

Éléments préalables à l'élaboration d'un modèle de connecteur pour le Point de Soudure Électrique.

F. Mainnemare^{1,2}, B. Delattre¹, I. Raoult¹,
O. Villars¹, P-A. Boucard², P-A. Guidault²

¹ PSA groupe, Scientific and Future Technologies Department, 78943 Vélizy-Villacoublay,
florian.mainnemare,benoit.delattre,ida.raoult,olivier.villars1@mpsa.com

² LMT - ENS Cachan - CNRS - Université Paris-Saclay, 61 avenue du Président Wilson, 94235 Cachan,
florian.mainnemare,pierre-alain.boucard,pierre-alain.guidault@lmt.ens-cachan.fr
Ces travaux ont été réalisés dans le cadre d'une thèse CIFRE entre le groupe PSA et le LMT.

Résumé — Cette étude propose d'investiguer les ingrédients indispensables à l'élaboration d'un modèle de connecteur représentatif du comportement d'un Point de Soudure Électrique (PSE). Ce connecteur est destiné à relier des structures modélisées par des plaques ou des coques. Ainsi, on se concentre ici sur l'étude de la dimension de la zone où la théorie des plaques épaisses n'est plus valide. On s'appuie pour cela sur des quantités d'intérêt révélant cette limite de validité des éléments proches du PSE. Différentes configurations sont testées, faisant varier le type de sollicitation et la géométrie. Dans un deuxième temps, la recherche de la cinématique locale dans la zone du PSE est également évoquée.

Mots clés — Modèle réduit, connecteur, approche globale/locale.

1 Introduction

Le Point de Soudure Électrique (PSE), est un connecteur très largement utilisé dans l'industrie automobile. Sur la structure automobile, il est le principal outil de connection de l'assemblage. Son procédé est efficace et particulièrement maîtrisé. Après une première phase d'accostage, deux électrodes pincent un jeu de deux (parfois plus) tôles, puis un courant de forte intensité (plusieurs milliers d'ampères) parcourt le matériau. Par effet joule, la matière est fondue localement, solidarissant ainsi les tôles. En conséquence, la constitution métallurgique autour du PSE sera fortement affectée par ce cycle thermique.

En outre, le PSE en tant que voie de transmission des efforts privilégiée et singularité géométrique, est un lieu de concentration de contraintes. Il est donc particulièrement propice au phénomène de fatigue, et son bon dimensionnement est nécessaire pour garantir la tenue en service du véhicule. Ainsi, toute la problématique de modélisation de ce connecteur réside sur deux enjeux concurrents. D'une part le besoin de précision sur l'amorçage de fissure, un phénomène local induit par une distribution de contrainte 3D complexe. Et d'autre part, le grand nombre de PSE présents dans une caisse en blanc (environ 4000 [1]), ce qui requiert nécessairement un modèle réduit du connecteur, peu coûteux numériquement.

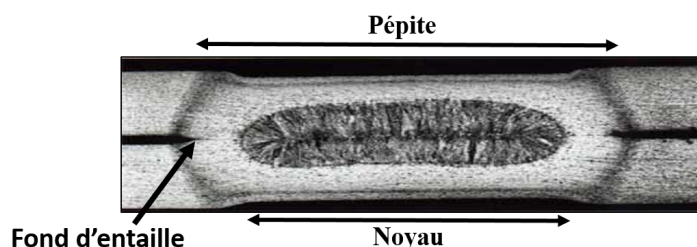


FIGURE 1 – Section d'un PSE utilisé dans l'industrie automobile

La structure automobile est essentiellement constituée de tôles embouties. Ces solides élancés dans deux dimensions sont généralement modélisés par des éléments plaques.

Cette étude se concentre sur deux objectifs. Dans un premier temps, il s'agit d'identifier la réponse mécanique locale du PSE. Cela passe principalement par la caractérisation d'une Zone d'Influence Mé-

canique (ZIM), qui traduit l'étalement des effets de bords 3D autour du connecteur. Autrement dit, il s'agit de la zone où les hypothèses de coques épaisses ne sont plus valides. L'identification d'un Coeur Rigide (CR, zone de déformation quasi-nulle) a également été abordé dans une précédente étude [2]. Dans un second temps un questionnement sur la cinématique à implémenter pour le modèle connecteur est soulevé. L'expression numérique de la cinématique locale du PSE passe par la construction de modes de déformations appliqués dans la région de la ZIM précédemment établie.

Une première analyse abordée ici, pose les fondations de la construction d'un modèle de connecteur pour le PSE. S'appuyant sur de nombreuses configurations de chargements calculées numériquement, elle se concentre sur l'observation physique, proposant ainsi une justification du choix de modélisation numérique des différentes régions. Elle est motivée par un constat de manque de littérature sur le sujet. En quantifiant la dimension de la ZIM et du CR, nous pouvons établir d'une part quelle doit être la taille minimale de l'empreinte du modèle, et d'autre part, l'étendue de la zone pouvant être considérée rigide lors de la modélisation.

Puis, une méthode d'identification de la cinématique du connecteur sous plusieurs configurations de chargement est proposée. Réinjecter la bonne cinématique dans la zone de l'empreinte du modèle de PSE, et a fortiori, au lieu de raccord avec les éléments plaque, est nécessaire pour obtenir la bonne réponse mécanique sur le reste de la structure. Cette démarche de découverte de la cinématique à travers une étude numérique demeure, à notre connaissance, non traitée par le reste de la littérature sur le sujet. En effet, la cinématique est habituellement postulée à travers le choix du ou des éléments finis utilisés pour le connecteur. Dans d'autres cas, elle est établie analytiquement sur une configuration simple. Par ailleurs, la raideur est généralement calibrée sur une réponse globale d'éprouvette soumise à un chargement.

2 Revue de la littérature

Nous constatons que les modèles de connecteur pour le PSE dans l'automobile ont fortement évolué depuis les années 90. La principale cause est la volonté de mieux dimensionner le véhicule, réduisant ainsi les marges de sécurité et les défaillances. La tendance est aux modèles plus complexes et plus précis, dont l'utilisation est rendue possible par l'augmentation forte des moyens de calcul. Cette évolution se retrouve, entre autre, dans la richesse de modélisation des différentes sous-région du PSE. Nous proposons donc une analyse de la littérature structurée en fonction du nombre de différentes sous-zones modélisées du PSE (FIGURE 2), de manière quasi-chronologique donc.

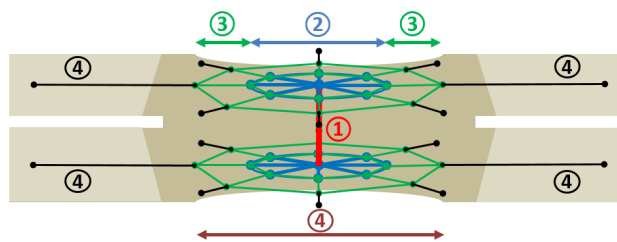


FIGURE 2 – Sous-zones différenciables pour un modèle de PSE. 1) Éléments de connexion entre les plaques. 2) Zone de cœur rigide. 3) Zone périphérique. 4) Éléments plaques représentant la tôle avoisinante

2.1 Modèles sur une zone

Ces modèles pionniers traduisent une vision du PSE comme connecteur ponctuel. Ils étaient cohérents avec les tailles de maille utilisées à l'époque. De plus, très peu coûteux (souvent n'introduisant pas de degrés de liberté supplémentaires), ils représentaient la majorité des sollicitations vues en service, dont l'arrachement et le cisaillement. Cependant, cette simplicité s'accompagne de limitations sur certains cas pathologiques, dimensionnants pour le véhicule. Notamment sur l'absence de transmission de degrés de liberté (par exemple la torsion dans les modèles de Rupp et al. [3] et Fayard et al. [4]). Par ailleurs, ces modèles sont fortement dépendants du maillage, et ajoutent à celui-ci la contrainte d'être coïncident [5, 6].

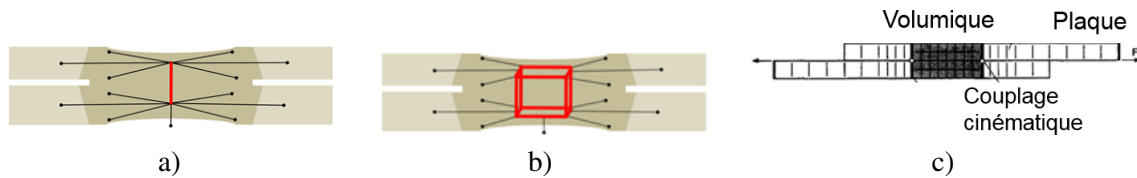


FIGURE 3 – Modèles sur une zone. a) Élément Barre [7] ; b) Élément Brick [5] ; c) Éléments volumiques fins [6]

2.2 Modèles sur deux zones

De nouveaux modèles ont émergé dans les années 2000, ils traduisent une volonté de représenter "l'empreinte" du PSE sur son environnement tout en la simplifiant. De plus, la tendance des règles de maillage est à la réduction de la taille de maille, ce qui éloigne le PSE d'une représentation ponctuelle. Les nouveaux modèles sont alors plus robustes au changement de maillage et ils ne nécessitent plus de maillage coïncident. Le champ d'application de ces modèles demeure toutefois réduit, notamment dans le cas d'une perturbation géométrique proche (trou, bord tombé, autre PSE etc) perturbant le champ de contraintes.

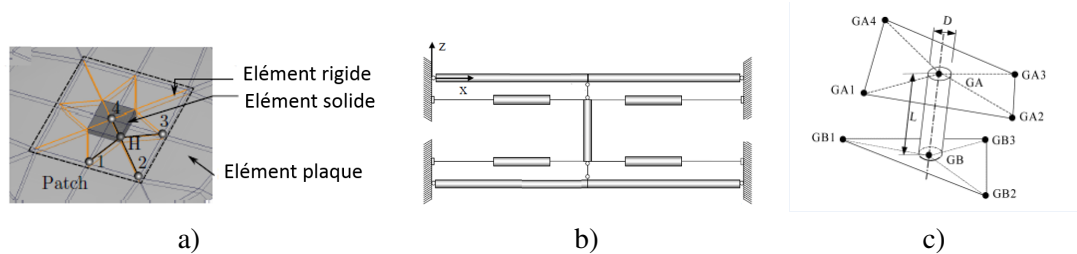


FIGURE 4 – Modèles sur deux zones. a) Modèle ACM2 ; b) Modèle Vivio et al. [8] c) Modèle CWELD

2.3 Modèles sur trois zones

Les modèles de PSE apparus plus récemment distinguent 3 zones. Typiquement, un élément 1D ou 3D central aux paramètres élastiques bien choisis, pour donner sa cinématique globale au PSE. La zone avoisinante est rigidifiée, ce qui se justifie au regard de la cinématique locale avec la présence d'une zone de déformation quasi-nulle (comme exposé dans une précédente étude [2]). Puis, une couronne d'éléments coques aux paramètres élastiques particuliers caractérise le comportement de la zone. Ces modèles sont généralement calibrés sur la réponse d'une éprouvette de référence. Ils manquent encore de généralité et de justifications physiques lors de l'élaboration.

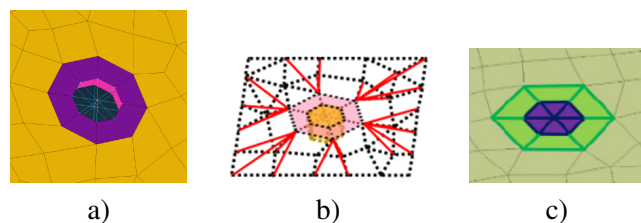


FIGURE 5 – Modèles sur trois zones. a) Modèle spider [9] ; b) - c) Modèles Renault-Nissan [1]

L'analyse de la littérature révèle des modèles de PSE aux champs d'application limités, et notamment inadaptés à certaines configurations particulières qui sont souvent les plus dimensionnantes pour la structure. Ces limites proviennent du manque de généralité des modèles, et d'adaptabilité à sa configuration géométrique (environnement) et numérique (dépendance au maillage). De plus, les modèles utilisés pour l'analyse en fatigue ne sont généralement pas adaptés à l'analyse modale, leur raideur globale demeurant imprécise.

3 Méthodologie

Cette étude s'appuie sur une base numérique d'éprouvettes modélisées par éléments finis volumiques de type quadratique. Les éprouvettes sont constituées de deux disques de tôle liées en leur centre par un PSE. Quatre cas de chargement unitaires sont appliqués aux bords des éprouvettes (cf figure 6), les conditions limites imposées sont minimales afin de ne pas induire d'efforts résiduels (ce point a été largement décrit dans [2]). Les éprouvettes sont choisies suffisamment larges pour que les chargements respectent le principe de Saint Venant. Les quantités cinématiques et statiques sont extraites afin de déterminer la taille de la ZIM du PSE. Le champ de déplacement renseignera également sur la construction du modèle de connecteur.

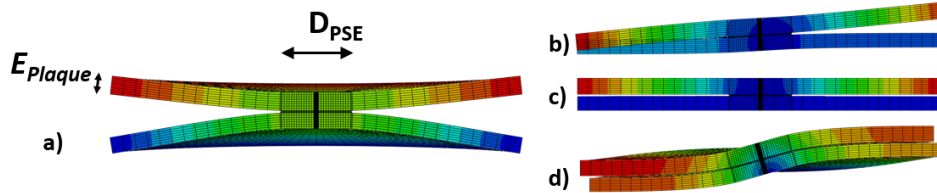


FIGURE 6 – Déformées associées aux quatre cas de chargement unitaires : a) Arrachement ; b) Flexion ; c) Traction Cisaillement ; d) Torsion

3.1 Caractéristiques d'éprouvette

Les dimensions des éprouvettes sont représentatives de configurations observables en pratique. Chaque disque a un diamètre total de 34 mm. Différentes associations de diamètres de PSE et épaisseurs de tôle ont été utilisées, $e_{plaques}(mm) \in [0.55, 1.3, 3]$ et $D_{PSE}(mm) \in [4, 5, 6, 7, 8]$ afin de couvrir une large bande de configurations. La distance à l'inter-tôle est fixée à 0.2 mm. Les paramètres élastiques sont pris égaux à ceux du métal de base. Les éprouvettes numériques totalisent entre 60 000 et 92 000 éléments volumiques hexaédriques, quadratiques de type C3D20 sous Abaqus/Standard[®]. Le maillage est axisymétrique au delà d'un rayon de 0.1 mm, les noeuds sont également alignés dans l'épaisseur. La taille de maille radiale passe de 0.15 mm jusqu'au fond d'entaille, puis 0.2 mm dans la zone d'intérêt pour déterminer la ZIM, et enfin 1 mm. Chaque plaque est maillée avec 8 éléments dans l'épaisseur.

3.2 Quantités d'intérêt

L'objet de cette partie est d'introduire les quantités d'intérêt nous permettant de déterminer les dimensions de la ZIM. Comme précisé dans la section 1 nous recherchons la zone autour du PSE, dans laquelle la modélisation élément fini plaque n'est plus valide. Nous proposons donc un premier critère de quantification de l'écart entre la cinématique observée et celle définie par un modèle plaque. Celle-ci établie que tout segment d'épaisseur reste droit après déformation [10, 11]. Puis, un second critère de caractérisation de la validité de l'hypothèse des contraintes planes.

3.2.1 Critère sur l'hypothèse de cinématique de plaque

Pour comparer la cinématique réelle par rapport à la cinématique définie par la théorie des plaques épaisses [10, 11], nous proposons la démarche suivante. Une régression linéaire est effectuée sur chaque segment d'épaisseur k . En tant qu'indicateur statistique du premier ordre, le maximum " δ " de la distance à la droite " d ", sur l'épaisseur est alors retenu.

$$\forall j \in [1, \dots, N_{segments}], \delta_j = \max d_i, i = [1, \dots, N_{noeuds}^j] \quad (1)$$

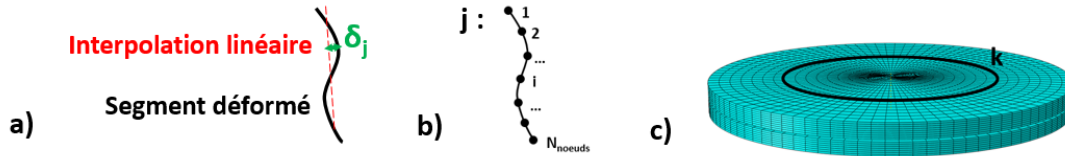


FIGURE 7 – a) Distance " δ_j " entre le segment déformé et sa régression linéaire ; b) Distribution des nœuds le long du segment d'épaisseur " j ", au rayon fixé " k " ; c) rayon fixé " k ", sur la plaque supérieure.

3.2.2 Critère sur l'hypothèse des contraintes planes

Afin de vérifier la validité de l'hypothèse des contraintes planes [12], nous introduisons une quantité rendant compte de l'amplitude du rapport des contraintes hors plan (σ_{zz}) sur les contraintes planes (σ_P). Cette quantité est évaluée sur tout l'espace de discrétisation dans le plan de l'éprouvette. On définit le rapport de contrainte hors plan R_{HP} :

$$R_{HP} = \max_j \left(\max_i \left[\frac{\sigma_{zz}^{ij}}{\sigma_{Pmaxi}^{ij}} \right] \right) \quad (2)$$

Où σ_{zz}^{ij} et σ_{Pmaxi}^{ij} sont respectivement la composante σ_{zz} du tenseur des contraintes et la composante maximale du tenseur des contraintes, dans le plan de la tôle. Et ce, pour le noeud i , appartenant au segment d'épaisseur j (voir figure 7).

4 Résultats

Les résultats présentés ici concernent essentiellement la caractérisation de la zone d'influence mécanique (ZIM). Une précédente étude [2] a pu mettre en lumière le critère en contrainte planes pour son caractère plus dimensionnant que le critère cinématique, mais pour une configuration d'éprouvette particulière. Nous proposons ici de généraliser ce constat à plusieurs configurations.

La méthode de caractérisation de la taille du CR a été abordée dans de précédents travaux [2] et n'est pas reprise ici.

4.1 Validité des hypothèses de la théorie des plaques épaisses

Cette section propose l'observation sur une des éprouvettes (épaisseur de plaque 1.3 mm et de diamètre de PSE 4 mm), de l'évolution radiale des indicateurs cinématique et statique (introduits précédemment en section 3.2). Ceux-ci permettent d'explicitier la zone de mise en défaut des hypothèses de la théorie des plaques épaisses. L'objectif est donc de vérifier d'une part l'hypothèse cinématique, selon laquelle tout segment d'épaisseur reste droit après déformation ; et d'autre part l'hypothèse des contraintes planes.

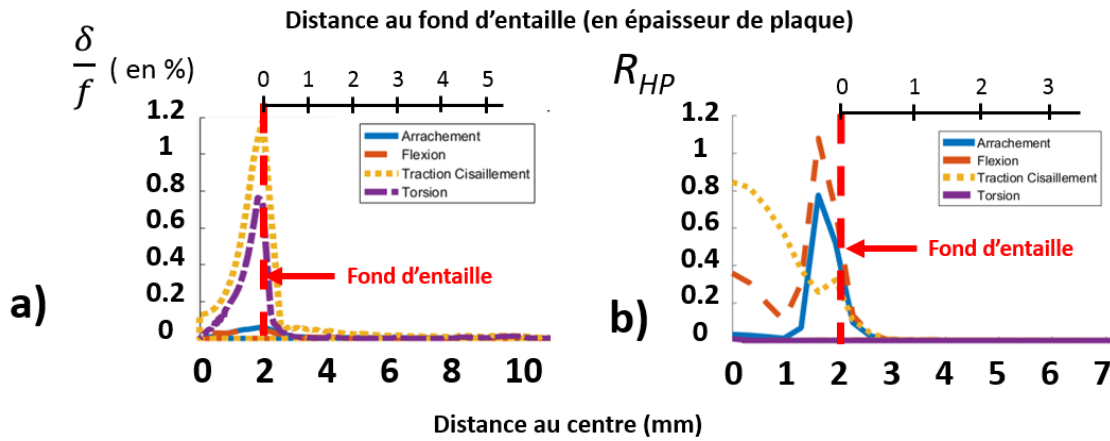


FIGURE 8 – a) Rapport (en %) entre la quantité d'intérêt cinématique δ et la flèche de l'éprouvette, pour chaque déformée ; b) Amplitude de la quantité R_{HP} pour chaque déformée. a) et b) : les quantités sont évaluées pour tous les cas de chargement unitaires dans la configuration particulière d'épaisseur de plaque 1.3 mm et de diamètre de PSE 4 mm. En abscisse, la distance radiale est exprimée en millimètres depuis le centre, et en "épaisseur de plaque" depuis le fond d'entaille.

4.2 Seuil sur la quantité statique

La quantité cinématique exprime les limites du modèle plaque pour représenter une cinématique très locale. De plus, après le fond d'entaille elle chute très rapidement en dessous du dixième de pourcent. La quantité d'intérêt R_{HP} quant à elle, rend compte du caractère négligeable de la contrainte hors plan. En bordure du PSE elle reste cependant de l'ordre du pourcent. Le critère de dimensionnement à la fatigue s'appuyant sur la contrainte, il est crucial que celle-ci soit précisément calculée dans la zone où elle sera extraite, c'est à dire en périphérie du PSE. Ainsi, nous choisissons la quantité R_{HP} pour exhiber les dimensions de la ZIM.

Différents seuils sur cette quantité R_{HP} sont proposés et discutés dans la partie 5.1. De plus, pour identifier le paramètre influent sur la taille de la ZIM on exprime la distance de passage du seuil en mm , en "épaisseur de plaque" : E_{plaque} et enfin en "Rayon de PSE" : R_{PSE} . Dans le même objectif, nous présentons à travers la figure 9 l'évolution de la distance de passage de seuil exprimée en "épaisseur de plaque" : E_{plaque} et en "Rayon de PSE".

TABLE 1 – Seuil à 3 %

	en mm	en E_{Plaque}	en R_{PSE}
Moyenne	1.03	0.60	0.35
Écart type	0.65	0.09	0.22
Maximum	2.03	0.74	0.81

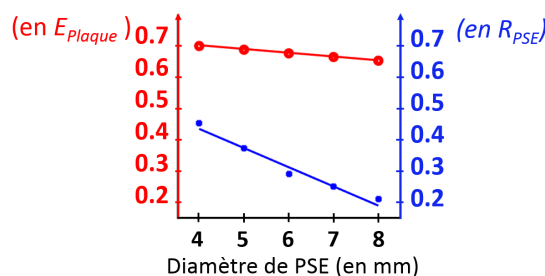


FIGURE 9 – Évolution de la distance de passage du seuil à 3 % exprimée en "épaisseur de plaque" : E_{plaque} et en "Rayon de PSE", en fonction du Diamètre de PSE. Les points sont interpolés linéairement. La distance est prise depuis le fond d'entaille. L'épaisseur de plaque est ici égale à 1.3 mm.

TABLE 2 – Seuils à 3 %, 2 % et 1 %, exprimés en E_{Plaque}

	3 %	2 %	1 %
Moyenne	0.60	0.73	0.82
Écart type	0.09	0.16	0.13
Maximum	0.74	1.07	1.07

5 Discussion

L'étude présentée a pour objectif d'une part, d'identifier la zone affectée par la réponse mécanique du PSE. D'autre part, elle interroge sur la cinématique à implémenter dans le modèle de connecteur.

5.1 Identification de la Zone d'Influence Mécanique

Qualitativement, nous observons sur les figures 8a)-b) une chute drastique des quantités d'intérêts au-delà du fond d'entaille. Cependant, celles-ci s'atténuent sur une certaine zone avant de devenir négligeables, c'est cette zone que nous cherchons à quantifier. Pour la définir, nous nous appuyons sur la quantité R_{HP} . En effet, en pratique une mauvaise représentation de la contrainte en périphérie du modèle est plus préjudiciable qu'une mauvaise représentation de la cinématique locale de la plaque.

Le tableau 1 montre un écart type pour un seuil exprimé en E_{Plaque} plus faible qu'en R_{PSE} , cela se retrouve sur la figure 9 où la pente de la droite associée à E_{Plaque} est moins raide que celle de R_{PSE} . Ainsi, la taille de la ZIM est influencée principalement par l'épaisseur de la plaque en présence. L'influence du diamètre de PSE est relativement peu importante. Sur la figure 9 la dépendance semble linéaire de pente -0.012. Ce point pourra être approfondi par la suite. Il est intéressant de constater que la grandeur E_{Plaque} est également utilisée par une autre étude sur le raccord plaque/volumique [13].

Le tableau 2 montre que la taille de la ZIM augmente bien avec l'exigence du seuil. Cependant, la décroissance forte de la quantité d'intérêt mène à un passage rapide du seuil à 1 % pour $E_{Plaque} = 0.82 mm$ en moyenne. Notons que la discrétisation choisie dans la zone d'intérêt (0.2 mm, cf section 3.1) induit une légère pollution des résultats, avec notamment un maximum relativement élevé par rapport à la moyenne.

5.2 Identification de la cinématique locale

L'identification de la cinématique, ainsi que l'élaboration d'une méthode de raccord au reste de la structure reste en cours d'analyse. Celle-ci s'appuiera sur la réponse en déformation d'un PSE finement maillé par des éléments volumiques quadratiques (figure 10).

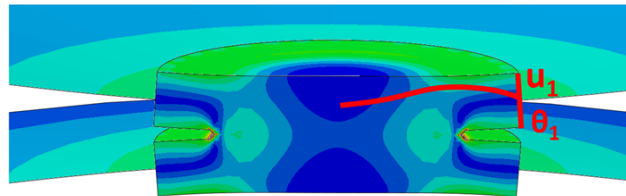


FIGURE 10 – Recherche de modes cinématiques sur un modèle volumique raccordé au reste de la plaque

La base de champs de déplacements réinjectée dans le modèle réduit de connecteur (lié à un environnement plaque) sera identifiée à partir des champs de déplacement du modèle volumique.

$$\underline{u}^p = \underline{u}_{3D}^p = \sum_{i=1}^m a_i \underline{U}_i^p \quad (3)$$

Où \underline{u}^p est le champ de déplacement au sens de la cinématique plaque, dans l'espace de la ZIM et \underline{u}_{3D}^p est le champ de déplacement au sens de la cinématique plaque, extrait du modèle 3D.

6 Conclusion

Cette étude aborde des points clés pour l'élaboration d'un modèle de PSE. Dans un premier temps, la Zone d'Influence Mécanique (ZIM) du PSE est caractérisée, autrement dit la zone où la théorie des plaques épaisses [10, 11] est invalide. Pour cela, des quantités d'intérêt pertinentes sont introduites et leur évolution est analysée. Dans la base de configurations géométriques et de cas de chargements étudiée, nous avons observé que la ZIM s'étend au maximum $1.07 E_{plaque}$ au delà du fond d'entaille, pour un certain choix de seuil sur la quantité d'intérêt statique. Nous pouvons donc conclure qu'un modèle de connecteur PSE devra avoir un rayon minimum de $R_{modeleconnecteur} = R_{PSE} + 1.07 \times E_{plaque}$ pour garantir moins de 1 % d'erreur intrinsèque au choix de modèle plaque.

De plus, bien caractériser la cinématique du modèle de connecteur est indispensable pour déterminer des valeurs cohérentes de raideurs globales d'éprouvettes. C'est la seconde étape d'élaboration du modèle de PSE. Cela fait l'objet d'une étude en cours, une communication autour de celle-ci sera apportée. Enfin, la troisième étape consistera à élaborer une méthode de relocalisation précise et générale incluant donc les cas pathologiques (présence d'une perturbation géométrique proche) mal dimensionnés jusqu'à présent.

Références

- [1] S. Duraffourg, P. Argoul, E. Vasseur, and G. Cumunel. New spot weld fatigue criteria and fatigue data editing technique. *Procedia Engineering*, 133 :433–453, 2015.
- [2] F. Mainnemaire, B. Delattre, I. Raoult, O. Villars, PA. Boucard, and PA. Guidault. A numerical analysis to investigate the spot weld local influence. In *MATEC Web of Conferences*, volume 165, page 21006. EDP Sciences, 2018.
- [3] A. Rupp, K. Störzel, and V. Grubisic. Computer aided dimensioning of spot-welded automotive structures. Technical report, SAE Technical Paper, 1995.
- [4] JL. Fayard, A. Bignonnet, and K. Dang Van. Fatigue design criterion for welded structures. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 19(6) :723–729, 1996.
- [5] K. Pal and DL. Cronin. Static and dynamic characteristics of spot welded sheet metal beams. *Journal of engineering for industry*, 117(3) :316–322, 1995.
- [6] D. Radaj, Z. Zhaoyun, and W. Möhrmann. Local stress parameters at the weld spot of various specimens. *Engineering Fracture Mechanics*, 37(5) :933–951, 1990.
- [7] JL. Fayard. *Dimensionnement à la fatigue polycyclique de structures soudées*. PhD thesis, Palaiseau, Ecole polytechnique, 1996.
- [8] F. Vivio. A new theoretical approach for structural modelling of riveted and spot welded multi-spot structures. *International Journal of Solids and Structures*, 46(22-23) :4006–4024, 2009.
- [9] J. Andersson, J. Deleskog. Fatigue life and stiffness of the spider spot weld model. Master's thesis, Chalmers university of technology, 2014.
- [10] E. Reissner. The effect of transverse shear deformation on the bending of elastic plates. *J. appl. Mech.*, pages A69–A77, 1945.
- [11] R D Mindlin. Influence of rotatory inertia and shear on flexural motions of isotropic, elastic plates. *J. appl. Mech.*, 18 :31–38, 1951.
- [12] AEH. Love. The small free vibrations and deformation of a thin elastic shell. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. A*, 179 :491–546, 1888.
- [13] G. Guuguin, O. Allix, P. Gosselet, and O. Guinard. Nonintrusive coupling of 3d and 2d laminated composite models based on finite element 3d recovery. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 98(5) :324–343, 2014.