

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département Génie Mécanique

Mémoire de Master en Génie Mécanique

Option : Mécanique du solide

# Analyse des contraintes de la bielle par éléments finis via le logiciel ANSYS

**Présenté par :**

Mourad MEDJOUT

**Sous la direction de :**

M. Said RECHAK

Professeur

M. Mohamed BENBRAIKA

Docteur

M. Arezki SMAILI

Professeur

Présenté et soutenu publiquement le 28/06/16

**Composition du Jury :**

Président

M. Mohamed BOUAZIZ

Professeur

ENP

Rapporteur/ Promoteur

M. Said RECHAK,

Professeur

ENP

M. Mohamed BENBRAIKA,

Docteur

ENP

M. Arezki SMAILI,

Professeur

ENP

Examineur

M. Mohamed LATRECHE

Docteur

ENP

## Dédicaces

*A mes chers parents*

*A mes sœurs qui m'ont beaucoup soutenu*

*A mes chers grands-parents qui m'ont encouragé*

*A toute ma famille, ainsi que tous mes amis et camarades d'étude.*

*A tous ceux qui me connaissent de près et de loin*

*Je dédie chaleureusement ce travail.*

*Mourad*

## **Remerciements**

Je remercie avant tout ALLAH le tout puissant de m'avoir donné la foi, la volonté et le courage de mener à bien ce modeste travail.

Je remercie aussi mes parents et toute ma famille qui m'a encouragé et m'a soutenu pour continuer nos études.

Mes sincères remerciements à tous les enseignants ainsi que mes encadreurs Mr Rechak, Mr Benbraïka et Mr Smaili pour m'avoir conseillé et dirigé pendant la réalisation de ce travail.

Mes remerciements vont également à l'entreprise EMO pour leur collaboration, et les documents qu'ils nous ont fournis, ainsi que le centre culturel universitaire et spécialement, Mohamed Bouhaouche pour son aide à la rédaction.

Je remercie enfin tous mes amis et camarades d'études ainsi que tous ceux qui ont contribué à la réalisation de ce projet.

## ملخص

تتضمن هذه الدراسة نمذجة ذراع التوصيل لمحرك الديزل F4L912 و تهدف إلى تحديد الطرق الطبيعية والترددات المقابلة. حالة التحميل المعتبرة في التحليل الهيكلي هي الضغط. النتائج التي تم الحصول عليها، حالات الضغط، التشوهات، الازاحة والحقل الحراري تسمح بإنشاء نموذج للتنبؤ بالمناطق المعرضة بقوة، وبالتالي تحسين معايير تصميم ذراع التوصيل بما في ذلك مرحلة التحجيم. الطريقة الرقمية المستعملة هي العناصر المحددة كما هو مطبق في شفرة الحاسوب ANSYS.

الكلمات المفتاحية: النمذجة، ذراع التوصيل، محرك الديزل، الطرق الطبيعية، الترددات، الضغط، التشوهات، العناصر المحددة.

## Abstract

This study involves the modeling of the connecting rod of the Diesel engine F4L912. It aims the determination of normal modes and their corresponding frequencies. The load condition considered in the structural analysis is the compression of the connecting rod. The results obtained, stress, deformations, displacements and thermal field, allow the establishment of a prediction model of the highly stressed areas and therefore improve the connecting rods design parameters including sizing phase. The numerical method is the finite element one as implemented in the ANSYS computer code.

Keywords: modeling, connecting rod, diesel engine, normal modes, frequencies, stress, strain, finite elements.

## Résumé

La présente étude consiste à la modélisation de la bielle du moteur Diesel F4L912. Elle a pour but la détermination des modes propres et leurs fréquences correspondantes. Le cas de chargement considéré dans l'analyse structurale est la compression de la bielle. Les résultats obtenus, états de contraintes, déformations, déplacements et champ thermique, permettent la mise en place d'un modèle de prédiction des zones fortement sollicitées et par conséquence améliorer les paramètres de conception des bielles notamment en phase de dimensionnement. La méthode numérique utilisée est celle des éléments finis telle qu'elle est implémentée dans le code de calcul ANSYS.

Mots clés : modélisation, bielle, moteur Diesel, modes propres, fréquences, contraintes, déformations, éléments finis.

## *Sommaire*

<i>Liste des tableaux</i> .....	6
<i>Liste des figures</i> .....	7
<i>Introduction générale</i> .....	8
<b>Chapitre I Généralités sur l'attelage mobile et la méthode des éléments finis</b> .....	9
<b>Introduction</b> .....	9
<b>I.1 Etude bibliographique</b> .....	9
<b>I.2 Le moteur F4L912</b> .....	11
<b>I.2.1 Description du moteur F4L912</b> .....	11
<b>I.2.2 Attelage mobile</b> .....	11
<b>I.2.3 Caractéristiques de la bielle</b> .....	13
<b>I.3 Méthode des éléments finis</b> .....	14
<b>I.3.1 Définition</b> .....	14
<b>I.3.2 Le code de calcul ANSYS</b> .....	15
<b>Conclusion</b> .....	15
<b>Chapitre II Conception et simulation de la bielle du F4L912</b> .....	16
<b>Introduction</b> .....	16
<b>II.1 Modélisation géométrique</b> .....	16
<b>II.2 Modélisation numérique</b> .....	18
<b>Conclusion</b> .....	26
<i>Conclusion générale</i> .....	27
<b>Bibliographie</b> .....	28

## **Liste des tableaux**

Tableau I.1 Caractéristiques chimiques de la bielle

Tableau I.2 Caractéristiques thermiques et mécaniques de la bielle

## Liste des figures

- Figure I.1. Conditions aux limites dans l'état statique. (Sugita et al. 1990).
- Figure I.2. Conditions aux limites dans l'état dynamique (Sugita et al. 1990).
- Figure I.3 Attelage mobile
- Figure I.4. Piston du moteur F4L912.
- Figure I.5. Bielle du moteur F4L912.
- Figure I.6. Constitution d'un vilebrequin
- Figure II.1. Conception du piston sous Solidworks
- Figure II.2. Conception de la bielle sous Solidworks
- Figure II.3. Conception du vilebrequin sous Solidworks
- Figure II.4. Conception de l'attelage mobile sous Solidworks
- Figure II.5. Maillage de la bielle sous Workbench
- Figure II.6. Mode 1 : Fréquence propre = 0 Hz
- Figure II.7. Mode 2 : Fréquence propre = 0 Hz
- Figure II.8. Mode 3 : Fréquence propre = 0 Hz
- Figure II.9. Mode 4 : Fréquence propre =  $2,6713 \cdot 10^{-3}$  Hz
- Figure II.10. Mode 5 : Fréquence propre =  $3,2516 \cdot 10^{-3}$  Hz
- Figure II.11. Mode 6 : Fréquence propre =  $6,2673 \cdot 10^{-3}$  Hz
- Figure II.12. Mode 7 : Fréquence propre = 838,42 Hz
- Figure II.13. Mode 8 : Fréquence propre = 1476,7 Hz
- Figure II.14. Mode 9 : Fréquence propre = 1864 Hz
- Figure II.15. Mode 10 : Fréquence propre = 2391,4 Hz
- Figure II.16. Conditions aux limites cas A
- Figure II.17. Déplacement total cas A
- Figure II.18. Déformation élastique cas A
- Figure II.19. Contrainte équivalente cas A
- Figure II.20. Conditions aux limites cas B
- Figure II.21. Déplacement total cas B
- Figure II.22. Déformation élastique cas B
- Figure II.23. Contrainte équivalente cas B
- Figure II.24. Température de la bielle

## *Introduction générale*

La recherche du véhicule et du moteur propre fait de nos jours l'objet de nombreux travaux. L'objectif principal étant de réduire les émissions polluantes en améliorant la combustion des moteurs et en utilisant des carburants (alternatifs) moins polluants et moins chers. L'utilisation du gaz carburant est l'une des options utilisées depuis les années soixante-dix. Cependant et pour des raisons diverses, l'utilisation du gaz n'a pas connu de percée et de même au niveau des pays grands producteurs d'énergie gazière. Vu sa disponibilité en Algérie et vu l'intensité du trafic, surtout le parc roulant en Diesel, il est intéressant d'exploiter le gaz naturel dans le domaine de transport. C'est ainsi que l'entreprise des moteurs à Constantine (EMO) a lancé le projet de la conversion des moteurs Diesel en moteurs à bicarburation appelés « dual fuel » fonctionnant en mélange gaz/gasoil dans le but de réduire le coût de l'importation et la pollution atmosphérique due aux moteurs thermiques et qui fera une bonne transition avant de passer au moteur tout gaz fonctionnant qu'au gaz naturel.

D'ailleurs, notre projet de fin d'études consistait à faire l'étude de la conversion du moteur Diesel « F4L912 » en un moteur dual fuel (gasoil/Gaz Naturel Comprimé) tout en conservant sa géométrie et en apportant le minimum de modifications possibles.

Après avoir fait l'étude dynamique de l'attelage mobile du moteur « F4L912 » dans le projet de fin d'étude, on propose dans cette thèse de master de faire l'étude et la conception d'un des organes les plus importants qu'est la bielle par la méthode des éléments finis, et ceci, en complétant le travail de mon binôme qui va faire la conception du piston.

Les effets thermiques dans les bielles de moteur à combustion interne ont été largement étudiés au cours des vingt dernières années, ainsi que les effets élastiques, mais peu d'études regroupent les deux approches. Le but de l'étude menée au cours de ce mémoire a donc été de développer, à partir d'un modèle existant, une simulation qui tienne compte du plus grand nombre de chargements, comme les charges thermiques et mécaniques au même temps dans l'état où la bielle est en service. Les conditions de chargement sont définies à travers le dernier chapitre du projet de fin d'études. La bielle est particulièrement soumise à deux états de sollicitations à savoir la traction et la compression. Le couplage de l'effet de la température à la déformation mécanique est indispensable. Les déformations thermomécaniques sont calculées pour une bielle du moteur F4L912 fabriqué par DEUTZ et commercialisé par l'entreprise EMO. Le modèle géométrique est créé sur Solidworks puis transféré vers le code de calcul ANSYS. Le travail effectué est présenté en deux chapitres, le premier consiste généralement en une étude bibliographique et la définition de quelques notions essentielles, tandis que le deuxième consiste en la modélisation de la bielle dans le logiciel de simulation ANSYS.

# Chapitre I

## Généralités sur l'attelage mobile et la méthode des éléments finis

### Introduction

Nous allons d'abord faire une étude bibliographique concernant les bielles de moteurs à combustion interne, puis nous allons définir l'attelage mobile du moteur F4L912 avec les caractéristiques de la bielle correspondante, avec la définition des notions nécessaires.

### I.1 Etude bibliographique

L'analyse statique, dynamique et le design du poids léger de la bielle a été étudié par Sugita et al. [1]. La figure I.1 montre les conditions aux limites, utilisées pour la statique par la méthode des éléments finis sous l'effet de la force de traction. La force agissante sur l'extrémité du piston est due au piston et au segment de piston sous la force d'inertie maximale. Dans ce cas, la région en dessus du capuchon en contact avec la tige de manivelle est pressée. La contrainte de pression de défaillance à l'extrémité du piston est obtenue par l'application du déplacement de l'axe du piston. La figure I.2 montre les conditions aux limites pour l'analyse dynamique. Dans ce cas, l'extrémité inférieure de l'axe du piston subit deux charges de traction et de compression à chaque vitesse du moteur. La bielle est contrainte par une seule extrémité. Sous ses conditions aux limites, les valeurs de l'amplitude de la contrainte maximale et la contrainte moyenne étaient calculées.

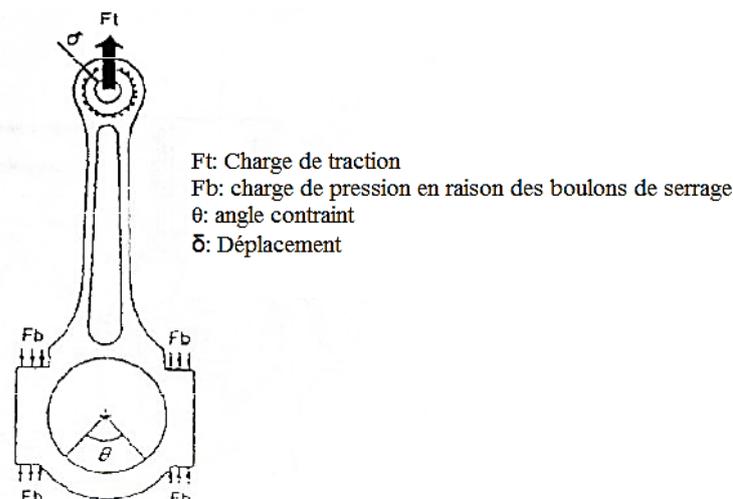


Figure I.1. Conditions aux limites dans l'état statique. (Sugita et al. 1990).

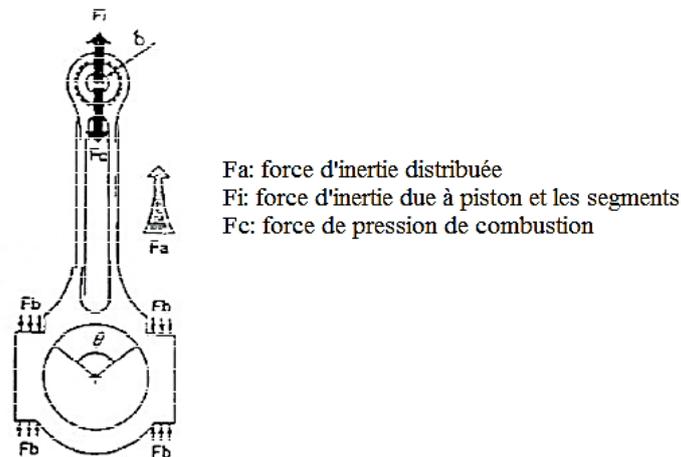


Figure I.2. Conditions aux limites dans l'état dynamique (Sugita et al. 1990).

En 2004 Adila Afzel [2] fait une comparaison entre les différents cas de comportement en fatigue de l'acier forgé et de poudres métalliques. Les analyses par éléments finis ont été effectuées pour calculer les concentrations de contraintes, états de contraintes, et de déformations.

P. Brabec<sup>1</sup>, P. Kefurt<sup>2</sup>, C. Scholz<sup>1</sup>, R. Voženílek<sup>1</sup> [3]. Leur étude aborde le calcul des caractéristiques de résistance et de distorsion d'un moteur à l'arrêt de bielle. La méthode des éléments finis a été utilisée dans la résolution de la force et de problèmes de distorsion.

En Septembre 2001 le groupe de Miloud TAHAR ABBES\*, Mohamed HADJ MILOUD\*, Patrick MASPEYROT [4] ont étudiées un modèle thermique de piston 120 x125 à jupe solide de moteur Diesel type F8L413 à injection directe. L'étude thermique a été toujours difficile à mettre en œuvre. Cela est dû à la complexité de l'environnement où évolue le piston où différentes interactions fluide-paroi du piston sont mises en jeu. Des modèles simplifiés évolutifs sont nécessaires pour comprendre le comportement thermique du piston.

Roman Celin, Boris Arzen {ek, Dimitrij Kmeti [5]. La bielle convertit le mouvement alternatif du piston dans le mouvement de rotation du vilebrequin. Pendant le service, les bielles sont soumis à des charges cycliques diverses qui provoque la fatigue. Dans le cas étudié, la rupture est survenue après seulement 20,000 km sur le compteur kilométrique de la voiture (environ 2 ans de service).

Sergio Baragetti et Simone Mori [6]. Les calculs analytiques sur la bielle sont très importants pour déterminer les forces des gaz et l'inertie. La méthode analytique est très importante pour déterminer les masses de différentes parties de la bielle, dans cette étude ils ont fait une comparaison entre la nouvelle méthode analytique qui est utilisée dans ce travail et l'ancienne méthode.

En Octobre 2003 Jean BOUYER [7] a fait une étude des performances thermo-élasto-hydrodynamiques de paliers soumis à des conditions sévères, dans cette étude Mr Bouyer détermina le comportement de contacts entre le palier et la tête de bielle sous différents sollicitations thermiques et mécaniques, et il détermina l'épaisseur du film d'huile et leurs influences sur le comportement des deux autres éléments.

Yanxia WANG, Xinliang QI, Kun HU [8] ont fait une étude thermomécanique sur le système bielle manivelle (piston ; bielle, vilebrequin) par la méthode des éléments finis sous le logiciel de simulation numérique ANSYS, ils prenaient le cas où la pression est maximale dans l'état de la détente pour déterminer la distribution du champ de température, les contraintes et déformations thermomécaniques sur tout l'assemblage.

M.Omid, S.S. Mohtasebi, S.A.Mireei et E.Mahmoodi [9] ont fait une étude global sur le comportement a la fatigue d'une bielle de tracteur U650 sous le logiciel de simulation ANSYS, premièrement, ils ont déterminé les contraintes et les déplacements et les zones critiques dans l'état statique sur les cas compression et traction. Dans le cas de fatigue, la bielle est sollicitée par un chargement cyclique d'une valeur de 1000000 cycles pour déterminer la durée de vie de la bielle.

## **I.2 Le moteur F4L912**

### **I.2.1 Description du moteur F4L912**

Les moteurs FL912 refroidis par air, sont des moteurs à injection mécanique directe fonctionnant selon le principe du cycle à 4 temps. Ils présentent des caractéristiques communes de construction et ne diffèrent, en somme, entre eux que par le nombre de leurs cylindres et les plages de régime-moteur, dans notre cas, nous nous intéressons au F4L912 (4 cylindres).

Le carter-moteur en fonte de fer est la charpente du moteur. Il porte le vilebrequin tournant dans des coussinets parachevés interchangeable. Les bielles forgées, dont les paliers sont aussi dotés de coussinets parachevés, relie le vilebrequin aux pistons en alliage léger. Tout l'ensemble est réfrigéré par giclage d'huile de graissage sous pression et assuré par une pompe à engrenage. Le carter-moteur est fermé vers le bas par une cuvette de carter inférieur formant un réservoir d'huile. Cette cuvette est exécutée au choix, soit en fonte ou en tôle.

Chacune des culasses individuelles en alliage léger est fixée, en même temps que son cylindre, sur le carter par 4 longs goujons extensible. Elle présente un trou taraudé pour recevoir l'injecteur. Les soupapes d'admission et d'échappement sont commandées par les tiges des culbuteurs et les culbuteurs. Le cache-culbuteurs protège la culbuterie contre les pénétrations de poussière et réalise vers le haut une fermeture étanche à l'huile de la chambre des culbuteurs.

### **I.2.2 Attelage mobile**

Comme mentionné dans le projet de fin d'études, les organes de ce moteur sont classés sous cinq catégories (Organes mobiles, fixes, distribution, système d'injection, de refroidissement). Dans ce chapitre, nous nous intéressons uniquement aux organes mobiles.

La transmission du couple moteur est assurée par un système dynamique comportant trois éléments principaux : le piston, la bielle et le vilebrequin. L'ensemble constitue l'attelage mobile (Figure I.3).

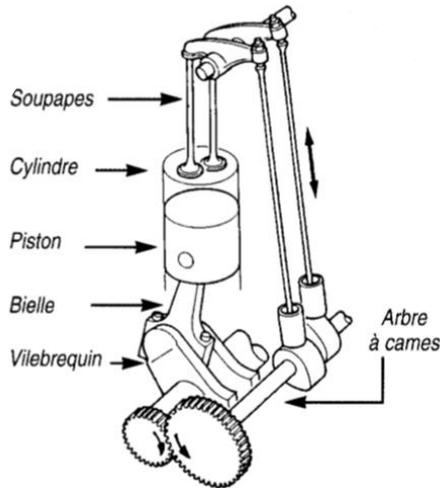


Figure I.3 Attelage mobile

### I.2.2.1 Piston

Animé d'un mouvement rectiligne alternatif, le piston est réalisé en alliage léger, La tête de piston forme une partie de la chambre de combustion (Figure I.4). A ce titre, elle est quelque fois creusée de cavités destinées à créer une turbulence favorable à la combustion. Des segments logés dans la partie haute du piston, la tête, assurent l'étanchéité de la chambre de combustion. On distingue le segment de feu, les segments d'étanchéité et les segments racleurs, dont l'un est souvent disposé plus bas que l'axe de piston. Le segment de feu est le plus souvent chromé, il est disposé assez loin du bord du piston afin d'éviter qu'il soit soumis directement à la chaleur dégagée lors de la combustion [10].



Figure I.4. Piston du moteur F4L912.

### I.2.2.2 Bielle

La bielle assure la liaison entre le vilebrequin et le piston. Réalisée en acier, elle doit pouvoir résister à des efforts de compression très élevés. A ce titre les constructeurs ont généralement adopté une section en H (Figure I.5). Le plan de coupe de la tête de bielle est souvent oblique afin de faciliter la dépose de l'ensemble bielle piston par le haut du cylindre. Le chapeau de bielle est appareillé et orienté par rapport à la bielle [10].



Figure I.5. Bielle du moteur F4L912.

### I.2.2.3 L'arbre moteur

Constitué du vilebrequin et du volant moteur (Figure I.6), il transmet sous la forme d'un couple l'énergie développée lors de la combustion. La régularisation du fonctionnement du moteur et l'équilibrage de la rotation du vilebrequin est réalisé par le volant moteur. Le vilebrequin est réalisé avec un soin tout particulier, acier au nickel chrome, usinage de précision des parties tournantes, traitements thermiques, équilibrage, font que le vilebrequin, pièce maîtresse du moteur, en constitue l'un des éléments les plus onéreux [10].

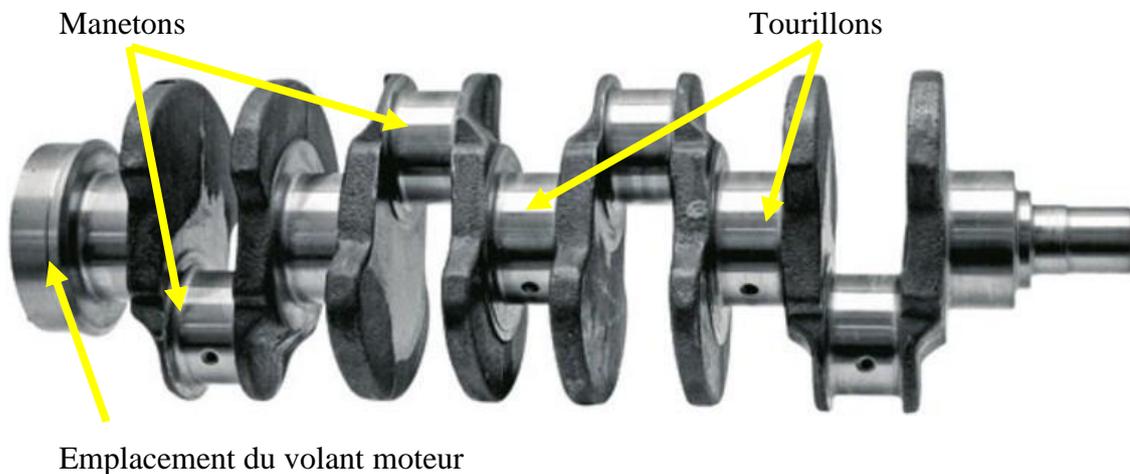


Figure I.6. Constitution d'un vilebrequin

### I.2.3 Caractéristiques de la bielle

La bielle se doit d'être à la fois la plus légère possible pour diminuer les effets de balourd sur les axes mais aussi, dans le cas d'un mécanisme bielle-manivelle, la plus longue possible pour que le mouvement soit suffisamment régulier.

Comme elle agit en transmetteur d'effort, la bielle est soumise à des sollicitations de traction et de compression (le plus souvent de compression). Sa longueur est ainsi limitée par des considérations de résistance au flambage tandis que sa section est la plus élancée possible pour obtenir un grand moment d'inertie [11].

Les dimensions de la bielle étudiée sont :

- Entraxe : 216 mm
- Diamètre de la tête : 64 mm
- Diamètre du pied : 38 mm

Les caractéristiques chimiques du matériau utilisé sont données dans le tableau suivant

C Min-Max	Ni Min-Max	Cr Min-Max	Mo Min-Max	Si Min-Max	Mn Min-Max
0,38-0,45	1,7	0,9-1,2	0,15-0,3	0,15-0,35	0,6-0,9

Tableau I.1 Caractéristiques chimiques de la bielle [12]

Le tableau suivant montre les caractéristiques thermiques et mécaniques de la bielle pour différentes températures :

Température (°C)	Module de Young E (GPa)	Conductivité thermique (W/m <sup>0</sup> C)	Chaleur spécifique (J/kg <sup>0</sup> C)
20	210	38,6	526
200	-	38,2	566
300	181	35,6	587
400	175	34,0	621
500	160	33,1	673
600	-	31,1	733
700	-	30,9	929

Tableau I.2 Caractéristiques thermiques et mécaniques de la bielle [12]

## I.3 Méthode des éléments finis

### I.3.1 Définition

La méthode des éléments-finis (MEF) est une méthode d'approximation numérique de solutions de problèmes aux limites statiques ou dynamiques tels que : diffusion thermique, mécanique des milieux continus (solides et fluides), électromagnétisme mais en fait, absolument tous les problèmes d'équations aux dérivées partielles(EDP) aux limites.

Il s'agit, comme dans toutes les méthodes numériques, de trouver une approximation discrète, pour faire bref, d'un problème différentiel aux limites linéaire, on trouve une formulation variationnelle associée équivalente, dont on calcule une approximation de la solution en projetant sur un espace de dimension finie, ce qui revient à résoudre au final un système linéaire. L'appellation éléments finis vient de la décomposition du domaine d'étude en éléments : ils sont souvent représentés par un maillage.

Ce qui amène le succès de la méthode et sa puissance est l'apport du calcul matriciel, introduit par un ingénieur civil anonyme. La méthode connaît alors un développement fulgurant accompagné par les progrès de l'informatique. La méthode des éléments-finis est une méthode puissante basée sur une théorie mathématique rigoureuse. Aujourd'hui, les éléments-finis sont un outil majeur, incontournable en mécanique (fluides et solides, interactions, structures), et applicable dans de nombreux domaines impliquant des problèmes d'EDP aux limites comme par exemple en mathématiques financières ou l'électromagnétisme. De nombreux codes industriels (solveurs) existent et sont généralement couplés à un logiciel de CAO. Citons Ansys, Abaqus, Robot, LS-dyna, Feap, Code-Aster, Cast3M et bien d'autres [13].

### I.3.2 Le code de calcul ANSYS

Nous utilisons la méthode des éléments finis dans notre étude pour déterminer le comportement thermomécanique de la bielle, et nous choisissons le logiciel de simulation numérique ANSYS.

ANSYS est un code éléments finis d'usage général dédié à la résolution numérique d'une large variété de problèmes physiques en général et de mécanique en particulier, ces problèmes portent notamment : analyse structurale en statique et en dynamique (linéaire et non linéaire), transfert de chaleur, dynamique des fluides, acoustique, électromagnétique [12]. Deux environnements logiciels permettent de mettre en œuvre le code ANSYS :

- **ANSYS classic**, Chronologiquement, c'est la première solution logicielle développée par le constructeur. Elle est destinée à la construction de modèles éléments finis à la géométrie simple, facilement constructible à l'aide d'opérations basiques. À partir de cet environnement, l'utilisateur construit directement un modèle éléments finis en utilisant le langage de script APDL (*ANSYS Parametric Design Language*). *ANSYS classic* est donc destiné à des utilisateurs compétents dans le domaine de la simulation numérique.
- **ANSYS Workbench**, Cette plate-forme propose une approche différente dans la construction d'un modèle en réutilisant le code ANSYS initial. Elle est particulièrement adaptée au traitement de cas à la géométrie complexe (nombreux corps de pièces) et aux utilisateurs non confirmés dans le domaine du calcul. Dans cet environnement, l'utilisateur travaille essentiellement sur une géométrie et non plus sur le modèle lui-même. La plate-forme est donc chargée de convertir les requêtes entrées par l'utilisateur en code ANSYS avant de lancer la résolution. Le modèle éléments finis généré reste néanmoins manipulable en insérant des commandes propres au code ANSYS [14].

## Conclusion

Ce chapitre a pour but de nous introduire toutes les notions nécessaires à notre étude.

## Chapitre II

# Conception et simulation de la bielle du F4L912

### Introduction

Dans ce chapitre, nous allons faire la simulation de la bielle, et nous procéderons par une analyse modale, statique et thermique.

Avant de passer à la simulation par ANSYS, on doit d'abord créer le modèle et ceci au moyen du logiciel de conception Solidworks.

### II.1 Modélisation géométrique

Les pièces mobiles sont réalisées sous Solidworks en suivant les plans fournis par l'entreprise EMO et sont représentées sur les figures ci-après

**Piston.** La forme représentée en coupe est d'abord esquissée avant de procéder à la révolution suivant l'axe du milieu, puis le perçage de l'axe du piston et l'esquisse de la chambre de combustion en dessus.

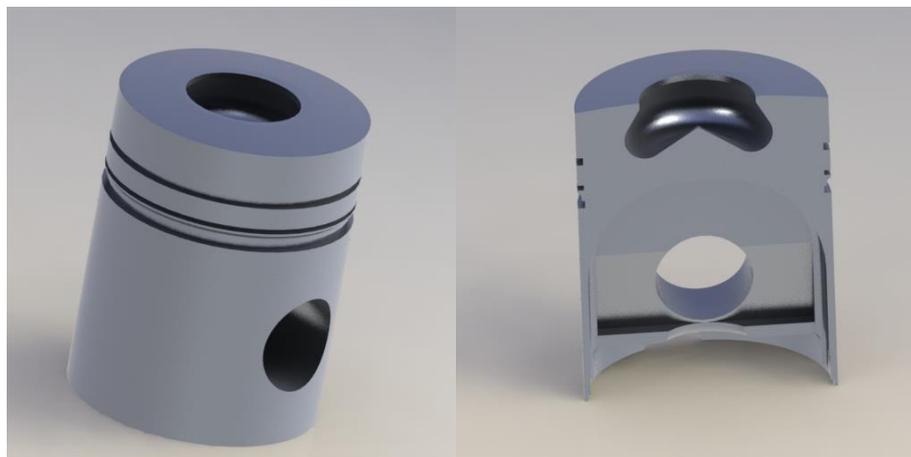


Figure II.1. Conception du piston sous Solidworks

**Bielle.** Elle est réalisée en deux parties : le corps et le chapeau de bielle, en commençant par l'extrusion de matière de la forme désirée, puis l'enlèvement de matière en forme de cercle du pied et de la tête, du trou de lubrification et des trous taraudés et en finissant par les congés.



Figure II.2. Conception de la bielle sous Solidworks

**Vilebrequin.** On esquisse d'abord un seul maneton relié à un seul tourillon, avant de procéder par la suite à la répétition linéaire et la symétrie, pour conclure avec le perçage des trous de lubrification et l'ajout des contrepoids.

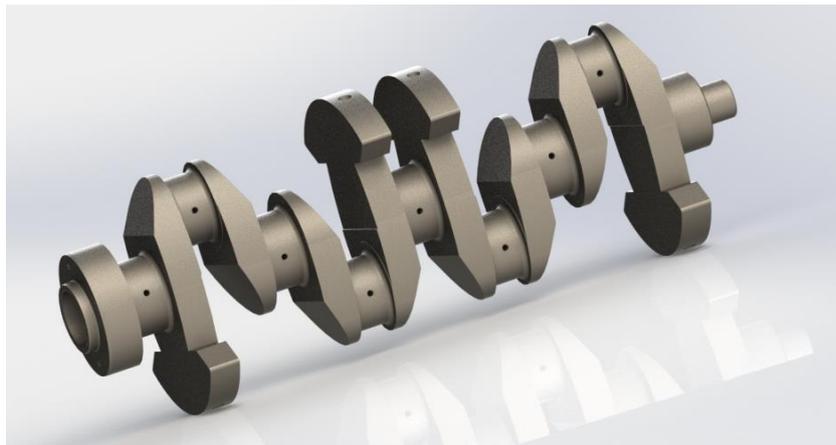


Figure II.3. Conception du vilebrequin sous Solidworks

L'attelage complet du F4L912 est représenté sur la figure II.4 :



Figure II.4. Conception de l'attelage mobile sous Solidworks

## II.2 Modélisation numérique

Après création du modèle, on déplace le fichier vers le logiciel ANSYS Workbench pour procéder à la simulation et on commence par introduire les propriétés du matériau et la génération du maillage (Figure II.5)

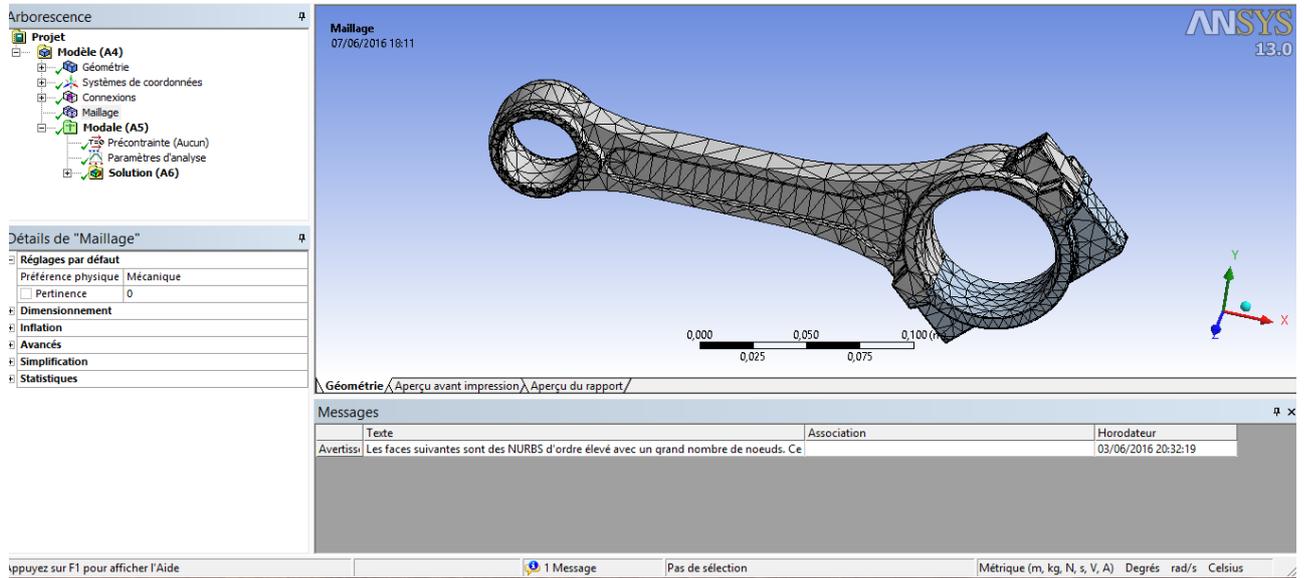


Figure II.5. Maillage de la bielle sous Workbench

### II.2.1 Analyse modale

Le but de cette analyse est de connaître les 10 modes propres et leurs fréquences propres correspondantes,

Les figures II.6, II.7, II.8, II.9, II.10, II.11, II.12, II.13, II.14, II.15 représentent les déformées de la bielle pour les fréquences propres correspondantes

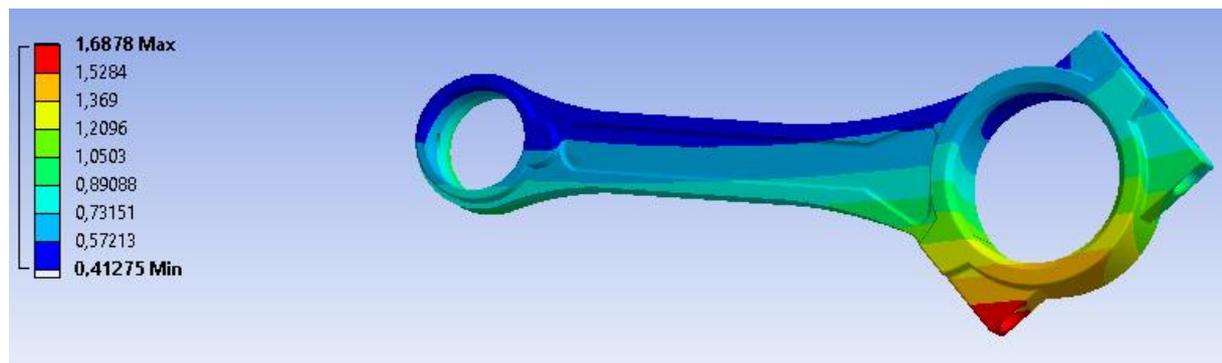


Figure II.6. Mode 1 : Fréquence propre = 0 Hz

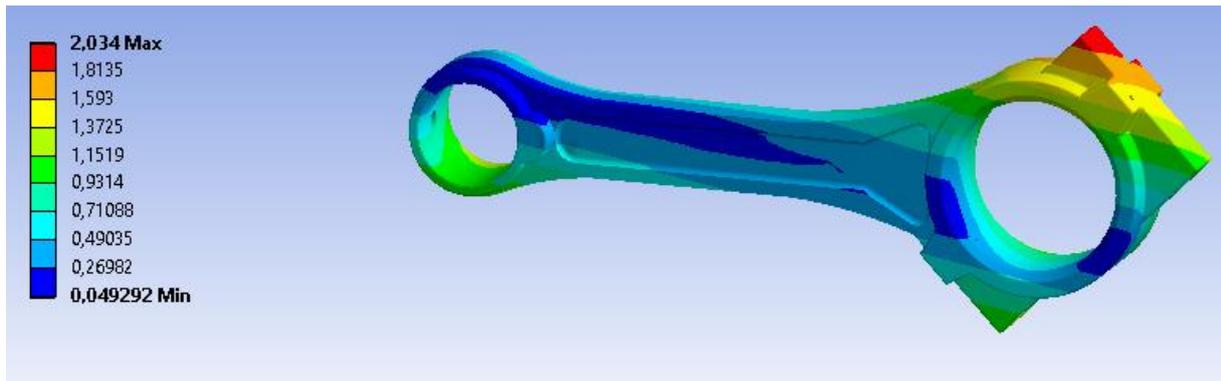


Figure II.7. Mode 2 : Fréquence propre = 0 Hz

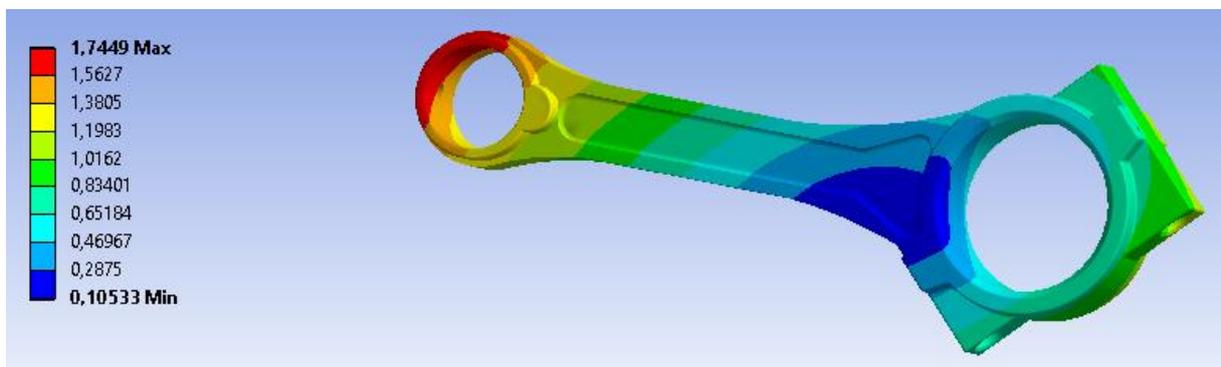


Figure II.8. Mode 3 : Fréquence propre = 0 Hz

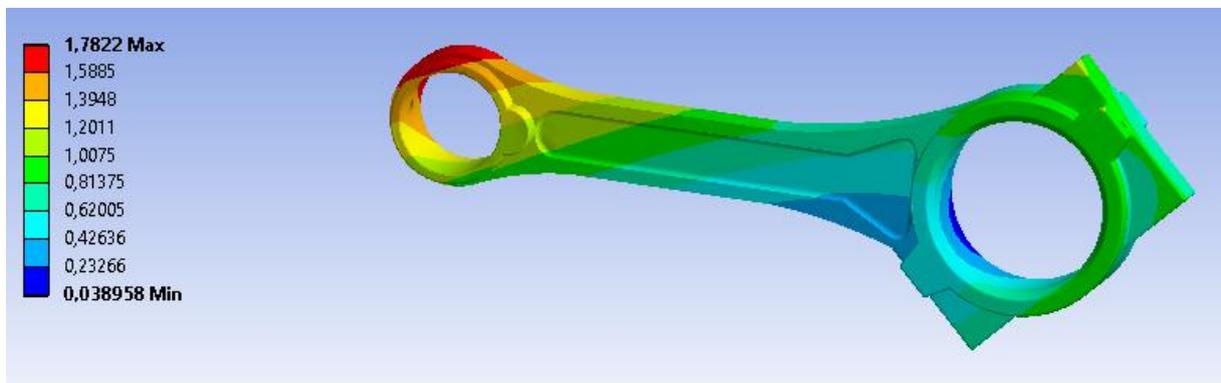


Figure II.9. Mode 4 : Fréquence propre =  $2,6713 \cdot 10^{-3}$  Hz

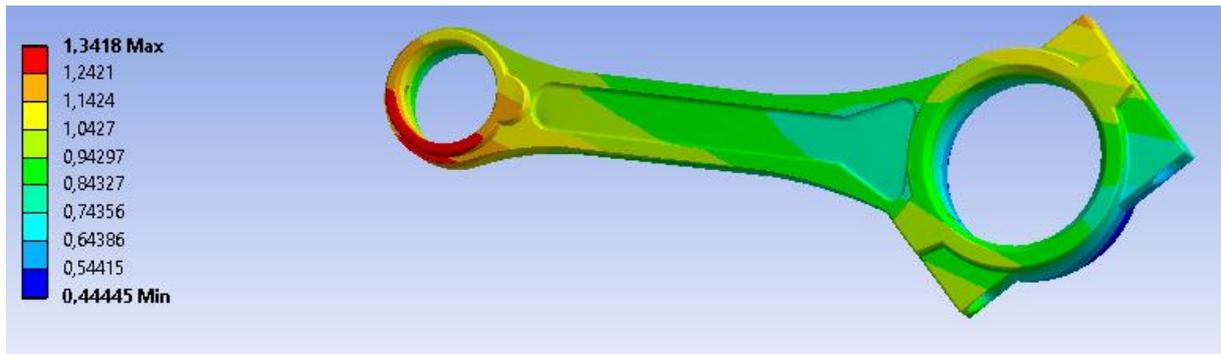


Figure II.10. Mode 5 : Fréquence propre =  $3,2516 \cdot 10^{-3}$  Hz

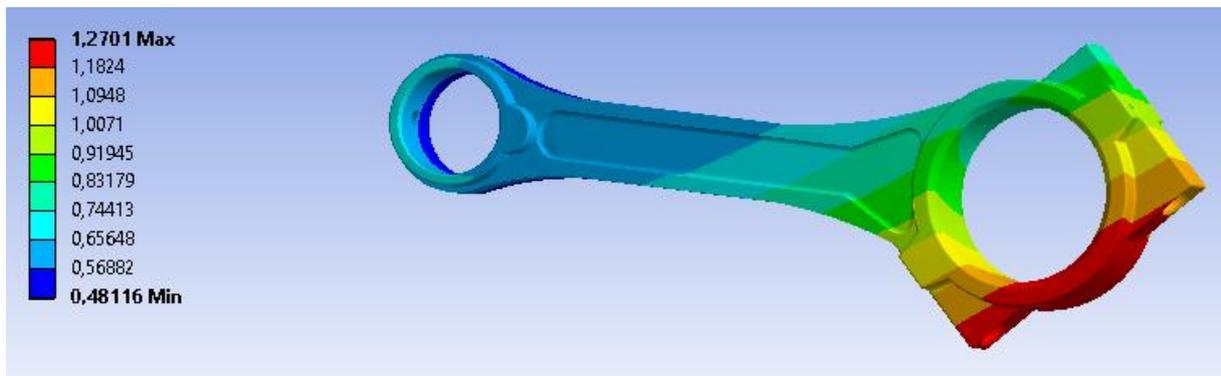


Figure II.11. Mode 6 : Fréquence propre =  $6,2673 \cdot 10^{-3}$  Hz

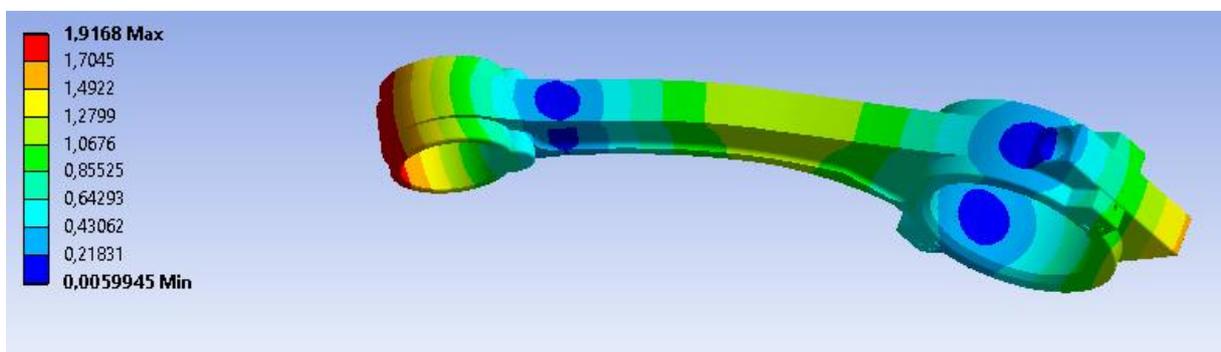


Figure II.12. Mode 7 : Fréquence propre = 838,42 Hz

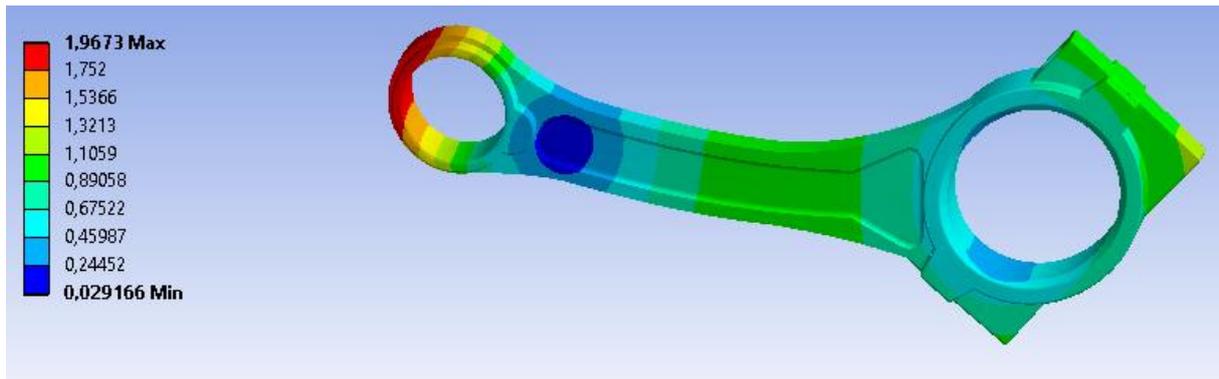


Figure II.13. Mode 8 : Fréquence propre = 1476,7 Hz

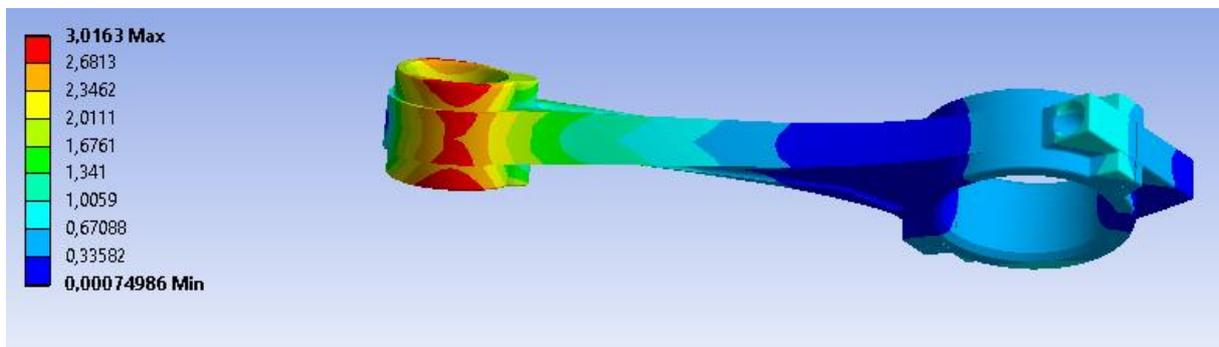


Figure II.14. Mode 9 : Fréquence propre = 1864 Hz

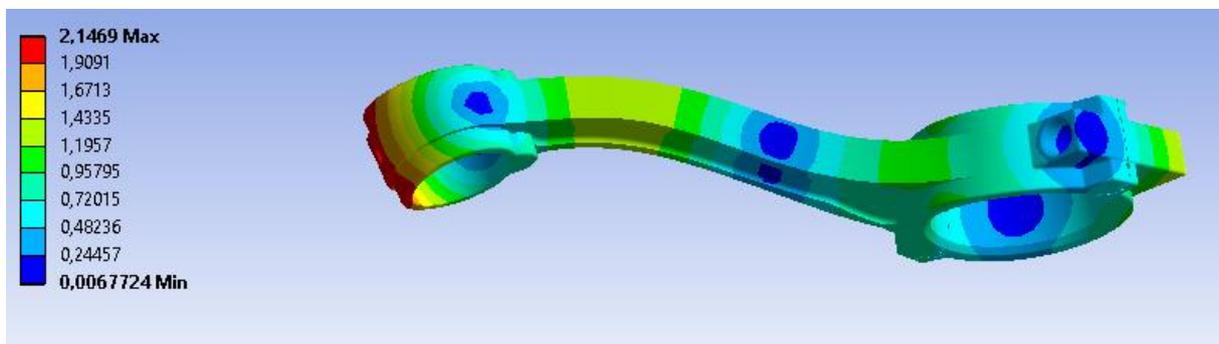


Figure II.15. Mode 10 : Fréquence propre = 2391,4 Hz

On remarque que les modes 7 et 8 correspondent à la flexion suivant les axes x et y respectivement, le mode 9 correspond à la torsion et le mode 10 à la flexion.

## II.2.2 Analyse structurale

Les conditions aux limites dans cette étude sont les forces appliquées trouvées dans le chapitre V de notre projet de fin d'études,

On considère le cas où les forces sont maximales, c'est-à-dire pour un angle de rotation égal à  $380^{\circ}$  (Phase de combustion), et pour mieux visualiser la simulation, on considère aussi deux cas de conditions aux limites :

**Cas A :** Force appliquée sur le pied de bielle tandis que la tête est fixe,

**Cas B :** Force appliquée sur la tête de bielle tandis que le pied est fixe.

### II.2.2.1 Fixation de la tête de bielle

D'après l'étude dynamique déjà faite, l'effort maximal appliqué au pied de bielle est 38600 N suivant l'axe X (Figure II.16)

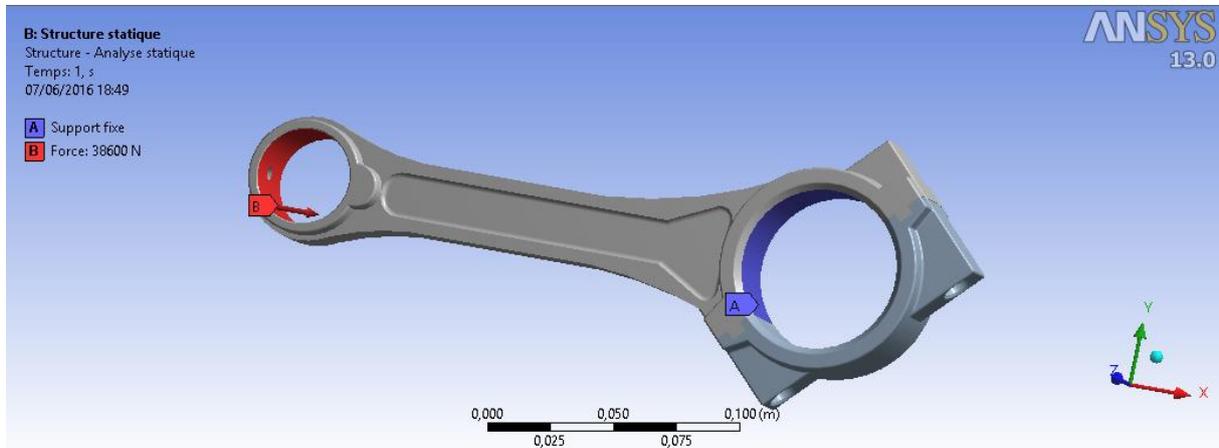


Figure II.16. Conditions aux limites cas A

La simulation des déplacements, contraintes et déformations est dans les figures ci-dessous

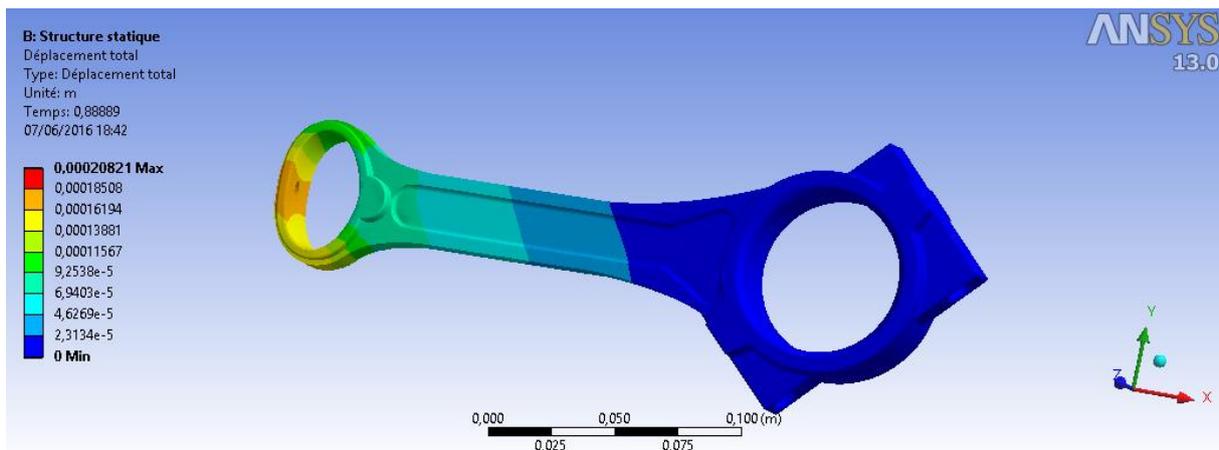


Figure II.17. Déplacement total cas A

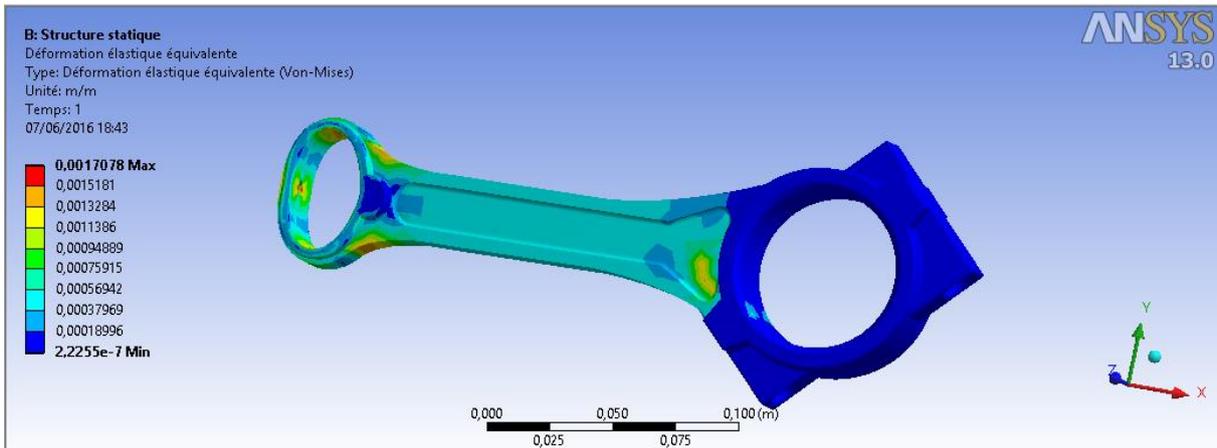


Figure II.18. Déformation élastique cas A

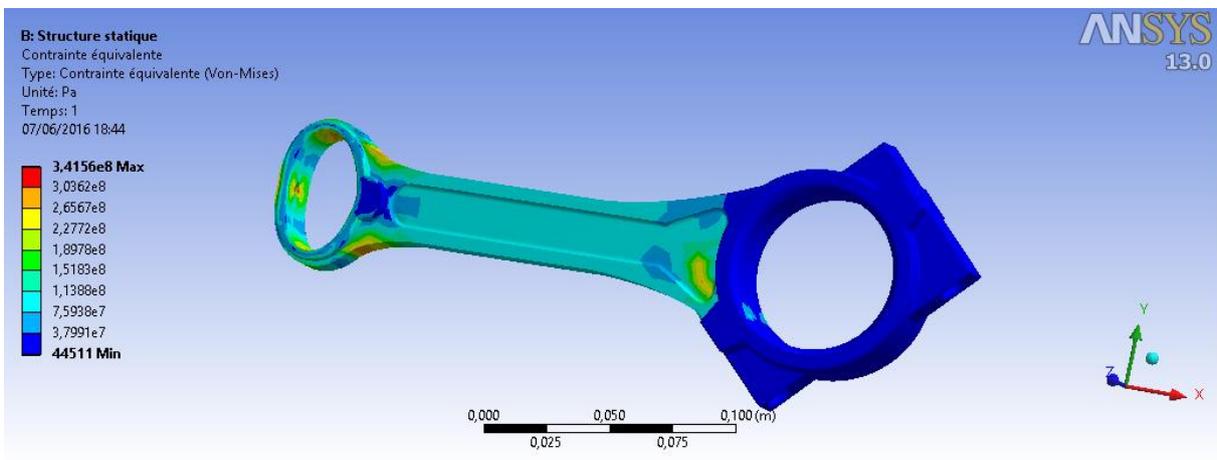


Figure II.19. Contrainte équivalente cas A

On remarque qu'en fixant la tête de bielle, le pied et le corps de bielle subissent des contraintes de compression de l'ordre de  $1,1388 \cdot 10^8$  Pa et des déformations de l'ordre de 0,00056942.

### II.2.2.2 Fixation du pied de bielle

D'après l'étude dynamique, l'effort maximal appliqué à la tête de bielle est -36100 N suivant l'axe X et 32300 N suivant l'axe Y (Figure II.20)

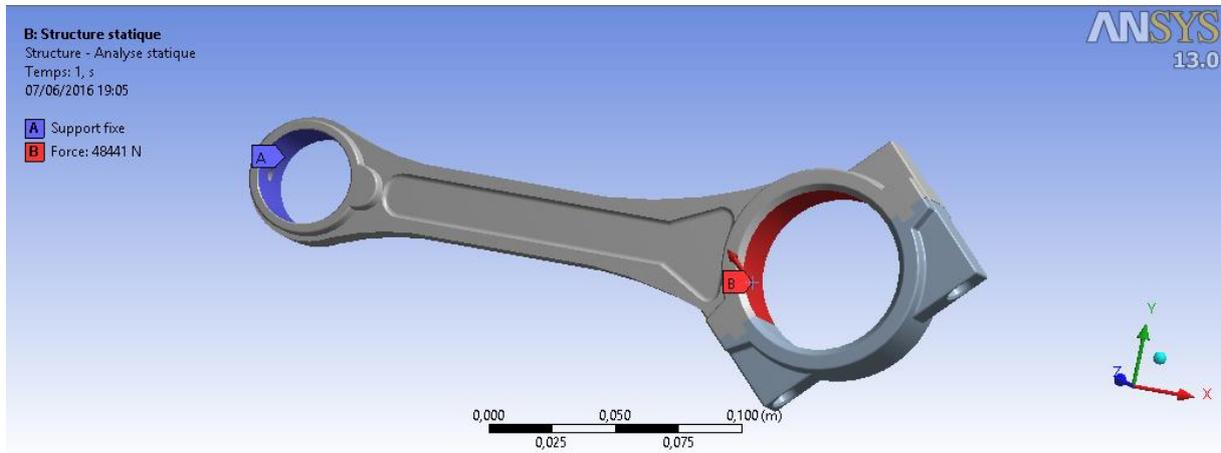


Figure II.20. Conditions aux limites cas B

La simulation des déplacements, contraintes et déformations est dans les figures ci-dessous

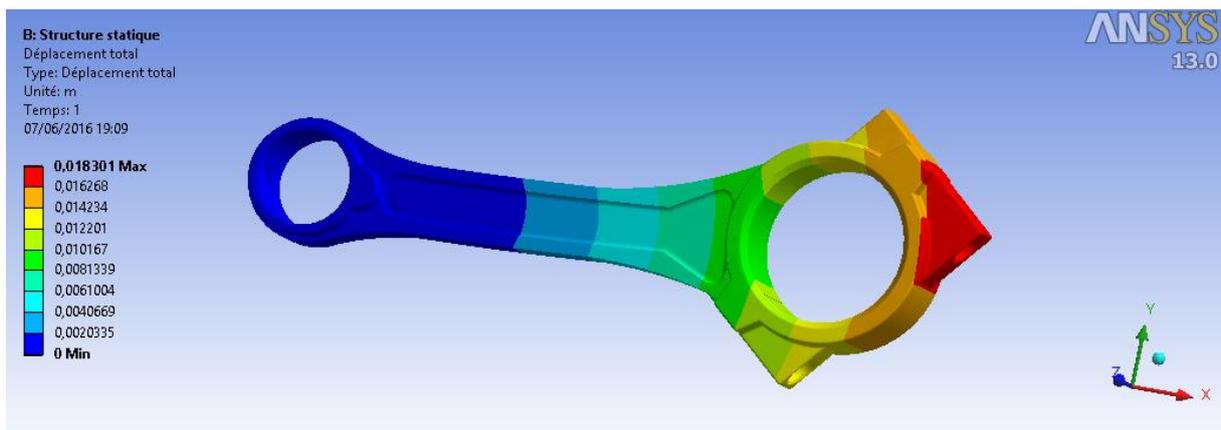


Figure II.21. Déplacement total cas B

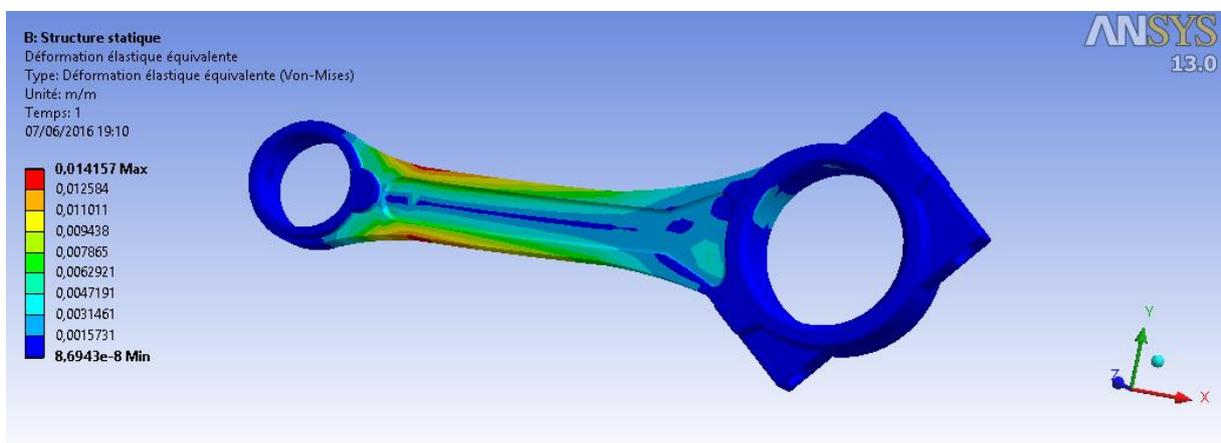


Figure II.22. Déformation élastique cas B

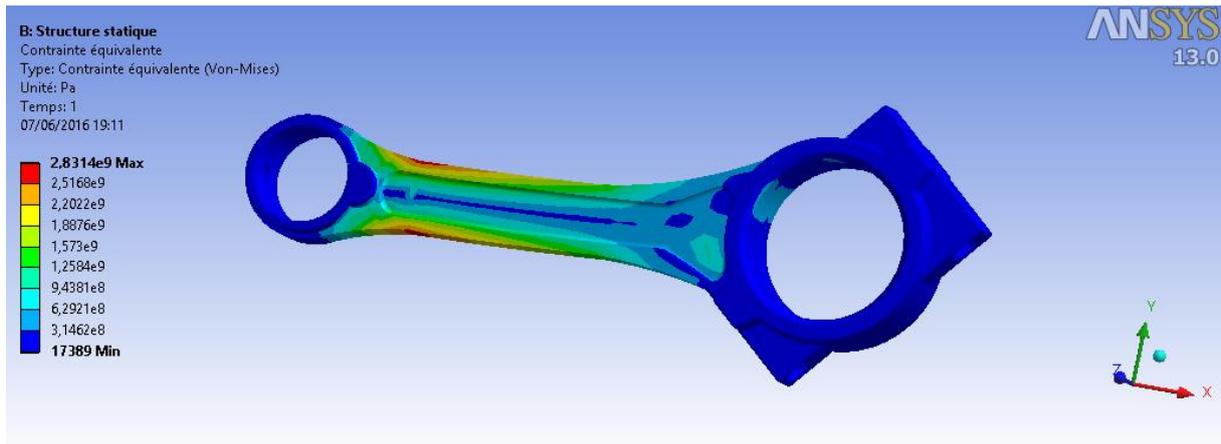


Figure II.23. Contrainte équivalente cas B

On remarque qu'en fixant le pied de bielle, le corps subit des contraintes de compression de l'ordre de  $1,8876 \cdot 10^9$  Pa et des déformations de l'ordre de 0,009438.

### II.2.3 Analyse thermique

La variation de la température dans les solides entraîne une déformation thermique de la structure des bielles qui est du même ordre de grandeur que les déformées élastiques, donc on distingue deux chargements thermiques sur le corps de bielle, le premier au niveau du pied de bielle d'environ  $300^\circ\text{C}$ , et le deuxième au niveau de la tête de bielle sous l'effet du frottement avec le vilebrequin d'environ  $150^\circ\text{C}$  [12].

L'application de ces chargements est représentée dans la figure II.24.

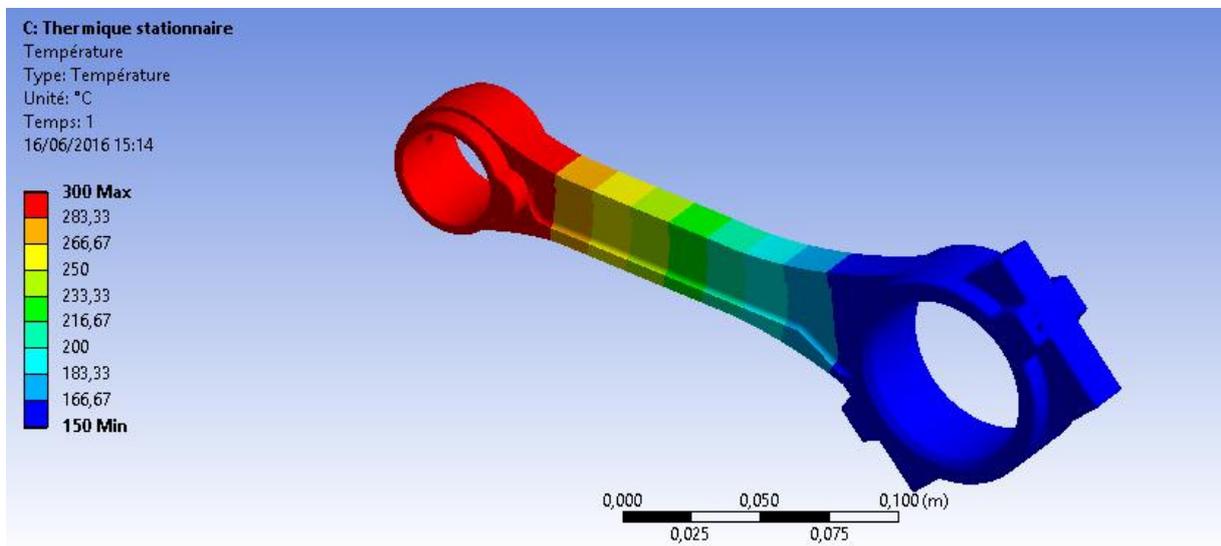


Figure II.24. Température de la bielle

## **Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons constaté que la bielle d'un moteur diesel subit d'énormes charges thermiques et mécaniques.

L'effort appliqué au pied de bielle qui est de 38600 N suivant l'axe X donne des contraintes maximales de  $2,2772 \cdot 10^8$  Pa et des déformations maximales de 0,0011386.

L'effort appliqué à la tête de bielle qui est de -36100 N suivant l'axe X et 32300 N suivant l'axe Y donne des contraintes maximales de  $2,831 \cdot 10^9$  Pa et des déformations maximales de 0,014157.

## ***Conclusion générale***

Les bielles sont des organes de moteur à combustion interne qui supportent des sollicitations mécaniques et thermique importantes. Notre approche consiste à modéliser la bielle dont le but est de montrer les différents états de contraintes et de déformations qui sont responsables des différentes dégradations. Pour réaliser cet objectif, on a considéré la bielle du moteur Diesel F4L912 étudié dans le projet de fin d'études.

Notre travail consistait d'abord en la conception de l'attelage mobile sous Solidworks, puis le transfert de la bielle vers le logiciel ANSYS afin de procéder au calcul par la méthode des éléments finis.

En premier lieu, on a fait une analyse modale dans le but de déterminer les modes et les fréquences propres, d'où on a constaté que les modes 7 et 8 correspondent à la flexion suivant les axes x et y respectivement, le mode 9 correspond à la torsion et le mode 10 à la flexion. Les fréquences propres correspondantes sont : 838,42 Hz, 1476,7 Hz, 1864 Hz, 2391,4 Hz.

Ensuite, on a fait une analyse structurale où on a considéré deux cas :

**Cas A** : Force appliquée sur le pied de bielle tandis que la tête est fixe,

**Cas B** : Force appliquée sur la tête de bielle tandis que le pied est fixe.

Après l'application des conditions aux limites qui sont les efforts trouvés dans le chapitre V de notre PFE, on remarque que la bielle subit des contraintes et des déformations importantes.

En fixant la tête de bielle, le pied et le corps de bielle subissent des contraintes de compression de l'ordre de  $1,1388 \cdot 10^8$  Pa et des déformations de l'ordre de 0,00056942, tandis qu'en fixant le pied de bielle, le corps subit des contraintes de compression de l'ordre de  $1,8876 \cdot 10^9$  Pa et des déformations de l'ordre de 0,009438.

On peut dire, que les résultats trouvés permettent de mieux comprendre la tenue de la bielle dans les différentes conditions de fonctionnement et aident à faire une meilleure conception géométrique de la bielle.

En perspectives, on suggère une étude plus détaillée en prenant en compte :

- Les propriétés intrinsèques du matériau ainsi que l'utilisation de nouveaux matériaux.

- Le calcul de la bielle à la fatigue.

## Bibliographie

- [1] H. Sugita, C. Miyajima, H. Kobayashi, Y. Deguchi, “Distribution of microflora in the intestinal tract of Carp”, *Cyprinus carpio*, *Nippon Suisan Gakkaishi*, 1990.
- [2] A. Afzal and A. Fatemi, “A Comparative Study of Fatigue Behavior and Life Predictions of Forged Steel and PM Connecting Rods”, SAE Technical Paper, 2004.
- [3] P. Brabec, P. Kefurt, C. Scholz and R. Voženílek, “FEM analysis of connecting rod for stationary engine”
- [4] M. Tahar Abbes, M. Hadj Miloud et P. Maspeyrot, “Un modèle global de piston de moteur à combustion interne, Partie III - Le modèle thermique”, XVème Congrès Français de Mécanique, Nancy 3-7 septembre 2001.
- [5] R. Celin, B. Arzenšek and D. Kmetič, “A metallographic examination of a fractured connecting rod”, *Materials and technology*, 42 (2008) 2, pp. 93–95.
- [6] S. Baragetti, S. Mori and E. Scarabotto, “A study on connecting rods for IC engines”, *Int. J. of Computer Applications in Technology*, Vol.26, No.3 , pp.126 – 136, 2006.
- [7] J. BOUYER, “Étude des performances thermo-élasto-hydrodynamiques de paliers soumis à des conditions sévères”, Thèse de Doctorat, Université de Poitiers, 2003.
- [8] Y. Wang, X. Qi and K. HU, “The Reliability Analysis for the Piston, Connecting Rod and Crankshaft Assembly of Diesel Engine”, *Proceedings of the 3rd International Conference on Mechanical Engineering and Mechanics(Volume 2)*, 2009.
- [9] M. Omid, S.S. Mohtasebi, S.A.Mireei and E. Mahmoodi, “Fatigue analysis of connecting rod of U650 tractor in the Finite Element Code ANSYS”, *Journal of Applied Sciences* 8 (23), pp. 4338-4345, 2008.
- [10] Jean Luc-Pallas, *Guide pratique d’entretien et de réparation des moteurs diesel*, Editions Loisirs Nautiques, 1991.
- [11] Bielle, [https://fr.wikipedia.org/wiki/Bielle\\_\(m%C3%A9canique\)](https://fr.wikipedia.org/wiki/Bielle_(m%C3%A9canique)) (consulté le 23/05/16).
- [12] Redouane ZELLAGUI, *ETUDE ET MODELISATION THERMOMECHANIQUE D’UNE BIELLE D’UN MOTEUR A COMBUSTION INTERNE*, Magister en Génie Mécanique à l’université Mentouri Constantine, 2010.
- [13] Daniel Choi, *Méthode des éléments-finis par l’exemple*, Groupe Mécanique Modélisation Mathématique et Numérique Université de Caen, France, 2010.
- [14] ANSYS, <https://fr.wikipedia.org/wiki/ANSYS> (consulté le 23/05/16).