



HAL
open science

OUTIL INTEGRE D'OPTIMISATION DE LA DUREE DE VIE EN FATIGUE POUR LA CONCEPTION MECANIQUE

R Akrache, Pascal Lafon, Jian Lu

► **To cite this version:**

R Akrache, Pascal Lafon, Jian Lu. OUTIL INTEGRE D'OPTIMISATION DE LA DUREE DE VIE EN FATIGUE POUR LA CONCEPTION MECANIQUE. 18ème Journées de Printemps, SF2M, Jun 1999, Paris, France. hal-03620909

HAL Id: hal-03620909

<https://hal.science/hal-03620909v1>

Submitted on 27 Mar 2022

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.

OUTIL INTEGRE D'OPTIMISATION DE LA DUREE DE VIE EN FATIGUE POUR LA CONCEPTION MECANIQUE

R. AKRACHE, P. LAFON, J. LU

Laboratoire des Systèmes Mécaniques et d'Ingénierie Simultanée (LASMIS)
Université de Technologie de Troyes
12 rue Marie Curie, BP 2060
10010 Troyes

RESUME : Pour un certain nombre de composants mécaniques, la durée de vie en fatigue est le premier critère de dimensionnement. Actuellement, il existe peu d'outils industriels de calculs de structures et de pièces mécaniques intégrant la prévision de la durée de vie sous sollicitation multiaxiale. Nous avons développé une méthode permettant de prédire la durée de vie en fatigue des structures tridimensionnelles. Cette approche permet d'obtenir la cartographie de durée de vie des composants mécaniques en utilisant les résultats d'un calcul de structure par éléments finis et les caractéristiques mécaniques du matériau utilisé. L'objectif de ce travail est d'intégrer cet outil de prévision de durée de vie dans un logiciel industriel de conception et fabrication assistée par ordinateur. Cette intégration passe par une procédure d'optimisation dans laquelle la masse du composant est minimisée tout en garantissant une durée de vie limite fixée par le cahier des charges. L'outil développé est appliqué au cas d'une bielle pour moteur d'automobile.

1. INTRODUCTION

L'intégration d'un outil de prévision de durée de vie en fatigue sous sollicitation multiaxiales dans un logiciel de CFAO est un nouvel aspect de la conception des structures. Non seulement le concepteur doit savoir si sa structure résistera aux conditions de sollicitations imposées par le cahier de charges, mais il doit savoir quand celle-ci va arriver au terme de sa vie.

L'outil que nous proposons se situe dans une démarche de re-engineering consistant à optimiser la forme d'un composant afin d'obtenir un gain de masse. La forme initiale est définie par un modèle géométrique paramétré, la procédure d'optimisation proposée, détermine alors la valeur de ces paramètres afin d'obtenir le composant de masse minimale respectant la durée de vie limite imposée par le cahier des charges.

Dans une première partie nous présentons l'outil de prévision de durée de vie qui a été développé et notamment les différents critères utilisés. Dans un second lieu, nous décrivons l'algorithme d'optimisation utilisé puis dans une dernière partie, l'application particulière au cas d'une bielle de moteur d'automobile.

2. PREVISION LA DUREE DE VIE EN FATIGUE

Le développement d'un outil adapté aux bureaux d'études pour estimer la durée de vie des composants mécaniques, dans le cas le plus général de sollicitations, est l'objectif de la méthode proposée [1]. En effet, les contingences économiques obligent de plus en plus le concepteur à optimiser les composants mécaniques tant au niveau de leurs formes que de leurs dimensions.

L'objectif de l'approche était l'analyse et la mise en œuvre d'une méthode de prévision de la durée de vie en fatigue pour des structures soumises à des sollicitations multiaxiales. Le développement prend en compte l'ensemble des sollicitations : sollicitations externes multiaxiales, en phase ou hors phase, les contraintes résiduelles, etc. Il est compatible avec des logiciels de CAO et de calcul des structures à l'aide de fichiers standards (normalisés). La figure ci-dessous donne la position de cette étude dans le cadre général d'un outil intégré de la conception mécanique.

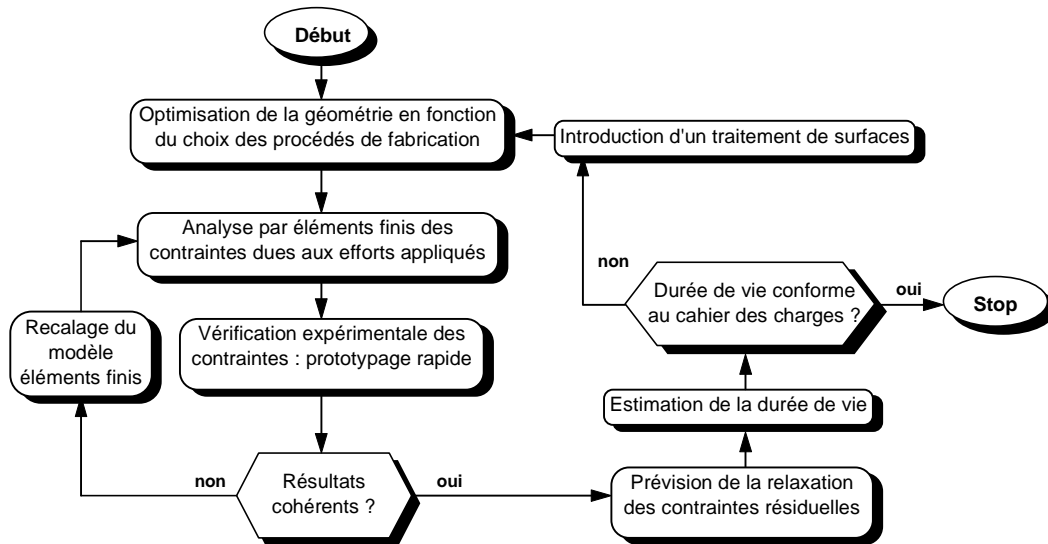


Fig 1 : Concept général de calcul de durée de vie

De nos jours, les conditions économiques pèsent de plus en plus lourdement sur les décisions du bureau d'études. Il faut dimensionner les composants mécaniques au plus juste de façon à réduire les prix de revient. Cette réduction des coûts de fabrication passe par un allègement des structures soit par l'utilisation de matériaux plus légers, soit par la réduction des dimensions des pièces, soit par les deux à la fois. De cette façon, la maintenance pourra prévoir le moment le plus opportun pour changer le composant en bout de vie avant que la ruine de la structure ne se produise. Pour pouvoir réaliser cette maintenance prédictive, il ne suffit plus de savoir si la structure résistera à un certain nombre de

cycles de sollicitation. Il faut en plus savoir combien de cycles la structure pourra raisonnablement supporter.

Nous avons élaboré une méthode permettant de calculer la durée de vie des structures tridimensionnelles. En effet, les résultats numériques obtenus par un calcul éléments finis, ainsi que les résultats d'essais de fatigue sont introduits dans un code de calcul donnant, comme résultats, la durée de vie de la structure. Par suite, cette durée de vie est affichée en isocouleurs sur la structure initiale. Nous proposons donc un outil intéressant et rapide pour optimiser une structure ou un composant mécanique vis-à-vis d'une sollicitation en fatigue. L'organigramme simplifié de cette méthode peut se résumer comme suit :

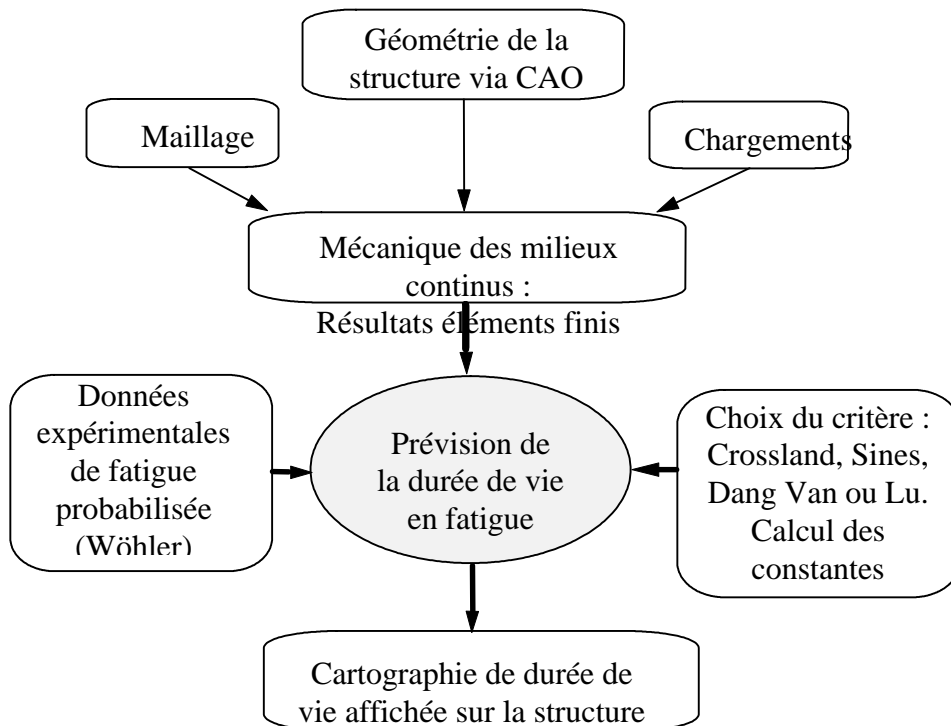


Fig. II : Organigramme de calcul de durée de vie

Cette approche fait appel à des critères de fatigue multiaxiale, à savoir les critères de Crossland [2], de Sines [3] et de Dang Van [4]. Nous avons proposé une extension de l'utilisation des critères pour des résistances à la fatigue à N cycles ($N > 2 \cdot 10^5$ cycles) afin de remonter à la durée de vie de la structure.

Dans le cas des critères de Dang Van, Crossland et Sines, deux courbes de Wöhler sont nécessaires pour déterminer les constantes A et B de chaque critère. Utilisant ces courbes de Wöhler, et pour des nombres de cycles différents, on trace dans le diagramme du critère plusieurs lignes qui correspondent à des durées de vie différentes.

Le critère proposé par Lu [5] a été aussi utilisé et validé par des tests de simulation. Dans le cas d'une sollicitation combinée déphasée flexion-torsion, le critère de Lu s'écrit:

$$\frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_{a, \max(t)})^2 + 4k (\tau_{a, \max(t)})^2} = A + \frac{B}{3} (\sigma_m + \sigma_{a, \max(t)})$$

où:

- $\sigma_{a, \max(t)}$: est l'amplitude maximale de contrainte de flexion
- $\tau_{a, \max(t)}$: est l'amplitude maximale de contrainte de torsion.

k est appelé coefficient de sensibilité au déphasage qui dépend de la nature du matériau, de la fréquence du test et du type de sollicitation. Dans le cas d'une sollicitation en phase $k=1$. Cette expression permet également d'utiliser un seul type de formulation pour tous les critères de fatigue à grand nombre de cycles utilisés. Mais la différence fondamentale de la nouvelle proposition avec les autres critères se distingue pour une sollicitation non proportionnelle et en présence de gradient de contraintes. Dans ce cas, le nouveau critère propose de faire le calcul sur une épaisseur critique à l'état stabilisé et prendre en compte l'aspect déphasage en faisant une maximisation sur tous les axes, en 'rephasant' en partie ou complètement sur le temps.

La signification physique de cette formulation est la suivante : quand il s'agit de sollicitations déphasées, le temps nécessaire pour que le matériau réagisse dépend de la nature du matériau et aussi du niveau de chargement. Ainsi, le tenseur de contraintes qui sera pris en compte n'est pas composé de la contrainte maximale suivant un axe et les contraintes instantanées suivant les autres axes, mais il est composé de l'ensemble des contraintes maximales suivant tous les axes.

Quand la fréquence du chargement est grande, le temps nécessaire pour que l'effet mémoire se produise reste souvent faible. Dans le cas d'une sollicitation déphasée, si on utilise la valeur de k entre 0 et 1, l'erreur est relativement faible. La formulation générale du critère dépend de la contrainte maximale suivant tous les axes et du coefficient de déphasage k .

Ce qui est intéressant, c'est que à l'aide de cette formulation avec $k=1$, nous avons une sous-estimation de la résistance en fatigue donnant ainsi un calcul plus sécurisant (Figure III). En plus, nous avons pu démontrer que l'erreur absolue est moins importante que pour les autres critères. Dans la figure IV, nous illustrons la différence de prédiction des courbes de Wöhler pour différentes valeurs du coefficient de déphasage k pour le même chargement que le cas précédent.

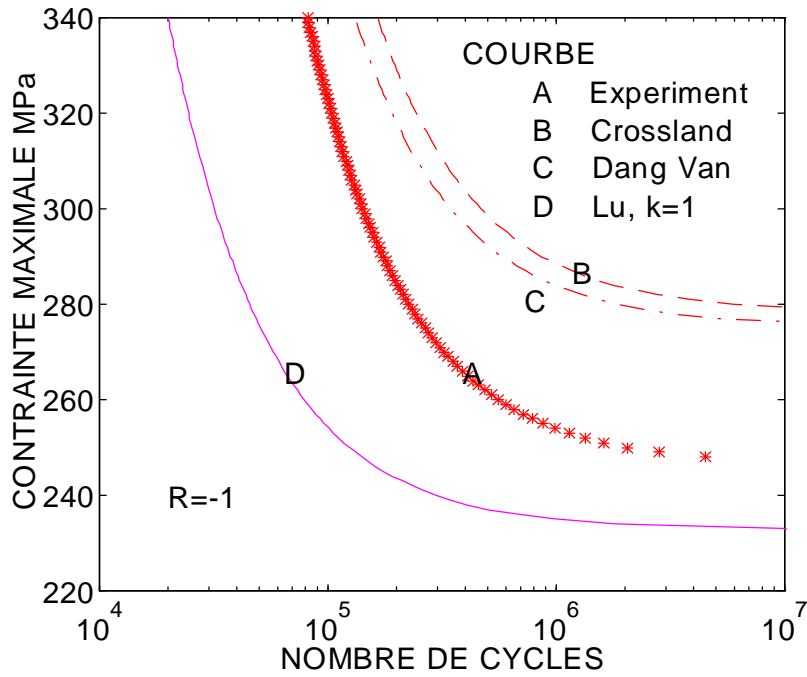


Fig III : Prédiction de la durée de vie avec les trois critères dans le cas d'une sollicitation combinée flexion/torsion hors phase

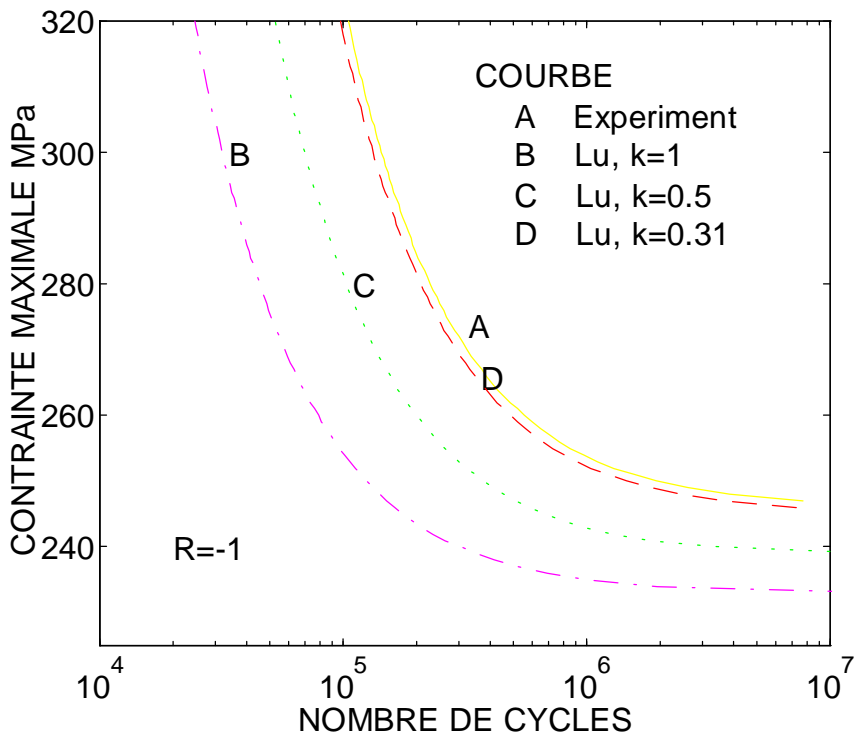


Fig IV : Prédiction de la durée de vie pour différentes valeurs du coefficient k

3. ALGORITHME D'OPTIMISATION DE LA DUREE DE VIE

Le point de départ de cette démarche est un modèle CAO paramétré du composant. Les paramètres de ce modèle définissent toutes les dimensions du modèle géométrique. A l'heure actuelle la majorité des logiciels de CAO volumique propose ce type de fonctionnalité. L'outil que nous proposons, intégré à un environnement de CFAO industriel, permet d'optimiser la valeur des paramètres choisis par l'opérateur, qui minimisent la masse du composant tout en garantissant une durée de vie en fatigue donnée.

Un problème mathématique d'optimisation peut se formuler généralement de la manière suivante :

$$(P_c) \begin{cases} \text{Minimiser } f(x) \\ \text{Sous les fonctions contraintes} \\ c_j(x) \leq 0 \quad j = 1 \dots m \end{cases}$$

avec $c_j : x \in R^n \longrightarrow c_j(x) \in R$ et $f : x \in R^n \longrightarrow f(x) \in R$ fonctions de plusieurs variables à valeur réelles. Les fonctions contraintes $c_j(x)$ exprimée sous la forme d'inégalités délimitent le domaine des solutions, l'ensemble des valeurs du vecteur variable $x \in R^n$ satisfaisant les inégalités $c_j(x) \leq 0$.

Dans le cas du problème d'optimisation de la durée de vie, les variables $x \in R^n$ sont identifiées aux paramètres du modèle géométrique et la fonction objectif au volume du modèle géométrique. Les fonctions contraintes sont identifiées aux contraintes mécaniques et à la durée de vie minimale dans *le composant*, sur lesquelles on impose une valeur limite. Dans ce problème les fonctions contraintes et objectif ne sont pas définies explicitement puisque les contraintes mécaniques résultent d'un calcul par éléments finis. De la même façon, le volume du modèle géométrique est obtenu par une fonctionnalité du modeleur géométrique. Chaque nouvelle valeur des paramètres du modèle géométrique (donc des variables du problème d'optimisation) nécessite un remaillage du modèle géométrique de la bielle et un calcul par éléments finis. De la même façon, l'algorithme d'optimisation nécessitant le calcul des gradients, ceux-ci seront évalués par différence finie.

L'organigramme général de la démarche est le suivant (Fig. V):

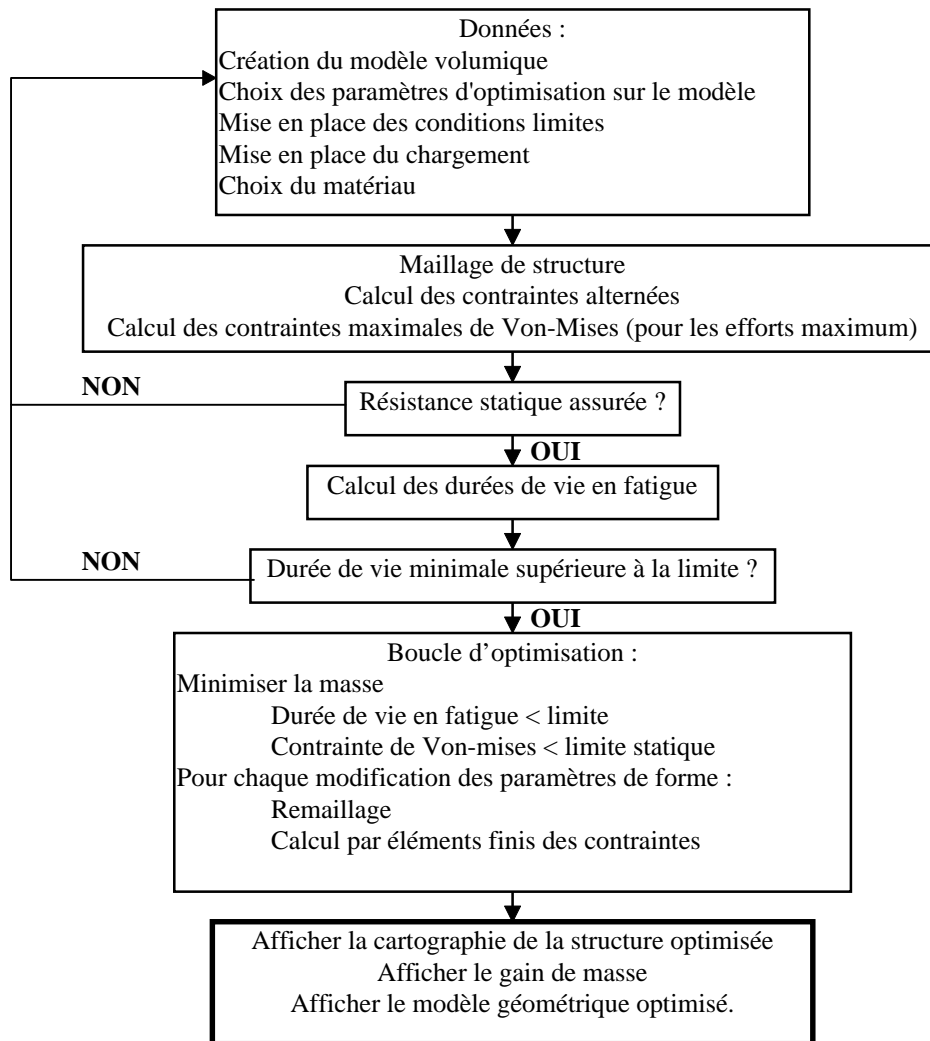


Fig V : Organigramme général de l'optimisation de la durée de vie en fatigue

Pour résoudre ce problème d'optimisation nous avons développé un algorithme de type « gradient réduit généralisé » [6],[7],[8]. Cet algorithme permet d'appliquer une méthode de gradient à des problèmes comportant des fonctions contraintes inégalités. On introduit m « variables d'écart » de sorte que les fonctions $c_j(x) \leq 0$ sont formulées de la manière suivante :

$$h_j(\tilde{x}) = c_j(x) + s_j = 0$$

avec $\tilde{x} = \{x_1 \dots x_n, s_1 \dots s_m\}^T$ vecteur étendu des variables.

Ces m fonctions contraintes égalités $h_j(\tilde{x}) = 0$ permettent théoriquement d'éliminer m variables, on peut séparer en ces variables en 2 groupes : $\tilde{x} = \{\tilde{x}_I, \tilde{x}_D\}^T$ où $\tilde{x}_I \in R^n$ et $\tilde{x}_D \in R^m$ sont respectivement les variables indépendantes et les variables dépendantes. A l'itération k de l'algorithme on cherche alors un minimum de la fonction objectif dans la direction :

$$u^k = -\nabla_{x_I} f(\tilde{x}^k) - \left[\nabla_{x_D} H(\tilde{x}^k) \right]^{-1} \cdot \left[\nabla_{x_I} H(\tilde{x}^k) \right] \nabla_{x_D} f(\tilde{x}^k)$$

avec $H(\tilde{x}^k) = \{h_1(\tilde{x}^k) \dots h_m(\tilde{x}^k)\}^T$

Ce calcul permet de mettre à jour les variables indépendantes \tilde{x}_I avec :

$$x_I^{k+1} = x_I^k + \alpha^k \cdot u^k \text{ où } g(\alpha^k) = \underset{\alpha \geq 0}{\text{Min}} \{f(\tilde{x}^k + \alpha \cdot u^k)\}$$

Les variables dépendantes sont mises à jour de façon à satisfaire les contraintes d'égalités $h_j(\tilde{x}) = 0$, avec la relation :

$$x_D^{k+1} = x_D^k - \left[\nabla_{x_D} H(\tilde{x}^k) \right]^{-1} \cdot H(\tilde{x}^k)$$

La recherche du minimum unidimensionnel α^k est faite par interpolation quadratique de façon à limiter le nombre d'évaluations de fonctions (et donc le nombre d'analyse) à chaque itération de l'algorithme.

4. APPLICATION

La bielle choisie (Fig. VI) est un excellent exemple concret pour valider la méthodologie adoptée. En plus, ce choix est basé sur le fait que plus de 250 millions de bielles sont fabriqués de part le monde, c'est dire l'importance que revêt ce sujet pour les industriels travaillant avec des moteurs ou utilisant la transformation de mouvement.

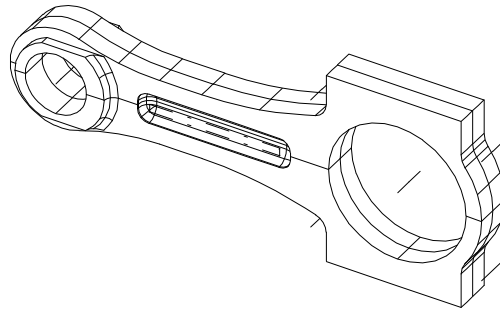


Fig VI : Géométrie initiale d'une bielle

La bielle est une structure supportant globalement un chargement uniaxial, on montre alors qu'il y a équivalence entre la zone supportant les plus fortes contraintes alternées et celle où la durée de vie en fatigue est la plus faible [1]. Dans ce cas on peut ramener ce calcul d'optimisation de durée de vie à un calcul d'optimisation de contraintes dans la bielle. On détermine donc dès le départ du calcul le niveau des contraintes alternées admissibles dans la bielle correspondant à la durée de vie souhaitée. La procédure d'optimisation est simplifiée puisque la limite sur la durée de vie disparaît au profit d'une limite sur les contraintes alternées. On notera cependant que cela n'enlève rien à la généralité de la démarche, puisque dans les cas où cette équivalence n'existe pas il suffit

d'enchaîner le calcul des durées de vie à la suite du calcul des contraintes dans la pièce.

La procédure d'optimisation précédente, développée en C++ a été couplée avec le logiciel de CFAO I-deas Master Serie. Le maillage et le calcul par éléments finis sont réalisés avec ce logiciel, les données entre I-deas et le code d'optimisation transitent par de simples fichiers.

Cette structuration informatique nous a permis de valider la démarche et d'effectuer les premiers tests sur un modèle 2D simplifié d'une bielle, en choisissant comme variables d'optimisation l'épaisseur du corps de bielle et le rayon de raccordement corps/tête de bielle.

Avant optimisation

Après optimisation

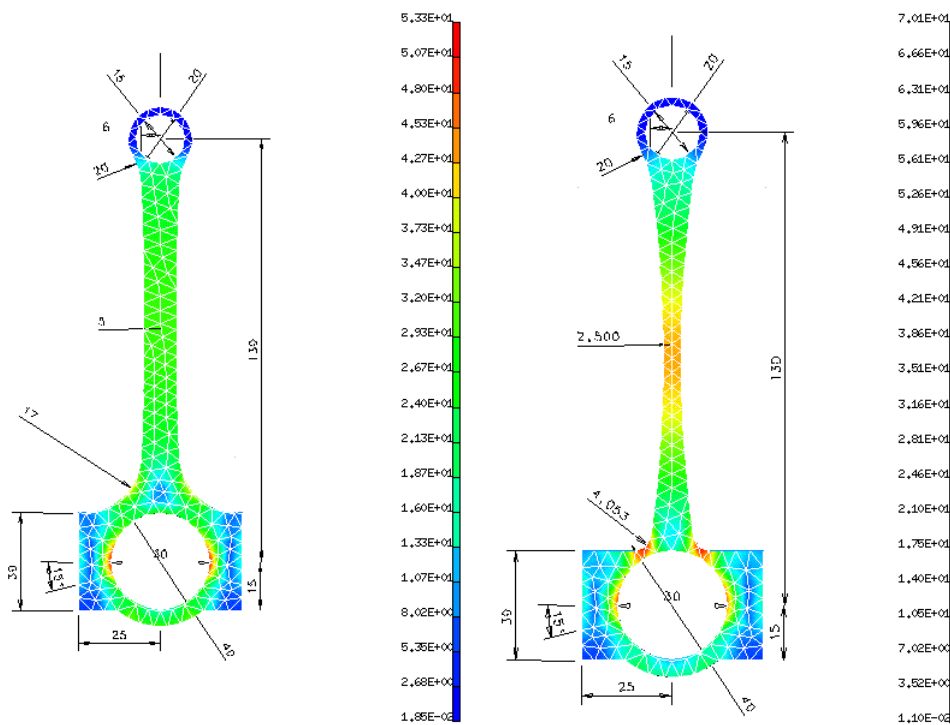


Fig VII : Modèle 2D simplifié optimisé

La figure VII montre la cartographie des contraintes alternées pour le modèle simplifié. La solution optimisée présente un gain de masse de 15.3% en diminuant l'épaisseur du corps de bielle et le rayon de raccordement corps/tête de bielle. Ce calcul a nécessité 55 analyse par éléments finis. Nous avons également tester l'optimisation d'un modèle 3D en prenant comme variables d'optimisation 17 paramètres sur un modèle 3D. Afin de valider la démarche en 3D nous avons réalisé l'optimisation manuellement en utilisant les fonctionnalités d'I-deas. La méthode utilisé s'appuie sur une analyse des sensibilités de chacun des 17 paramètres du modèle. Les variables sont modifiées dans l'ordre des sensibilités

décroissantes. Les figures VIII et IX montre la cartographie de durée de vie obtenue sur ce modèle 3D avant et après optimisation.

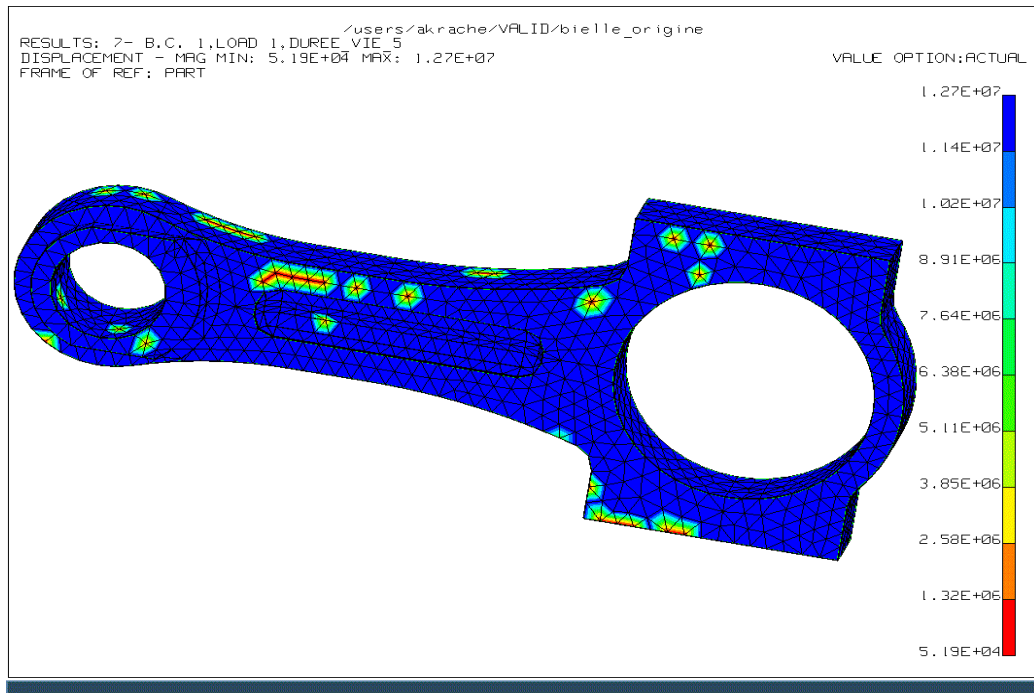


Fig VIII : Cartographie de durée de vie de la bielle avant optimisation

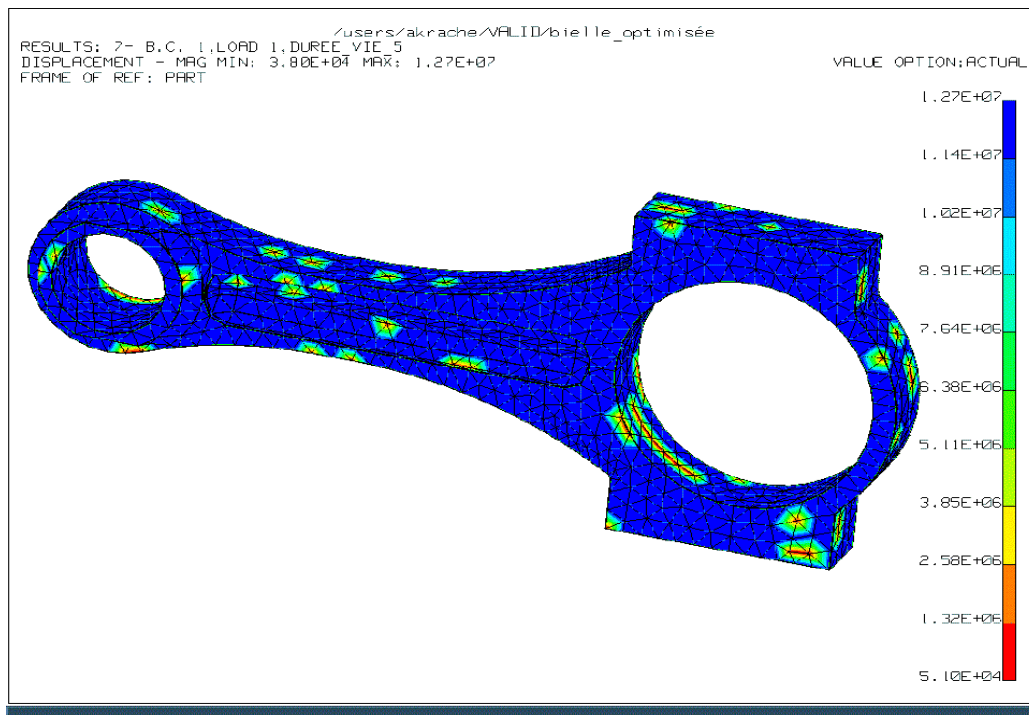


Fig IX : Cartographie de durée de vie de la bielle optimisée

5. CONCLUSION

Dans le cadre d'une approche globale de conception mécanique intégrée, nous avons développé un outil d'optimisation de la durée de vie. Il permet de dimensionner des pièces mécaniques en tenant compte des restrictions au niveau de la durée de vie. Plus précisément, il permet de minimiser la masse d'une pièce mécanique tout en respectant une durée de vie limite imposée. Cet outil est compatible avec les logiciels de CAO et de calcul des structures. Nous l'avons appliqué dans le cas d'une bielle et nous avons pu réduire la masse initiale de la bielle et avoir un gain d'environ 15.3% du poids.

Actuellement, les développements sont en cours pour faire des calculs inverses, afin de définir les conditions de mise en précontrainte en fonction de la sollicitation appliquée et le nombre de cycles visés. En effet, à partir d'une durée de vie visée, d'un matériau et d'une sollicitation donnée, nous pouvons indiquer par la modélisation si un traitement de précontrainte est nécessaire. On sort une cartographie de zones à renforcer avec l'affichage de précontrainte nécessaire. On peut ainsi développer une vraie stratégie de génie de précontrainte [9]. Dans ce cas, les contraintes résiduelles ne seront plus considérées comme une conséquence à un procédé de fabrication, mais un paramètre modifiable, donc optimisable, vis-à-vis de la sollicitation mécanique.

REFERENCES

- [1] Akrache R. (1998) *Prévision de la durée de vie en fatigue des structures 3D par la méthode des éléments finis*, Thèse de Doctorat, UTC de Compiègne, soutenue le 19 juin 98.
- [2] Crossland B. (1956) "*Effect of large hydrostatic pressure on the torsional fatigue strength of an alloy steel*", Int. Conf. on fatigue of metals, IME/ASME London, 1956, pp 138-149.
- [3] Sines G. (1981) "*Fatigue criteria under combined stress or strain*", Transactions ASME, Journal of Engineering Material Technology, Vol. 13, April 1981, pp 82-90.
- [4] Dang Van K. (1973) "*Sur la résistance à la fatigue des métaux*", Science Techniques de l'Armement, Mémorial de l'artillerie française, 3^{ème} fascicule, 1973, pp. 647-722
- [5] Akrache R. and Lu J. (1999) « 3D calculation of high cycle fatigue life under out-of-phase multiaxial loading », *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, acceptée.
- [6] Lafon P. (1994) *Conception optimale de système mécanique: optimisation en variables mixtes*, Thèse de Doctorat, INSA de Toulouse, soutenue le 15 février 94.
- [7] Rao Singiresu S. (1996) « Engineering optimization, theory and practice », Wiley-interscience, New York.
- [8] Vanderplaats G. (1984) « Numerical optimization techniques for engineering design », Mac Graw Hill, New York.
- [9] R. Akrache J. Lu (1999) « Presentation of mechanical design tool with fatigue consideration », The Seventh Inter. Fatigue Conf. FATIGUE'99, Beijing, China, June 8-12 1999, accepted