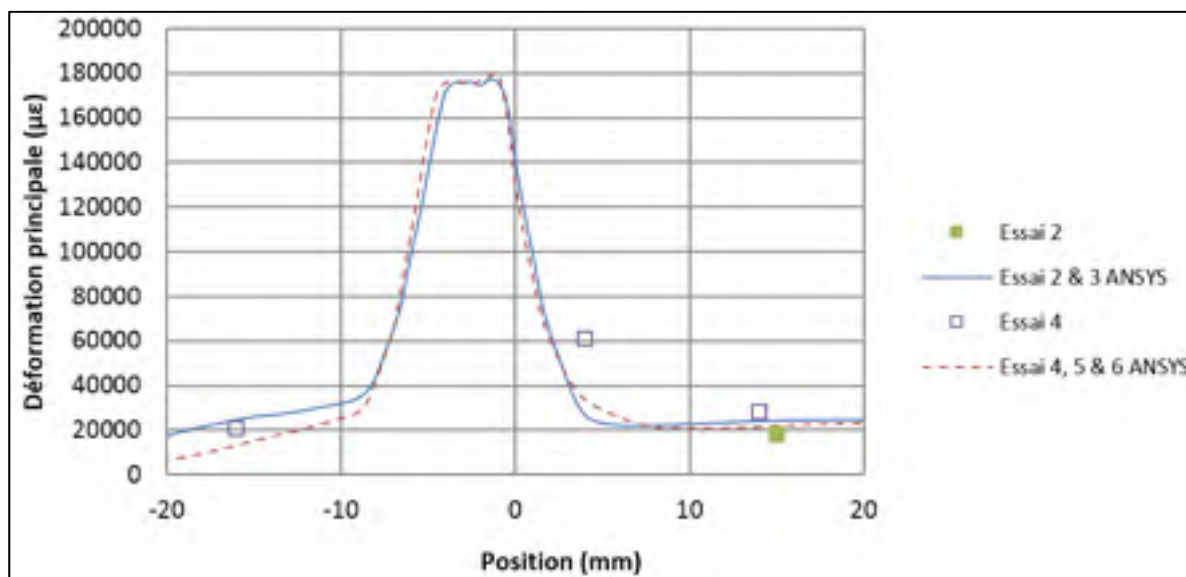


Figure-A III-22 Déformation principale à une pression interne de 1 900 kPa

ANNEXE IV

INSTRUMENTATION

Certains résultats expérimentaux erronés sont exclus de l'analyse, car il y eut quelques défaillances de l'instrumentation lors des essais. Pour les essais 2 et 3, les déformations au-dessus de la paroi d'acier à 167 mm du rebord ont été instrumentées à l'aide de trois rosettes. La comparaison des résultats de la jauge 2 à la Figure-A IV-1 met en évidence le résultat divergent de la rosette 6 qui peut être causé par une défautuosité de la rosette ou le glissement de la paroi d'acier. C'est pourquoi les résultats de la rosette 6 sont considérés anormaux et exclus des comparaisons des résultats.

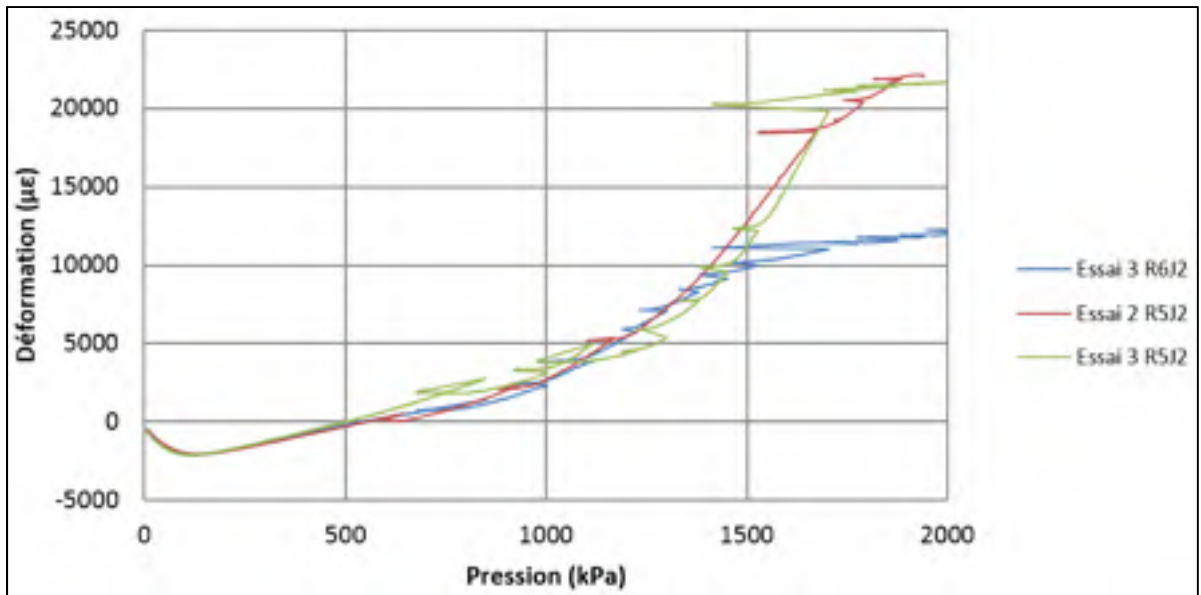


Figure-A IV-1 Déformation de la jauge 2, rosettes 5 et 6

De plus, la sensibilité du positionnement de la rosette 5 est mise en évidence à la Figure-A IV-2. Ainsi, les résultats numériques pour une position d'une rosette de plus ou moins 4 mm par rapport à la valeur nominale de 167 mm influence grandement les déformations principales. Pour cette raison, les résultats de la rosette 5 sont exclus pour une pression du banc d'essai inférieur à 1 000 kPa, car la différence entre les résultats expérimentaux et numériques est amplifiée par son positionnement.

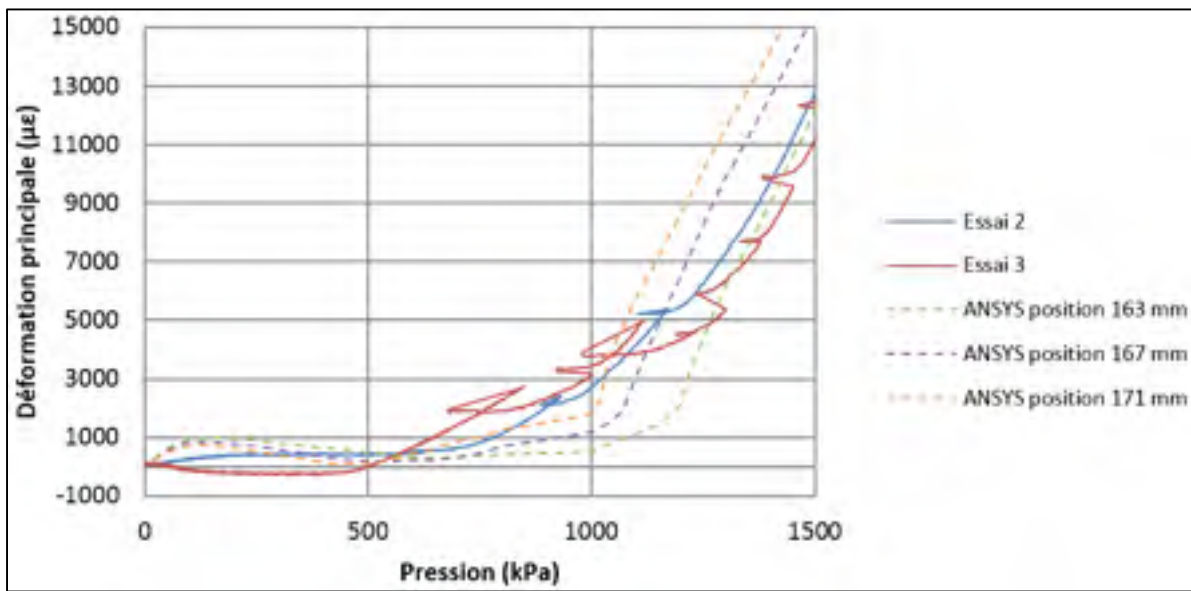


Figure-A IV-2 Déformations principales en fonction du positionnement de la rosette 5

BIBLIOGRAPHIE

- Bailon, Jean-Paul., Jean-Marie Dorlot, 2000. *Des matériaux*, 3^{ième} édition, Québec : Presses internationales Polytechnique, 736 p.
- Carrander, K., B. Häggblad. 2008. « Simulation of mechanical stresses in transformer tanks due to explosions caused by electrical arcs », In *CIGRÉ session*. (Sydney, 2008)
- Dastous, Jean-Bernard, Jacques Lanteigne, and Marc Foata. 2010. « Numerical Method for the Investigation of Fault Containment and Tank Rupture of Power Transformers ». *IEEE Transactions on Power Delivery*, vol. 25, n° 3, p. 1657–1665.
- Foata, Marc, et Georges Khouzam. 1994. *Power Transformer Tank Rupture*. Canadian Electrical Association, Engineering and Operating Division, Toronto, 27 p.
- Foata, Marc. 2008. « Power Transformer Fire Risk Assessment ». In *CIGRÉ session*. (Sydney, 2008)
- Foata, Marc. 2010. « Power Transformer Tank Rupture Prevention ». In *CIGRÉ session*. (Paris, 2010)
- Goto, K, et Y Miura. 1987. « The Pressure Rise During the Internal Fault in an Oil Filled Transformer ». In *CIGRÉ colloquim*. (Florence, 1987)
- Kothmann, R. E., D. G. Thompson, R. G. Golclaser, T. J. Fagan, R. M. Roidt et A Tsang. 1995. *Power Transformer Tank Rupture : Risk Assessment and Mitigation*. Electric Power Research Institute, TR-104994, 168 p.
- Kawamura, T., M. Ueda, K. Ando, et T. Maeda. 1988. « Prevention of Tank Rupture Due to Internal Fault of Oil Filled Transformers ». In *CIGRÉ session*. (Paris, 1988)
- Murakami, Hiroshi, T. Kobayashi, Y. Shirasaka et Y. Ebisawa. 2008. « Tank Design for Low Rupture Risk - Japanese Practice ». In *CIGRÉ session*. (Sydney, 2008)
- Menkes, S. B., H. J. Opat. 1973. « Tearing and shear failures in explosively loaded broken beams ». *Explosion Mechanics*, vol. 13, n° 11, p. 480-486
- Nurick, G. N., M. E. Gelman et N.S. Marshall. 1996. « Tearing of Blast Loaded Plates with Clamped Boundary Conditions ». *International Journal of Impact*, vol. 18, n° 7-8, p. 803–827.
- Lee, Huei-Huang. 2010. *Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 12 : Theory-Applications-Case Studies*, Kansas City : Schroff Development Corporation, 586 p.

Li, H., M. W. Fu, J. Lu et H. Yang. 2011. « Ductile fracture : Experiments and computations ». *International Journal of Plasticity*, vol. 27, n° 2, p. 147–180.

CIGRÉ. 2013. *Guide for Transformer Fire Safety Practices*, Technical Brochure 537, CIGRÉ, 130 p.

Ringlee, R. J. et N. W. Roberts. 1959. « Tank Pressures Resulting from Internal Explosions ». *AIEE Transaction*, vol. 78, Part III-B, p.1705–1710.

Sinclair, Glenn, J. Beisheim. 2008. « Alternative convergence-divergence checks for stresses from fea », *2008 International ANSYS Conference*. (Pittsburgh, 2008)

The Engineering ToolBox. 2013. « Friction and Coefficients of Friction ». In Le site The Engineering ToolBox. En ligne. <http://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html>. Consulté le 3 décembre 2013.