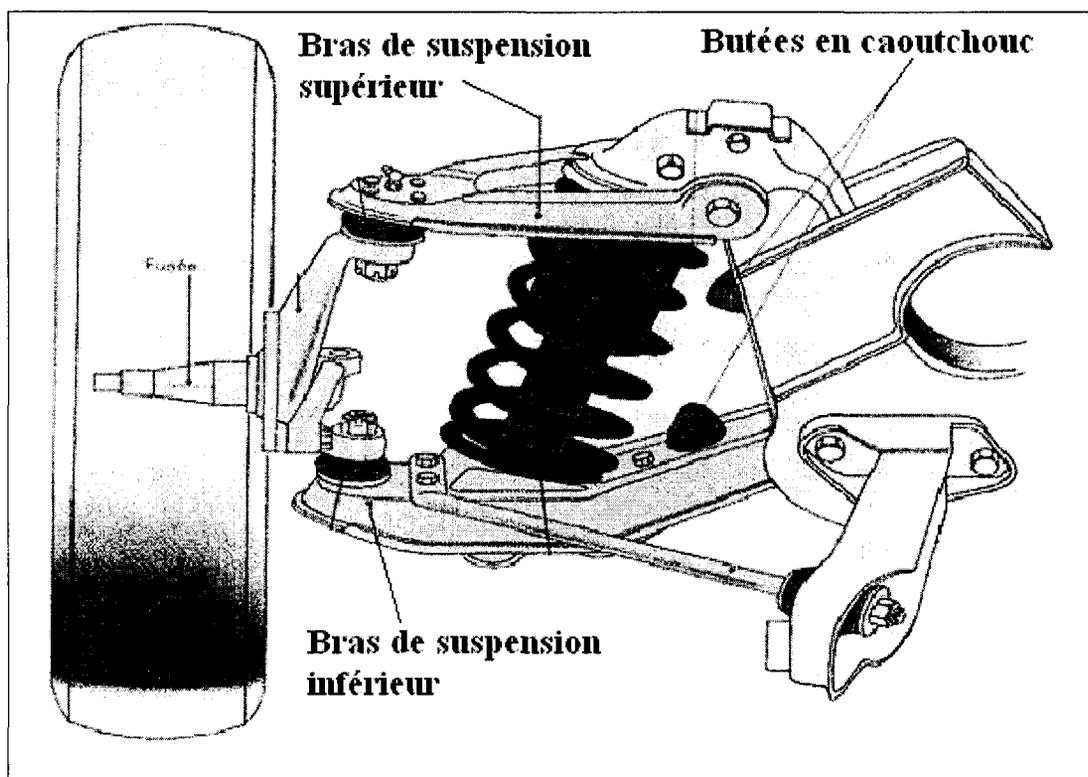


## Chapitre 6

### **Application : prédiction de la durée de vie des pièces réelles complexes**

Dans ce chapitre nous étudions la durée de vie de deux pièces réelles complexes en alliage d'aluminium, en l'occurrence le bras de suspension inférieur et supérieur d'un véhicule, qui sont deux composantes indispensables de la suspension d'un véhicule. Actuellement, ces deux pièces sont fabriquées généralement à partir d'acier. Dans la présente section, nous étudions la durée de vie de ces deux pièces sachant qu'elles sont fabriquées à partir de l'alliage d'aluminium 7075-T6. La figure 45 illustre une suspension d'un véhicule contenant les deux bras de suspension. Nous vérifions l'applicabilité du modèle que nous avons développé dans les chapitres précédents au processus d'optimisation de ces deux pièces déjà en service. Nous étudions ainsi, les fréquences naturelles de ces deux pièces, afin de les comparer à la gamme de fréquence de la densité spectrale de puissance PSD décrivant le profil de la chaussée, en fonction de leurs poids et leur durée de vie par rapport à la fatigue. En effet, le cas optimum est une pièce plus légère avec une durée de vie équivalente à la durée de vie d'un véhicule et des fréquences naturelles loin de la gamme de fréquence de la PSD. Dans la présente

étude, on propose une méthode directe d'optimisation éliminant les parties de la pièce ayant la densité d'énergie de déformation la plus faible. Il ne s'agit pas d'une étude exhaustive de l'optimisation de la forme géométrique de la pièce, mais d'une méthode d'optimisation intuitive. En effet une étude d'optimisation détaillée et rigoureuse de la forme de la pièce est basée sur l'utilisation des algorithmes génétiques. N.V. Banichuk *et al.*[58], et Roberto Brighenti *et al.*[59], ont publié des articles à ce sujet d'une manière exhaustive.



**figure 45.** Suspension d'un véhicule montrant le bras de suspension supérieur et inférieur [60].

Deux analyses sont nécessaires pour pouvoir appliquer la technique intuitive d'optimisation proposée. En effet, une analyse dynamique implicite pour calculer la durée de vie de chaque pièce de forme géométrique spécifique, dont l'une est une pièce

de référence, et une analyse des modes propres de chaque pièce. Il s'agit de quatre bras de suspensions en alliage d'aluminium 7075-T6 de géométries différentes conçus à l'aide du logiciel SolidWork. La géométrie diffère d'un bras à l'autre selon la quantité de matière enlevée des régions moins critiques. L'enlèvement de la matière des régions moins critiques à faibles densité d'énergie de déformation SENER, ne devrait pas par hypothèse affecter le profil de la SENER dans la pièce. Cette hypothèse est valide tant que nous ne dépassons pas la limite permise à savoir l'enlèvement de la matière au voisinage des éléments qui contribuent plus dans les valeurs non négligeable de la densité d'énergie de déformation. Lors des simulations numériques, de l'analyse dynamique implicite et l'analyse fréquentielle, le maillage est une opération critique et prend en considération les paramètres à mieux représenter. En effet, il faut contrôler le maillage au niveau de l'épaisseur pour mieux représenter la flexion lors de la simulation dynamique implicite. Un maillage raffinés est aussi réalisé dans les zones critiques tels que les lieux des conditions aux limites, dans le cas de l'analyse fréquentielle et l'analyse dynamique implicite, et aux alentours du lieu de l'application des excitations dans le cas de l'analyse dynamique implicite. Cette section comporte donc : une analyse dynamique et fréquentielle de la pièce de référence et une analyse dynamique et fréquentielle des pièces optimisées.

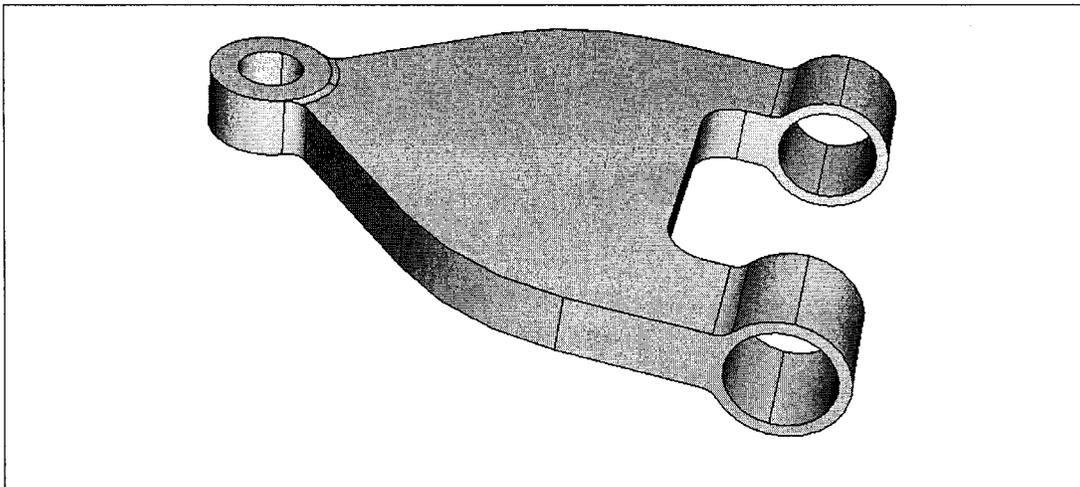
### **6.1 Analyse dynamique et fréquentielle de la pièce de référence : bras de suspension inférieur d'un véhicule :**

Dans la section précédente nous avons montré que les points critiques se trouvent au niveau du joint de suspension; l'endroit de l'encastrement de la pièce. La géométrie de référence correspond à une pièce réelle complexe qui représente le bras de suspension

inférieur d'un véhicule dont l'épaisseur est égale à 30 mm comme le montre la figure 46. C'est une épaisseur donnant un état de déformation dans le domaine des petites perturbations. Un bras de suspension réel d'un véhicule en alliage d'aluminium ayant une géométrie doit répondre aux critères suivants :

- un poids inférieur à un bras de suspension en acier donnant la même durée de vie sécuritaire par rapport à la fatigue
- des fréquences naturelles loin de la gamme des fréquences de la densité spectrale de puissance PSD.

Ces conditions s'ajoutent aux paramètres industriels tels que le coût de production, la quantité de pièce fabriquée par unité de temps etc.



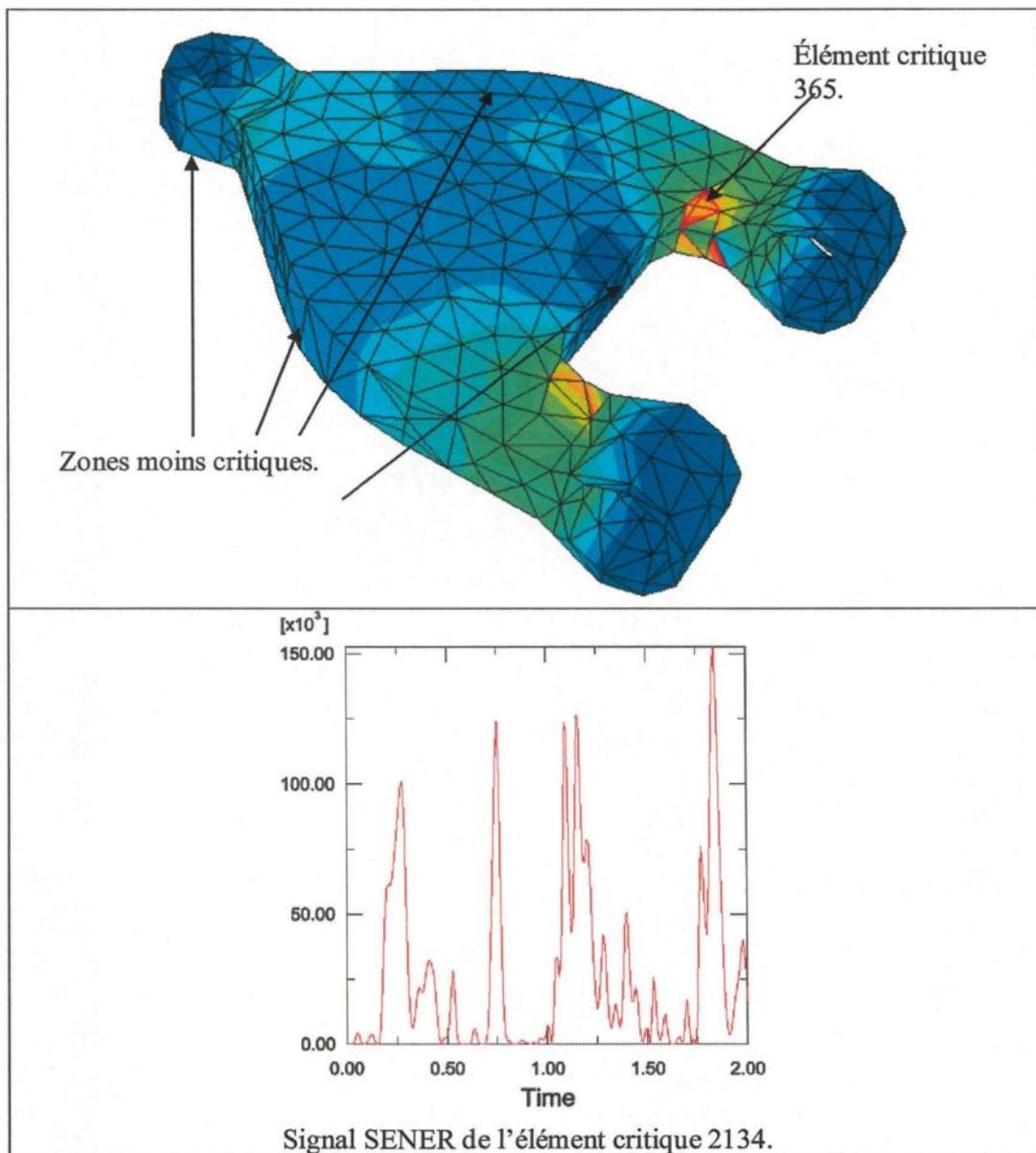
**figure 46.** Géométrie de référence.

Les fréquences naturelles sont proportionnelles [42] au second moment de section qui dépend de la géométrie de la pièce et inversement proportionnelles à la masse. Donc, un enlèvement de matière dans les régions moins critiques laisse prévoir

une augmentation des valeurs des modes propres de la pièce et un changement substantiel de la durée de vie de la pièce.

### **6.1.1 Prédiction de la durée de vie de la pièce de référence :**

Tel que décrit dans les chapitres précédents, une simulation dynamique implicite est réalisée, grâce au code commercial Abaqus 6.4. L'analyse dynamique de la pièce de référence est utile pour identifier les zones critiques et les zones dont la densité d'énergie de déformation SENER est faible. Il s'agit d'une simulation dynamique de deux secondes. Pour pouvoir comparer les différentes pièces du même alliage, on garde presque le même nombre d'éléments lors du maillage des structures. L'élément critique 365 est situé au voisinage de l'encastrement. La figure 47 illustre le profil de la SENER dans la pièce de référence et le signal SENER dans l'élément critique filtré par l'algorithme que nous avons développé dans les sections précédentes, en l'occurrence l'élément 365. La SENER atteint une valeur maximale de  $150 \text{ J/m}^3$ . La durée de vie  $NR$  de la pièce est évaluée selon la loi de Miner à  $5,2 \times 10^7$  cycles en excitation continue, conformément au modèle hybride développé auparavant. La masse de la pièce est de l'ordre de 3,5 kg. Les zones à faible densité d'énergie de déformation SENER, sont illustrées par la figure 47. En effet, une première analyse nous permet d'identifier les zones à faibles SENER à ôter de la pièce sans affecter ses fonctions, ni diminuer d'une manière significative sa durée de vie et ses fréquences propres.



**figure 47.** Profil de la SENER dans la pièce de référence et signal de la SENER de l'élément critique.

### 6.1.2 Analyse fréquentielle de la pièce de référence :

Comme mentionné dans les sections précédentes, parmi les paramètres d'optimisation de la pièce, il existe les fréquences propres. Il faut éviter la résonance mécanique en maintenant les fréquences propres de la pièce loin de la gamme de fréquence de l'excitation de la route. Le code commercial Abaqus 6.4, calcule les fréquences propres de la pièce, en se basant sur la théorie de l'élasticité qui considère un corps déformable comme un ressort de masse non négligeable. En effet, l'analyse fréquentielle des structures plus complexe est un travail laborieux étant donné les conditions complexes des systèmes :

- les conditions aux limites,
- les conditions de l'équilibre statique par rapport auquel, le système est excité,
- la distribution des masses dans le système.

L'analyse aux valeurs propres est un atout mathématique qui nous permet de résoudre les équations des petites oscillations dans l'espace propre où les tenseurs sont diagonaux. Les détails de cette méthode sont présentés à l'annexe, selon la référence [61].

L'étude des fréquences propres d'une pièce mécanique en générale, en particulier la pièce de référence, est primordiale pour éviter le phénomène de la résonance. Les paramètres à contrôler dans ce volet sont :

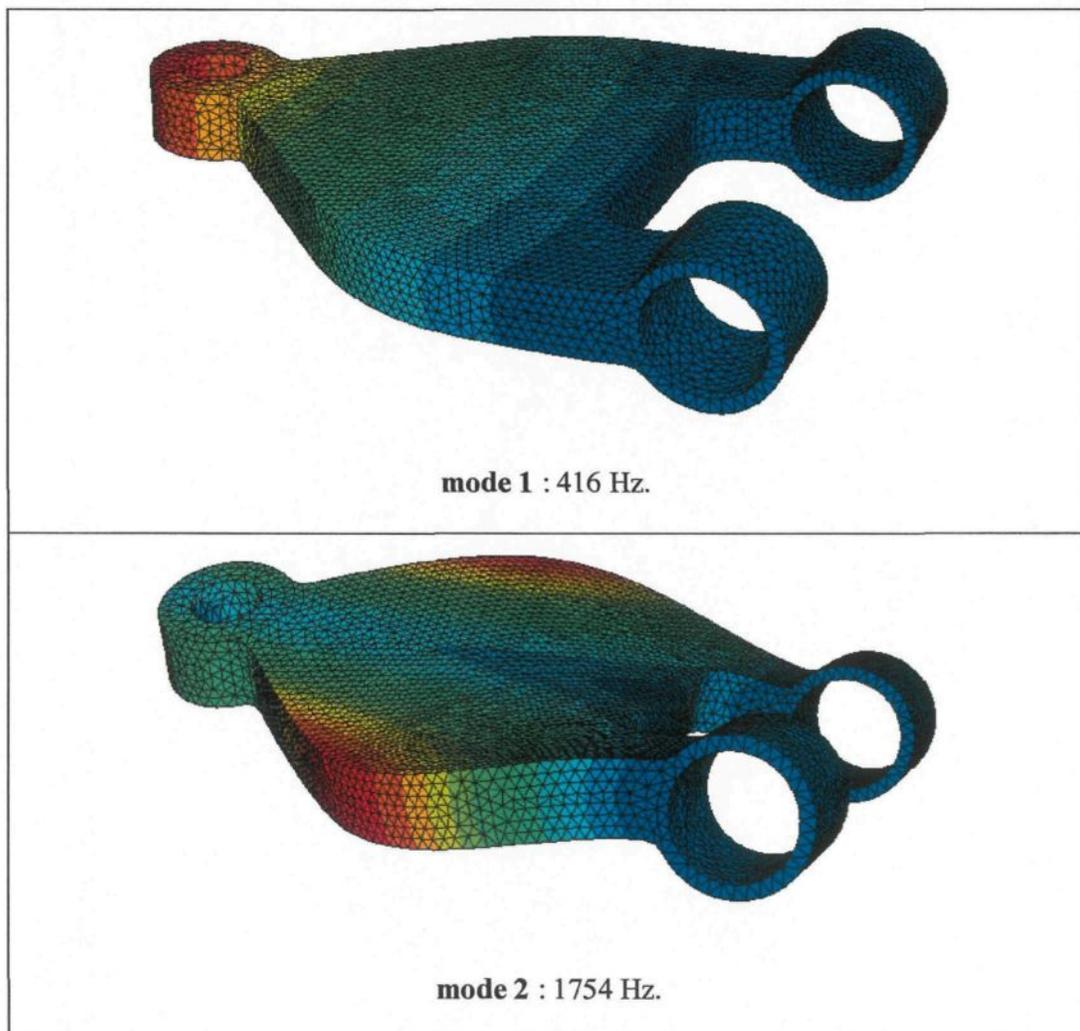
- l'état d'équilibre par rapport auquel nous allons exciter le système : il s'agit de l'équilibre statique,
- la distribution de masse,

- les conditions aux limites.

Dans ce cas, l'état de l'équilibre statique est défini par l'encastrement (le spécimen est contraint à ne pas bouger selon les six degrés de liberté) et l'élasticité est due aux poids des spécimens. Les deux premiers modes de la pièce de références sont colligés dans le tableau 17. Les deux premiers modes ont les fréquences respectives suivantes : 416 Hz et 1754 Hz comme illustré par la figure 48. La masse de la pièce de référence est de l'ordre de 3,5 kg. Les deux premiers modes, de la pièce de référence arbitraire, sont situés au delà de la gamme de fréquence de la PSD décrivant le profil de la chaussée. Une optimisation mal contrôlée pourrait faire coïncider ces deux premiers modes avec la gamme de fréquence de la PSD. Si au contraire les modes propres de la pièce de référence coïncident dès le début avec la gamme de fréquence de la PSD, le processus d'optimisation devrait en éloigner le plus possible.

**tableau 17.** Les deux premiers modes de la pièce de référence et sa masse.

<b>Masse</b>	<b>Mode 1</b>	<b>Mode 2</b>
3,5 kg	416 Hz	1754 Hz



**figure 48.** Les modes propres de la pièce de référence.

### 6.1.3 Optimisation de la forme géométrique du bras de suspension inférieur d'un véhicule :

La figure 49 montre les zones critiques ainsi que les zones à faible intensité de SENER. On sait que les fréquences naturelles sont proportionnelles à la rigidité flexurale et inversement proportionnelles à la masse de la pièce, telle que décrit dans la revue bibliographique et la section précédente. Un enlèvement de matière des zones à faible intensité SENER de façon à ce que la réduction de la géométrie de la pièce est

compensée par la diminution de la masse qui est inversement proportionnelle aux fréquences naturelles. Une première étape d'enlèvement de la matière des zones à faible intensité SENER est illustrée par la figure 50. Les éléments à ôter, d'une manière symétrique de la structure, doivent satisfaire à la fonction objective suivante :

$$\frac{\sum_{i=1}^k (SENER(t) - SENER(t'))_{\text{chaque élément}}}{\text{Max}(\sum_{i=1}^k (SENER(t) - SENER(t'))_{\text{chaque élément}})} < RJ$$

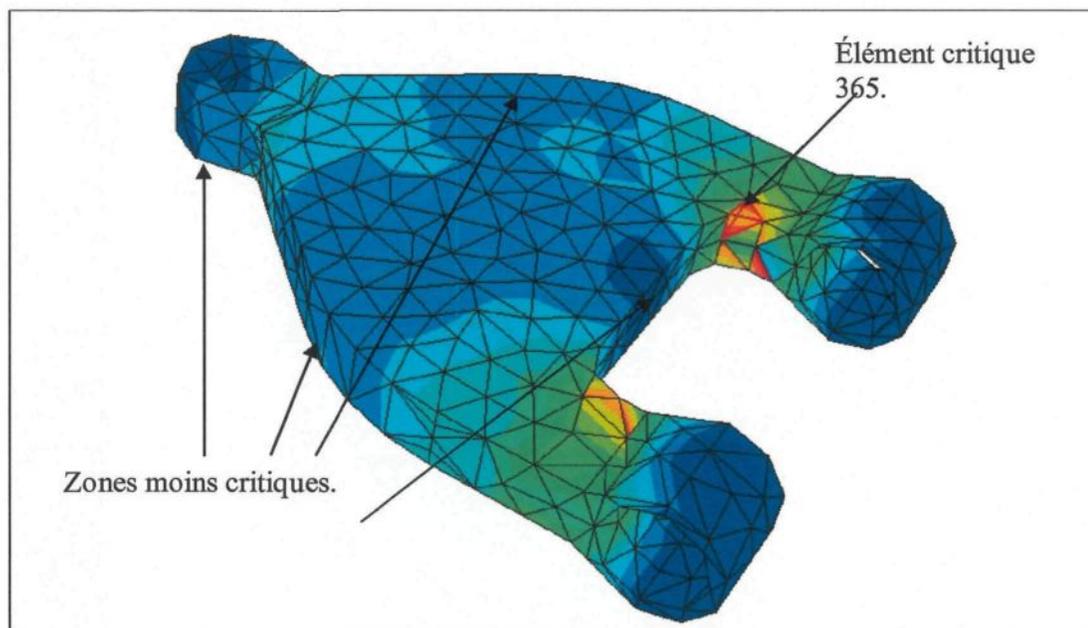
avec  $SENER(t) > SENER(t')$   
 $n = \text{nombre d'élément du maillage}$   
 $k = \frac{n!}{2!(n-2)!} = \frac{n(n-1)}{2}$

Le rapport de rejection,  $RJ$ , est lié directement à la notion de fatigue, en prenant en considération la variation de la densité d'énergie de déformation SENER, simplifiant les calculs en s'adaptant à l'aspect aléatoire du chargement pour éviter l'extraction des cycles « rainflow » et le calcul de la durée de vie dans tous les éléments permettant ainsi à optimiser le poids de la pièce par rapport à sa durée de vie et ses modes propres dans des délais de temps raisonnables. Les fluctuations des valeurs de la SENER d'une étape d'optimisation à une autre sont dues aux fluctuations du rapport de maillage, lié directement au schéma d'intégration implicite utilisé dans la présente étude. La masse diminue de 4,6% en passant de 3,5 kg à 3,34 kg. Le premier mode des fréquences naturelles de la pièce passe de 416 Hz à 439 Hz et le deuxième mode de 1754 Hz à 1883 Hz, s'éloignant ainsi de la gamme de fréquence de la PSD, comme illustrée par la figure 50. Tel que a été démontré, la durée de vie prédite de la pièce est de l'ordre de  $5 \times 10^7$  à  $10^8$ . Deux autres étapes d'enlèvement ont été réalisées pour diminuer la masse. La figure 51 et la figure 52 montrent les résultats de la deuxième et la troisième étape d'optimisation. On obtient ainsi une diminution du poids de la pièce sans affecter d'une

manière significative sa durée de vie et son premier mode propre. La masse diminue de 3,5 kg à 3,1 kg, ce qui correspond à un gain en poids de 11,42%. Les éléments critiques sont tous situés à l'encastrement. La figure 53 montre l'évolution de la géométrie de la pièce lors du processus non exhaustive de l'optimisation de la forme de la pièce étudiée.

**tableau 18.** Les résultats d'optimisation de la pièce de référence.

Pièce	Masse en Kg	Durée de vie	Mode 1	Mode 2
Pièce de référence	3,5	$5,2 \times 10^7$	416 Hz	1754 Hz
Pièce de la 1 <sup>ière</sup> étape d'optimisation	3,34	$10^8$	439 Hz	1883 Hz
Pièce de la 2 <sup>ème</sup> étape d'optimisation	3,32	$2 \times 10^7$	440 Hz	1889 Hz
Pièce de la 3 <sup>ème</sup> étape d'optimisation	3,1	$5,2 \times 10^7$	438 Hz	1861 Hz



**figure 49.** Visualisation des zones critiques et à faible SENER dans la pièce de référence et des paramètres d'optimisation.

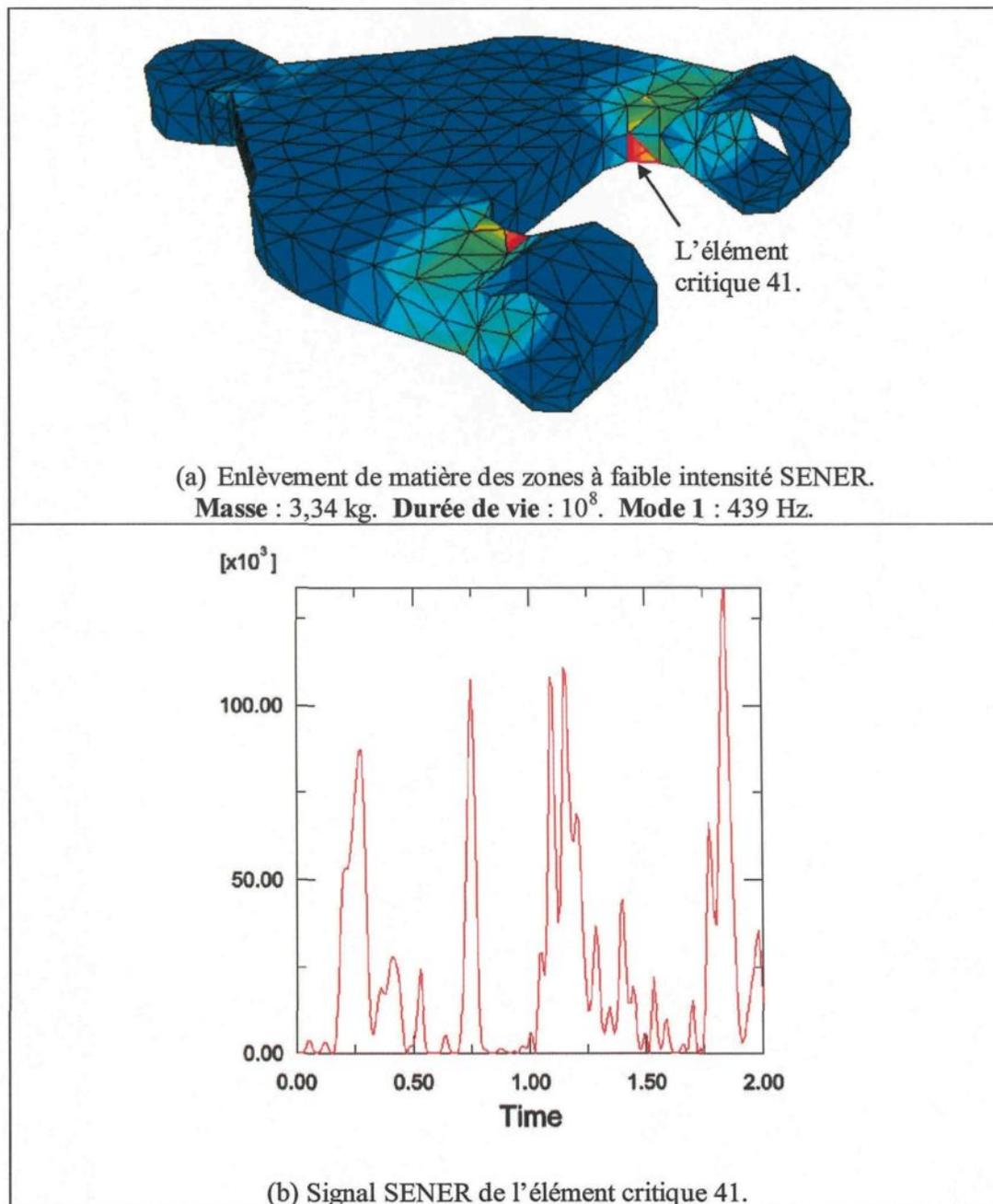


figure 50. Première étape d'optimisation.

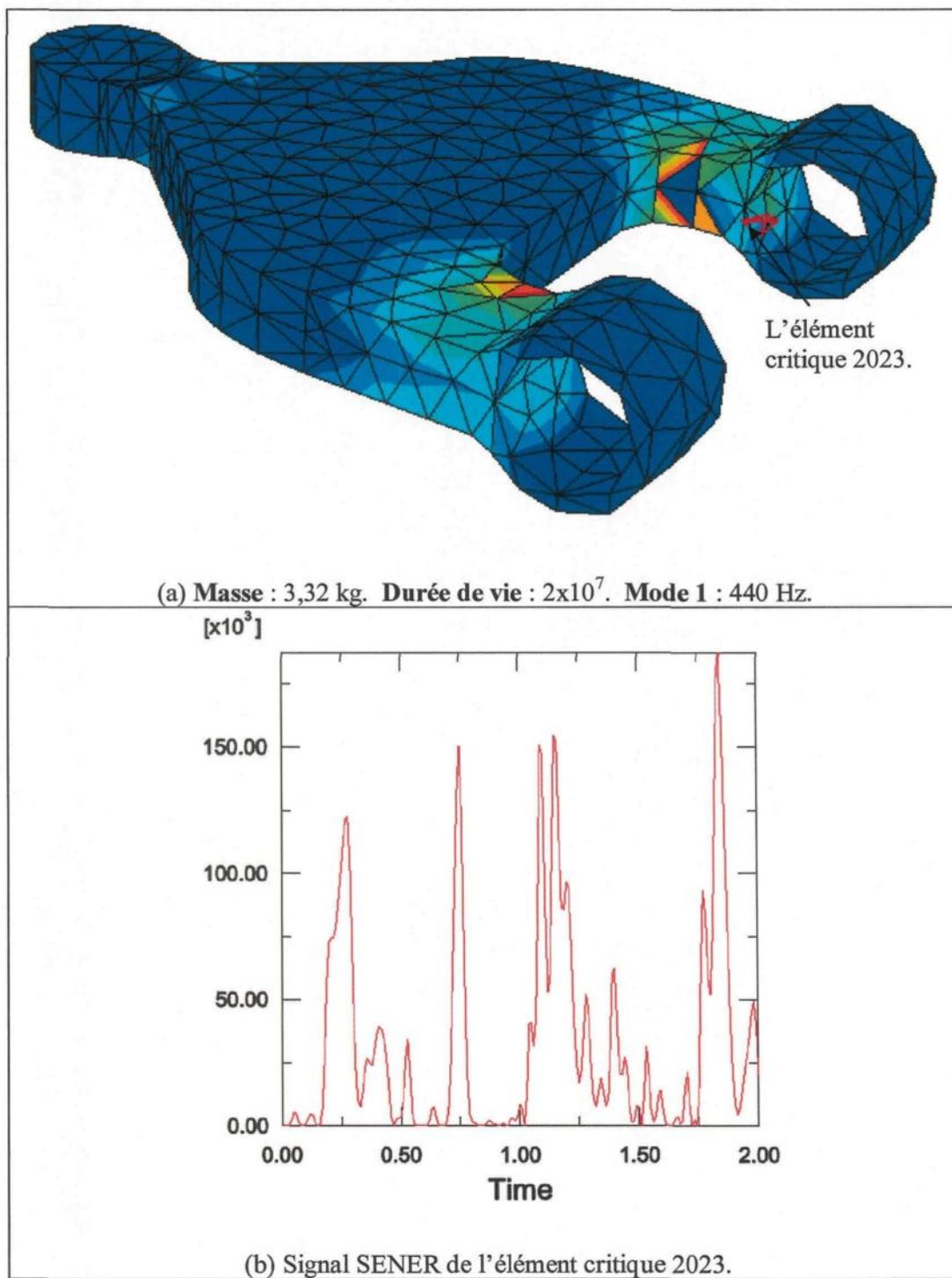


figure 51. Deuxième étape d'optimisation.

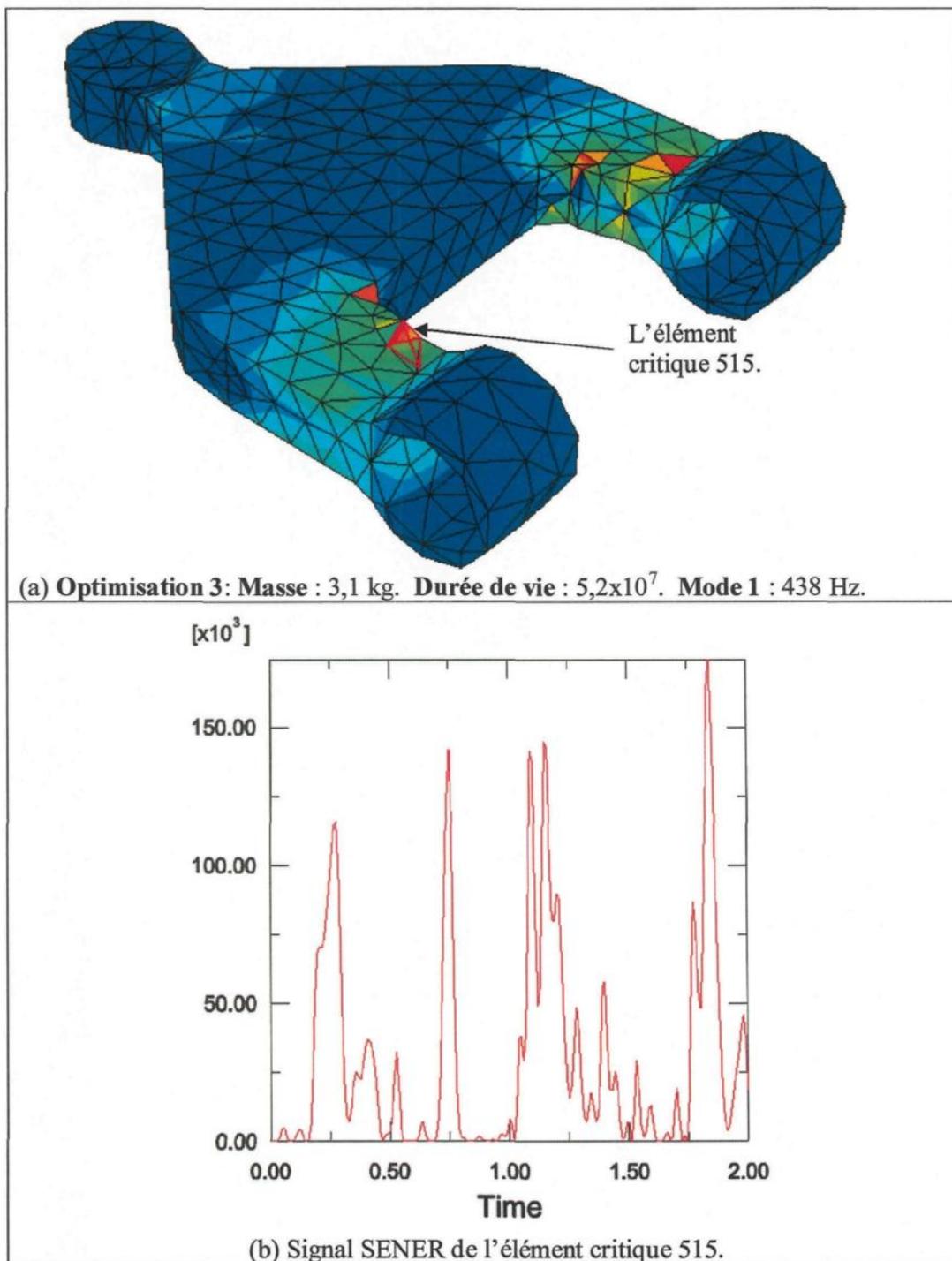
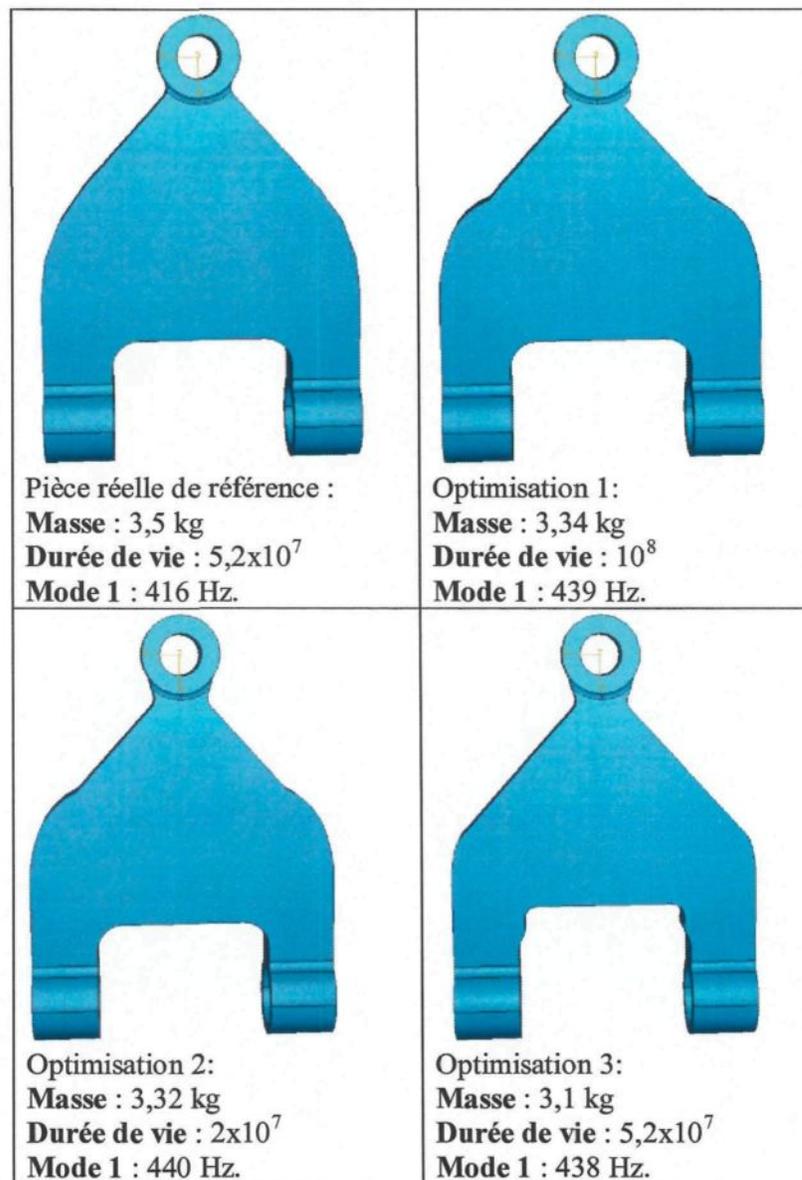


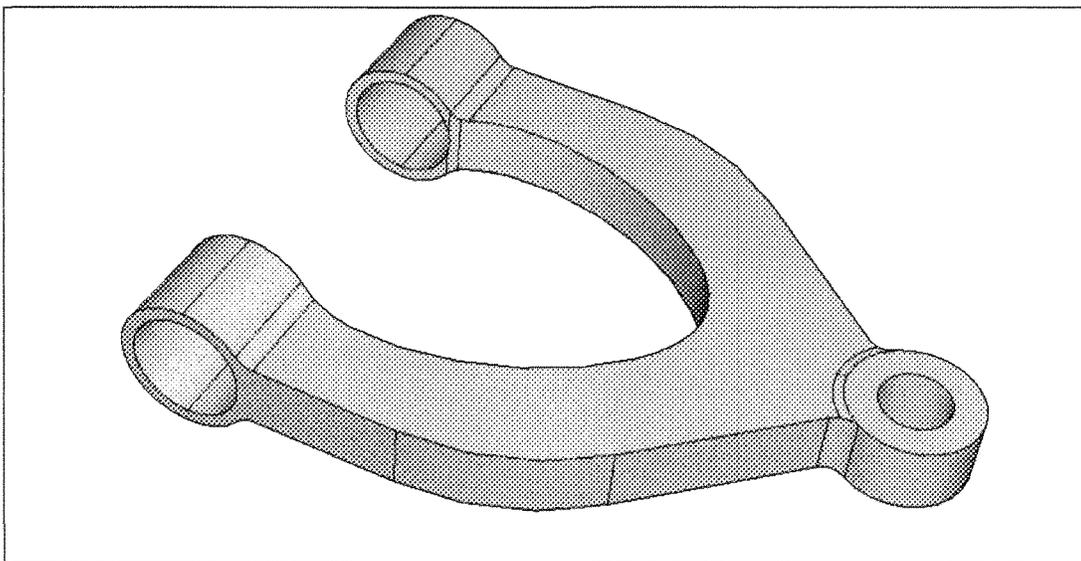
figure 52. Troisième étape d'optimisation.



**figure 53.** Évolution de la géométrie de la pièce lors du processus d'optimisation.

## 6.2 Analyse dynamique et fréquentielle de la pièce de référence : bras de suspension supérieur d'un véhicule :

Le bras de suspension supérieur du système Macpherson est l'une des pièces automobile les plus sollicitées dynamiquement. Il est excité directement par l'irrégularité de la route à travers le pneu. Il diffère du bras de suspension inférieur par le fait qu'il ne fait pas partie du système de contrôle : action (excitation de la route à travers le pneu) et la contre réaction (ressort et amortisseur). Le système ressort amortisseur doit passer à travers le bras de suspension supérieur pour contrôler le bras de suspension inférieur comme illustré par la figure 54.



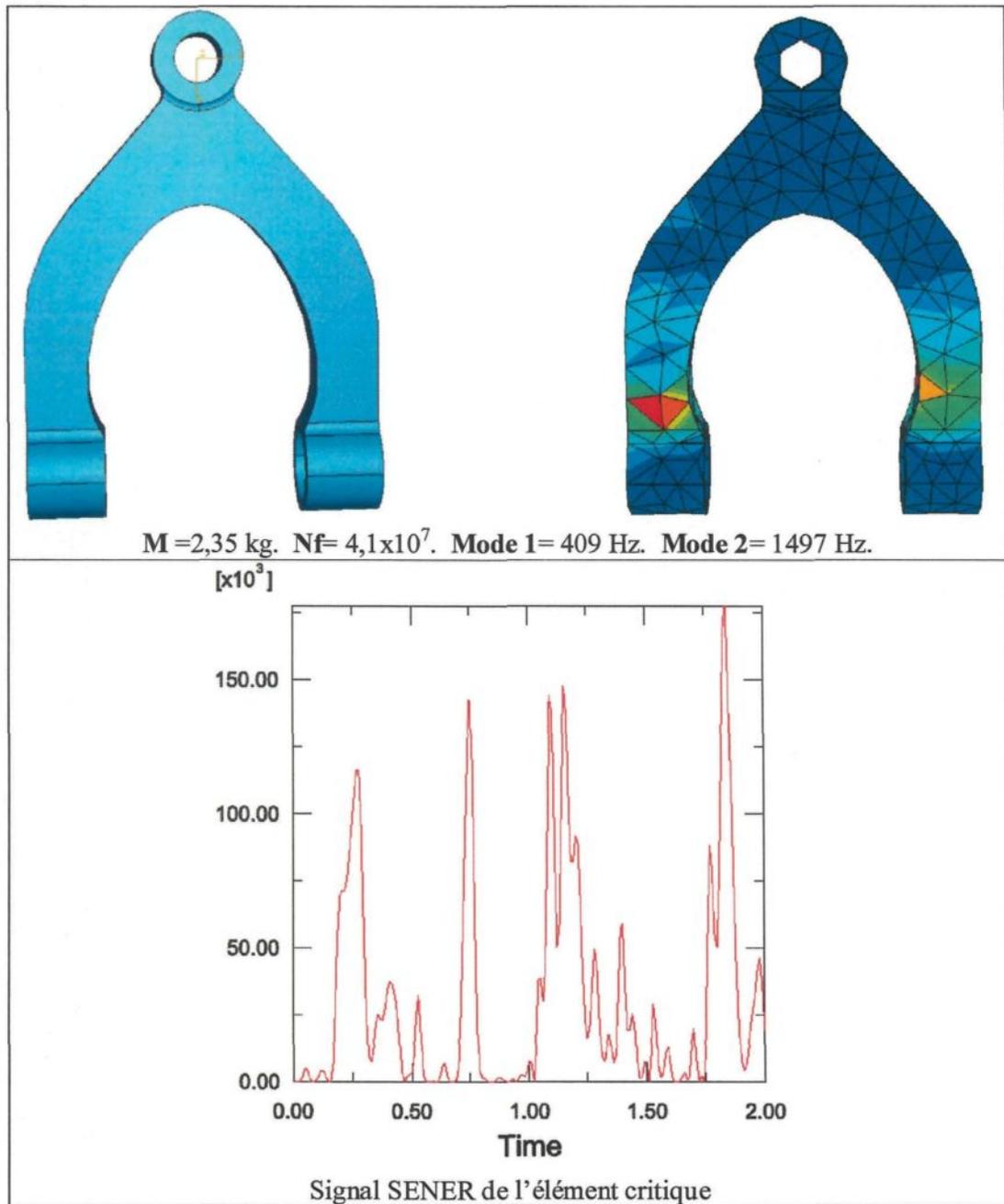
**figure 54.** Bras de suspension supérieur d'un système de suspension d'un véhicule.

Le rapport de maillage est aussi contrôlé de façon à rester constant afin d'analyser les résultats sous la même précision. Le même rapport de rejection est utilisé dans le processus d'optimisation du poids du bras de suspension supérieur. L'étape finale d'optimisation devrait présenter une pièce avec des congés pour éviter la concentration

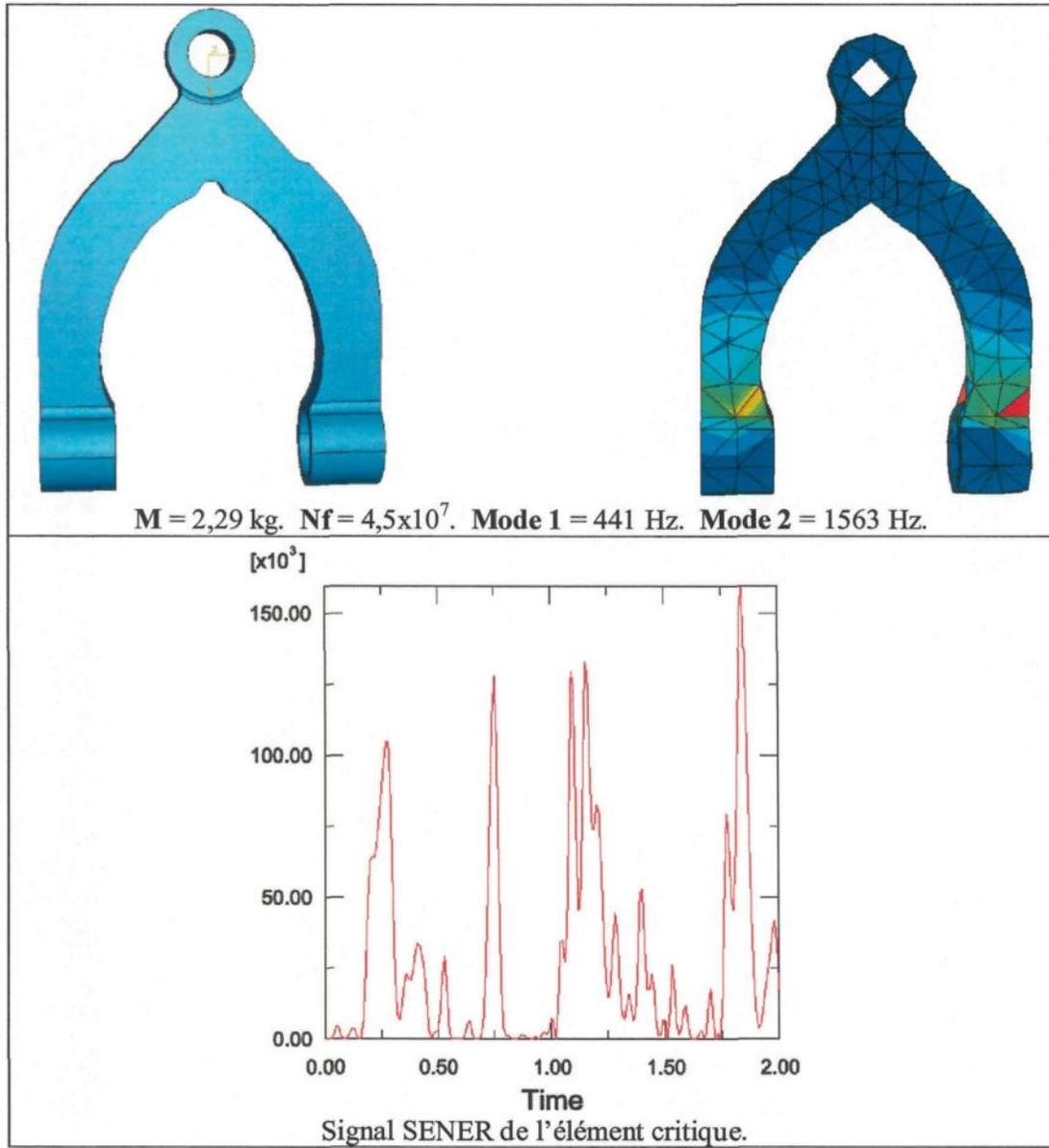
des contraintes. Les figures 55, 56, 57 et 58 résument les résultats de la procédure d'optimisation selon le rapport de réjection défini dans la présente étude en l'occurrence  $RJ$ . Les fluctuations des valeurs de la SENER sont dues principalement aux fluctuations du rapport de maillage  $R$  avant d'atteindre la limite d'optimisation. Pendant ces trois étapes d'optimisation, on obtient un gain de 5% en poids sans affecter d'une manière significative la durée de vie de la pièce ni ses fréquences naturelles. En effet la durée de vie de la pièce fluctue autour de la valeur moyenne  $N_m = 4,5 \times 10^7$  cycles. Le premier mode des fréquences naturelles de la pièce fluctue autour de la valeur moyenne 433 Hz.

Les résultats de l'étude d'optimisation sont comparables aux travaux de M. Haiba *et al.*[62]. En effet, ils ont réalisé une étude détaillée sur l'optimisation de la forme géométrique d'une pièce mécanique simple. Par contre, leur étude de la fatigue est basée principalement sur l'extrapolation de la courbe expérimentale de Wöhler, alors notre approche est essentiellement analytique et empirique utilisant le critère multiaxial de la densité d'énergie de déformation équivalent au cas uniaxial. M. Haiba *et al.*[62] ont étendu la méthode ESO (Evolutionary structural optimisation) dans le cas de la fatigue, qui a été implanté dans le cas de la contrainte Von Mises qui consiste à répéter les deux étapes suivantes :

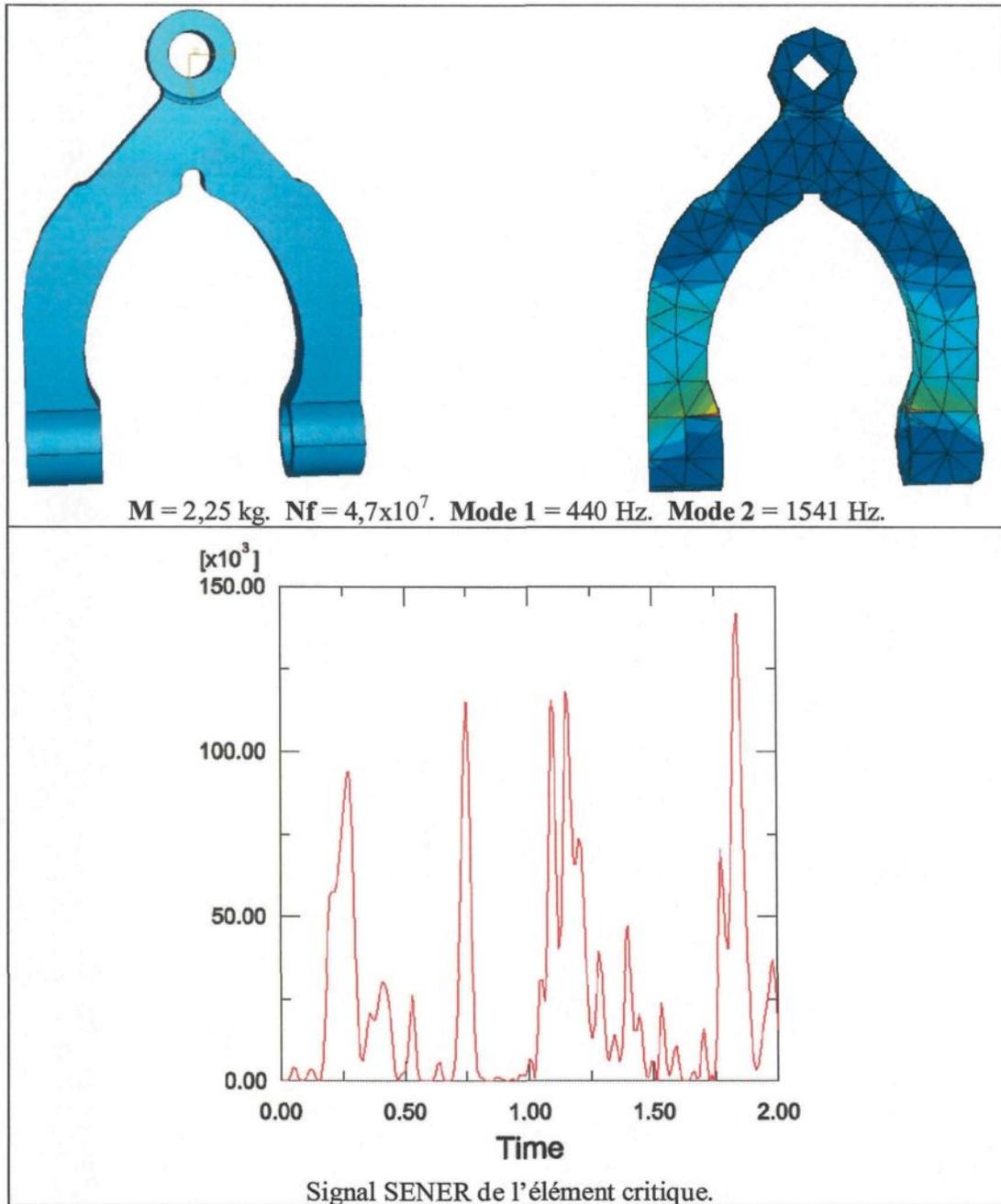
- comparer la contrainte Von Mises de chaque élément  $\sigma_e$  et la contrainte Von Mises maximale de toute la structure  $\sigma_{\max}$ ,
- enlever les éléments qui satisfont à la condition  $\frac{\sigma_e}{\sigma_{\max}} < RR$ , avec  $RR$  est le rapport de réjection.



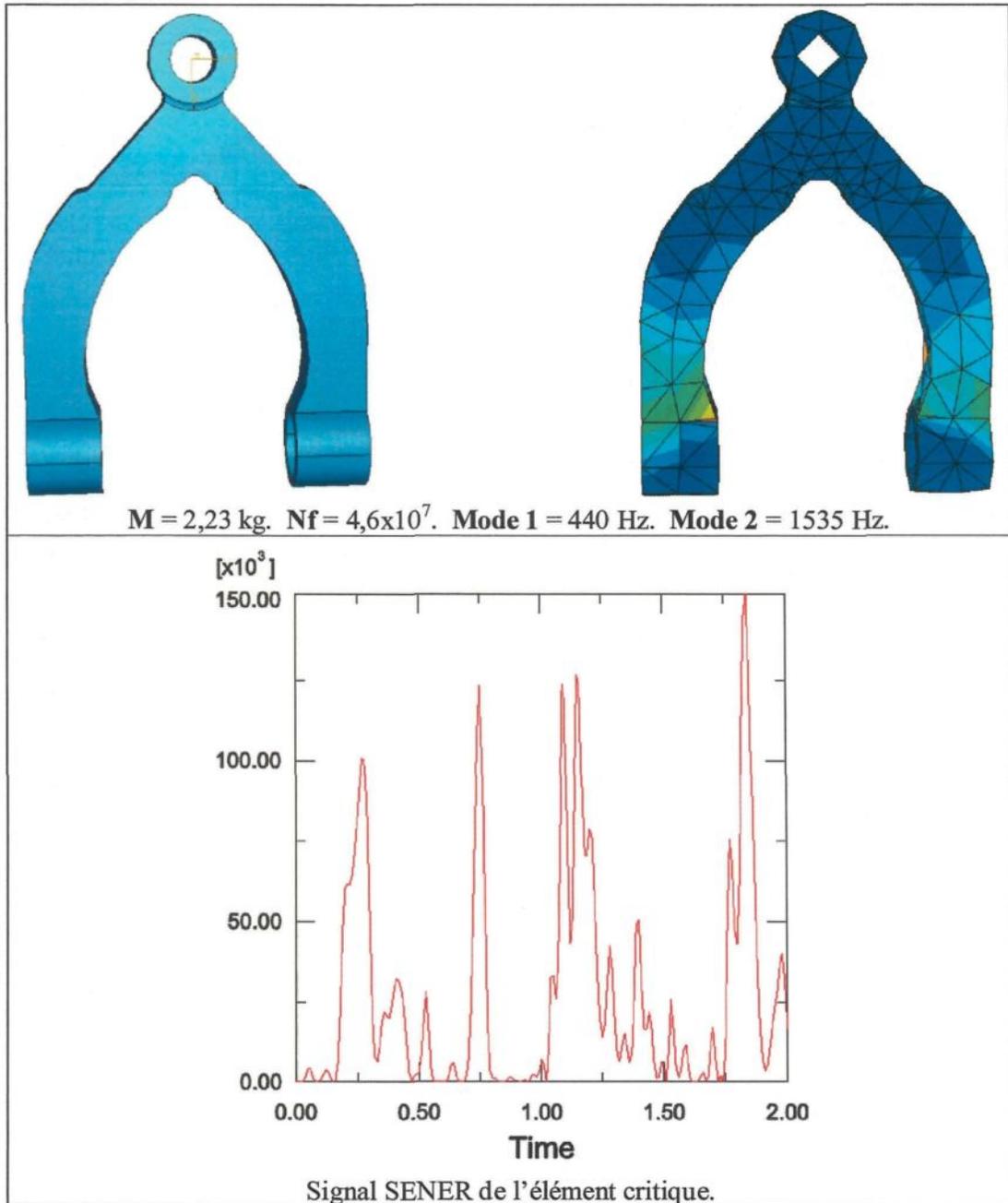
**figure 55.** Analyse des résultants de la pièce de référence.



**figure 56.** Analyse des résultats de la première étape d'optimisation.



**figure 57.** Analyse des résultats de la deuxième étape d'optimisation.



**figure 58.** Analyse des résultats de la troisième étape d'optimisation.

M. Haiba *et al.*[62] ont défini le rapport de réjection comme suit :

$$\frac{(Durée\ de\ vie)_{min}}{(Durée\ de\ vie)_{maxi}} \langle RR$$

où  $(Durée\ de\ vie)_{min}$  est la durée de vie minimum par rapport à la fatigue sur tout l'espace conçu,  $(Durée\ de\ vie)_{maxi}$  est la durée de vie maximum par rapport à la fatigue du  $i^{ème}$  élément et  $RR$  est le rapport de réjection de la boucle instantanée d'optimisation.

M. Haiba *et al.*[62] ont utilisé l'extrapolation de la courbe de Whöler pour le calcul de la durée de vie partielle des cycles « rainflow ». Les résultats obtenus par ces derniers sont semblables à ceux de cette section et se résument comme suit :

- augmenter le seuil d'enlèvement de matière est une technique pour étendre une durée de vie finie sans affecter la distribution des durées de vie des éléments de la structure,
- l'augmentation du seuil d'enlèvement de matière n'est pas toujours suffisante pour avoir une structure avec une durée de vie finie dans chacun de ses éléments,
- la technique d'enlèvement de matière basée sur l'élimination des éléments qui ont une durée de vie de fatigue égale à la durée de vie de fatigue maximale associée au seuil est une approche qui donne des résultats de topologie optimale similaires obtenus par les méthodes mathématiques d'optimisation comme celle de la forme et de l'homogénéisation,
- la méthode d'enlèvement de matière augmente la contrainte. Comme l'augmentation de la contrainte due à l'optimisation de la géométrie prédite par

la méthode ESO, peut être moins efficace que la méthode d'optimisation de la forme,

- une technique optimale avec des conditions de durée de vie de fatigue devrait utiliser la méthode ESO et les méthodes d'optimisation de la forme. La méthode ESO change séquentiellement la base de la structure pour finir avec le design initiale alors que la méthode d'optimisation de la forme débute avec un design initial suggéré par la méthode ESO et conclut avec un design optimum.

Dans la présente étude nous n'avons pas renforcé la pièce aux points critiques. Le renforcement des régions critiques pourra être l'objet d'un autre travail de recherche consacré seulement à l'optimisation exhaustive de la pièce par les algorithmes génétiques utilisant le rapport de rejection développé dans la présente étude. La démarche d'optimisation que nous avons proposé permet d'alléger la pièce, est analogue à la méthode de M. Haiba *et al.*[62] qui ont utilisé la méthode simple dans le calcul des durées de vie à savoir l'extrapolation de la courbe standard de Wöhler. Cependant le rapport de rejection que nous avons développé dans la présente étude, est lié directement à la notion de fatigue, sans même calculer les durées de vie de tous les éléments du maillage, contrairement au travail de M. Haiba *et al.*[62], en utilisant un critère plus rationnel en l'occurrence le critère de la densité d'énergie de déformation. Le rapport de réjection que nous avons développé simplifie les calculs en s'adaptant à l'aspect aléatoire du chargement pour éviter l'extraction des cycles « rainflow » et le calcul de la durée de vie dans tous les éléments permettant ainsi à optimiser le poids de la pièce par rapport à sa durée de vie et ses modes propres dans des délais de temps raisonnables dans un maillage grossier ou raffiné.