



**HAL**  
open science

## **Modélisation et simulation numérique du comportement vibratoire d'une pièce emboutie. Chaînage d'un modèle de formage virtuel et d'analyse modale**

Carl Labergere, Guillaume Robin, El Moustafa Daya, Marion Martiny,  
Housseem Badreddine, Yaovi Armand Amouzou-Adoun

### ► To cite this version:

Carl Labergere, Guillaume Robin, El Moustafa Daya, Marion Martiny, Housseem Badreddine, et al.. Modélisation et simulation numérique du comportement vibratoire d'une pièce emboutie. Chaînage d'un modèle de formage virtuel et d'analyse modale. 14ème Colloque National en Calcul de Structures (CSMA 2019), CSMA, LEM3, MSME, Université de Lorraine, Arts et Métiers, CNRS, May 2019, Hyères, France. hal-04824634

**HAL Id: hal-04824634**

**<https://hal.science/hal-04824634v1>**

Submitted on 7 Dec 2024

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# Modélisation et simulation numérique du comportement vibratoire d'une pièce emboutie. Chaînage d'un modèle de formage virtuel et d'analyse modale

C. Labergere<sup>1</sup>, G. Robin<sup>2</sup>, M. Daya<sup>2</sup>, M. Martiny<sup>2</sup>, H. Badreddine<sup>1</sup>, A.A. Amouzou<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ICD/LASMIS, Université de Technologie de Troyes, France, {carl.labergere@utt.fr, houssem.badreddine@utt.fr}

<sup>2</sup>LEM3, Université de Lorraine, France, guillaume.robin@univ-lorraine.fr, el-mostafa.day@univ-lorraine.fr, marion.martiny@univ-lorraine.fr

**Résumé** — Nous proposons dans ce papier d'étudier l'influence de l'état mécanique final d'une pièce emboutie sur son comportement vibratoire en régime libre. Notre méthodologie numérique s'appuie sur l'utilisation d'un modèle de formage « chainer » à un modèle d'analyse modale. L'application d'une opération d'emboutissage d'un godet cylindrique en alliage d'aluminium A1050-O est testée. L'influence de l'anisotrope initiale de la tôle sur sa distribution finale d'épaisseur après emboutissage et sa conséquence sur le comportement vibratoire du godet est plus particulièrement analysée.

**Mots clefs** — Emboutissage, analyse vibratoire, anisotropie, élasto-plasticité, couplage de modèles.

## 1. Instruction

La modélisation et simulation numérique du comportement vibratoire d'une structure mince est dans la plupart des cas réalisée en considérant un état mécanique initial vierge. L'idée de ce papier est de tester un couplage entre modèle numérique de formage virtuel un modèle d'analyse modale afin d'étudier l'influence de l'état mécanique initial d'une structure mince (variation d'épaisseur, choix du modèle de comportement, ...) sur son comportement vibratoire. Plusieurs travaux scientifiques ont déjà traité des études similaires pour des pièces embouties à partir de tôles lisses [7] ou gaufrées [9], [10] et [11] ou pour des pièces composites [6].

Dans un premier temps, nous allons présenter le modèle de comportement utilisé dans le cadre du modèle de formage virtuel dont l'ensemble des paramètres seront identifiés dans le cas d'un alliage d'aluminium A1050-O. Dans un second temps les modèles de l'opération d'emboutissage et d'analyse modale sont expliqués et les différents résultats de ces modèles sont partiellement analysés.

## 2. Modélisation et simulation numérique de l'emboutissage d'un godet cylindrique

### 2.1. Modèle de comportement

Le modèle de comportement décrit dans ce chapitre repose sur la méthode de l'état local dans le cadre de la thermodynamique des processus irréversibles avec variables d'état. Dans le cas du formage virtuel des métaux et dans le cadre des modèles de comportement présentés, nous adoptons les hypothèses suivantes :

- Les déformations réversibles (élastiques) restent négligeables devant les déformations irréversibles inélastiques. Dans ce cas, nous pouvons considérer rigoureusement la décomposition additive du taux des déformations totales
- Deux types d'érouissages non linéaires sont pris en compte de manière phénoménologique :

- L'écouissage isotrope, qui gouverne le « gonflement » du domaine élastique, est relié physiquement à l'évolution de la densité des dislocations dans les métaux.
- L'écouissage cinématique, qui correspond à une translation du domaine d'élasticité, est relié physiquement à l'évolution des contraintes internes dues aux incompatibilités des déformations plastiques entre les différents cristaux.

Dans la majorité des cas, il est préférable d'utiliser une combinaison d'un écouissage isotrope et d'un écouissage cinématique pour décrire un comportement réel des métaux réaliste et améliorer la prédiction de l'état mécanique final de la pièce après retour élastique.

- Une formulation associée est adoptée pour traiter le modèle de comportement élastoplastique.

Nous trouvons dans la bibliographie une diversité d'expression de surfaces de charge qui sont souvent sélectionnées en fonction du comportement des matériaux modélisés. Ces critères quadratiques ou non quadratiques dépendent de l'isotropie ou de l'anisotropie des écoulements et de l'évolution du domaine d'élasticité qui nécessite parfois de distordre la surface de charge dans l'espace des contraintes. Dans le cas des métaux, nous pouvons citer le critère de Hill 1948 [4] plutôt adapté pour les aciers doux qui a ensuite évolué pour prendre en compte de certaines particularités des alliages d'aluminium et plus particulièrement la propriété d'avoir une limite d'élasticité plus élevée en traction équi-biaxiale par rapport à la traction uniaxiale. Dans le cas des alliages aluminium, Barlat a proposé plusieurs critères tels que [2] et [3] qui permettent de traiter une augmentation de la limite d'élasticité en cisaillement. Enfin le critère de Karafillis et Boyce [5] qui permet de décrire des surfaces de charges entre le critère de Barlat 1991 et de Tresca. Dans nos recherches, nous nous sommes limités dans un premiers temps à des critères d'écoulement quadratique isotrope (von Mises) ou anisotrope (Hill 48).

$$f(\underline{\sigma}, \underline{X}, R) = \|\underline{\sigma} - \underline{X}\|_H - R - \sigma_y \leq 0 \quad (1)$$

où,  $\|\underline{\sigma} - \underline{X}\|_H = \sqrt{(\underline{\sigma} - \underline{X}) : \underline{H} : (\underline{\sigma} - \underline{X})}$  pour le cas de la norme de Hill48.  $\sigma_y$  est la limite d'élasticité du matériau et  $\underline{H}$  le tenseur de Hill d'ordre4 constitué des coefficients F, G, H, L, M, N.

Dans un premier temps, à partir de l'introduction de la différentiation totale du potentiel d'état dans l'inégalité de Clausius-Duhem, nous obtenons les différentes relations d'état. Puis dans un second temps, les équations d'évolution des phénomènes dissipatifs sont déduites du pseudo potentiel plastique par l'application de la règle de normalité. Le tableau **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** regroupe l'ensemble des équations du modèle de comportement [1] :

Table 1 – Ensemble des relations d'états et équations d'évolution du modèle de comportement

	Relations d'état	Equations d'évolution
Contrainte de Cauchy	$\underline{\sigma} = \lambda(\underline{\varepsilon}^e : \underline{1})\underline{1} + 2\mu\underline{\varepsilon}^e$	$\underline{D}^p = \delta_p \frac{\partial f}{\partial \underline{\sigma}} = \delta_p \underline{n}$
Ecrouissage cinématique	$\underline{X} = \frac{2}{3} C \underline{\alpha}$	$\underline{\dot{\alpha}} = \underline{D}^p - \delta_p a \underline{\alpha}$
Ecrouissage isotrope	$R = Qr$	$\dot{r} = \delta_p (1 - br)$

où  $\lambda$  et  $\mu$  sont les coefficients de Lamé,  $Q$  le module d'écrouissage isotrope,  $C$  est le module d'écrouissage cinématique (nous admettons l'isotropie d'évolution de l'écrouissage cinématique), a et

b sont respectivement les non linéarités d'évolution des écrouissages isotrope et cinématique.  $\underline{n}$  est la normale à la surface de charge  $f(\underline{\sigma}, \underline{X}, R)$  et  $\delta_p$  est le multiplicateur plastique obtenu par la condition de consistance dans le cas de la plasticité indépendante du temps.

## 2.1. Identification des paramètres du modèle de comportement

Dans la suite de cette étude, nous avons choisi de caractériser une tôle en alliage d'aluminium recuit A1050-O selon une épaisseur  $e_0=0.5$  mm. Une campagne d'essais expérimentaux de traction uniaxiale à partir d'éprouvettes plates prélevées selon trois directions par rapport à la direction de laminage de la tôle ( $0^\circ$ ,  $45^\circ$  et  $90^\circ$ ) et des essais de gonflement à matrice circulaire ont été réalisées. La figure 1 présente une comparaison entre la réponse du modèle de comportement et la réponse contrainte vraie vs déformation vraie pour l'ensemble des essais expérimentaux (1a, 1b et 1c respectivement les essais de traction à  $0^\circ$ ,  $45^\circ$  et  $90^\circ$  et 1d l'essai de gonflement). L'ensemble des données et informations en lien avec l'identification de cette nuance d'alliage d'aluminium sont plus largement décrites dans les travaux de Msolli et al [8].

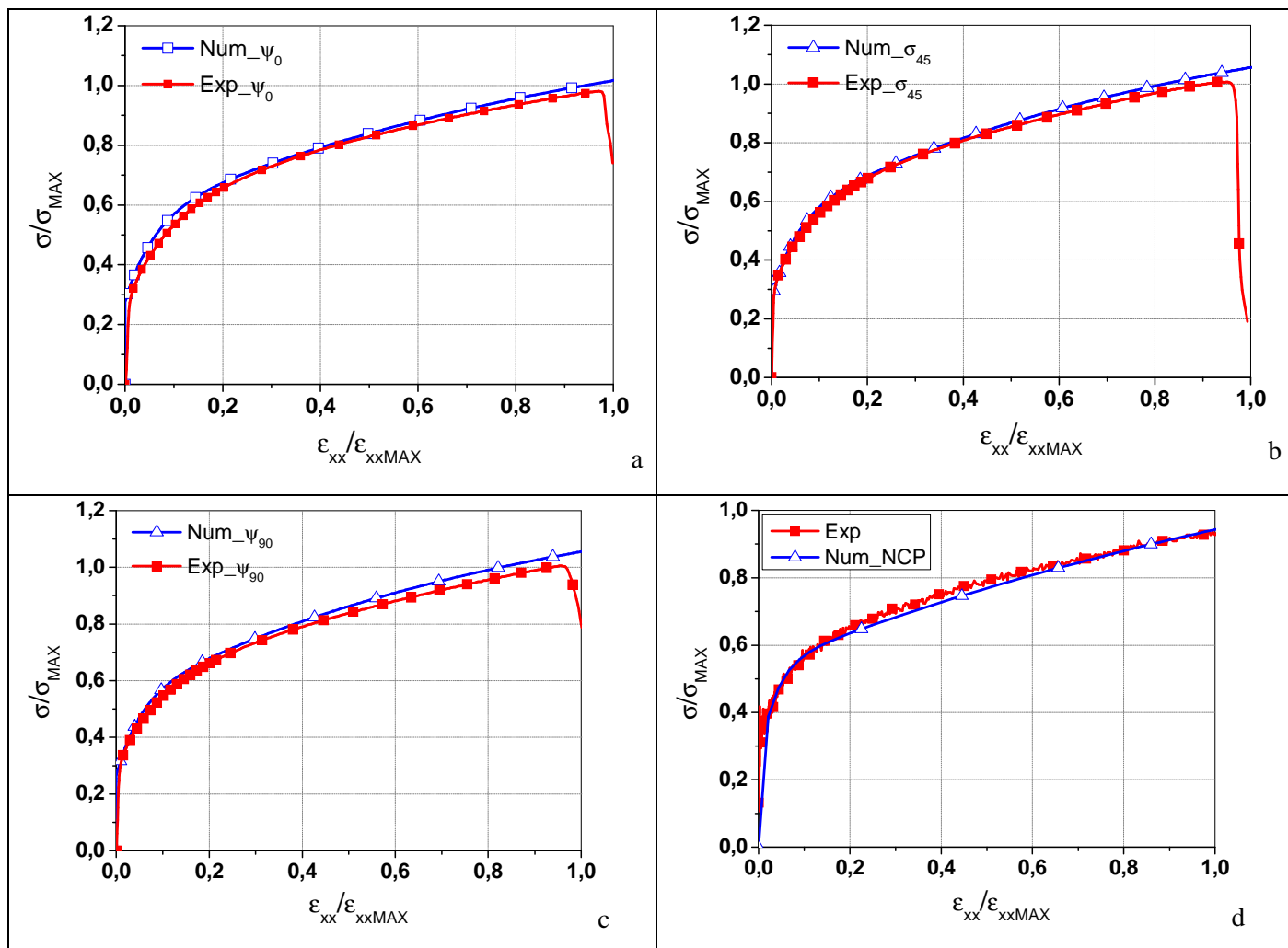
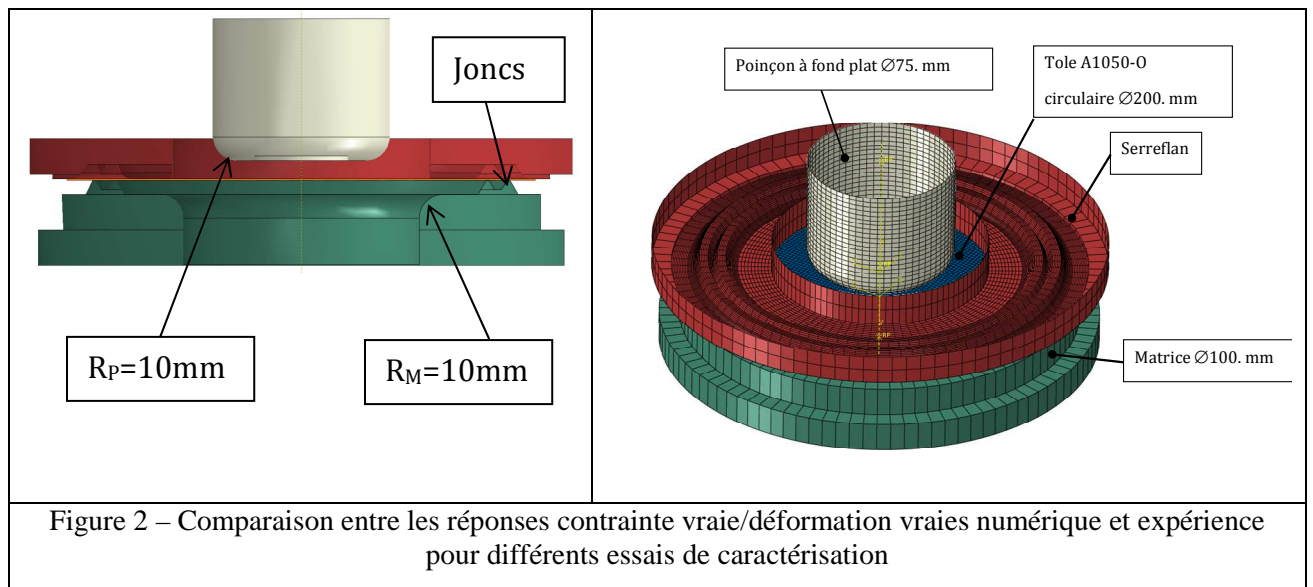


Figure 1 – Comparaison entre les réponses contrainte vraie/déformation vraies numérique et expérience pour différents essais de caractérisation

## 2.2. Modélisation et simulation numérique de l'opération d'emboutissage

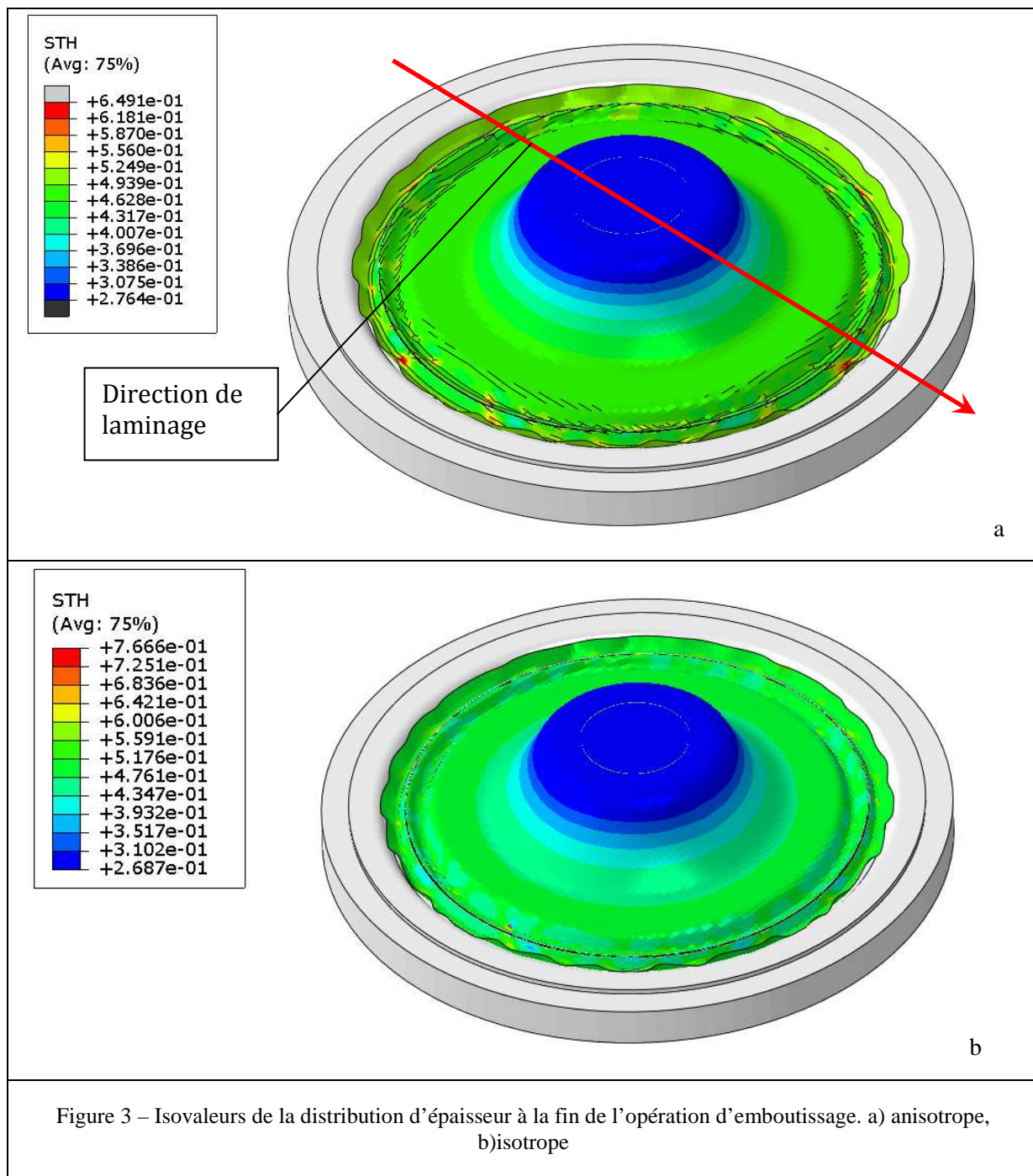
Nous proposons un modèle éléments finis d'une opération d'emboutissage de godet cylindrique à partir du logiciel ABAQUS®. Une tôle circulaire de  $\varnothing$  200 mm est découpée dans la tôle plane A1050-O. Un outillage d'emboutissage constitué d'une matrice circulaire ( $\varnothing$  100. mm, rayon  $R_M=10$ mm), d'un serreflan et d'un poinçon ( $\varnothing$  75. mm, rayon  $R_P=10$ mm) sont modélisés comme des pièces rigides surfaciques. La figure 2 montre l'ensemble des géométries et des maillages des outils. La tôle est maillée avec des éléments coques à intégration réduite (S4R) de taille  $4 \times 4$ . mm<sup>2</sup>. Cinq points de Gauss positionnés selon l'épaisseur sont utilisés pour intégrer le modèle de comportement.



Un modèle classique de Coulomb avec un coefficient de  $f=0.1$  est choisi pour décrire le frottement entre les outils et la tôle. La simulation numérique de la première opération d'emboutissage est résolue par un schéma dynamique explicite. Dans un premier temps, le serreflan translate selon l'axe afin de déformée la tôle dans la zone des joncs de retenue, tout glissement entre la tôle et la matrice n'est donc plus autorisée. Le poinçon se déplace ensuite de manière à obtenir un godet d'une hauteur de 30 mm. Dans un second temps, une opération de retour élastique est simulée selon un schéma de résolution implicite afin de garantir une stabilité de l'équilibre final de la tôle emboutie.

Pour tester l'influence de l'anisotropie sur la distribution finale de l'épaisseur, nous avons réalisé deux essais virtuels. Pour le premier essai, nous considérons une anisotropie initiale de la tôle ( $F=0.47$ ,  $G=0.369$ ,  $H=0.631$ ,  $L=M=1.693$  et  $N=1.673$ ). Pour le deuxième essai, la tôle a un comportement isotrope ( $F=G=H=0.5$ ,  $L=M=N=1.5$ ). La figure 3 permet de constater l'influence de la modélisation de l'anisotropie sur la distribution finale de l'épaisseur à la fin de l'opération d'emboutissage. Le minimum d'épaisseur localisé en fond de godet est plus faible dans le cas d'un comportement isotrope ( $e_{\min}=0.268$  mm) que dans le cas d'un comportement anisotrope ( $e_{\min}=0.276$  mm).

La seconde partie de l'étude va consister à « chaîner » le modèle de formage virtuel avec un nouveau modèle d'analyse modale. Le but est alors d'étudier l'influence de la répartition d'épaisseur prédit par le modèle de formage virtuel sur le comportement vibratoire du godet.



## 2. Modélisation et simulation numérique du comportement vibratoire du godet cylindrique

### 2.1. Modèle vibratoire

Le modèle de formage est ensuite modifié par un programme "maison" qui se charge de découper le maillage du godet selon un cercle de rayon  $R_c=60$  mm. La figure 4a présente la position du cercle rose qui a été utilisé pour découper le maillage en deux parties. Cette opération de découpage du



maillage permet de sélectionner les noeuds du maillage du godet qui de trouve à un rayon  $r \geq R_c$ . Les noeuds colorés en rouge, voir figure 4b, sont alors encastrés.

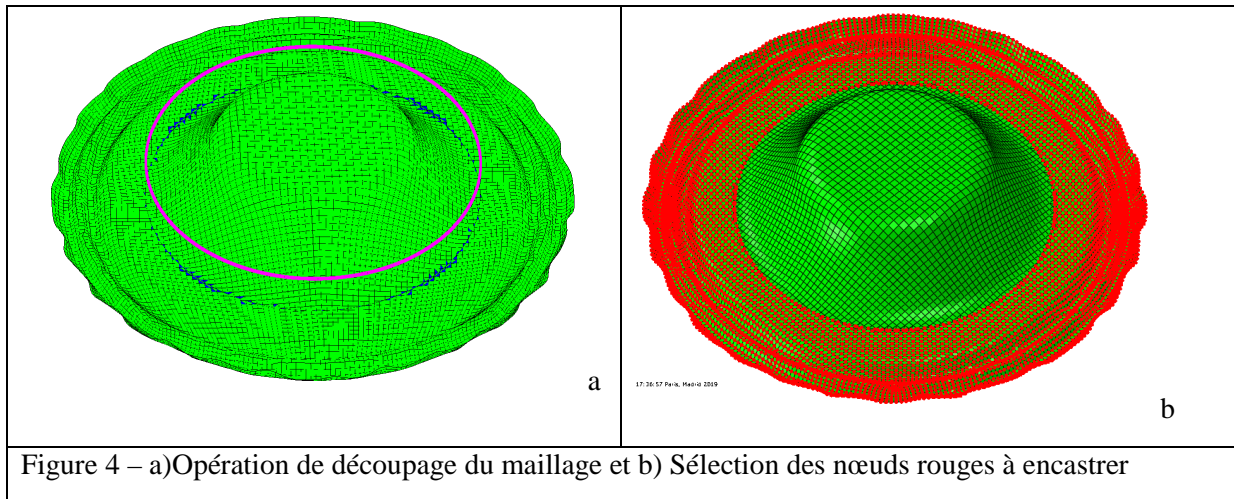


Figure 4 – a)Opération de découpage du maillage et b) Sélection des nœuds rouges à encastrer

Trois simulations numériques du comportement vibratoire de la tôle en régime oscillatoire libre sont réalisées. Nous allons plus particulièrement étudier l'influence de la distribution d'épaisseur sur la valeur des fréquences associées aux modes propres de la pièce. La composition de ces trois simulations est la suivante:

- Simulation n°1: une épaisseur constante de 0.5 mm est appliquée a l'ensemble des éléments coques du godet
- Simulation n°2: la distribution d'épaisseur obtenue dans le cadre du modèle de comportement anisotrope est appliquée à l'ensemble des éléments coques du godet
- Simulation n°3: la distribution d'épaisseur obtenue dans le cadre du modèle de comportement isotrope est appliquée à l'ensemble des éléments coques du godet

## 2.1. Résultats numériques de l'analyse modale

Pour les trois simulations, un balayage en fréquence de 0-5000Hz a permis de détecter 4 modes propres. Les déformées associées à ces modes sont identiques pour les trois simulations et sont illustrées sur la figure 5. Le premier mode correspond à une déformée selon un seul lobe sinusoïdal localisé sur le fond plat du godet. Les modes 2 et 3 sont identiques mais déphasés de 90° selon l'axe du godet (conservation des symétries naturelles du godet). Ces modes présentent deux lobes sinusoïdaux antisymétriques localisés sur le fond plat du godet. Enfin le quatrième mode est constitué de lobes sinusoïdaux.

Table 2 – Fréquences propres associées aux modes 1, 2, 3 et 4

Simulations	Mode n°1	Mode n°2	Mode n°3	Mode n°4
Simulation n°1	$f_1=1242$ Hz	$f_2=2528$ Hz	$f_3=2540$ Hz	$f_4=4199$ Hz
Simulation n°2	$f_1=745$ Hz	$f_2=1522$ Hz	$f_3=1534$ Hz	$f_4=2522$ Hz
Simulation n°3	$f_1=726$ Hz	$f_2=1484$ Hz	$f_3=1495$ Hz	$f_4=1155$ Hz

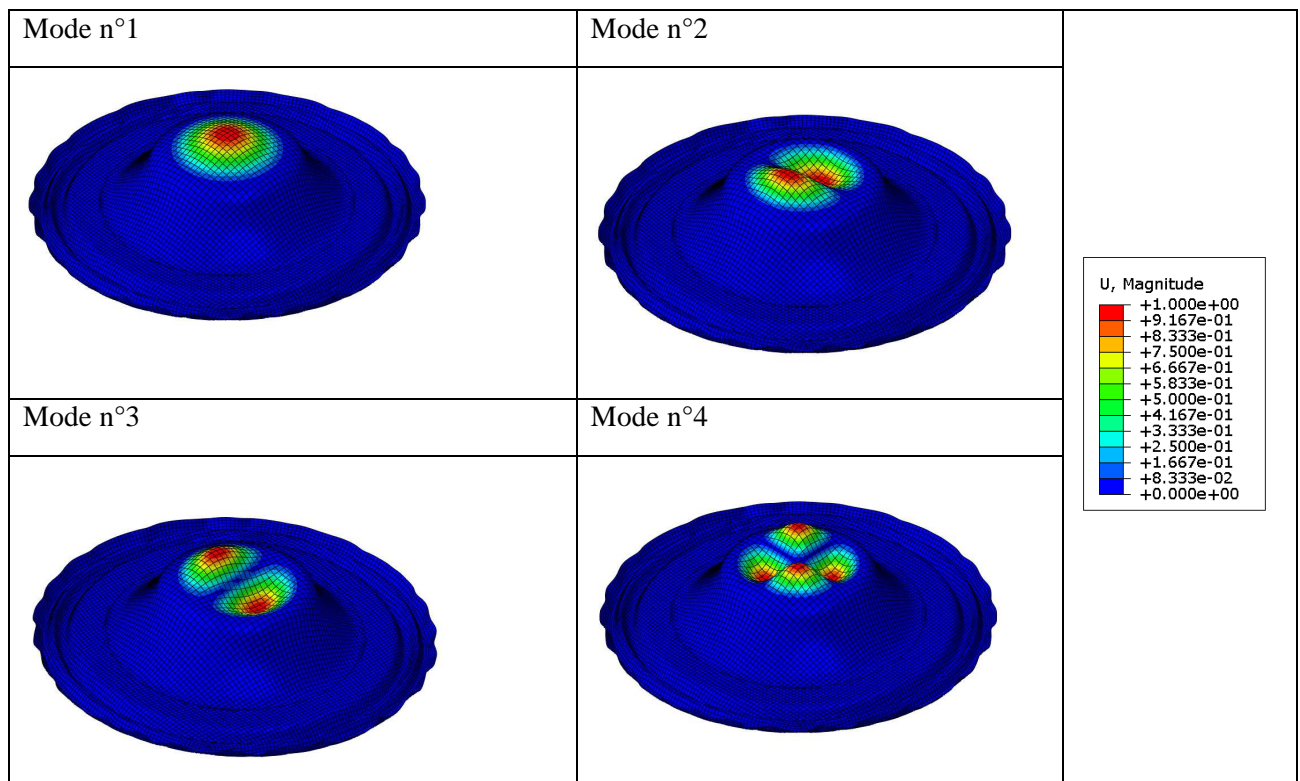


Figure 5 – Déformées du godet associées aux modes propres 1, 2, 3 et 4

Le tableau 2 liste les différentes valeurs des fréquences propres dans le cas des trois types de simulation. Pour l'ensemble des 4 modes les valeurs des fréquences associées sont différentes pour les trois simulations. Nous pouvons rapidement constater que plus le godet est rigide (épaisseur plus forte) plus la valeur des fréquences propres augmente. Les simulations n°2 et n°3 donnent des résultats en fréquence plus proche que dans le cas de la simulation n°1.

Dans le cas de l'exemple du godet en A1050-O, la sélection du modèle de comportement utilisé dans le modèle de formage virtuel a une influence directe sur la distribution d'épaisseur et par conséquent sur son comportement vibratoire.

## 2. Conclusions

Cette étude nous a permis de mettre en évidence l'importance de bien modéliser l'ensemble des étapes de mise en forme d'une pièce pour ensuite avoir une meilleure prédiction de son comportement vibratoire. Pour ce papier, nous nous sommes limités à transférer uniquement la distribution d'épaisseur entre le modèle de formage virtuel et le modèle vibratoire. Dans la suite de ce travail, nous prévoyons une campagne expérimentale composée d'essais d'emboutissage des godets. Les godets seront ensuite instrumentés et fixés à un pot vibrant pour vérifier la prédiction de nos résultats numériques. Le modèle vibratoire sera ensuite enrichi en intégrant l'état mécanique complet du godet (épaisseur, contraintes résiduelles, écrouissage, ...)

## Remerciement



Ces travaux ont été réalisés dans le cadre du projet RESEM-VIBFORM piloté par l’Institut de Recherche Technologique Matériaux Métallurgie Procédés (IRT M2P) et financé par le programme français Plan d'Investissement d'Avenir (PIA).

## Références

- [1] H. Badreddine, C. Labergere, K. Saanouni « Ductile damage prediction in sheet and bulk metal forming », Comptes Rendus Mécanique « Computational Simulation of Manufacturing Processes », Vol 344, Issues 4-5, pp 296-318, 2016
- [2] Barlat F., Brem J. C., Yoon J. W., Chung K., Dick R. E., Lege D. J., Pourboghrat F., Choi S.-H. and Chu E., Plane stress yield function for aluminum alloy sheets—part 1: theory, *Int. J. Plasticity*, 19, 1297, 2003
- [3] Barlat F., Maeda Y., Chung K., Yanagawa M., Brem J.C., Hayashida Y., Lege D.J.; Matsui K., Murtha S.J., Hattori S., Becker R.C., Makosev S., Yield function development for aluminum alloy sheets, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, Vol 45, Issues 11–12, Pp 1727–1763, 1997
- [4] Hill R (1948). A theory of the yielding and plastic flow of anisotropic metals. *Proceedings of the Royal Society A* 193, 281-297, 1948
- [5] Karafillis, A.P., Boyce, M.C., A general anisotropic yield criterion using bounds and a transformation weighting tensor. *J. Mech. Phys. Solids* 41, 1859–1886, 1993
- [6] K.S.Ledi, M.Hamdaoui, G.Robin, E.M.Day, An identification method for frequency dependent material properties of viscoelastic sandwich structures *Journal of Sound and Vibration*, Volume 428, Pages 13-25, 2018
- [7] V. Malikov, R. Ossenbrink, B. Viehweger, V. Michailov Experimental study of the change of stiffness properties during deep drawing of structured sheet metal *J. Mater. Process. Technol.*, 213, pp. 1811-1817, 2013
- [8] S. Msolli, H. Badreddine, C. Labergere, M. Martiny, G. Robin, M. Jrad, K. Saanouni, F. Choquart. “Experimental characterization and numerical prediction of ductile damage in forming of AA1050-O sheets” *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol 99, pp 262–273, 2015
- [9] S. Msolli, C. Labergere, M. Martiny, M. Jrad, G. Robin, H.S. Kim, F. Choquart, Mechanical Behavior of Embossed AA1050-O Sheets Subjected to Tension and Forming, *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, October 2018, Volume 19, Pages 1545-1551
- [10] Robin, G., Mathieu, N., Jrad, M., Daya, E.M., Choquart, F., The effect of the geometric parameters of the corrugation shape on the vibration analysis of 3D structured beams, *Mechanics Research Communications* Volume 84, Pages 65-71, 2017
- [11] G. Robin, M. Jrad, N. Mathieu, A. Daouadji, E. M. Daya, « Vibration analysis of corrugated beams: The effects of temperature and corrugation shape », *Mechanics Research Communications*, Volume 71, January 2016, Pages 1–6, ISSN 0093-6413