



École Centrale Nantes

MAAS

MEF

Analyse en éléments finis

Auteur : Pedro Mocivuna et Lia Moraes
Professeur : Patrice Cartraud
Lieu et date : Nantes, France, Octobre 2025

Table des matières

| | | |
|----------|---------------------------------------------------------------------|-----------|
| 1 | Unités de mesure | 1 |
| 2 | Modélisation de la pièce et du problème | 1 |
| 2.1 | Part | 1 |
| 2.2 | Property et Section | 1 |
| 2.3 | Assembly et Step | 2 |
| 2.4 | Interactions et Load | 2 |
| 3 | Maillage | 3 |
| 3.1 | Type d'élément | 3 |
| 3.2 | Formulation de l'élément | 3 |
| 3.3 | Ordre d'interpolation | 4 |
| 3.4 | Type d'intégration | 5 |
| 3.5 | Type de maillage et algorithme de remplissage du maillage | 5 |
| 3.6 | Taille du maillage et nombre d'éléments | 5 |
| 3.6.1 | Vérification | 6 |
| 3.6.2 | Advancing front | 6 |
| 3.6.3 | Medial axis | 8 |
| 3.7 | Convergence et raffinement local | 9 |
| 4 | Simulation et résultats | 11 |
| 4.1 | Critères d'acceptabilité | 11 |
| 4.2 | Encadrement chiffré | 11 |
| 4.3 | Raffinement de chaque région | 13 |
| 4.3.1 | Région 1 | 13 |
| 4.3.2 | Région 2 | 14 |
| 4.3.3 | Région 3 | 15 |
| 4.3.4 | Région 4 | 15 |
| 4.4 | Conclusions | 16 |
| 4.5 | Suggestions pour améliorer le facteur de sécurité. | 17 |
| 5 | Modélisations du contact | 18 |
| 5.1 | Étude des différents types d'interaction | 18 |
| 5.2 | Étude des différentes positions d'encastrement | 19 |
| 5.2.1 | Déplacement | 19 |
| 5.2.2 | Déformation | 20 |
| 5.3 | Étude de l'application de la barre sur différents trous | 21 |

1 Unités de mesure

Pour travailler dans Abaqus, il est nécessaire d'établir une standardisation des unités afin d'assurer la cohérence dans l'analyse des résultats. Pour ce projet, nous avons choisi les unités suivantes : millimètres, newtons et kilogrammes.

Ainsi, les transformations d'unités suivantes s'appliquent :

$$1 \text{ MPa} = 1 \text{ N/mm}^2 \quad (1)$$

$$1 \text{ g/cm}^3 = 10^{-6} \text{ kg/mm}^3 \quad (2)$$

$$1 \text{ J} = 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3)$$

2 Modélisation de la pièce et du problème

2.1 Part

Pour la modélisation de la pièce, nous avons créé une *Part* à partir du *Sketch* fourni et nous avons attribué les configurations suivantes :

- Modeling space : 2D
- Type : Deformable
- Base feature : Shell

Cela nous permet de simplifier l'analyse à l'état plan de contraintes et de déformations. Nous avons ensuite testé pour la configuration suivante de création de la *Part* et avons obtenu des résultats similaires :

- Modeling space : 3D
- Type : Deformable
- Base feature : Shell - Planar

2.2 Property et Section

Ensuite, nous avons créé le matériau avec les propriétés suivantes :

TABLE 1 – Propriétés mécaniques et valeurs effectives pour Abaqus

| Propriété | Symbol [Unité] | Valeur nominale |
|--------------------------------|------------------------------|-----------------------|
| Contrainte limite en traction | R_m [MPa] | 580 |
| Contrainte limite d'élasticité | $R_{p0.2\%}$ [MPa] | 430 |
| Module d'Young | E [MPa] | 210 000 |
| Densité | ρ [kg/mm ³] | 7.85×10^{-6} |
| Coefficient de Poisson | ν [-] | 0.3 |

Par la suite, nous avons créé une *Section* avec les configurations suivantes :

- Category : Solid
- Type : Homogeneous

- Plane stress/strain thickness : 10

Pour la *Part* créée en 3 dimensions, nous avons utilisé les configurations suivantes de *Section* :

- Category : Shell
- Type : Homogeneous
- Shell thickness : 10

2.3 Assembly et Step

Pour l'*Assembly*, nous l'avons réalisé avec la seule pièce présente dans ce projet et, dans *Step*, un nouveau *Static - General* a été ajouté.

2.4 Interactions et Load

Pour les *Interactions*, nous avons créé des *Reference Points* aux centres géométriques des trous où les forces concentrées seront appliquées. Ces trous sont le *lifting hole* et les deux points de fixation des *cross plates*.

Utilizamos então *Constraint - Coupling* de tipo *Distributing* para conectar os *Reference Points* com as regiões superficiais do furo que vão ser submetidas a deformação.

Nous avons ensuite utilisé un *Constraint - Coupling* de type *Distributing* pour connecter les *Reference Points* aux surfaces des trous qui seront soumises à la déformation.

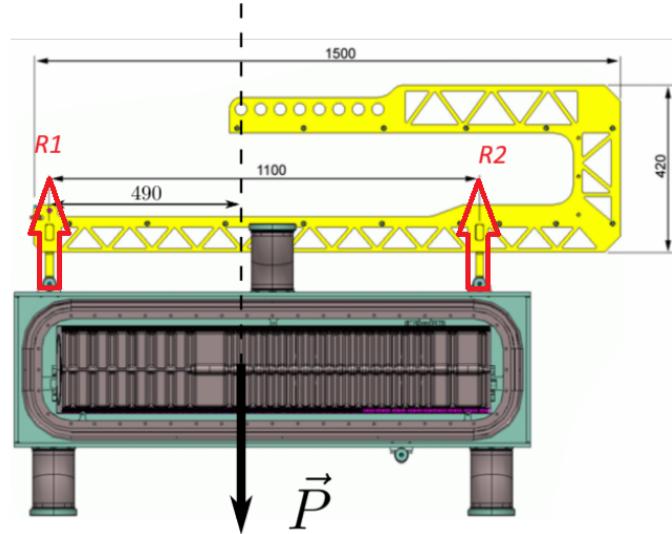


FIGURE 1 – Équilibre des supports du détecteur

$$\sum M_i = -P \cdot 490 + R2 \cdot 1100 = 0 \longleftrightarrow R2 = \frac{490}{1100} \cdot P \quad (4)$$

$$\sum F_i = R1 - P + R2 = R1 - P + \frac{490}{1100} \cdot P = 0 \longleftrightarrow R1 = \frac{610}{1100} \cdot P \quad (5)$$

Bien que la charge totale que le *lifting device* (composé de deux *lifting plates*) devrait supporter soit le poids de deux supports de détecteurs (2200, *N*), nous avons utilisé la va-

leur d'un support de détecteur ($1100, N$) pour \vec{P} et l'étude d'une seule plaque métallique. Cela dit, nous savons que les forces appliquées sur la *Part* seront dirigées selon $-e_2$ par action et réaction.

Enfin, nous avons encastré la pièce dans le trou dont le centre de gravité du support du détecteur est traversant, c'est-à-dire où la barre serait insérée pour le levage de la pièce. Le choix de ce trou se justifie par l'équilibre du système, en tenant compte de la position du centre de gravité du détecteur.

3 Maillage

Pour le maillage, nous avons évalué toutes les possibilités d'utilisation de maillages pour notre système et avons utilisé 8 critères pour évaluer la convergence de la simulation. Ils sont les suivants :

- Type d'élément
- Formulation de l'élément
- Ordre d'interpolation
- Type d'intégration
- Type de maillage et algorithme de remplissage du maillage
- Taille du maillage et nombre d'éléments
- Convergence et raffinement local

Nous détaillerons chacun de ces points afin d'expliquer nos choix.

3.1 Type d'élément

L'élément fourni par Abaqus pour la configuration 2D de la *Part* et de la *Section* est le *Continuum Plane Stress*, tandis que pour le 3D, il s'agit du type *Shell*.

3.2 Formulation de l'élément

La formulation utilisée pour la *Part* 2D est le *Plane Stress*, ce qui signifie que la contrainte en dehors du plan du *Sketch* est nulle. Il s'agit donc d'une analyse bidimensionnelle.

Quant au type *Shell*, pour la *Part* 3D, dans cette situation, il traite notre pièce selon la théorie des plaques de Reissner–Mindlin. Ainsi, bien que le maillage soit formulé bidimensionnellement, Abaqus réalise également l'analyse en interpolant à travers l'épaisseur de la pièce.

On observe que, comme l'épaisseur de la plaque, qui est constante sur toute la pièce, est infime par rapport aux autres dimensions et que les charges sont appliquées dans le plan de la plaque, les analyses 2D et 3D sont toutes deux valables. Cependant, la vision 2D permet une efficacité avec un coût opérationnel réduit.

3.3 Ordre d'interpolation

Les ordres d'interpolation disponibles sont : linéaire et quadratique. Ils définissent le nombre de nœuds et le nombre de points d'intégration utilisés. Dans notre cas, nous aurons des éléments *Tri* et *Quad*, ce qui donne les tableaux suivants :

TABLE 2 – Propriétés numériques pour chaque type de élément - 2D Shell

| Élément | Quantité de noeuds | Points d'integration |
|---------|--------------------|----------------------|
| CPS3 | 3 | 1 |
| CPS6 | 6 | 3 |
| CPS4 | 4 | 4 (2x2) |
| CPS8 | 8 | 9 (3x3) |

Il est nécessaire de rappeler que, dans l'analyse 3D, le nombre total de points d'intégration est différent du nombre de points d'intégration dans le plan, car l'épaisseur de la plaque est prise en compte. Abaqus attribue arbitrairement 5 points d'intégration à travers l'épaisseur de toutes les plaques ainsi analysées, c'est-à-dire que le total correspond à 5 fois le nombre de points d'intégration dans le plan.

TABLE 3 – Propriétés numériques pour chaque type de élément - 3D Shell

| Élément | Nº de noeuds | Points d'integration dans le plan |
|---------|--------------|-----------------------------------|
| S3 | 3 | 1 |
| STRI65 | 6 | 3 |
| S4 | 4 | 4 (2x2) |
| S8R | 8 | 4 (2x2) |

Abaqus utilise l'intégration de Gauss pour calculer les matrices de rigidité élémentaires et les termes sources. Nous pouvons illustrer l'influence du nombre de points d'intégration sur le problème à partir de la formule suivante :

$$\begin{aligned} \mathbf{K}_e &= \int_{\Omega_e} \mathbf{B}_e^T \mathbf{D} \mathbf{B}_e t dA = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \mathbf{B}_e^T(\xi, \eta) \mathbf{D} \mathbf{B}_e(\xi, \eta) t |\mathbf{J}(\xi, \eta)| d\xi d\eta \\ &\approx \sum_{i=1}^{n_\xi} \sum_{j=1}^{n_\eta} w_i w_j \mathbf{B}_e^T(\xi_i, \eta_j) \mathbf{D} \mathbf{B}_e(\xi_i, \eta_j) t |\mathbf{J}(\xi_i, \eta_j)| \quad (6) \end{aligned}$$

Où ξ et η sont les positions dans les éléments parents (Abaqus utilise les éléments iso-paramétriques afin de ne pas avoir à calculer le poids et le point de Gauss pour chaque intégration numérique réalisée — seul le Jacobien de l'élément est nécessaire). De plus, n_ξ et n_η représentent le nombre de points d'intégration (3 et 3 pour l'élément CPS8, par exemple). Enfin, w_i et w_j sont les poids de Gauss, \mathbf{D} est la loi constitutive du problème (déterminée par le type de problème analysé et les propriétés) et \mathbf{B}_e est la matrice de

déformation de l'élément. Notez que pour l'élément CPS, \mathbf{K}_e n'est pas calculée dans le volume, mais dans l'aire multipliée par l'épaisseur t attribuée.

De manière générale, plus le nombre de points d'intégration est élevé, plus les intégrales de la formulation faible calculées pour chaque élément sont précises. Concernant le nombre de points, plus il y en a, plus l'interpolation dans les éléments sera précise. L'ordre de \mathbf{B}_e , qui dépend de l'ordre des fonctions de forme de l'élément, augmente également avec l'augmentation du nombre de points d'intégration.

3.4 Type d'intégration

Pour la simulation en question, nous pouvons utiliser aussi l'intégration réduite, cette dernière diminuant le nombre de points d'intégration des éléments. Pour les deux types d'éléments, CPS et S, cette option n'est possible que pour les éléments de forme *Quad*. Cependant, pour les éléments S, leur interpolation quadratique (S8R) est toujours réduite, comme indiqué précédemment.

TABLE 4 – Propriétés numériques pour l'intégration réduite

| Élément | Quantité de noeuds | Points d'intégration dans le plan |
|---------|--------------------|-----------------------------------|
| CPS4R | 4 | 1 |
| CPS8R | 8 | 4 (2x2) |
| S4R | 4 | 1 |

3.5 Type de maillage et algorithme de remplissage du maillage

En utilisant les *Mesh Controls*, nous pouvons changer la forme des éléments de maillage entre *Quad*, *Quad-dominated* et *Tri*, ainsi que la technique (*Technique*) employée et l'algorithme de remplissage. Pour ce travail, seule la technique *Free* a été utilisée, et des éléments de toutes les formes ont été testés, avec les deux types d'*Algorithm* (*Medial axis* et *Advancing front*).

Le choix exclusif de la technique *Free* se justifie par la nécessité d'utiliser des éléments irréguliers afin de représenter correctement la géométrie complexe de la structure analysée.

3.6 Taille du maillage et nombre d'éléments

La taille des éléments de maillage a été modifiée progressivement au cours de ce travail, dans le but d'analyser l'influence de leur raffinement sur le processus de simulation. Dans un premier temps, tous les types de maillage explorés ci-dessus ont été analysés avec les *Approximate global size* suivants : 72, 36, 18 et 9.

3.6.1 Vérification

Après avoir généré la *Mesh part*, nous avons utilisé l'outil *Verify mesh* pour vérifier la possibilité d'utiliser chaque type de maillage dans la simulation sans qu'il y ait des *Errors* ou des *Warnings*. Les *Errors* se produisent lorsqu'il est impossible de générer le maillage dans une certaine partie du modèle, tandis que les *Warnings* apparaissent lorsqu'un facteur dans une région du maillage créé peut affecter l'efficacité de la simulation. Mathématiquement, les *Warnings* indiquent quels éléments présentent un Jacobien atypique. Les résultats de la vérification sont présentés ci-dessous :

3.6.2 Advancing front

Ci-dessous, nous présentons les résultats de vérification des maillages pour le premier type d'algorithme de remplissage.

TABLE 5 – Nombre de *Warnings* pour les maillages *Tri* en Shell 2D

| Global size | Quantité textbfd'éléments | CPS3 | CPS6 |
|-------------|---------------------------|------|------|
| 72 | 1167 | 80 | 80 |
| 36 | 3547 | 8 | 8 |
| 18 | 7833 | 0 | 0 |
| 9 | 10361 | 0 | 0 |

TABLE 6 – Nombre de *Warnings* pour les maillages *Tri* en Shell 3D

| Global size | Quantité textbfd'éléments | S3 | STRI65 |
|-------------|---------------------------|----|--------|
| 72 | 1167 | 80 | 21 |
| 36 | 3547 | 8 | 5 |
| 18 | 7833 | 0 | 0 |
| 9 | 10361 | 0 | 0 |

TABLE 7 – Nombre de *Warnings* pour les maillages *Quad-dominated* en Shell 2D

| Global size | Quantité textbfd'éléments | CPS3 / CPS4 | CPS3 / CPS4R | CPS6 / CPS8 | CPS6 / CPS8R |
|--------------------|-------------------------------------|-----------------------|------------------------|-----------------------|------------------------|
| 72 | 1160 | 134 | 78 | 215 | 164 |
| 36 | 2638 | 97 | 39 | 200 | 113 |
| 18 | 4500 | 70 | 12 | 168 | 83 |
| 9 | 5782 | 13 | 2 | 77 | 27 |
| 4.5 | 12391 | – | 0 | – | – |
| 2.25 | 41160 | – | 0 | – | – |

TABLE 8 – Nombre de *Warnings* pour les maillages *Quad-dominated* en Shell 3D

| Global size | Quantité textbfd'éléments | S3 / S4 | S3 / S4R | STRI65 / S8R |
|--------------------|-------------------------------------|-------------------|--------------------|------------------------|
| 72 | 1160 | 134 | 78 | 108 |
| 36 | 2663 | 111 | 48 | 89 |
| 18 | 4466 | 77 | 12 | 85 |
| 9 | 5734 | 13 | 0 | 30 |
| 4.5 | 12391 | – | 0 | – |
| 2.25 | 41160 | – | 0 | – |

TABLE 9 – Nombre de *Warnings* pour les maillages *Quad* en Shell 2D

| Global size | Quantité textbfd'éléments | CPS4 | CPS4R | CPS8 | CPS8R |
|--------------------|-------------------------------------|---------------|--------------|----------------|--------------|
| 72 | ERROR | – | – | – | – |
| 36 | 2437 | 369 (1 error) | 116 | 400 (3 errors) | 529 |
| 18 | 4424 | 237 | 70 | 255 | 389 |
| 9 | 6364 | 64 | 14 | 85 | 194 |

TABLE 10 – Nombre de *Warnings* pour les maillages *Quad* en Shell 3D

| Global size | Quantité textbfd'éléments | S4 | S4R | S8R |
|--------------------|--------------------------------------|---------------|------------|----------------|
| 72 | ERROR | — | — | — |
| 36 | 2526 | 383 (2 error) | 132 | 412 (2 errors) |
| 18 | 4485 | 246 | 70 | 267 |
| 9 | 6358 | 63 | 9 | 86 |

3.6.3 Medial axis

Ci-dessous se trouvent les résultats pour l'autre type d'algorithme de remplissage, en tenant compte du fait qu'il n'y a pas de *Medial axis* pour les maillages composés uniquement d'éléments *Tri*.

TABLE 11 – Nombre de *Warnings* pour les maillages *Quad-dominated* en Shell 2D

| Global size | Quantité textbfd'éléments | CPS3 / CPS4 | CPS3 / CPS4R | CPS6 / CPS8 | CPS6 / CPS8R |
|--------------------|--------------------------------------|------------------------|-------------------------|------------------------|-------------------------|
| 72 | 3045 | 166 (1 error) | 41 (1 error) | 285 (1 error) | 178 (1 error) |
| 36 | 3134 | 149 | 30 | 265 | 168 |
| 18 | 4059 | 144 | 33 | 251 | 159 |
| 9 | 6626 | 135 | 38 | 236 | 144 |

TABLE 12 – Nombre de *Warnings* pour les maillages *Quad-dominated* en Shell 3D

| Global size | Quantité textbfd'éléments | S3 / S4 | S3 / S4R | STRI65 / S8R |
|--------------------|--------------------------------------|--------------------|---------------------|-------------------------|
| 72 | 3045 | 167 | 42 | 179 |
| 36 | 3134 | 149 | 30 | 169 |
| 18 | 4059 | 144 | 33 | 159 |
| 9 | 6626 | 135 | 38 | 144 |

TABLE 13 – Nombre de *Warnings* pour les maillages *Quad* en Shell 2D

| Global size | Quantité d'éléments | CPS4 | CPS4R | CPS8 | CPS8R |
|-------------|---------------------|------|-------|------|-------|
| 72 | 3601 | 43 | 11 | 68 | 43 |
| 36 | 3691 | 46 | 10 | 63 | 46 |
| 18 | 4322 | 62 | 14 | 81 | 62 |
| 9 | 6041 | 39 | 4 | 62 | 39 |
| 4.5 | 11148 | — | 0 | — | — |
| 2.25 | 34301 | — | 5 | — | — |

TABLE 14 – Nombre de *Warnings* pour les maillages *Quad* en Shell 3D

| Global size | Quantité textbfd'éléments | S4 | S4R | S8R |
|-------------|---------------------------|----|-----|-----|
| 72 | 3601 | 43 | 11 | 43 |
| 36 | 3691 | 46 | 10 | 46 |
| 18 | 4322 | 62 | 14 | 63 |
| 9 | 6041 | 39 | 4 | 39 |
| 4.5 | 11148 | — | 0 | — |
| 2.25 | 34301 | — | 5 | — |

3.7 Convergence et raffinement local

L’observation des similitudes entre les maillages générés à partir des *Part* 2D et 3D, ainsi que la validité du modèle bidimensionnel pour l’étude de ce système, justifiée précédemment, nous a amenés à choisir de simplifier l’exécution des calculs et de poursuivre l’analyse et le raffinement uniquement de la *Part* 2D.

Les maillages étudiés, ayant obtenu les meilleurs résultats de simulation avec le plus petit nombre de *Warnings*, ont été choisis pour une étude de convergence :

- *Tri* linéaire full CPS3 avec *Advancing front* et *Approximate global size* 18 et 9
- *Tri* quadratique full CPS6 avec *Advancing front* et *approximate global size* 18 et 9
- *Quad-dominated* linéaire full CPS3 et linéaire réduite CPS4R avec *Advancing front* et *Approximate global size* 4,5 et 2,25

Ensuite, les régions de plus forte concentration de contraintes ont été raffinées localement avec des *Approximate global size* de 1,5, 0,5, 0,1 et 0,06, les deux derniers étant appliqués dans des cas ponctuels, qui seront explorés ultérieurement.

Comme critère de sélection des zones à raffiner, nous avons choisi les endroits où la contrainte de Von Mises dépassait initialement 110, MPa. Ensuite, plusieurs *Partitions* ont été créées afin de tirer parti de l’algorithme de remplissage de maillage *Advancing*

front. Ainsi, le gradient de contrainte est mieux lissé et décrit fidèlement la contrainte appliquée.

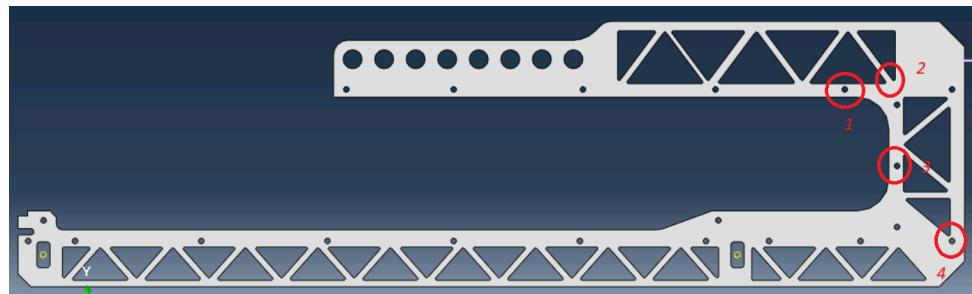
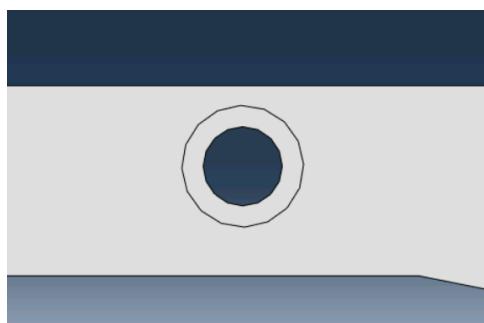
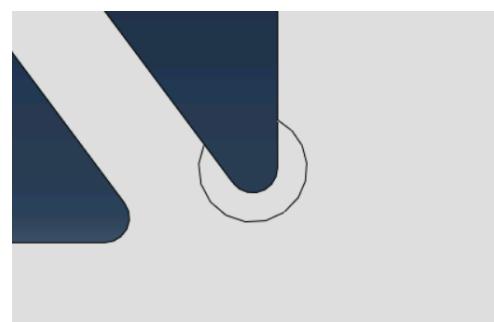


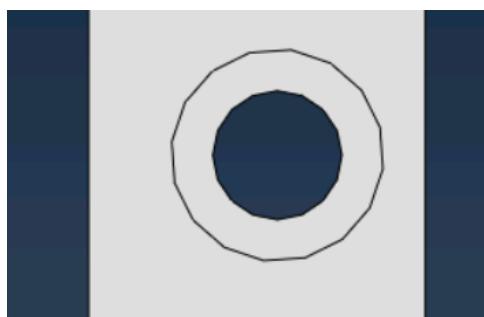
FIGURE 2 – Régions de concentration de contraintes



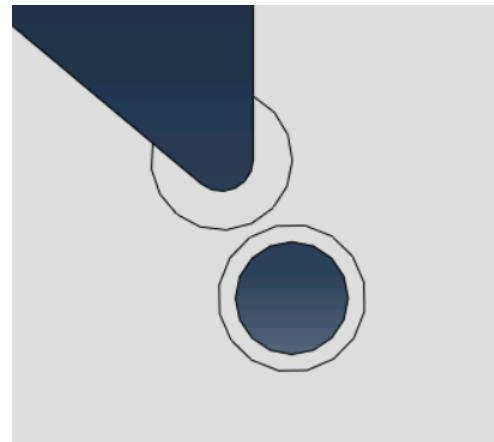
(a) Région 1



(b) Région 2



(c) Région 3



(d) Région 4

FIGURE 3 – Régions de partition du modèle

4 Simulation et résultats

4.1 Critères d'acceptabilité

La situation-problème nous fournit un coefficient de sécurité ainsi que trois critères devant être respectés pour que l'équipement soit jugé acceptable :

- Pas de plastification : $\sigma_{Mises}(x) < R_p \cdot 0.2\% = 430 \quad \forall x \in \Omega$
- Déflexion maximale de 21mm : $\vec{u}(x) < 21 \quad \forall x \in \Omega$
- Modèle convergé à 5% : $\frac{\phi_{k+1} - \phi_k}{\phi_{k+1}} \leq 0,05$ étant donné que ϕ est la fonction qui représente l'énergie de déformation, la contrainte et le déplacement maximal du système étudié.

Nous soulignons que nous avons utilisé la contrainte de Von Mises comme critère de notre étude en raison de sa capacité à représenter l'effet combiné de toutes les contraintes en un point.

En appliquant le facteur de sécurité aux trois critères, nous obtenons le tableau ci-dessous :

TABLE 15 – Critères de validation – comparaison de la valeur nominale avec le facteur de sécurité

| Coefficient de sécurité | Contrainte von Mises (MPa) | Déflexion (mm) | Convergence (%) |
|-------------------------|----------------------------|----------------|-----------------|
| 1 | 430 | 21 | 5 |
| 2.4 | 179.17 | 8.75 | 5 |

4.2 Encadrement chiffré

Ensuite, nous avons organisé les tableaux des résultats d'énergie de déformation et de déplacement maximal afin de vérifier la convergence des résultats.

TABLE 16 – Résultats de convergence pour l'élément CPS3

| Global size | Énergie de déformation textbf(J) | Taux de convergence textbf(%) | Déflexion maximale textbf(mm) | Taux de convergence textbf(%) |
|-------------|----------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| 18 | 2.70752 | – | 8.997 | – |
| 9 | 2.76 | 1.901 | 9.171 | 1.897 |

TABLE 17 – Résultats de convergence pour l’élément CPS6

| Global size | Énergie de textbf déformation textbf(J) | Taux de textbf convergence textbf(%) | Déflexion textbf maximale textbf(mm) | Taux de textbf convergence textbf(%) |
|--------------------|------------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|
| 18 | 2.83074 | – | 9.405 | – |
| 9 | 2.83371 | 0.105 | 9.415 | 0.106 |

TABLE 18 – Résultats de convergence pour les éléments CPS4R / CPS3

| Global size | Énergie de textbf déformation textbf(J) | Taux de textbf convergence textbf(%) | Déflexion textbf maximale textbf(mm) | Taux de textbf convergence textbf(%) |
|--------------------|------------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|
| 4.5 | 2.83214 | – | 9.411 | – |
| 2.25 | 2.83344 | 0.046 | 9.415 | 0.042 |

L’analyse des tableaux permet d’observer des résultats similaires entre les trois modèles de simulation différents, avec un écart-type calculé de 0.0424 pour les valeurs d’énergie de déformation et de 0.1409 pour le déplacement maximal.

Cependant, aucune valeur de contrainte convergente n’a été trouvée pour des maillages raffinés sur toute la pièce. Pour cette raison, nous avons effectué un raffinement local sur un maillage ayant un *Approximate global size* de 9 avec des éléments de type CPS6, conformément aux dimensions définies précédemment. Chaque phase de raffinement, ou itération, a été nommée selon le procédé suivant :

- 1 : les *Partitions* ainsi que les bords de la *Part* ont vu leur *Approximate global size* modifié à 1.5 ;
- 2 : les *Partitions* ainsi que les bords de la *Part* ont vu leur *Approximate global size* modifié à 0.5 ;
- 3 : le raffinement principal a été effectué sur le *congé* inférieur du triangle dans la région 4, où le *Global Size* a été fixé à 0.1. Dans les autres régions, les *Partitions* ont été maintenues à 0.5 et les bords ont été modifiés comme suit : 0.15 dans la région 1, 0.2 dans la région 2 et sur le trou circulaire de la région 4, et 0.1 dans la région 3 ;
- 4 : enfin, le raffinement a été appliqué uniquement sur le *congé* de la région 4, avec un *Global size* modifié à 0.06.

Nous avons alors obtenu les résultats suivants :

TABLE 19 – Résultat de convergence pour l’éléments CPS6

| Iteration | Quantité d’éléments | Von Mises maximale (MPa) | Région avec σ_{Mises} maximale | Taux de convergence (%) |
|-----------|---------------------|--------------------------|---------------------------------------|-------------------------|
| 1 | 12637 | 174.192 | 4 | – |
| 2 | 14010 | 190.554 | 4 | 8.59 |
| 3 | 15712 | 205.159 | 4 | 7.12 |
| 4 | 16135 | 210.257 | 4 | 2.42 |

TABLE 20 – Propriétés numériques pour la dernière interaction

| Energie de déformation (J) | Taux de convergence (%) | Von Mises maximale (MPa) | Taux de convergence (%) | Déplacement maximal (mm) | Taux de convergence (%) |
|----------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|
| 2.83597 | 0.09 | 210.257 | 2.42 | 9.426 | 0.12 |

4.3 Raffinement de chaque région

Nous avons collecté des images afin de faciliter la visualisation des différentes étapes de raffinement.

4.3.1 Région 1

Les résultats suivants correspondent au raffinement dans la région 1 :

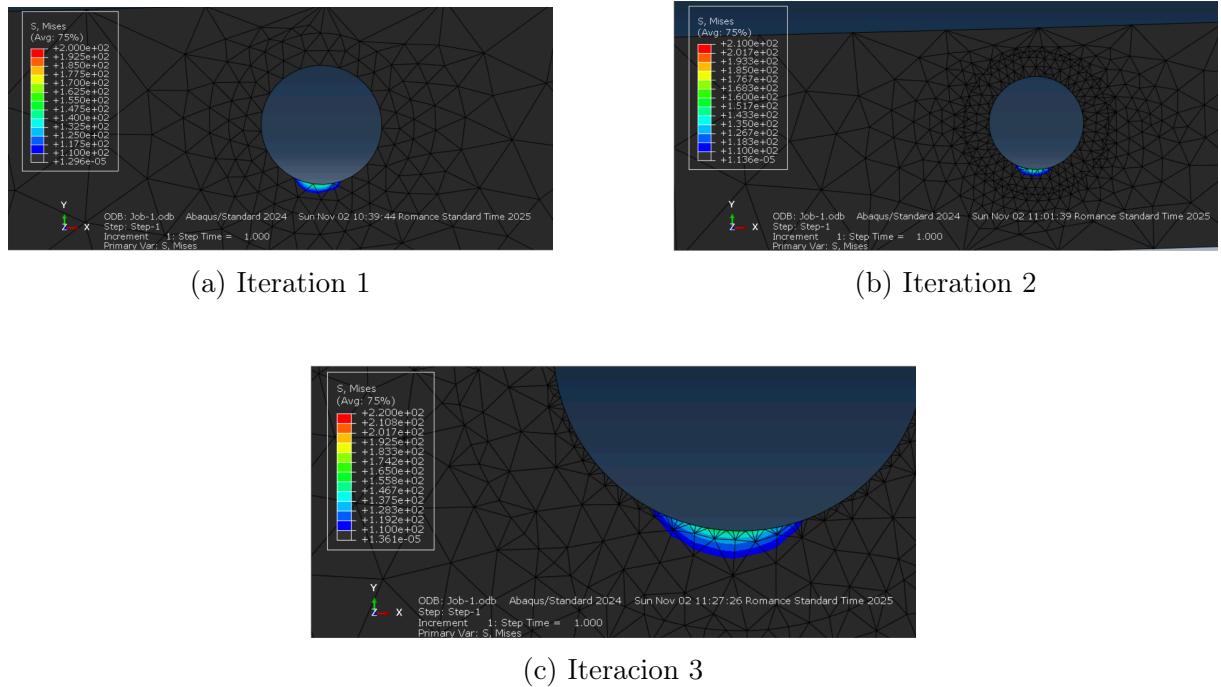
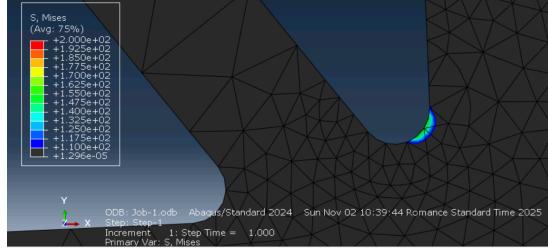


FIGURE 4 – Raffinement dans la région 1.

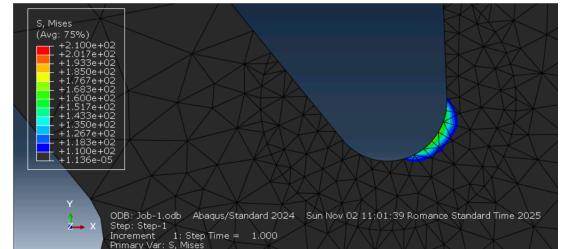
Il est à noter que le gradient de contrainte est devenu plus homogène et décrit donc plus fidèlement la réalité physique du problème.

4.3.2 Région 2

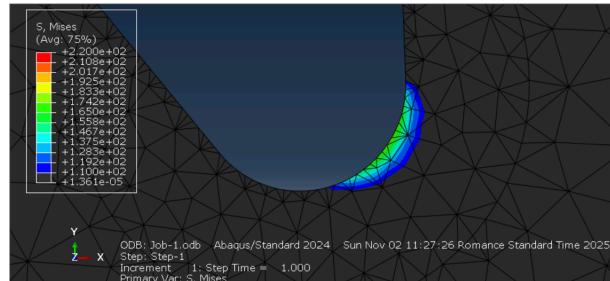
Les résultats suivants correspondent au raffinement dans la région 2 :



(a) Iteration 1



(b) Iteration 2



(c) Iteration 3

FIGURE 5 – Raffinement dans la région 2.

Il est à noter que le gradient de contrainte est devenu plus homogène et décrit donc plus fidèlement la réalité physique du problème.

4.3.3 Région 3

Les résultats suivants correspondent au raffinement dans la région 3 :

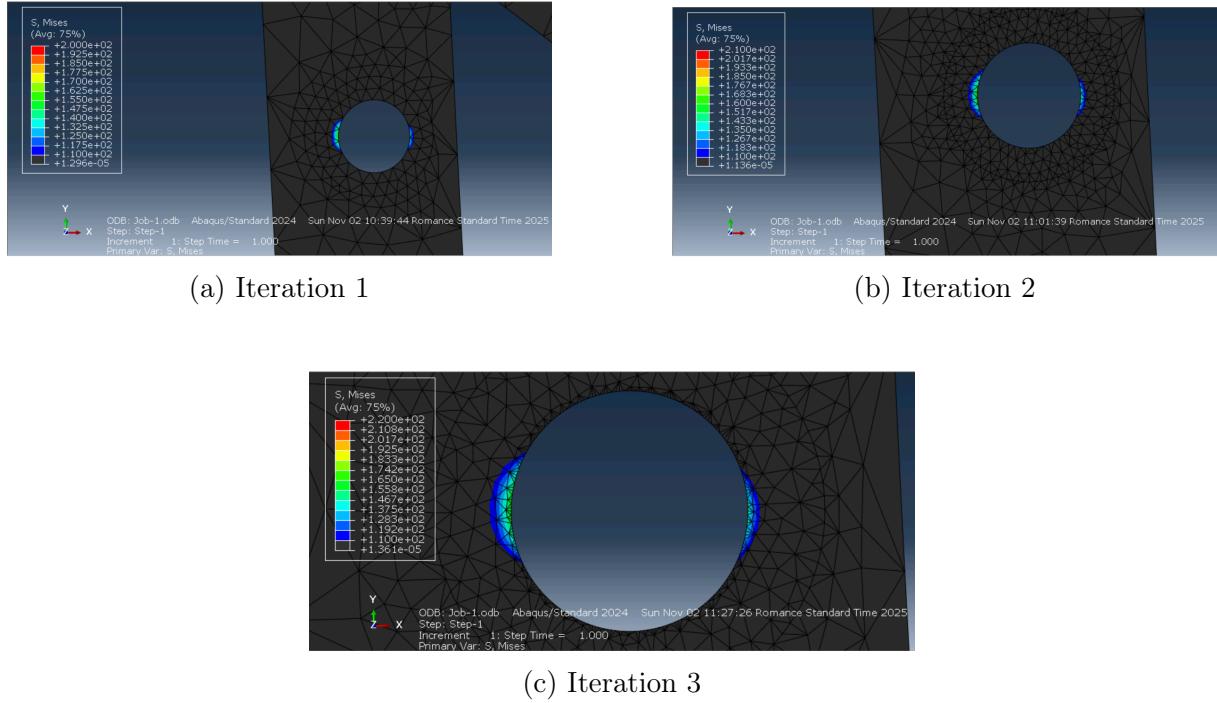


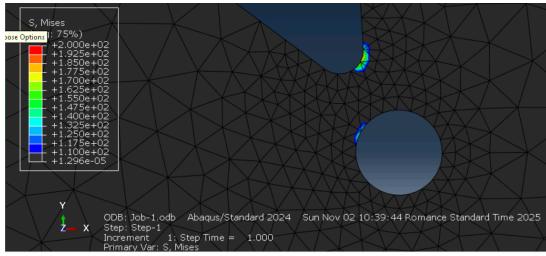
FIGURE 6 – Raffinement dans la région 3.

Il est à noter que le gradient de contrainte est devenu plus homogène et décrit donc plus fidèlement la réalité physique du problème.

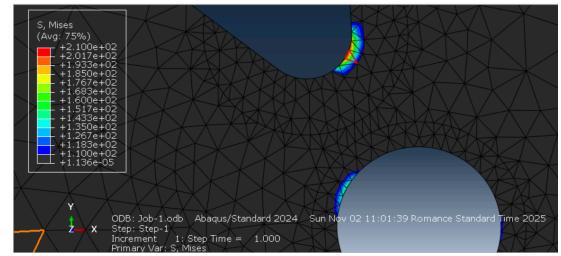
4.3.4 Région 4

Géométriquement, cette région peut déjà être identifiée comme critique en raison de la présence d'un trou circulaire proche d'un *fillet* situé à l'extrémité inférieure d'une zone évidée. La fine portion de matière entre ces deux vides devient fortement sujette à une concentration de contraintes.

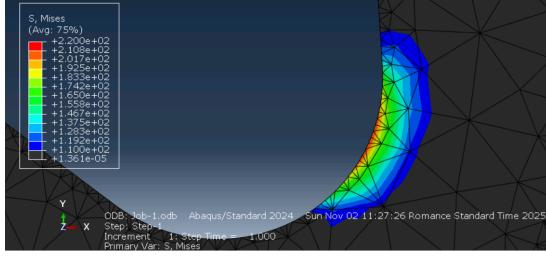
Cette région est affectée par l'apparition d'une contrainte supérieure à 110 MPa sur la partie droite du trou circulaire au cours du raffinement. Après la modification de la taille des éléments, elle demeure le seul endroit de la pièce présentant des éléments dont la contrainte dépasse la valeur maximale fixée par le coefficient de sécurité 2.4.



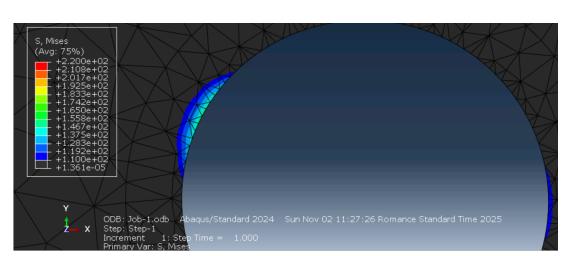
(a) Iteration 1



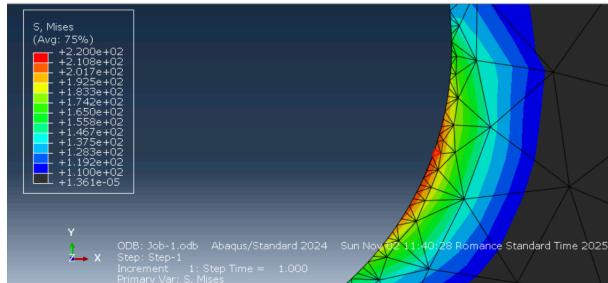
(b) Iteration 2



(c) Iteration 3 pour le *Fillet*



(d) Iteration 3 pour le trou circulaire



(e) Iteration 4 pour le *Fillet*

FIGURE 7 – Raffinement dans la région 4.

4.4 Conclusions

À partir des résultats présentés précédemment, nous pouvons conclure que la pièce étudiée, bien qu'elle converge et respecte les valeurs nominales définies par les critères d'acceptation, ne satisfait pas le facteur de sécurité imposé. À partir des résultats obtenus pour la contrainte et la flèche maximales subies par la pièce, nous avons calculé un nouveau facteur de sécurité. Dans ce cas, nous avons utilisé les résultats correspondant à la simulation donnant le facteur de sécurité le plus faible, afin de réaliser une analyse plus conservatrice.

Pour la deflexion :

$$FS = \frac{21}{9.426} = 2.23$$

Pour la contrainte :

$$FS = \frac{430}{210.257} = 2.05$$

Nous avons finalement déterminé un coefficient de sécurité de 2.05 pour cette pièce.

Enfin, les informations relatives à la simulation finale sont les suivantes :

- type d'élément : CPS6
- algorithme de génération du maillage : technique libre (*Free*) avec méthode *Advancing front*
- taille globale approximative : 9 mm
- raffinement dans les régions présentant des contraintes supérieures à 110 MPa
- Von Mises maximale : 210 Mpa → pas de plastification
- déflection maximale : $9.426 \text{ mm} << 21 \text{ mm}$
- convergence en énergie de déformation → 0,09%
- convergence en constraint → 2,42%
- convergence en déplacement → 0,12%

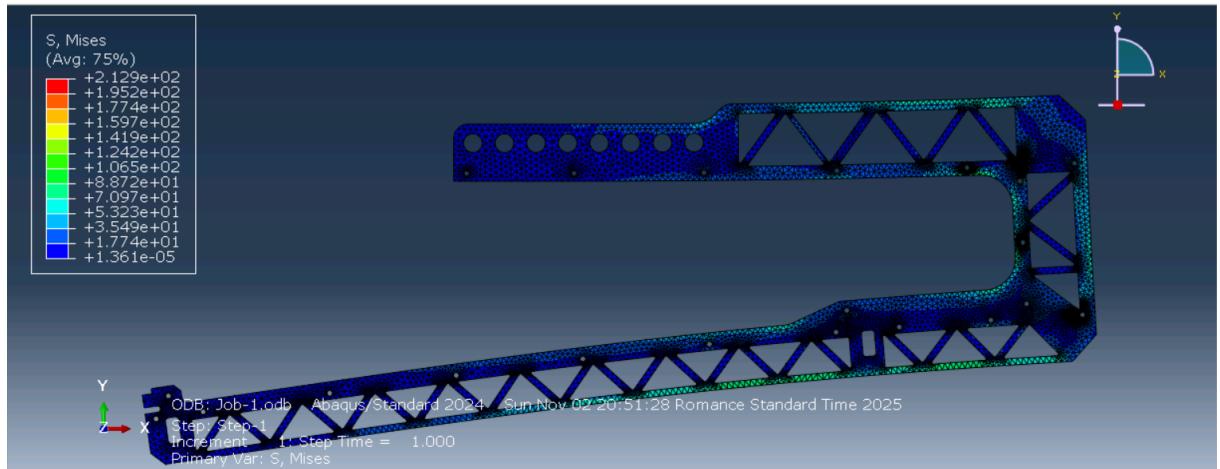


FIGURE 8 – Champ de contrainte pour le dernier simulation.

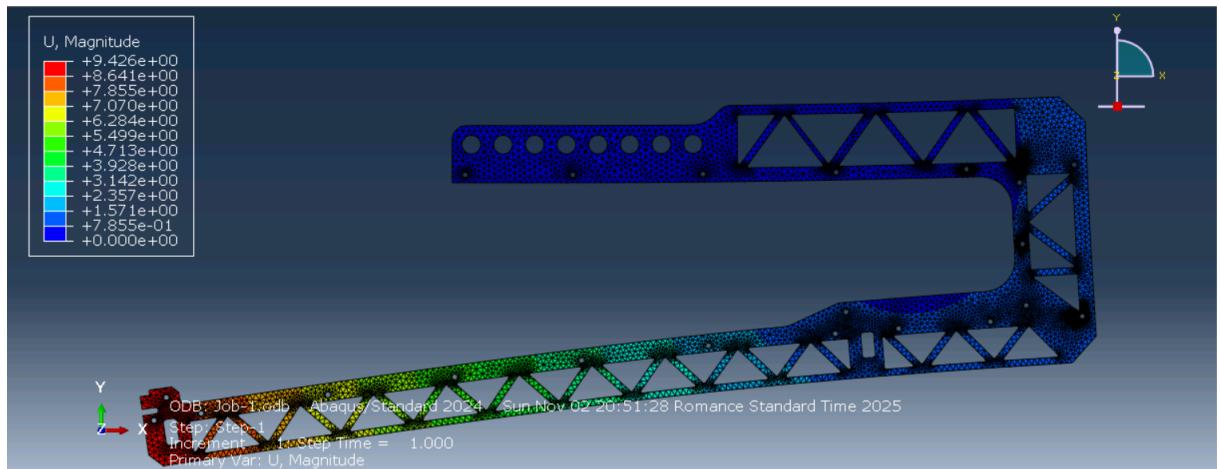


FIGURE 9 – Champ de déplacement pour le dernier simulation.

4.5 Suggestions pour améliorer le facteur de sécurité.

Afin de réduire non seulement le déplacement général mais aussi la concentration des contraintes dans l'angle du triangle, il serait judicieux d'adoucir cette zone. Par exemple,

il est possible d'augmenter le rayon de la jonction entre les deux bords ou de décaler légèrement le trou vers une zone moins contrainte. Il serait également possible de redistribuer les contraintes et d'éviter les pics de tension dans cette zone critique en ajoutant un renfort local ou une nervure autour du trou.

5 Modélisations du contact

Afin de tester différentes manières de modéliser le problème, nous avons modifié le type d'interaction entre le point de référence situé au centre du trou de levage, le type de condition limite imposée sur les trous ainsi que le trou sélectionné. Tous les essais ont été réalisés en utilisant le maillage d'éléments de type CPS6, affiné selon les paramètres de l'itération 4.

5.1 Étude des différents types d'interaction

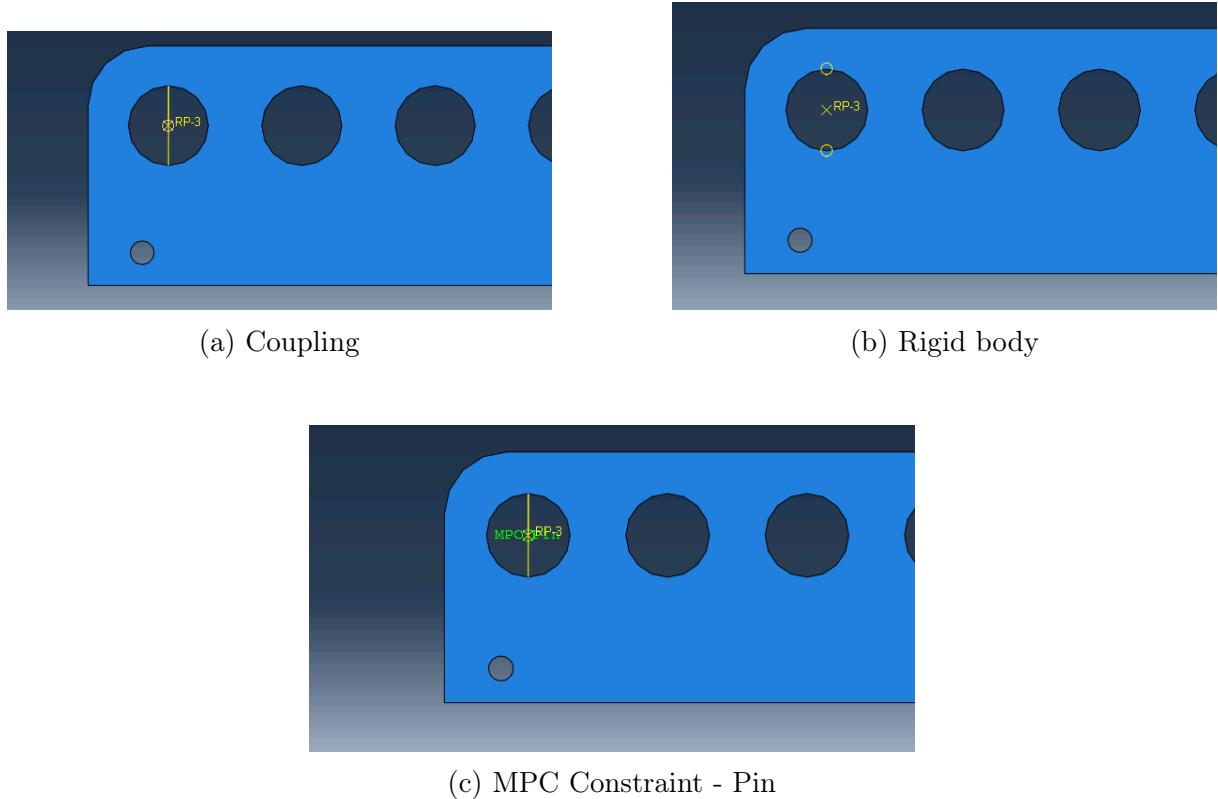


FIGURE 10 – Interactions dans le trou

TABLE 21 – Différents types d’interaction entre le trou et le *Reference Point*

| Interaction | Énergie de déformation (J) | Von Mises maximale (MPa) | Déplacement maximal (mm) |
|-------------|----------------------------|--------------------------|--------------------------|
| Coupling | 2.83597 | 210.257 | 9.426 |
| Rigid body | 2.83553 | 210.261 | 9.421 |
| MPC – Pin | 2.83553 | 210.261 | 9.421 |

À partir de ce tableau, nous observons une forte similitude des résultats entre les différents types d’interaction au niveau du trou, ce qui valide de nouvelles possibilités de choix d’interaction pour ce modèle.

5.2 Étude des différentes positions d’encastrement

Ici, nous cherchons à déterminer l’influence de l’utilisation de différentes positions d’encastrement de la pièce. Afin d’identifier les efforts concentrés à appliquer aux emplacements précédemment encastrés, nous avons simplement exploité les simulations déjà réalisées et extrait les valeurs de réaction correspondantes. Les modélisations suivantes présentent ces configurations, le cas 3 correspondant à l’analyse effectuée précédemment au cours de ce travail.

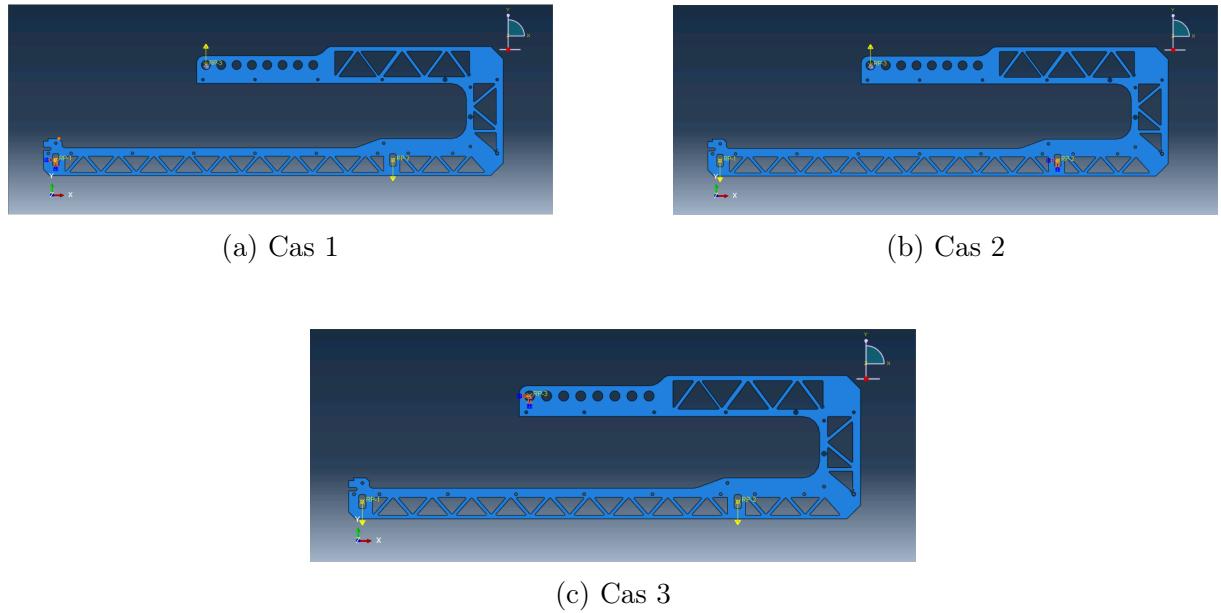
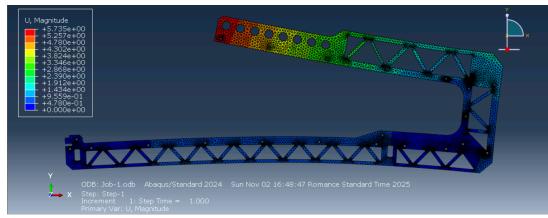


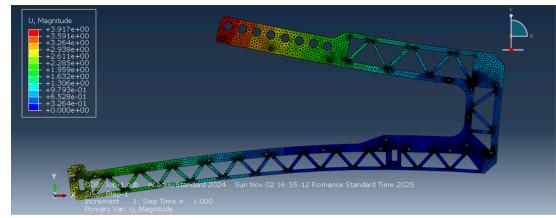
FIGURE 11 – Différents configurations de *Load*

5.2.1 Déplacement

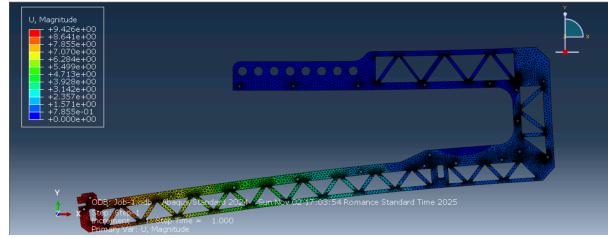
Ici, le déplacement le plus grand correspond au cas 3. On observe que les déplacements sont différents pour les trois cas puisqu’il s’agit d’une mesure absolue ; ils dépendent donc de la formulation des *Loads* et des *Boundary Conditions*.



(a) Cas 1



(b) Cas 2

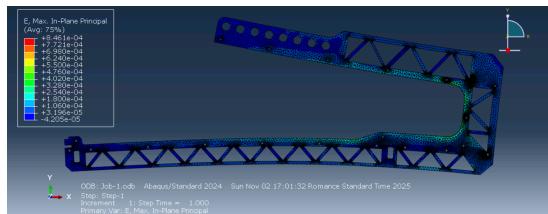


(c) Cas 3

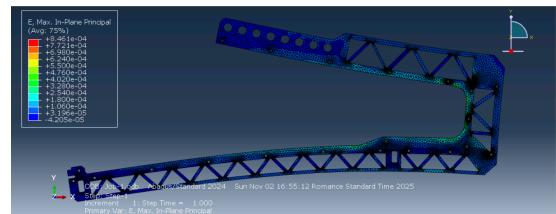
FIGURE 12 – Déplacement pour différents configurations de *Load*

5.2.2 Déformation

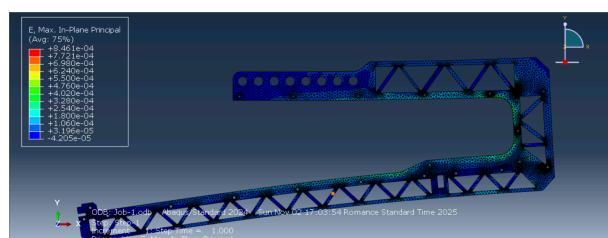
Note que os valores de deformação são absolutamente os mesmos. Isso ocorre, pois as deformações são grandezas relativas, e não dependem da formulação dos *Loads* e *Boundary conditions*.



(a) Cas 1



(b) Cas 2



(c) Cas 3

FIGURE 13 – Déformation pour différents configurations de *Load*

Enfin, les métriques suivantes sont présentées :

TABLE 22 – Valeurs de propriétés pour différents configurations de *Load*

| Cas | Déplacement maximum (mm) | Von Mises maximale (MPa) | Énergie de déformation (J) |
|-----|--------------------------|--------------------------|----------------------------|
| 1 | 5.735 | 210.261 | 2.83598 |
| 2 | 3.917 | 210.261 | 2.83598 |
| 3 | 9.426 | 210.257 | 2.83598 |

Ainsi, nous pouvons conclure que la formulation des *Loads* et des *Boundary Conditions* n'affecte pas les grandeurs relatives telles que la contrainte et la déformation. Il est toutefois important de noter que cela n'est valable que lorsque les chargements sont physiquement équivalents pour chaque cas.

5.3 Étude de l'application de la barre sur différents trous

En suivant maintenant une application de la barre sur quatre trous différents, numérotés selon l'image ci-dessous, nous obtenons :

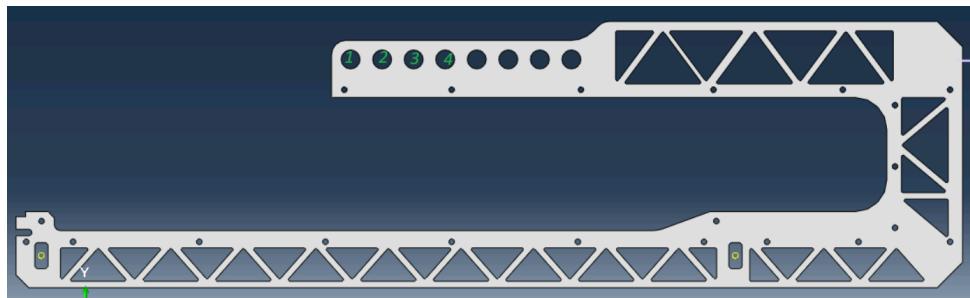


FIGURE 14 – Equilibre des supports de détecteur

TABLE 23 – Application de la barre sur des trous différents

| Numéro du trou | Énergie de déformation (J) | Von Mises maximale (MPa) | Déplacement maximal (mm) |
|----------------|----------------------------|--------------------------|--------------------------|
| 1 | 2.83597 | 210.257 | 9.426 |
| 2 | 2.83559 | 210.261 | 9.433 |
| 3 | 2.83516 | 210.261 | 9.424 |
| 4 | 2.8322 | 210.261 | 9.397 |

Nous en concluons donc que la position d'application de la barre modifie les valeurs de déformation obtenues, même si cette variation reste faible pour des trous très proches. En revanche, la valeur de la contrainte maximale ne subit pas de variation.