



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique



Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

**Simulation numérique par la méthode des éléments
finis d'un système bielle manivelle pour un moteur
Renault Symbol 1.6 essence type(K7MA812)**

Devant le jury composé de :

Présenté par :

BOUKHARI Ali

Président

DJILANI Necib

Examineur

Pr. GHERBI Med Tahar

Encadreur

- TOUAHRI Abdelali

- BAHANA Takei Eddine

- ARIG Abderrahim

Année Académique 2023-2024

Dédicaces

Au propriétaire d'une biographie colorée et d'une pensée éclairée.

Il a été la première personne à m'aider à faire des études supérieures.

(Mon père bien-aimé), que Dieu prolonge sa vie.

À celui qui m'a mis sur le chemin de la vie et m'a rendu fort.

Et qui a pris soin de moi jusqu'à ce que je devienne adulte.

(Ma chère mère), que Dieu prolonge sa vie.

À mes frères et sœurs, qui m'ont aidé à surmonter de nombreux obstacles et difficultés.

À tous mes honorables professeurs qui n'ont pas hésité à m'aider.

Je vous dédie mes recherches à l'adresse suivante :

Simulation numérique par la méthode d'éléments finis

D'un système bielle manivelle d'un moteur Renault symbole 1.6 essence K7MA812

Remerciement

*Tout d'abord nous remercions Dieu qui nous a aidés à terminer le
Mémoire et a éclairé pour nous notre chemin et notre réussite
dans notre mission scientifique*

*Nous remercions les aimables parents qui nous ont fourni toutes les
incitations pour compléter cette note*

*Nous remercions également le **Pr. GHERBI MED TAHAR** pour son
Aide dans la préparation de ce mémoire, car il nous a fourni tout
Ce qui correspond à notre recherche*

*Nous remercions tous les professeurs et travailleurs de l'Université
Hamma Lakhdar pour ce qu'ils ont fourni pour l'éducation dans notre
Université, en particulier le doyen et les professeurs de la Faculté des
Sciences et technologie, en particulier le département de mécanique*

Du chef du département à tous les professeurs

N'oubliez pas non plus nos sincères remerciements à tous vos

Camarades de classe

Résumé:

Ce travail est une étude des résultats de la simulation numérique du système de liaison du vilebrequin du moteur à combustion interne à essence Renault Symbol 1.6, où les principales pièces du moteur ont été conçues et assemblées dans le logiciel de modélisation 3D SolidWorks.

Les résultats d'une analyse conditionnelle des fréquences naturelles des six modes de vibration ont montré 2277,8 Hz pour le mode 6, qui est le plus élevé et correspond à l'amplitude minimale de vibration de 65,403 mm. Cela montre la relation inverse entre la fréquence et l'amplitude de la vibration. L'étude a également montré les résultats de l'application d'une pression de 3 MPa sur la couronne du piston pendant la phase de combustion afin d'évaluer les déformations, les contraintes, les déplacements et les facteurs de sécurité. Une contrainte maximale de 0,0050025 et une contrainte de compression maximale de 233,39 MPa. En comparant la contrainte maximale avec la déformation maximale, nous avons observé une corrélation directe entre ces deux paramètres. De plus, la déformation maximale a été comparée au facteur de sécurité afin d'assurer des marges de sécurité adéquates et les valeurs de déplacement ont été enregistrées sur les axes x, y et z.

Mots-clés : Moteur à combustion interne, système bielle-manivelle, éléments finis

Abstract:

This work is a study of the numerical simulation results of the crankshaft linkage system of the Renault Symbol 1.6 petrol internal combustion engine where the main engine parts were designed and assembled in SolidWorks 3D modelling software.

The results of a conditional analysis of the natural frequencies of the six vibration modes showed 2277.8 Hz for mode 6, which is the highest and corresponds to the minimum vibration amplitude of 65.403 mm. This shows the inverse relationship between frequency and vibration amplitude. It also showed results of applying a pressure of 3 MPa to the piston crown during the combustion phase to evaluate deformations, stresses, displacements and safety factors. A maximum stress of 0.0050025 and a maximum compressive stress of 233.39 MPa. By comparing the maximum stress with the maximum strain, we observed a direct correlation between these two parameters. In addition, the maximum strain was compared to the factor of safety to ensure adequate safety margins and displacement values were recorded on the x, y, and z axes.

Keywords: Internal combustion engine, crank connecting rod system, finite element

المخلص:

يمثل هذا العمل دراسة لنتائج المحاكاة العددية لنظام ربط قضيب الكرنك لمحرك الاحتراق الداخلي رينو سيمبول 1.6 الذي يعمل بالبنزين حيث تم تصميم أجزاء المحرك الرئيسية وتجميعها في برنامج النمذجة SolidWorks 3D.

فقد أظهرت نتائج تحليل مشروط لترددات الطبيعية لأنماط الاهتزاز الستة؛ 2277.8 هرتز للوضع 6، وهو أعلى مستوى وهو يتوافق مع الحد الأدنى لسعة الاهتزاز البالغة 65.403 مم. مما يوضح العلاقة العكسية بين التردد وسعة الاهتزاز. كما أظهرت نتائج تطبيق ضغط قدره 3 ميجا باسكال على تاج المكبس أثناء مرحلة الاحتراق لتقييم التشوهات والضغوط والازحاحات وعوامل السلامة. إجهاد أقصى قدره 0.0050025 وأقصى إجهاد ضغط قدره 233.39 ميجا باسكال. وبمقارنة الحد الأقصى من الضغط مع الحد الأقصى من الإجهاد، لاحظنا وجود علاقة مباشرة بين هاتين المعلمتين. بالإضافة إلى ذلك، تمت مقارنة الحد الأقصى للانفعال بعامل الأمان لضمان هوامش أمان كافية وتسجيل قيم الإزاحة على المحاور x و y و z.

الكلمات المفتاحية: محرك الاحتراق الداخلي، نظام قضيب توصيل كرنك، عناصر محدودة



Nomenclature

Nomenclature

Abréviations	
FTT	thermodynamique en temps fini
ICE	moteurs à combustion interne
IC	allumage par compression (compression-ignition)
HC	hydrocarbures
RCCI	concept de combustion à allumage contrôlé par réactivité
Symboles	
Cy_t	Cylindre total
Cy_{un}	Cylindre unitaire
λ	Rapport bielle / manivelle
V_{PMH}	Volume de point mort hot
V_{PMB}	Volume de point mort bas
ε	Rapport volumétrique
$[k_e]$	Matrice de rigidité
$[f_e]$	Le vecteur de la force nodale
$[M_e]$	Matrice de masse élémentaire
$[D]$	Matrice d'élasticité
$[B]$	Matrice dérivative
$[N]$	La matrice d'interpolation reliant
f_i	Fréquence propre
U_x, U_y, U_z	Déplacement suivant l'axe x, y et z
N_x, N_y, N_{xy}	Résultantes en membrane par unités de longueur
A_{ji}	Matrice des rigidités en membrane
B_{ji}	Terme de couplage membrane / flexion-torsion
D_{ji}	Matrice des rigidités en flexion
θ_x	Rotation autour de l'axe x
θ_z	Rotation autour de l'axe z
Q_{ji}	Coefficients des rigidités réduites
$\{\dot{q}, \dot{q}, q\}$	Vecteur accélération, vitesse et déplacements
U	Energie dissipation
π	Moteur à combustion interne
T	Méthode élément finis
N	Nombre de cylindre
V_{CC}	Volume de chambre combustion
Φ	Angle de torsion
Ψ	Angle de précession
Θ	Angle de nutation
ε	Déformation
σ	Contrainte de flexion
V	Volume
δ	Volume Vecteur des déplacements nodaux
ρ	Masse volumique



Table des matières

Table des matières

Dédicaces.....	
Remerciement	
Résumé.....	
Nomenclature	i
Table des matières	ii
Liste des figures	iv
Liste des Table	viii
Introduction Général	1

Chapitre I: Généralité sur les MCI

I.1. Introduction.....	2
I.2. Recherche les bibliographiques :	2
I.3. Définition	4
I.4. Classification des moteurs à combustion interne :	4
I.5. Types des Moteurs à piston alternatif [13]	5
I.5.1. Moteur à deux temps :	5
I.5.2. Moteur à quatre temps	5
I.6. Principe de fonctionnement du moteur à quatre temps :	6
I.6.1. 1 ^{er} temps : l'admission	6
I.6.2. 2 ^{ème} temps La compression:	7
I.6.3. 3 ^{ème} temps L'explosion ou temps moteur :	7
I.6.4. 4 ^{ème} temps L'échappement:	8
I.6.5. Cycle thermodynamique du moteur à essence:	9
I.6.6. Cycle thermodynamique du moteur diesel	9
I.6.7. Les organes mécaniques du moteur.....	10
I.7. Conclusion	15

Chapitre II Modélisation d'une bielle manivelle par la MEF

II.1. Introduction	16
II.2. Le système de bielle-manivelle :	16
II.2.1. Les composants du système bielle manivelle :	16
II.2.2. Le principe de fonctionnement du système bielle manivelle.....	17
II.2.3. Dimensionnement de la bielle manivelle.....	17
II.3. La méthode des éléments finis.....	18
II.3.1. Historique	18
II.3.2. Principe de la méthode des éléments finis	19
II.3.3. Formes classique des éléments	20

II.3.4. Domaines d'application de la méthode des éléments finis	21
II.3.5. Utilisation d'un logiciel éléments finis.....	22
II.4. Démarche éléments finis	23
II.4.1. Discrétisation du milieu continu en sous domaines.	23
II.4.2. Construction de l'approximation nodale par sous domaine.	24
II.4.3. Calcul des matrices élémentaires correspondant à la forme intégrale du problème.	24
II.4.4. Assemblage des matrices élémentaires.	25
II.4.5. Processus de mise en œuvre de la méthode des éléments finis.....	25
II.4.6. Résolution du système d'équations	32
II.5. Procédure de résolution.....	33
II.6. Conclusion :	33
Chapitre III Simulation numérique	
III.1. Introduction	34
III.2. Présentation de SOLIDWORKS	34
III.2.1. Définition de SOLIDWORKS	34
III.2.2. Construction géométrique de la bielle manivelle	34
III.3. Résultats et interprétation.....	43
III.3.1. Définition de ANSYS	43
III.3.2. Matériaux.....	43
III.3.3. Analyse modale.....	43
III.3.4. Analyse statique	48
III.4. Conclusion.....	57
Conclusion générale	57
Références.....	viii



Liste des figures

Liste des figures

Figure I-1: Moteur à deux temps.....	5
Figure I-2:Moteur à quatre temps.....	6
Figure I-3:Admission.....	7
Figure I-4:Compression.....	7
Figure I-5:Combustion détente.....	8
Figure I-6:Echappement.....	8
Figure I-7:Cycle Beau de Rochas.....	9
Figure I-8:Cycle théorique diesel.....	9
Figure I-9:Bloc moteur.....	10
Figure I-10:Cylindres de moteur.....	11
Figure I-11:La Culasse.....	11
Figure I-12:Joint de culasse.....	12
Figure I-13:Carter.....	12
Figure I-14:Le piston.....	13
Figure I-15: La bielle.....	13
Figure I-16:Le vilebrequin.....	14
Figure I-17:L'arbre à came.....	14
Figure I-18:Soupapes.....	14
Figure II-1: système bielle manivelle.....	17
Figure II-2: Schéma cinétique du système bielle manivelle.....	18
Figure II-3 : Discrétisation du domaine – éléments triangulaires.....	20
Figure II-4: Formes classique des éléments.....	21
Figure II-5: système de coordonnées local et globale la bielle manivelle.....	23
Figure II-6: Degrés de liberté de nœuds d'élément de bielle manivelle[21].....	24
Figure III-1:Étape de la construction d'une forme 2D du piston.....	35
Figure III-2: Étape de la construction d'une forme 3D du piston.....	35
Figure III-3: Construction de l'augment de l'axe.....	36
Figure III-4: Construction des nervures.....	37
Figure III-5:Piston final.....	37
Figure III-6: Le segment du piston.....	38
Figure III-7: L'axe du piston.....	38
Figure III-8: Étape de la construction d'une forme 2D de la bielle.....	39
Figure III-9: Étape de construction d'une forme 3D de la bielle.....	39
Figure III-10: Bielle finale.....	40
Figure III-11: Étape de la construction d'une forme 2D de vilebrequin.....	40
Figure III-12:Étapes de la construction d'une forme 3D de vilebrequin.....	41
Figure III-13: Le vilebrequin final.....	42
Figure III-14:Bielle manivelle finale.....	42
Figure III-15: La fréquence on fonction numéro de mode.....	44
Figure III-16: Mode de 1 ^{ère} déformée.....	44
Figure III-17: Modede 2 ^{ème} déformée.....	45
Figure III-18: Modede3 ^{ème} déformée.....	45
Figure III-19: Modede4 ^{ème} déformée.....	46
Figure III-20: Modede5 ^{ème} déformée.....	46
Figure III-21: Modede6 ^{ème} déformée.....	47
Figure III-22: La relation entre la déformation max et mode.....	47
Figure III-23: Condition aux limites de la bielle manivelle.....	48
Figure III-24: La contrainte évolue en fonction du nombre d'éléments.....	49

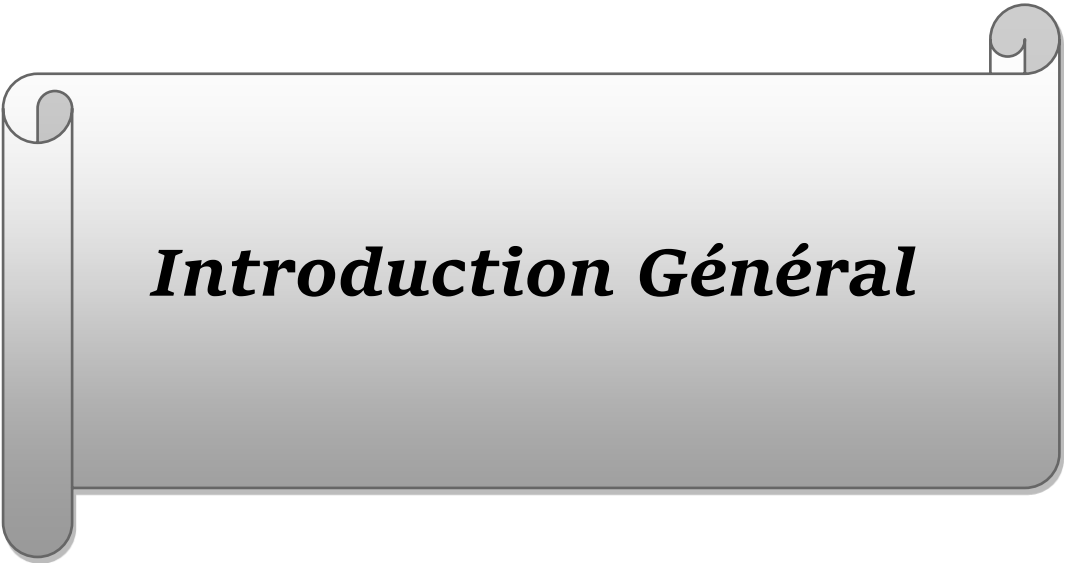
Figure III-25: <i>Maillage de bielle manivelle</i>	50
Figure III-26: <i>Déplacement selon l'axe X</i>	50
Figure III-27: <i>Déplacement selon l'axe Y</i>	51
Figure III-28: <i>Déplacement selon l'axe Z</i>	51
Figure III-29: <i>Le déplacement total de la bielle manivelle</i>	52
Figure III-30: <i>La déformation totale de la bielle manivelle</i>	52
Figure III-31: <i>L'énergie de déformation</i>	53
Figure III-32: <i>La relation entre la déformation totale et l'énergie de déformation</i>	53
Figure III-33: <i>La déformation maximale de principale</i>	54
Figure III-34: <i>la relation entre la déformation maximale et la déformation maximale principale</i>	54
Figure III-35: <i>La relation entre la déformation totale et le déplacement total</i>	55
Figure III-36: <i>La contrainte de la bielle manivelle</i>	55
Figure III-37: <i>La relation entre la déformation totale et la contrainte</i>	56
Figure III-38: <i>La contrainte maximale de principale</i>	56



Liste des table

Liste des Table

Table III-1 ; <i>Les fréquences naturelles de la bielle manivelle</i>	43
Table III-2: <i>Les valeurs des contraintes et le nombre d'éléments pour le volume d'élément</i>	49



Introduction Général

Introduction Général

Un moteur à combustion interne est un type de moteur thermique largement utilisé dans diverses applications, notamment dans les transports. Ce moteur constitue la principale source d'énergie pour les automobiles, les motos, les avions, les bateaux et de nombreuses autres machines.

Le moteur fonctionne en transformant l'énergie stockée dans le carburant en énergie utile qui fait bouger ces machines. Pour ce faire, il contrôle soigneusement les explosions qui créent une force, qui alimente ensuite les pièces du moteur et fait fonctionner tous ensemble.

Imaginez le moteur à combustion interne comme un muscle puissant qui convertit l'énergie stockée dans le carburant en mouvement, entraînant des véhicules et des machines. Tout comme nos muscles utilisent l'énergie de la nourriture pour faire bouger notre corps, le moteur utilise des explosions contrôlées pour transformer l'énergie du carburant en énergie mécanique, propulsant ainsi les machines vers l'avant.

Le vilebrequin est l'épine dorsale du moteur à combustion interne car il est responsable du bon fonctionnement du moteur et de la conversion du mouvement linéaire en mouvement rotatif. Le vilebrequin se compose principalement de paliers principaux, de manetons, de bielles, de bras de manivelle et tout dysfonctionnement ou défaillance du vilebrequin entraînera la défaillance du moteur à combustion interne, c'est pourquoi les vilebrequins doivent présenter une résistance à la fatigue et à la corrosion très élevée pour garantir une longue durée de vie.

Le vilebrequin est soumis à des niveaux élevés de charge cyclique où une valeur élevée du coefficient de dilatation thermique peut être un problème lors de la sélection des matériaux pour les vilebrequins et, par conséquent, pour éviter tout désastre grave ou toute défaillance du moteur, il est important d'analyser le vilebrequin par des moyens appropriés.

Dans ce travail, nous réaliserons une simulation numérique par la méthode des éléments finis du système de bielle pour le moteur essence Renault 1.6 K7MA812 selon le plan suivant :

- ✚ Dans le premier chapitre nous présenterons des généralités sur les moteurs à combustion interne
- ✚ Dans le deuxième chapitre, nous présenterons la modélisation de la bielle manivelle par la méthode des éléments finis
- ✚ Dans le troisième et dernier chapitre, nous présenterons et commenterons les résultats de simulation.

CHAPITER I:
Généralité
Sur Les MCI

I. Chapitre I: Généralité sur les MCI

I.1. Introduction

Les paramètres thermodynamiques sont d'une importance capitale pour les performances des moteurs à combustion interne. Ils comprennent la température de combustion, le rapport de compression, le rapport volumétrique et l'efficacité du processus thermique. La maîtrise de ces paramètres permet d'améliorer l'efficacité du moteur, sa puissance de sortie, la consommation de carburant et les émissions d'échappement. En comprenant et en optimisant ces paramètres, on peut améliorer les performances et l'efficacité des moteurs, tout en favorisant la durabilité environnementale. Il est donc essentiel de comprendre et d'analyser les paramètres thermodynamiques pour le développement et l'amélioration des moteurs à combustion interne, en vue d'atteindre des objectifs de performance et d'efficacité environnementale.

I.2. Recherche bibliographiques

Beiling Chen, Lei Feng, Yu Wang, Tianyu Ma, Haifeng Liu, Chao Geng, Mingfa Yao, [1] Une étude a examiné les effets de la température de paroi sur la concentration du mélange et les caractéristiques de flamme d'une pulvérisation de carburant diesel en contact avec la paroi. Une température de paroi plus élevée entraînait une concentration de vapeur accrue près de la paroi, une intensité de flamme plus élevée et un retard d'allumage réduit. Les émissions de suie et le taux de formation étaient également plus élevés à des températures de paroi plus élevées

J. V. Tirkey, S. Shukla, and A. K. Singh, [2] Ce document fournit un aperçu de l'optimisation de la thermodynamique en temps fini (FTT) pour les cycles de moteurs à combustion interne (ICE). Il couvre des études sur les performances optimales de divers cycles ICE, notamment les cycles Otto, Diesel, Atkinson, Brayton, Dual, Miller, Porous Medium et Universal avec différents fluides de travail. Le document aborde également les études sur les trajectoires de mouvement optimal du piston, les limites de performance avec des fluides de travail non uniformes et la simulation de performance. Le document conclut en explorant les orientations futures de la recherche dans ce domaine.

H. Yaman [3] Cette étude présente un système combiné de refroidissement, de chauffage et de production d'électricité (CCHP) utilisant un moteur à combustion interne (IC) au gaz appelé EF7. Un modèle numérique est développé pour évaluer les performances du système, et les effets des paramètres de fonctionnement du moteur IC sur les performances du système CCHP et la consommation de carburant sont étudiés. Les résultats indiquent que la consommation de carburant optimale pour la production d'électricité est atteinte lorsque la combustion démarre près du point mort haut (TDC) et dure jusqu'à 5° après le TDC. Pour la charge de chauffage, la consommation de carburant optimale se produit lorsque la combustion se produit plus loin du TDC et dure environ 10°. Pour la charge de refroidissement, la consommation de carburant optimale est obtenue lorsque la combustion se produit près du TDC et dure environ 70°. Ces résultats contribuent à la conception de systèmes CCHP efficaces basés sur des moteurs IC avec une consommation de carburant réduite et des émissions minimales.

Y. Ge, L. Chen, and F. Sun [4] Un modèle mathématique basé sur la thermodynamique en temps fini (FST) a été développé pour le cycle Otto, en tenant compte de diverses pertes. Le modèle intègre les équations gouvernant la FST pour les processus d'expansion/compression et d'absorption/rejet de chaleur, basées sur la thermodynamique en temps fini (FTT). Il tient également compte des pertes de puissance dues au transfert de chaleur et à l'irréversibilité du processus d'étranglement. Le modèle a été validé à l'aide de deux moteurs à allumage par étincelle et a montré une précision raisonnable par rapport aux résultats expérimentaux et à ceux de la FTT, avec une erreur de 39 % dans la prédiction de la puissance de sortie (contre 167,5 % pour la FTT) et une erreur de +7 % dans la prédiction du rendement thermique (contre +39,4 % pour la FTT)

M. Sheykhi, M. Chahartaghi, A. A. S. Pirooz, and R. G. Flay [5]

La thermodynamique est cruciale pour atteindre une efficacité élevée des moteurs, mais elle est souvent négligée. En appliquant les première et deuxième lois de la thermodynamique, l'étude identifie les caractéristiques clés des moteurs pour une haute efficacité, notamment les moteurs fortement dilués avec des rapports de compression élevés, les pertes de chaleur réduites, le calage de combustion optimal, la friction réduite et la durée de combustion plus courte. Une configuration de moteur avec ces caractéristiques a permis d'augmenter significativement l'efficacité thermique au frein de 34 % à 48 %. Le rapport des chaleurs spécifiques et les basses températures de combustion contribuent également à une meilleure efficacité et à des émissions réduites.

P. M. Shameer, K. Ramesh, R. Sakthivel, and R. [6] Purnachandran Cette étude expérimentale explore le concept de combustion à allumage contrôlé par réactivité (RCCI) dans un moteur diesel de poids moyen utilisant des carburants essence et diesel. Des modifications ont été apportées à l'architecture du moteur, notamment l'ajout d'un injecteur de carburant à port et un volume de cuvette de piston accru pour étendre la plage de fonctionnement. Une stratégie de combustion bi-carburant optimisée a été proposée pour l'ensemble de la carte moteur, atteignant les limites EURO VI en matière de NOx et des émissions de suie réduites. Le RCCI a démontré un potentiel pour réduire le besoin de systèmes de post-traitement tout en améliorant l'efficacité thermique par rapport à la combustion diesel conventionnelle

Yaqing Bo, Fushui Liu, Han Wu, Haiying Li, Zhicheng Shi [7] Cette recherche étudie le mécanisme d'allumage par impact à basse température dans les moteurs diesel grâce à des simulations numériques. Elle révèle que l'augmentation de la pression d'injection entraîne une propagation plus rapide du carburant, mais peut entraîner un raté d'allumage dans des conditions de paroi froide. En prolongeant la durée d'injection, on peut garantir le succès de l'allumage à des pressions d'injection plus élevées en favorisant la concentration nécessaire pour déclencher des réactions à haute température. Cela a des implications pour la conception de la stratégie d'injection de carburant lors des démarrages à froid des moteurs diesel

Guizouarn, Kristell [8] Les véhicules diesel ont un rendement énergétique plus élevé, mais ils produisent davantage de particules que les moteurs à essence ordinaires. Il existe deux moyens efficaces de réduire considérablement les émissions de particules du moteur diesel : le filtre à particules, et l'utilisation de biodiesel. En effet, la composition du carburant a un impact direct sur la combustion, et donc sur les émissions

de polluants. Une teneur élevée en biodiesel permet de réduire le nombre de particules produites. Plus la quantité de biodiesel dans le carburant mélangé est importante, moins des particules sont émises. Lorsque les technologies de filtre et de biodiesel sont combinées, les émissions de particules sont quasi-inexistantes.

DABILGOU, Téré, Oumar SANOGO, S. Augustin Zongo, Tizane Daho, Belkacem Zeghmati, Jean KOULIDIATI, and Antoine BERE [9] Dans le présent travail, un modèle thermodynamique de combustion à zone unique pour le carburant diesel et le biodiesel a été mis en oeuvre pour prédire la pression du cylindre afin de mieux comprendre la combustion caractéristique des différents carburants testés dans un moteur diesel et d'analyser les performances caractéristiques d'un même moteur fonctionnant avec différents types de carburants. Il s'est agi également d'évaluer les émissions potentielles de ces carburants lors de leurs combustions dans le moteur diesel

Kashdan, Julian. [10] Les contraintes environnementales et réglementaires de plus en plus strictes imposent le développement de nouveaux moteurs à combustion interne pour le secteur du transport routier. Les évolutions législatives visent à réduire les émissions polluantes telles que les oxydes d'azote (NOx), le monoxyde de carbone (CO) et les hydrocarbures imbrûlés (HC) d'une part, et à limiter les émissions de dioxyde de carbone (CO₂) issues de la combustion des hydrocarbures d'origine fossile d'autre part. Ce dernier point exige une amélioration de l'efficacité énergétique des moteurs.

Zetai Ma, Kun Zhang, Hanchun Xiang, Jie Gu, Mingyang Yang, Kangyao Deng, [11] Cet article examine l'impact de la contre-pression d'échappement sur les performances des moteurs diesel marins suralimentés. Une contre-pression élevée entraîne une diminution importante de la puissance de sortie du moteur. Grâce à une analyse énergétique et exergetique, il est constaté que la réduction du rapport d'expansion turbo et l'augmentation de l'exergie d'échappement contribuent à la diminution de la puissance de sortie de la turbine, soulignant la nécessité d'équilibrer ces facteurs pour la récupération de puissance dans des conditions de contre-pression élevée.

I.3. Définition

Les moteurs à combustion interne (ou à explosion) transforment l'énergie chimique stockée dans un carburant en travail grâce à l'expansion du gaz durant la combustion. Ils sont principalement utilisés pour la propulsion des véhicules de transport : avions à hélice, automobiles, motos, camions et bateaux. [12]

I.4. Classification des moteurs à combustion interne :

Il Existe différentes types des moteurs à combustion interne :

- Moteur à piston alternatif
- Moteur à piston rotatif
- Moteur à turbine
- Moteur à mixte (piston libre à turbine)

I.5. Types des Moteurs à piston alternatif [13]

- Moteur à deux temps.
- Moteur à quatre temps.

I.5.1. Moteur à deux temps :

Le moteur à 2 temps (ou moteur à cycle) est un type de moteur à combustion interne qui effectue le cycle de fonctionnement en deux temps de piston. L'admission de fluide actif doit se produire pendant une fraction de la course de compression, et l'échappement doit se produire pendant une fraction de la course de travail.

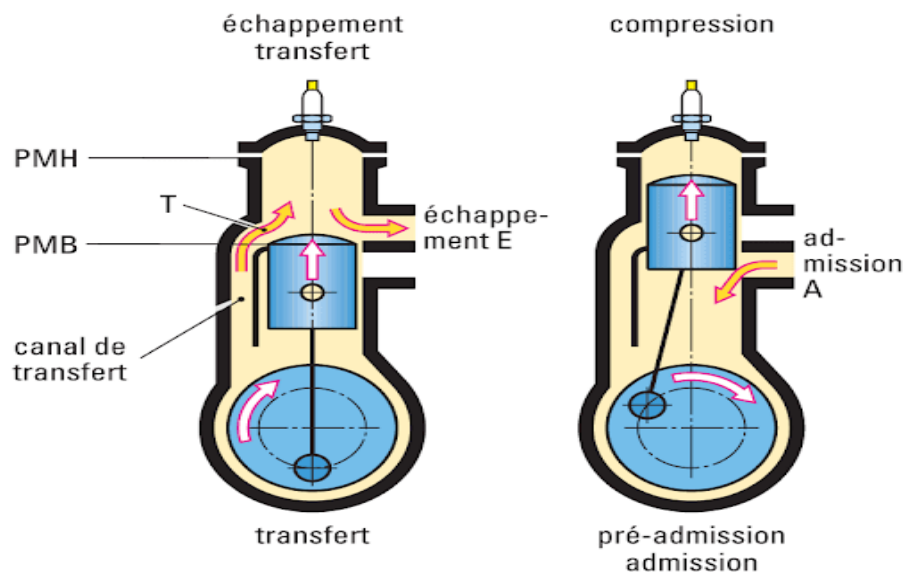


Figure I-1: Moteur à deux temps

I.5.2. Moteur à quatre temps

Un moteur à quatre temps est un moteur à combustion interne qui effectue quatre courses de piston à chaque cycle tandis que le vilebrequin effectue deux tours complets.

Ce type de moteur peut fonctionner aussi bien en cycle diesel qu'en cycle Otto (moteur à essence).

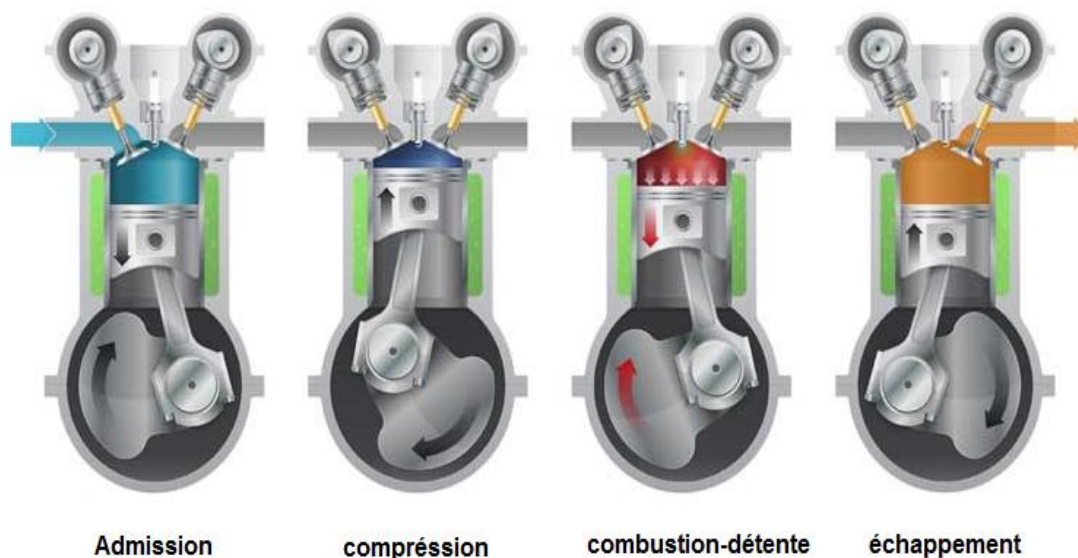


Figure I-2: Moteur à quatre temps

I.5.2.1. Moteur diesel

Les moteurs diesel sont également appelés moteurs à allumage par compression. Le moteur diesel est un type de moteur à combustion interne qui utilise le cycle thermodynamique diesel. Le rendement réel des moteurs thermiques à cycle diesel est compris entre 35 et 40 % et il est largement utilisé pour alimenter les véhicules.

I.5.2.2. Moteur à essence

C'est un moteur alternatif qui fonctionne selon le cycle Otto capable de convertir l'énergie chimique du carburant en énergie mécanique au moyen d'une réaction thermodynamique.

I.6. Principe de fonctionnement du moteur à quatre temps :

Le moteur à quatre temps décompose son fonctionnement en quatre étapes bien distinctes : l'admission, la compression, la détente et enfin l'échappement.

I.6.1. 1^{er} temps : l'admission

- ❖ La soupape d'admission est ouverte.
- ❖ La soupape d'échappement est fermée.
- ❖ Le piston descend du PMH vers le PMB.
- ❖ Admission le mélange gazeux air et carburant dans le cylindre.
- ❖ La soupape d'admission se ferme quand le piston est au PMB.

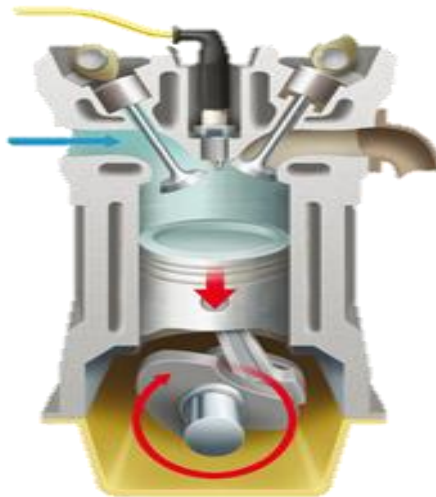


Figure I-3:*Admission*

I.6.2. 2ème temps La compression:

- La soupape d'admission est fermée.
- La soupape d'échappement est fermée.
- Le piston remonte du PMB vers le PMH.
- Le volume dans le cylindre diminue.
- La pression dans le cylindre augmente.

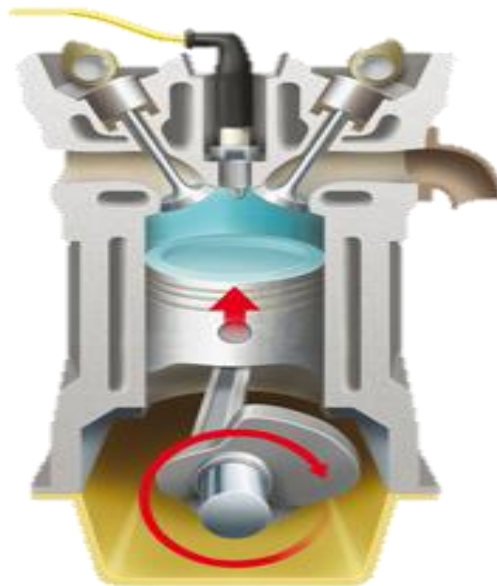


Figure I-4:*Compression*

I.6.3. 3ème temps L'explosion ou temps moteur :

- ❖ La soupape d'admission est fermée.
- ❖ La soupape d'échappement est fermée.
- ❖ Quand le piston est au PMH, l'étincelle électrique fournie par la bougie enflamme le mélange (moteur essence).

- ❖ La pression dans le cylindre a augmenté sur le piston.
- ❖ Le piston descend du PMH vers le PMB.

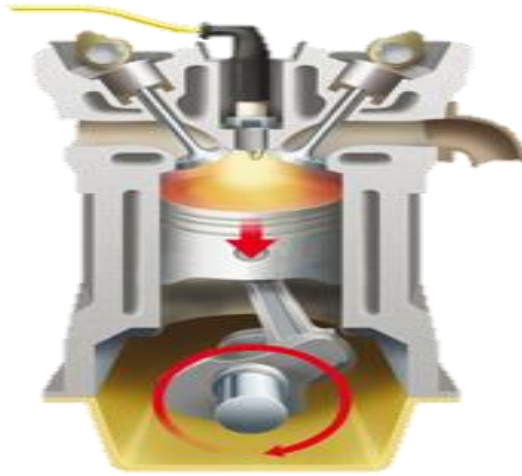


Figure I-5: Combustion détente

I.6.4. 4^{ème} temps L'échappement:

- La soupape d'admission est fermée.
- La soupape d'échappement s'ouvre quand le piston est au PMB.
- Le piston remonte du PMB vers le PMH.
- Les gaz brûlés sont chassés par le piston vers l'extérieur.
- La soupape d'échappement se ferme quand le piston est au PMH [14]. [15]

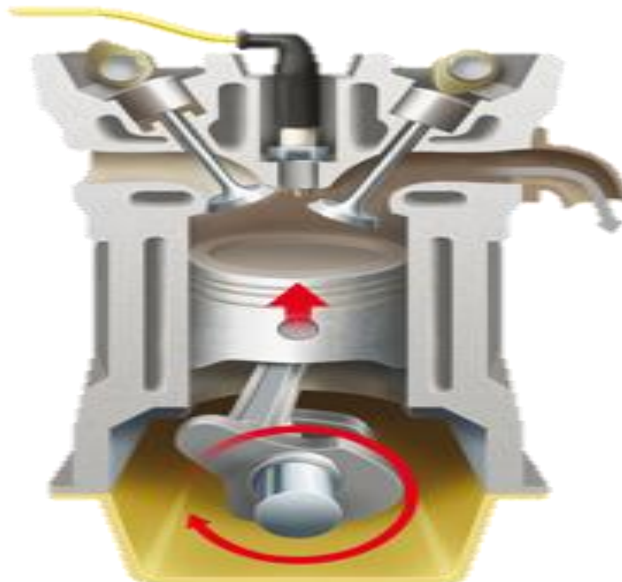


Figure I-6: Echappement

I.6.5. Cycle thermodynamique du moteur à essence:

Le moteur à essence est régi par le cycle dit d'Otto ou cycle Beau de Rochas. Le cycle Otto est le cycle thermodynamique idéal qui est appliqué dans les moteurs à combustion interne à allumage provoqué (moteurs à essence). Elle se caractérise par le fait qu'en première approximation théorique, toute la chaleur est fournie à volume constant.

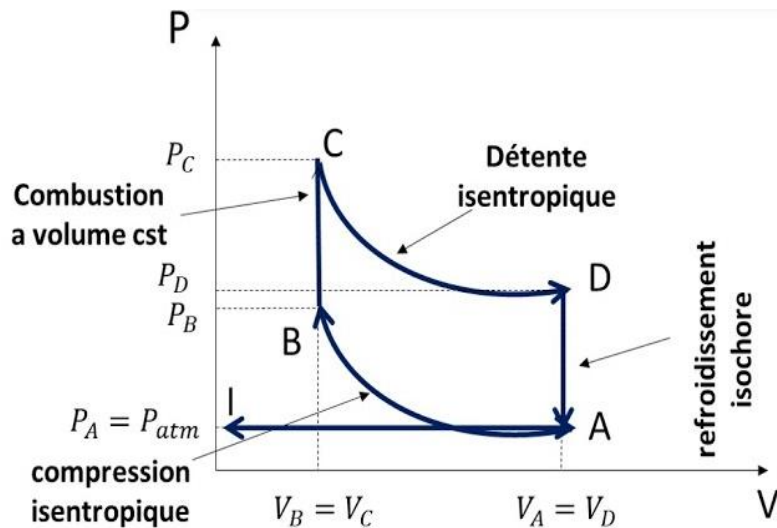


Figure I-7: Cycle Beau de Rochas

I.6.6. Cycle thermodynamique du moteur diesel

Le cycle théorique du diesel est un processus thermodynamique qui décrit le fonctionnement des moteurs diesel, courants dans les véhicules de transport, les groupes électrogènes et les machines industrielles.

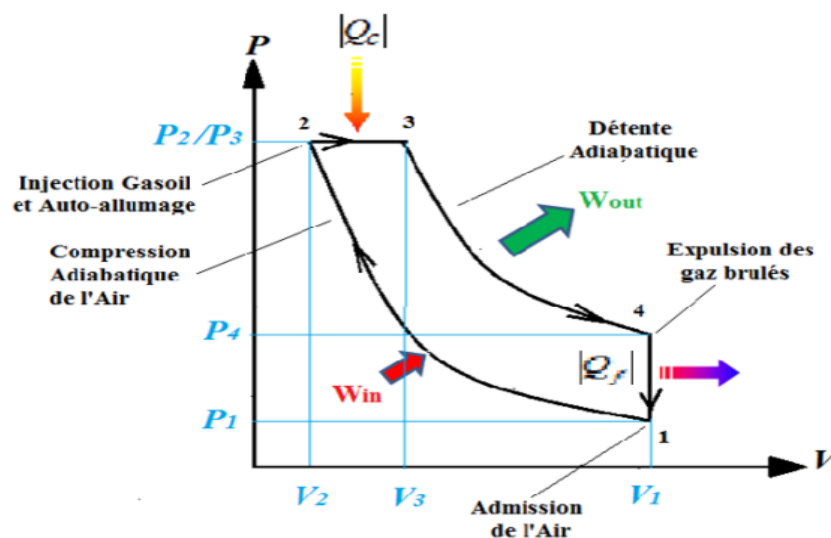


Figure I-8: Cycle théorique diesel

I.6.7. Les organes mécaniques du moteur

Les éléments les plus importants des moteurs à combustion interne, communs aux moteurs diesel et à explosion, sont classés en deux groupes principaux:

- Éléments fixes d'un moteur thermique: bloc, culasse, carter.
- Éléments mobiles d'un moteur thermique: piston, bielle, vilebrequin et volant.

I.6.7.1. Les principaux organes fixes

1. **Bloc moteur** : Le bloc est l'élément qui contient les cylindres. A l'intérieur du bloc moteur se trouvent les éléments moteurs (pistons, bielles et vilebrequin), qui servent de support ou de banc. Il est généralement en fonte grise (alliage de fer avec une teneur en carbone allant de 2 à 4,5%) ou en alliage d'aluminium. La forme et les dimensions dépendent du nombre et de la disposition des cylindres.



Figure I-9: Bloc moteur

2. **Cylindres de moteur** : Les cylindres sont la partie la plus importante du bloc. A l'intérieur du cylindre, le piston se déplace entre les positions extrêmes (point mort haut PMS et point mort bas PMI) qu'il occupe lors de son mouvement alternatif.



Figure I-10:*Cylindres de moteur*

3. **La Culasse :** La culasse est fixée par des vis ou des goujons sur le plan supérieur du bloc. La culasse sert de couvercle étanche aux cylindres, car elle abrite tout ou partie de la chambre de combustion, sauf dans le cas où elle est formée dans la culasse. Les culasses sont généralement en alliage d'aluminium, un matériau de faible poids spécifique et de bonne conductivité thermique, qui permet d'évacuer rapidement la chaleur.



Figure I-11:*La Culasse*

4. **Joint de culasse :** Pour assurer une parfaite étanchéité entre la culasse et le bloc-cylindres et compte tenu du fait qu'il doit résister à des pressions et températures

élevées, un joint, appelé joint de culasse, est réalisé entre les deux éléments, en fibres synthétiques pour remplacer l'amiante, très négatif pour la santé.

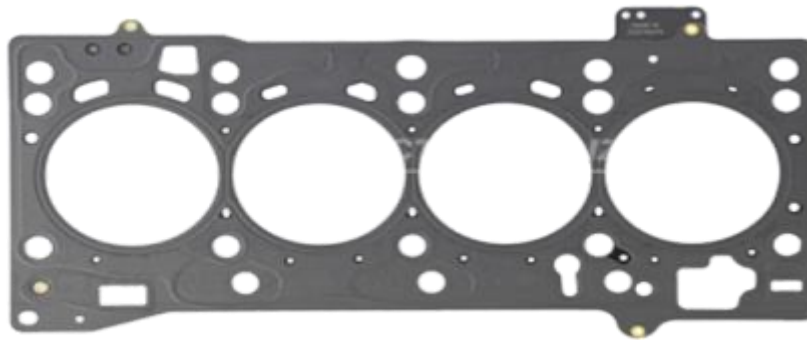


Figure I-12:Joint de culasse

5. **Carter :** Le carter est le récipient qui contient l'huile de lubrification du moteur thermique. Il est monté au bas du bloc au moyen de vis et avec interposition d'un joint pour faciliter l'étanchéité. Normalement, il est en tôle d'acier, bien qu'il puisse également être en alliage d'aluminium, en raison de la bonne conductivité thermique de ce métal et de la réduction du niveau de bruit du moteur.



Figure I-13:Carter

I.6.7.2. Les organes mobiles :

1) Le piston :

Le piston est l'élément mobile qui se déplace à l'intérieur du cylindre, avec un mouvement rectiligne alternatif. Ce mouvement est donné, au moment de l'explosion, par la force des gaz et, à d'autres moments, par la bielle. Il se compose de deux parties: la tête et la jupe. La tête reçoit la pression provoquée par l'explosion et travaille à des températures très élevées (de 300 °C à 400 °C). Il a des rainures où les segments qui assurent l'étanchéité sont logés. Normalement, il est fait d'aluminium avec des alliages de cuivre, de silicium et de nickel pour le durcir.



Figure I-14: Le piston

2) La bielle :

La bielle transmet au vilebrequin la force avec laquelle l'explosion de gaz pousse le piston. En même temps, il fait partie de l'ensemble qui transforme le mouvement linéaire alternatif en rotation. Il est généralement en alliage d'acier au carbone avec du chrome, du manganèse ou du molybdène.

Il se compose de trois parties: tête, corps et pied.

- La tête : est la partie qui est fixée au vilebrequin, grâce à l'interposition des semi roulements de bielle, également appelée antifricition.
- Le corps : a un double profil T ou H; et il est soumis à de grandes contraintes de traction, de compression et de flexion.
- Le pied de bielle : constitue l'union avec le piston à travers le boulon et avec l'interposition d'un palier en bronze.

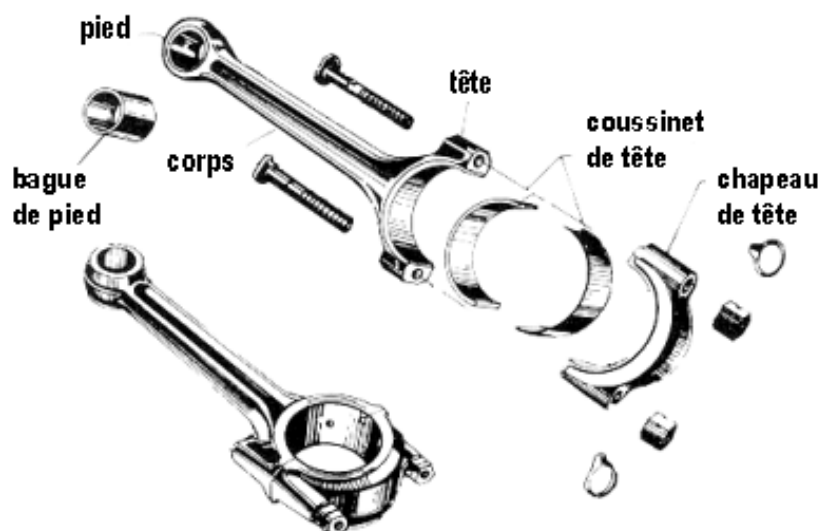


Figure I-15: La bielle

3) Le vilebrequin :

Le vilebrequin récupère les forces générées lors de l'explosion et convertit, à travers la bielle, le mouvement linéaire alternatif du piston en un mouvement rotatif. Il transmet le mouvement et la force motrice aux éléments de transmission qui lui sont couplés. Il

est soumis à des contraintes de torsion et de flexion et possède une structure solide et très résistante. Les vilebrequins, qui peuvent être obtenus par des procédés de moulage ou de forgeage, sont en acier avec des alliages de Cr, Ni, Mo, etc. Le vilebrequin qui va entraîner tous les éléments du moteur qui ont besoin d'un mouvement rotatif.



Figure I-16:*Le vilebrequin*

4) L'arbre à came :

L'arbre à cames, aussi appelé arbre de distribution, est un élément mécanique participant au bon fonctionnement du moteur d'une automobile. C'est l'arbre de distribution qui permet de réguler l'ouverture et la fermeture des différentes soupapes, qu'il s'agisse des soupapes d'admission ou d'échappement. [16]



Figure I-17:*L'arbre à came*

5) Soupapes :

La principale mission des soupapes dans la mécanique du véhicule est de rendre hermétique par intermittences la chambre de combustion du moteur, et de permettre l'approvisionnement d'air et de carburant ou l'échappement des gaz créés lors de la combustion. Les soupapes sont fabriquées dans des formes et des matériaux permettant de réduire au maximum les contraintes qu'elles subissent lors du cycle de fonctionnement du moteur, notamment en matière de frottement et de chaleur [17]



Figure I-18:*Soupapes*

I.7. Conclusion

Au cours de ce chapitre, nous avons discuté de recherches bibliographiques et répertorié une classification des moteurs à combustion interne Les pièces mécaniques du moteur, les principaux organes fixes, le cycle thermodynamique des motrices essences et diesel et le principe de fonctionnement des moteurs à quatre temps

CHAPTER II:
Modélisation
D'une bielle manivelle
Par la MEF

II. Chapitre II Modélisation d'une bielle manivelle par la MEF

II.1. Introduction

Les codes éléments finis font désormais partie des outils couramment utilisés pour concevoir et analyser des produits industriels. Ils deviennent des outils d'aide à la modélisation

De plus en plus, l'utilisation de la méthode des éléments finis s'est largement développée et peut paraître de moins en moins courante aux spécialistes. Si l'utilisation de la méthode se généralise du fait de la simplicité croissante de mise en œuvre, de la fiabilité des algorithmes et de la robustesse de la méthode,

Le but de cette partie est de présenter les principes de base de cette méthode en l'appliquant au vilebrequin

II.2. Le système de bielle-manivelle :

Et un mécanisme destiné à transformer un mouvement rectiligne alternatif en un mouvement circulaire continu (machine à vapeur, moteur à combustion interne) ou inversement (pompe à piston, étau-limeur, scie alternative). Il désigne un système mécanique doté de deux pièces qui sont la bielle et la manivelle. Ainsi, il permet de convertir le mouvement linéaire de la bielle en une rotation continue avec la manivelle [18].

II.2.1. Les composants du système bielle manivelle :

II.2.1.1. Une bielle :

Une bielle est une pièce mécanique reliant deux articulations d'axes mobiles et permettant la transmission d'une force. On l'associe à la manivelle dans le système bielle-manivelle qui permet la transformation d'un mouvement de rotation continue en mouvement alternatif de rotation ou translation.

II.2.1.2. Le vilebrequin :

Est l'un des composants mécaniques essentiel au bon fonctionnement du moteur. Il s'agit d'un dispositif rotatif formé de plusieurs articulations. On le retrouve dans les moteurs à pistons, au cœur du système bielle-manivelle.

II.2.1.3. Piston:

Le piston est une pièce rigide, de forme généralement circulaire, couissant dans un cylindre de forme complémentaire. Les pistons sont généralement moulés dans un alliage d'aluminium afin d'être légers et de pouvoir agir en tant que conducteur thermique pendant les séquences de fonctionnement du moteur.

II.2.1.4. Coussinet de bielle :

Constituée de deux demi-coussinets, cette pièce intègre la forme intérieure de la bielle du côté du vilebrequin. Lisse, elle comporte une rainure centrale (nécessaire au

graissage) et un trou permettant le passage d'huile. Elle est également munie d'un ergot de positionnement qui facilite son montage. Le coussinet de bielle est actuellement conçu en alliage de métaux doux (plomb, étain, aluminium ou bronze) soumis à des traitements électrolytiques, chimiques et thermiques. a)

Son utilité : Placé entre deux pièces métalliques, le coussinet de bielle réduit les chocs thermiques subis par ces dernières. Pour ce faire, il doit pouvoir :

Résister aux pressions de la combustion. Diminuer les frictions (tendre). Réduire les forces d'inertie dues à la rotation du moteur (léger).

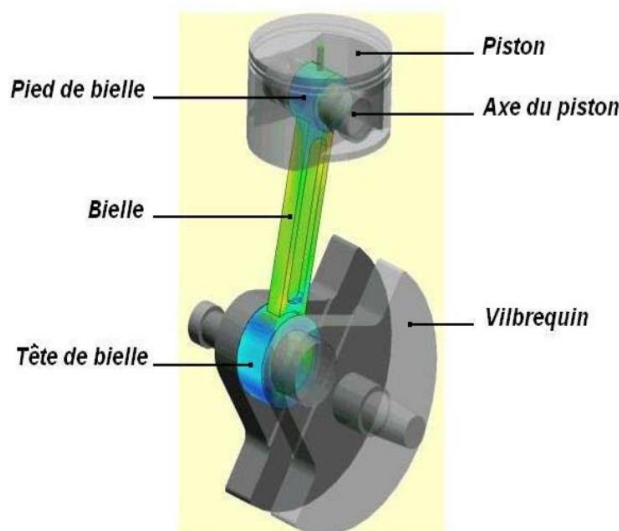


Figure II-1: système bielle manivelle.

II.2.2. Le principe de fonctionnement du système bielle manivelle

Le système bielle-manivelle sur une voiture est composé d'une bielle et d'une manivelle qui est le vilebrequin. La bielle va exercer une force sur le vilebrequin afin que celui-ci la transforme en mouvement rotatif. Ce système est indispensable pour entraîner le moteur car le vilebrequin est directement relié au couple moteur à l'une de ses extrémités tandis que l'autre extrémité permet d'entraîner les organes suivants du moteur : l'arbre à cames, les soupapes, l'alternateur, le compresseur de climatisation... Ainsi, le système bielle-manivelle est conçu pour être robuste afin de résister aux différentes forces qu'il subit.

La bielle permet la liaison entre le vilebrequin et les pistons. Elle est liée à la manivelle à l'aide de coussinets permettant de limiter les frictions et assurant une plus grande longévité aux pièces. Par ailleurs, le système est lubrifié à l'aide de l'huile moteur, ce qui permet de fluidifier les mouvements tout en assurant le graissage des cylindres et des pistons.

II.2.3. Dimensionnement de la bielle manivelle

On considère ici que le système bielle-manivelle est dans la configuration où la liaison de l'extrémité de la bielle est une liaison glissière (cas des moteurs et pompes) ; que le

mécanisme est un mécanisme plan et que l'axe du piston croise l'axe de la manivelle (axes concourant). La géométrie, suivant le schéma ci-contre, est décrite par

Le rayon $R = OA$ de la manivelle,
 La longueur $L = AB$ de la bielle,
 La distance entre le point O et la droite de déplacement du point B ,
 L'angle θ de rotation.

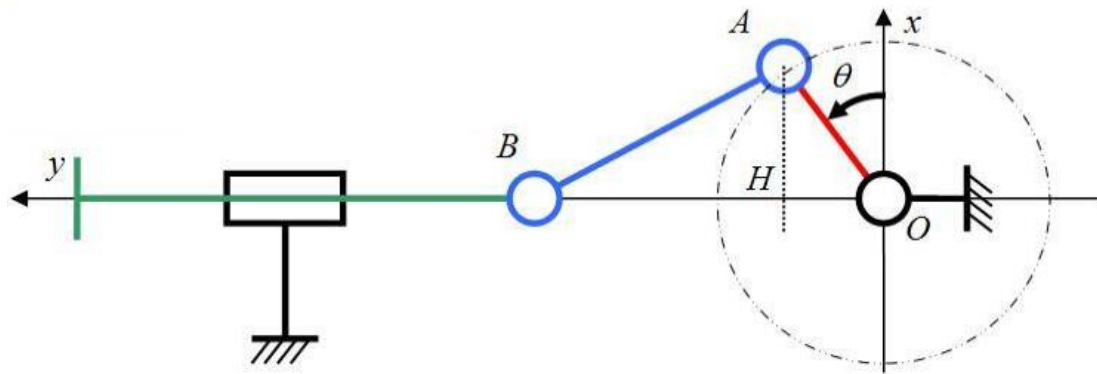


Figure II-2: Schéma cinétique du système bielle manivelle.

Dans notre configuration le point B est sur l'axe (O, y) . On repère la position du mécanisme par la position angulaire de la manivelle. Vilebrequin tournant, l'angle est fonction du temps. En écrivant la longueur du segment $h(t) = OB$.

$$OB = R \sin \theta + \sqrt{L^2 - R^2 \cos^2 \theta} \quad (\text{II-1})$$

Avec $\theta = \theta(t)$ dans le cas d'une rotation à vitesse constante.

II.3. La méthode des éléments finis

II.3.1. Historique

La méthode des éléments finis (MEF) a une histoire riche qui remonte aux années 1940 et 1950. Voici une brève chronologie de son développement :

1941 : Le mathématicien britannique Ronald A. Rivlin publie une étude sur les méthodes numériques pour les problèmes de déformation élastique. Ses travaux posent les bases conceptuelles de ce qui deviendra plus tard la méthode des éléments finis.

1950 : Richard Courant, un mathématicien allemand, et Kurt Friedrichs, un mathématicien allemand-américain, introduisent la méthode des éléments finis pour la résolution des équations aux dérivées partielles. Ils appliquent cette méthode à des problèmes de mécanique des solides.

1956 : J.H. Argyris, un ingénieur civil grec, développe la méthode des éléments finis pour les structures en utilisant des fonctions d'interpolation polynomiales. Il est considéré comme l'un des pères fondateurs de la méthode des éléments finis modernes.

Années 1960 : La méthode des éléments finis connaît une expansion rapide dans les domaines de l'ingénierie et de la recherche. Des chercheurs du monde entier contribuent

à son développement, notamment Ray W. Clough, Olgierd C. Zienkiewicz, Ivo Babuška, et bien d'autres.

Années 1970 : L'utilisation de l'ordinateur devient courante pour la résolution numérique des problèmes d'ingénierie, ce qui permet une plus grande adoption de la méthode des éléments finis. De nombreux logiciels spécialisés dans la MEF sont développés, facilitant sa mise en œuvre pratique.

Depuis les années 1980 : La méthode des éléments finis continue de se développer et de s'étendre à de nouveaux domaines d'application. Des avancées sont réalisées dans les techniques d'adaptation de maillage, la modélisation de problèmes multi-physiques, l'analyse non linéaire, l'optimisation topologique, etc.

Aujourd'hui,

La méthode des éléments finis est largement utilisée dans de nombreux domaines de l'ingénierie et des sciences appliquées pour résoudre des problèmes complexes de modélisation et de simulation. Elle est devenue un outil essentiel pour la conception et l'analyse de structures, de systèmes mécaniques, de phénomènes thermiques, de fluides, d'électromagnétisme, et bien plus encore.

II.3.2. Principe de la méthode des éléments finis

Dans ce paragraphe, nous essayerons de présenter d'une manière simplifiée, les étapes d'application de la méthode des éléments finis et les outils nécessaires à sa mise en œuvre. La résolution d'un problème physique par éléments finis suit grosso modo les étapes suivantes

II.3.2.1. Etape 1 : Formulation des équations gouvernantes et des conditions aux limites.

La majorité des problèmes d'ingénierie sont décrits par des équations différentielles aux dérivées partielles associées à des conditions aux limites définies sur un domaine et son contour.

L'application de la MEF exige une réécriture de ces équations sous forme intégrale. La formulation faible est souvent utilisée pour inclure les conditions aux limites.

II.3.2.2. Etape 2 : Discrétisation du domaine en sous domaines.

Cette étape consiste à discrétiser le domaine en éléments et calculer les connectivités de chacun ainsi que les coordonnées de ses nœuds. Elle constitue ainsi la phase de préparation des données géométriques.

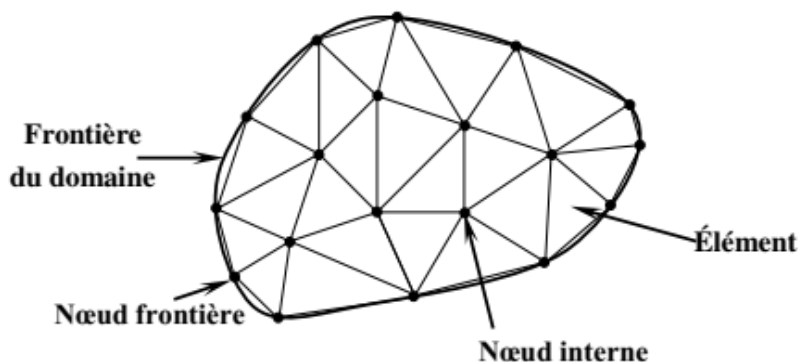


Figure II-3 : *Discrétisation du domaine – éléments triangulaires*

II.3.2.3. Etape 3 : Approximation sur un élément.

Dans chaque élément la variable tel que le déplacement, la pression, la température, est approximée par une simple fonction linéaire, polynomiale ou autre. Le degré du Polynôme d'interpolation est relié au nombre de nœuds de l'élément. L'approximation Nodale est appropriée. C'est dans cette étape que se fait la construction des matrices élémentaires.

II.3.2.4. Etape 4 : Assemblage et application des conditions aux limites.

Toutes les propriétés de l'élément (masse, rigidité,...) doivent être assemblées afin de Former le système algébrique pour les valeurs nodales des variables physiques. C'est ace niveau qu'on utilise les connectivités calculées à l'étape 2 pour construire les matrices globales à partir des matrices élémentaires.

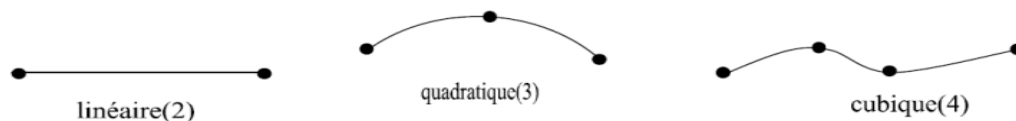
II.3.2.5. Etape 5 : Résolution du système global

Le système global peut être linéaire ou non linéaire. Il peut définir soit un problème d'équilibre, de valeurs critiques ou de propagation. Le problème d'équilibre concerne les cas statiques et les cas stationnaires. Dans un problème de valeurs critiques, on s'intéresse aux fréquences et aux modes propres de vibrations du système physique étudié. Les problèmes de propagations, concernent les cas transitoires dans lesquels sont déterminées les variations dans le temps des variables physiques. Les méthodes d'intégration pas à pas conviennent mieux pour ce type de problème. Les plus utilisées sont : méthode des différences finies centrales, méthode de Newmark, méthode de Wilson. A ces méthodes doivent être associées des techniques d'itération pour traiter le cas non linéaire. La plus fréquente est la méthode de Newton Raphson.

II.3.3. Formes classique des éléments

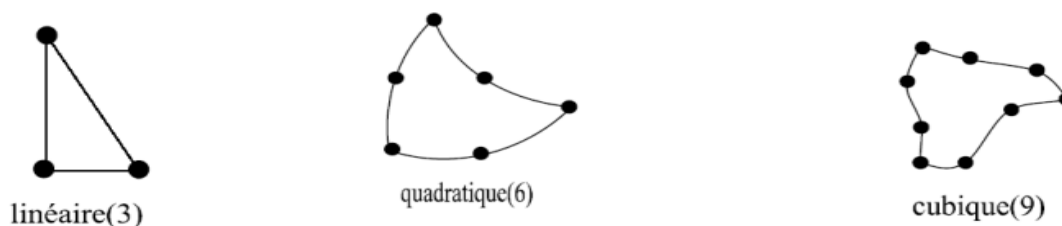
Il existe plusieurs formes d'éléments classiques correspondant à des domaines à une, deux ou trois dimensions. Chaque type d'élément est identifié par un nom précisant sa forme et par le nombre de nœuds géométrique qui le composent. (3)

II.3.3.1. Éléments à une dimension

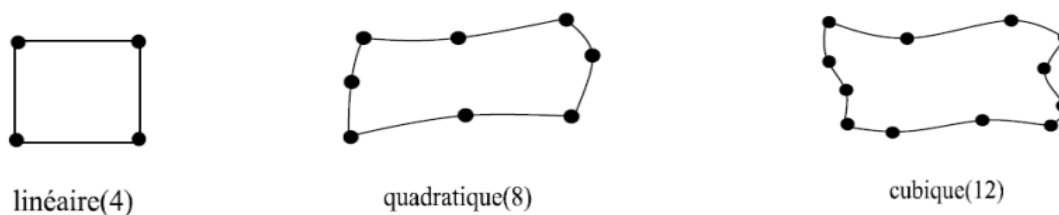


II.3.3.2. Éléments à deux dimensions

Triangulaires :



Quadrangulaires :



I.1.1.A. Éléments à trois dimensions

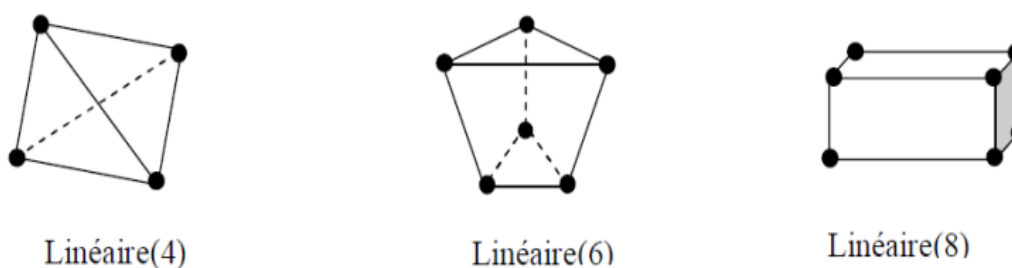


Figure II-4: Formes classique des éléments

II.3.4. Domaines d'application de la méthode des éléments finis

Les domaines d'application de la méthode des éléments finis sont très larges et très variés. En général pour les champs d'application de cette méthode sont :

- 1) La mécanique des milieux continus solides
- 2) La mécanique des milieux continus fluides

- 3) L'analyse thermique
- 4) L'électromagnétisme et l'électrostatique

Dans le cadre de la mécanique des milieux continus solides, on peut classer les problèmes de la manière suivante

II.3.4.1. Les problèmes linéaires

Statique linéaire :

Ce type d'analyse concerne principalement les domaines ou les matériaux élastiques linéaires. On cherche la déformation du matériau (ϵ) et la contrainte (σ) pour différents types de sollicitations.

Dynamique linéaire :

La dynamique linéaire étudie les structures élastiques linéaires soumises à des efforts cycliques (vibrations forcées) ou à des sollicitations initiales (vibrations libres). Dans ce type d'analyses on recherche les déplacements et éventuellement les vitesses et les Accélérations qui donnent les fréquences et les modes propres (analyse modale)

II.3.4.2. Les problèmes non linéaires :

Il existe trois classes de problèmes non linéaires :

- **Les non linéarités géométriques** : Ce type d'analyse intervient lorsque les déplacements et les déformations ne sont plus petits. Dans ce cas la rigidité de la structure et les efforts dépendent des déplacements (inconnus). Ce type de non linéarité est souvent rencontré dans les études de la mise en forme des matériaux, dans le flambage et dans le post-flambage.
- **Les non linéarités de comportement** : Lorsque le comportement du matériau n'est pas élastique linéaire, la rigidité de la structure dépend de la déformation. Le problème devient donc non linéaire. Ce type de non linéarité est généralement constaté dans le cas de la plasticité, la viscoplasticité et l'endommagement.
- **Les non linéarités de contact** : Si au cours de la déformation les appuis changent, la rigidité de la structure sera modifiée, le problème est donc non linéaire.

Ce problème est caractéristique de la mise en forme comme par exemple l'emboutissage d'une tôle[19].

II.3.5. Utilisation d'un logiciel éléments finis

Un programme général de type industriel doit être capable de résoudre des problèmes variés de grandes tailles (de mille à quelques centaines de milliers de variables). Ces programmes complexes nécessitent un travail d'approche non négligeable avant d'espérer pouvoir traiter un problème réel de façon correcte. Citons à titre d'exemple quelques noms de logiciels : NASTRAN, ANSYS, ADINA, ABAQUS, CASTEM 2000, CESAR, SAMCEF, etc. Les possibilités offertes par de tels programmes sont nombreuses.

- ❖ Analyse linéaire ou non d'un système physique continu.
- ❖ Analyse statique ou dynamique.

- ❖ Prise en compte de lois de comportement complexes.
- ❖ prise en compte de phénomènes divers (élasticité, thermiques,
- ❖ électromagnétiques, de plasticité, d'écoulement. . .) pouvant être couplés.
- ❖ problèmes d'optimisation, etc.

L'utilisation de tels programmes nécessite une formation de base minimale[20].

II.4. Démarche éléments finis

Les principales étapes de construction d'un modèle éléments finis sont les suivantes :

II.4.1. Discrétisation du milieu continu en sous domaines.

II.4.1.1. Présentation du problème

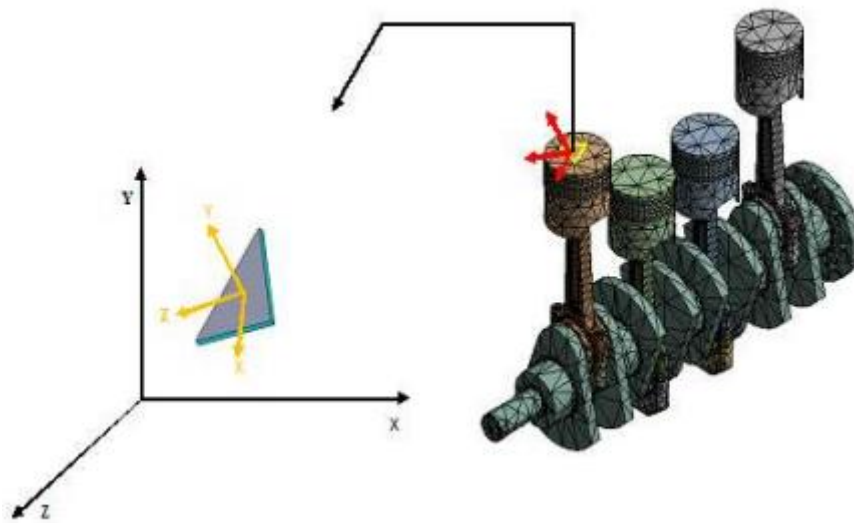


Figure II-5: système de coordonnées local et globale la bielle manivelle

II.4.1.2. Les hypothèses de travail

Nous avons fait un choix élément trigonométrique Contient 3 nœud (I.J.K) a six degrés de liberté à chaque nœud: trois translations dans (U_x, U_y, U_z) suivants x, y, z, et trois rotations ($\theta_x, \theta_y, \theta_z$) suivant x, y, z.

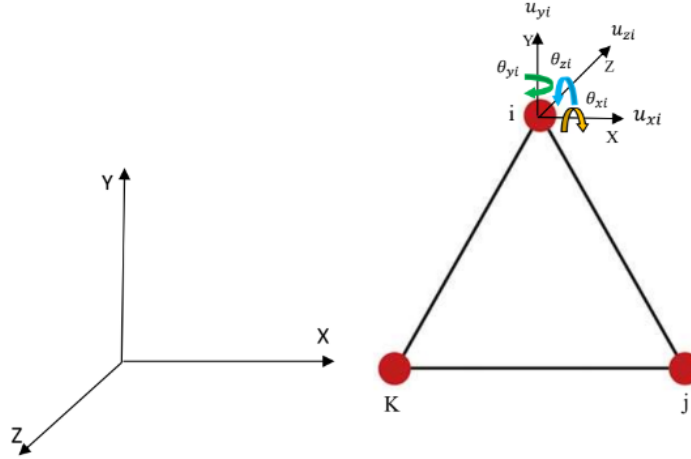


Figure II-6: Degrés de liberté de nœuds d'élément de bielle manivelle[21]

II.4.2. Construction de l'approximation nodale par sous domaine.

Pour chaque élément, on choisit une fonction d'interpolation qui représente la variation des déplacements $U^e(x, y, z)$ à l'intérieur de cet élément en termes de déplacements nodaux U^e . Ce modèle peut être commodément représenté par une expression polynomiale contenant un coefficient inconnu pour chaque degré de liberté. Est,

$$U^e(x, y, z) = U^e N_t \quad (II-2)$$

Où N est la matrice d'interpolation reliant les déplacements d'un point intérieur de l'élément aux déplacements nodaux

Etablir la relation entre déformations et déplacements. Le but est ici de trouver la matrice B qui relie les déformations ε de l'élément à ses déplacements nodaux U^e , et cette relation s'exprime par :

$$\{\varepsilon\} = B U^e \quad (II-3)$$

Etablir la relation entre contraintes et déformations Pour les matériaux élastiques linéaires, les contraintes σ sont des fonctions linéaires des déformations ε . Elle s'exprime par l'expression :

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (II-4)$$

Où $[D]$ est la matrice d'élasticité.

II.4.3. Calcul des matrices élémentaires correspondant à la forme intégrale du problème.

Cette étape est la partie la plus importante du problème. Les déplacements U^e aux nœuds sont déterminés de telle manière que les contraintes générées dans l'élément équilibrent le chargement externe F^e , c'est-à-dire que :

$$\bar{K}^e U^e = \bar{F}^e \quad (II-6)$$

K_e : Une matrice de rigidité des éléments représentés dans le système de coordonnées local. Estimée à partir de l'énergie de déformation de l'élément[22], elle s'exprime par :

$$\bar{k}^e = \int_0^V B^T DB dv \quad (II-7)$$

Vous devez également calculer la matrice de masse M_e pour chaque élément. Cette matrice est estimée à partir de l'énergie cinétique des éléments Dans le repère local de l'élément, cette matrice est donnée par :

$$\bar{M}^e = \int_0^V \rho N^T N dv \quad (II-8)$$

II.4.4. Assemblage des matrices élémentaires.

La phase d'assemblage consiste à construire les matrices K , M et F de la structure complète à partir des matrices élémentaires $k^e K_e$, $M^e U^e$ et F_e , exprimées dans le référentiel global des différents éléments en ajoutant des énergies de déformation et cinétiques. De chaque élément. Pour la structure agrégée, nous ne pouvons pas ajouter de tableaux directement, car ils ne sont pas exprimés en utilisant les mêmes variables. Pour chaque élément, il est nécessaire de déterminer l'emplacement des variables nodales dans le vecteur déplacement de tous les nœuds de la structure. Ce processus consiste à ranger les termes des matrices élémentaires dans une matrice totale. La forme de ce tableau dépend de l'ordre dans lequel les variables globales sont définies

II.4.5. Processus de mise en œuvre de la méthode des éléments finis

II.4.5.1. Fonction de forme

$$U = [u_{0xi} u_{0yi} u_{0zi} \theta_{xi} \theta_{yi} \theta_{zi} \dots u_{0xp} u_{0yp} u_{0zp} \theta_{xp} \theta_{yp} \theta_{zp}]^T \quad (II-9)$$

$$\begin{bmatrix} u_{0x} \\ u_{0y} \\ u_{0z} \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & N_p & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & N_p & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & N_p & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & N_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_i & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & N_p & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_i & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_p \end{bmatrix} \times U \quad (II-10)$$

Avec u_{0x} est un déplacement suivant l'axe x , u_{0y} déplacement suivant y , u_{0z} déplacement suivant l'axe z , et θ_x , θ_y et θ_z rotations autour les axes x , y et z respectivement

Détermination de fonction d'interpolation N_i

La forme la plus efficace pour détermine N_i est forme de Lagrange :

$$u_{0x} = N_i u_{0xi} + N_j u_{0xi} + N_k u_{0xi} + N_m u_{0xm} + N_n u_{0xn} + N_o u_{0xo} + N_p u_{0xp} \quad (II-11)$$

$$u_{0y} = N_i u_{0yi} + N_j u_{0yi} + N_k u_{0yi} + N_m u_{0ym} + N_n u_{0yn} + N_o u_{0yo} + N_p u_{0yp} \quad (II-12)$$

$$u_{0z} = N_i u_{0zi} + N_j u_{0zi} + N_k u_{0zi} + N_m u_{0zm} + N_n u_{0zn} + N_o u_{0zo} + N_p u_{0zp} \quad (II-13)$$

$$\theta_x = \frac{\partial u_{oy}}{\partial z} = N_{i,z}\theta_{xi} + N_{j,z}\theta_{xj} + N_{k,z}\theta_{xk} + N_{l,z}\theta_{xl} + N_{m,z}\theta_{xm} + N_{n,z}\theta_{xn} + N_{o,z}\theta_{xo} + N_{p,z}\theta_{xp} \quad (\text{II-14})$$

$$\theta_y = \frac{\partial u_{oy}}{\partial z} = N_{i,y}\theta_{yi} + N_{j,y}\theta_{yj} + N_{k,y}\theta_{yk} + N_{l,y}\theta_{yl} + N_{m,y}\theta_{ym} + N_{n,y}\theta_{yn} + N_{o,y}\theta_{yo} + N_{p,y}\theta_{yp} \quad (\text{II-15})$$

$$\theta_z = \frac{\partial u_{oy}}{\partial x} = N_{i,x}\theta_{zi} + N_{j,x}\theta_{zj} + N_{k,x}\theta_{zk} + N_{l,x}\theta_{zl} + N_{m,x}\theta_{zm} + N_{n,x}\theta_{zn} + N_{o,x}\theta_{zo} + N_{p,x}\theta_{zp} \quad (\text{II-16})$$

$$\left(\begin{array}{ll} N_i = L_{xi'}(x) \cdot L_{zi''}(z); & N_j = L_{xj'}(x) \cdot L_{zi''}(z), \\ N_k = L_{xk'}(x) \cdot L_{zi''}(z); & N_l = L_{xk'}(x) \cdot L_{zj''}(z) \\ N_m = N_{xi'}(x) \cdot L_{zk''}(z); & N_n = L_{xi'}(x) \cdot L_{zk''}(z) \\ N_o = L_{xi'}(x) \cdot L_{zk''}(z); & N_p = L_{xi'}(x) \cdot L_{zj''}(z) \end{array} \right) \quad (\text{II-17})$$

$$\begin{aligned} L_{xi'}(x) &= \frac{2}{l^2} \left(X \frac{1}{2} \right) (X - l); & L_{xj'}(x) &= \frac{2X}{l^2} \left(X \frac{1}{2} \right) (X - l) \\ L_{xk'}(x) &= \frac{2}{l^2} \left(X \frac{1}{2} \right); & L_{zk''}(z) &= \frac{2X}{l^2} \left(z \frac{1}{2} \right) (z - l) \\ L_{zj''}(z) &= \frac{2}{l^2} \left(X \frac{1}{2} \right); & L_{zk''}(z) &= \frac{2z}{l^2} \left(z \frac{1}{2} \right) \end{aligned} \quad (\text{II-18})$$

Avec La fonction d'interpolation de Lagrange et " les projections des nœuds sur l'axe z " les projections sur l'axe x

II.4.5.2. Champ des déplacements

$$\theta_x(x, y, z) = -\frac{\partial u_{oy}}{\partial x} \quad (\text{II-59})$$

$$\theta_y(x, y, z) = -\frac{\partial u_{oy}}{\partial y} \quad (\text{II-20})$$

$$\theta_z(x, y, z) = -\frac{\partial u_{oy}}{\partial z} \quad (\text{II-21})$$

II.4.5.3. Le champ des déplacements s'écrit :

$$u_x(x, y, z) = u_{ox}(X, Z) - y \frac{\partial u_{oy}}{\partial x}(X, Z) \quad (\text{II-22})$$

$$u_y(x, y, z) = u_{oy}(X, Z) \quad (\text{II-23})$$

$$u_z(x, y, z) = u_{oz}(X, Z) - y \frac{\partial u_{oy}}{\partial z}(X, Z) \quad (\text{II-24})$$

II.4.5.4. Déformation

➤ Le champ des déformations s'écrit :

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u_{ox}}{\partial x} - y \frac{\partial^2 u_{oy}}{\partial x^2} \quad (\text{II-25})$$

$$\varepsilon_{zz} = \frac{\partial u_{oz}}{\partial z} - y \frac{\partial^2 u_{oy}}{\partial z^2} \quad (\text{II-26})$$

$$\varepsilon_{yy} = 0; \varepsilon_{yz} = 0; \varepsilon_{yx} = 0 \quad (\text{II-67})$$

$$\varepsilon_{xz} = \left(\frac{\partial u_{ox}}{\partial z} + \frac{\partial u_{oz}}{\partial x} \right) - 2y \frac{\partial^2 u_{oy}}{\partial x \partial z} \quad (\text{II-78})$$

➤ Le tenseur des déformations :

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} & \varepsilon_{xz} & 0 \\ \varepsilon_{xz} & \varepsilon_{zz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{II-89})$$

➤ La matrice des déformations se réduit à trois composantes non nulles :

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{zz} \\ K_{xz} \end{bmatrix} \quad (\text{II-30})$$

➤ La déformation d'un élément plane est compose par deux termes l'une membrane et l'autre flexion comme la suite :

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon^m\} + y\{k\} \Rightarrow \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{zz} \\ K_{xz} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} K_x \\ K_z \\ K_{xz} \end{Bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_i & 0 & N_j & 0 & N_k & 0 & N_l & 0 & N_m & 0 & N_n & 0 & N_o & 0 & N_p & 0 \\ 0 & N_i & 0 & N_j & 0 & N_k & 0 & N_l & 0 & N_m & 0 & N_n & 0 & 0 & N_p \end{bmatrix} \times$$

$$\begin{bmatrix} u_{0x} & u_{0yi} & u_{0zi} & \theta_{xi} & \theta_{yi} & \theta_{zi} & \dots & u_{0xp} & u_{0yp} & u_{0zp} & \theta_{xp} & \theta_{yp} & \theta_{zp} \end{bmatrix}^T +$$

$$Z \begin{bmatrix} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2}{\partial z^2} \\ \frac{\partial^2}{\partial x \partial z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_i & N_j & N_k & N_l & N_m & N_n & N_o & N_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{0yi} \\ u_{yi} \\ \vdots \\ u_{0yp} \end{bmatrix} \quad (\text{II-31})$$

$$= \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_j}{\partial x} & \dots & \frac{\partial N_o}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_p}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_i}{\partial z} & 0 & \dots & 0 & \frac{\partial N_o}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_p}{\partial z} \\ \frac{\partial N_i}{\partial x} & \frac{\partial N_i}{\partial z} & \frac{\partial N_i}{\partial x} & \dots & \frac{\partial N_o}{\partial x} & \frac{\partial N_o}{\partial z} & \frac{\partial N_p}{\partial x} & \frac{\partial N_p}{\partial z} \end{bmatrix} \times$$

$$\begin{bmatrix} u_{0x} & u_{0yi} & u_{0zi} & \theta_{xi} & \theta_{yi} & \theta_{zi} & \dots & u_{0xp} & u_{0yp} & u_{0zp} & \theta_{xp} & \theta_{yp} & \theta_{zp} \end{bmatrix}^T +$$

$$y \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 N_i}{\partial x^2} & \frac{\partial^2 N_j}{\partial x^2} & \dots & \frac{\partial^2 N_p}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 N_i}{\partial z^2} & \frac{\partial^2 N_j}{\partial z^2} & \dots & \frac{\partial^2 N_p}{\partial z^2} \\ \frac{\partial^2 N_i}{\partial x \partial z} & \frac{\partial^2 N_j}{\partial x \partial z} & \dots & \frac{\partial^2 N_p}{\partial x \partial z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{0y} \\ u_{yj} \\ \vdots \\ u_{0yp} \end{bmatrix} \quad (\text{II-32})$$

$$[B_m] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_j}{\partial x} & \dots & \frac{\partial N_0}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_p}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_i}{\partial z} & 0 & \dots & 0 & \frac{\partial N_0}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_p}{\partial z} \\ \frac{\partial N_i}{\partial x} & \frac{\partial N_i}{\partial z} & \frac{\partial N_j}{\partial x} & \dots & \frac{\partial N_0}{\partial x} & \frac{\partial N_0}{\partial z} & \frac{\partial N_p}{\partial x} & \frac{\partial N_p}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (\text{II-33})$$

$$[B_f] = y \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 N_i}{\partial x^2} & \frac{\partial^2 N_j}{\partial x^2} & \dots & \frac{\partial^2 N_p}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 N_i}{\partial z^2} & \frac{\partial^2 N_j}{\partial z^2} & \dots & \frac{\partial^2 N_p}{\partial z^2} \\ \frac{\partial^2 N_i}{\partial x \partial z} & \frac{\partial^2 N_j}{\partial x \partial z} & \dots & \frac{\partial^2 N_p}{\partial x \partial z} \end{bmatrix} \quad (\text{II-9})$$

II.4.5.5. Champ des contraintes

Le champ des contraintes d'un couche des stratifiés est donne par la relation suivante :

$$\begin{bmatrix} \sigma_{XX} \\ \sigma_{ZZ} \\ \sigma_{XZ} \end{bmatrix}_K = \begin{bmatrix} \dot{Q}_{11} & \dot{Q}_{12} & \dot{Q}_{13} \\ \dot{Q}_{21} & \dot{Q}_{22} & \dot{Q}_{23} \\ \dot{Q}_{31} & \dot{Q}_{32} & \dot{Q}_{33} \end{bmatrix}_K \begin{bmatrix} \sigma_{XX} & m \\ \sigma_{ZZ} & m \\ \sigma_{XZ} & m \end{bmatrix}_K + y \begin{bmatrix} \dot{Q}_{11} & \dot{Q}_{12} & \dot{Q}_{13} \\ \dot{Q}_{21} & \dot{Q}_{22} & \dot{Q}_{23} \\ \dot{Q}_{31} & \dot{Q}_{32} & \dot{Q}_{33} \end{bmatrix}_K \begin{bmatrix} K_X \\ K_Z \\ K_{XZ} \end{bmatrix} \quad (\text{II-35})$$

$$\dot{Q}_{ij} = \dot{C}_{ij} - \frac{\dot{C}_{i3} \dot{C}_{j3}}{\dot{C}_{33}} \quad (\text{II-36})$$

Tell que c'est les teneurs des rigidités horse les principaux

Les résultats en membrane, dans un stratifiés donne par :

$$N(x, z) = \sum_{k=1}^n \int_{n_{k-1}}^{n_k} [\dot{Q}_K \varepsilon^m(x, z) y \dot{Q}_K K(x, z)] dy \quad (\text{II-37})$$

Ou en intégrant dans l'épaisseur :

$$N(x, z) = [A_{ij}] \varepsilon^m(x, z) + [B_{ij}] k(x, z) = \sum_{k=1}^n (h_k - h_{k-1}) \dot{Q}_k \quad (\text{II-38})$$

Avec

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^n (h_k - h_{k-1}) (\dot{Q}_{ij}) \dot{k} \quad (\text{II-39})$$

Et

$$B = \sum_{k=1}^n \frac{1}{2} (K_k^2 - K_{k-1}^2) \dot{Q}_k \quad (\text{II-40})$$

$$B_{ij} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n (h_k^2 - h_{k-1}^2) (\dot{Q}_{ij}) \dot{k} \quad (\text{II-41})$$

$$B = [B_{ij}] \text{ avec } B_{ij} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n (h_k^2 - h_{k-1}^2) (\dot{Q}_{ij}) \dot{k} = \sum_{k=1}^n (\dot{Q}_{ij}) k e_k z_k \quad (\text{II-42})$$

➤ L'expression développée des résultants en membrane s'écrit donc :

$$\begin{bmatrix} N_X \\ N_Z \\ N_{XZ} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{12} & A_{22} & A_{23} \\ A_{13} & A_{23} & A_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}^m \\ \varepsilon_{zz}^m \\ \gamma_{xz}^m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} \\ B_{12} & B_{22} & B_{23} \\ B_{13} & B_{23} & B_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_X \\ K_Z \\ K_{XZ} \end{bmatrix} \quad (\text{II-45})$$

- Les moments de flexion et de torsion :

$$M(x; z) = \sum_{k=1}^n \int_{h_{k-1}}^{h_k} [(y\dot{Q}_k \varepsilon^m(x, z) + y^2 Q_k k(x, z))] dv \quad (\text{II-46})$$

$$M(x, z) = [B_{ij}] \varepsilon^m(x, z) + [B_{ij}] k(x, z) \quad (\text{II-47})$$

$$D = \sum_{k=1}^n \frac{1}{3} (h_k^3 - h_{k-1}^3) \dot{Q}_k \quad (\text{II-48})$$

$$D = [D_{ij}] \text{ avec } D_{ij} = \sum_{k=1}^n \frac{1}{3} (h_k^3 - h_{k-1}^3) (\dot{Q}_{ij}) \dot{k} = \sum_{k=1}^n (e_k z_k^2 + \frac{e_k^3}{12})_K \quad (\text{II-49})$$

L'expression développée des moments s'écrit sous la forme :

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_z \\ M_{xz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} \\ B_{12} & B_{22} & B_{23} \\ B_{13} & B_{23} & B_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}^m \\ \varepsilon_{zz}^m \\ \gamma_{xz}^m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} \\ D_{12} & D_{22} & D_{23} \\ D_{13} & D_{23} & D_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_x \\ K_z \\ K_{xz} \end{bmatrix} \quad (\text{II-50})$$

- L'équation constitutive d'une plaque stratifiée est :

$$\begin{bmatrix} N \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon^m \\ K \end{bmatrix} \quad (\text{II-51})$$

$$\begin{bmatrix} N \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_m & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix} [q] \quad (\text{II-52})$$

- L'énergie de déformation

L'énergie totale de déformation d'un solide s'écrit sous la forme suivante :

$$U_e = \iiint \left(\frac{1}{2} C_{ijkl} \varepsilon_{ij} \varepsilon_{kl} - \sigma_{ij}^m \varepsilon_{ij} \right) dv - \iiint f_i^v u_i dv - \iint f_i^s u_i ds \quad (\text{II-53})$$

Où V et S sont respectivement le volume et la surface extérieure de l'élément.

Cette expression peut être écrite sous une forme matricielle[23]

$$U_e = \iiint \left(\frac{1}{2} \{ \varepsilon^m \}^t \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \{ \varepsilon^m \} \right) dv - \iiint \{ u \}^t \{ f^v \} dv - \iint \{ u \}^t \{ f^e \} ds \quad (\text{II-54})$$

La variation virtuelle du champ de déplacement δ donne :

$$\begin{aligned} \delta U_e = & \iiint \left(\frac{1}{2} \{ \delta \varepsilon^m \}^t \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \{ \delta \varepsilon^m \} \right) dv \\ & - \iiint \{ \delta u \}^t \{ f^v \} dv - \iint \{ \delta u \}^t \{ f^e \} ds \end{aligned} \quad (\text{II-55})$$

La discrétisation de cette expression :

$$U_e = \iiint \left(\begin{bmatrix} B_m & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix}^t \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_m & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix} \{ q_e \} \right) dv - \iiint \{ \delta q_e \}^t [N]^t \{ f^v \} dv - \iint [N]^t \{ f^s \} ds \quad (\text{II-56})$$

Pour tout système stable, la stationnarité de l'énergie potentielle conduit à : $\Pi = 0$ on peut simplifier l'expression ci-dessus pour obtenir:

$$\iiint \left(\begin{bmatrix} B_m & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix}^t \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_m & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix} \{q_e\} \right) dv = - \iiint \{ \delta q_e \}^t [N]^t \{f^v\} dv - \iint [N]^t \{f^s\} ds \quad \text{II-57}$$

L'expression ci-dessus définit complètement le comportement d'un élément par un système d'équations linéaire sous la forme :

$$[K_e]\{q_e\} = \{F_e\} \quad \text{II-58}$$

Où $[K_e]$ est la matrice de rigidité de l'élément, $\{q_e\}$ est le vecteur des déplacements nodaux.

Donc la matrice de rigidité élémentaire est :

$$[k]_e = \iiint [B_m]^T [A] [B_m] + [B_m]^T [B] [B_f] + [B_f]^T [B] [B_m] + [B_f]^T [D] [B_f] dv \quad \text{II-59}$$

L'énergie cinétique

L'énergie cinétique de système s'écrit sous la forme suivante :

$$T = \frac{1}{2} \iiint \rho V^2 dv \quad \text{II-60}$$

$$E_c = \frac{1}{2} \iiint \rho \left[\left(\frac{\partial u_x}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_y}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} \right)^2 \right] dx dy dz \quad \text{II-61}$$

$$T = \iiint \rho (\dot{q})^t [N]^t [N] [\dot{q}] dv \quad \text{II-62}$$

$$[M]_e = \iiint \rho [N]^t [N] dv \quad \text{II-63}$$

$[M]_e$ Matrice de masse élémentaire

Système d'équations

L'obtention du système d'équations se fera classiquement en appliquant le Principe de Hamilton.

Le principe de Hamilton est la base de l'étude énergétique des systèmes en dynamique. L'énergie total du système est la somme de l'énergie potentielle, de l'énergie de dissipation et l'énergie cinétique [24].

$$\pi = U + T \quad \text{II-64}$$

SI $\{\delta u\}$ est champ virtuel cinématiquement admissible tel que $\{\delta u\}(t_1) = 0$ et $\{\delta u\}(t_2) = 0$, l'énergie totale du système est stationnaire, c'est-à-dire :

$$\delta \pi(t) = 0$$

Ou bien

$$\sigma \int_{t_1}^{t_2} \pi(t) dt = 0 \quad (\text{II-65})$$

Discretisation par éléments finis

On pose l'hypothèse de séparation entre l'évolution spatiale et temporelle des champs :

$$u(x, y, z) = \sum_{i=1}^{ne} N_i(x, y, z) u_i(t) \quad (\text{II-66})$$

Il vient

$$\{u\} = [N]\{q_e\} \quad (\text{II-67})$$

$$\{\dot{u}\} = [N]\{\dot{q}_e\} \quad (\text{II-68})$$

$$\{\ddot{u}\} = [N]\{\ddot{q}_e\} \quad (\text{II-69})$$

La discrétisation du principe de Hamilton donne :

$$\{\delta q_e\}^t \int_v \left([B_m]^T [A] [B_m] + [B_m]^T [B] [B_f] + [B_f]^T [B] [B_m] + [B_f]^T [D] [B_f] + \rho [N]^t [N] [\ddot{q}] - [N]^t \{f^u\} \right) dv - [\delta q_e] = 0 \quad (\text{II-70})$$

Le système d'équations général est :

$$[M_e]\{\ddot{q}_e\} + [k_e]\{q_e\} = \{f_e\} \quad (\text{II-71})$$

Avec

$$[M_e] = \int_{ve} [N]^t [N] dv \quad (\text{II-72})$$

$$[k]_e = \iiint [B_m]^T [A] [B_m] + [B_m]^T [B] [B_f] + [B_f]^T [B] [B_m] + [B_f]^T [D] [B_f] dv \quad (\text{II-73})$$

$$\{F_e\} = \int_{Ve} [N]^t \{f^u\} dv + \int_{Se} p [N]^t \{f^u\} ds \quad (\text{II-74})$$

$[M_e]$ Est la matrice de masse de l'élément, $[k_e]$ est la matrice de rigidité et $\{f_e\}$ est le vecteur des forces nodales dans le repere local

Les matrices $[M_e]_g$ $[k_e]_g$ les vecteurs $\{f_e\}_g$ et $\{q_e\}_g$ dans les reper global sont :

$$[k^m] = [T_e^m]_l [T_e^m] \quad (\text{II-75})$$

$$[M]_g = [T_e^m]_l [M_e^m]_l [T_e^m] \quad (\text{II-76})$$

$$\{q_e^m\}_g = [T_e^m]^t \{q_e^m\}_l \quad (\text{II-77})$$

$$\{F_e^m\}_g = [T_e^m]^t \{F_e^m\}_l \quad \text{II-78)}$$

Avec g indiquant le repère global. La matrice de passage s'écrit :

$$[T] = \begin{bmatrix} [T^m] & 0 & 0 \\ 0 & [T^m] & 0 \\ 0 & 0 & [T^m] \end{bmatrix} \quad \text{II-79)}$$

Avec

$$[T^m] = \begin{bmatrix} \cos(x, X) & \cos(x, Y) & \cos(x, Z) \\ \cos(z, X) & \cos(y, Y) & \cos(z, Z) \end{bmatrix} \quad \text{(II-80)}$$

Discretisation par éléments finis

II.4.6. Résolution du système d'équations

Pour résoudre l'équation du mouvement on utilise la méthode de superposition. Le principe de base est que la réponse de la pale est la combinaison de différents modes propres de vibration. La contribution de chacun des modes est donnée par un facteur d'amplitude directe.

$$\{q\} = Y_1\{\Phi_1\} + Y_2\{\Phi_2\} + \dots + Y_n\{\Phi_n\} \quad \text{II-81)}$$

Avec Y_i amplitude du mode et $\{\Phi_i\}$ le vecteur propre du même mode. On peut écrire :

$$\{q\} = [\phi]\{Y\} \quad \text{II-82)}$$

Avec

$$\{\phi\} = [\{\phi_1\}\{\phi_2\} \dots \dots \dots \{\phi_n\}] \quad \text{II-83)}$$

$$\{Y\}^t = [\{Y_1\}\{Y\} \dots \dots \dots \{Y_n\}] \quad \text{(II-84)}$$

L'équation du mouvement de la pale :

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\}$$

Est écrite sous la forme :

$$[M]\phi\{\ddot{Y}\} + [K][\phi]\{Y\} = \{F\} \quad \text{(II-85)}$$

Cette expression est multipliée par le vecteur propre d'un mode I

$$\{\phi_i\}^t [M][\phi_i]\ddot{Y}_1 + \{\phi_i\}^t [K][\phi_i]Y_1 = \{\phi_i\}\{F\} \quad \text{II-86)}$$

Ou bien

$$\hat{m}_i \ddot{Y}_1 + \hat{K}_i Y_1 = F_i \quad \text{II-87)}$$

$$\hat{m}_i = \{\phi_i\}^t [M][\phi_i] \quad \text{(II-89)}$$

$$K_i = \{\phi_i\}^t [K][\phi_i] \quad \text{(II-88)}$$

Il suffit donc de résoudre séparément chacune de ces équations pour déterminer l'amplitude associée $Y_i(t)$

II.5. Procédure de résolution

La procédure est la suivant :

- Évalué les matrices et $[M]$ et $[K]$
- Évaluer les fréquences propres du système $|[M] - \omega^2[k]| = 0$
- On en déduit et $\{\Phi_i\}$

Pour chaque mode i

Calculer $\widehat{M}_i$ et f_i

Résoudre l'équation du mode : $\ddot{y}_i + \omega^2 y_i = f_i / \widehat{m}_i$

- Déterminer la réponse de la structure

$$\{q(t)\} = [\Phi]\{Y(t)\} \quad (\text{II-90})$$

II.6. Conclusion :

Au cours de ce chapitre, nous avons modélisé la bielle étudiée par la méthode des éléments finis et l'avons décrite en trois dimensions. Cette méthode est considérée comme la plus appropriée pour modéliser des systèmes réels ou des structures solides car elle est plus précise et permet d'étudier tous les modes de vibration. De la bielle de manivelle. Il est également standard car chacun d'eux a la position de la bielle de manivelle. Il a ses propres caractéristiques. Des éléments peuvent donc être ajoutés ou supprimés au gré de l'utilisateur qui peut également ajouter de la rigidité, de l'amortissement ou des efforts extérieurs à chaque nœud.

CHAPTER III:
Simulation numérique

III. Chapitre III Simulation numérique

III.1. Introduction

Au cours de ce chapitre, nous avons élaboré une bielle manivelle pour un moteur Renault symbole 1.6 essence en utilisant le logiciel Solid Works. Ensuite, nous avons effectué une simulation de cette pièce en utilisant un programme de simulation spécial (ANSYS). Nous avons effectué deux types de simulations numériques à l'aide de ce Tools.

La méthode d'analyse modale consiste à simuler les fréquences propres et les modes propres sans utiliser de forces, et à étudier les comportements vibrationnels de la structure des composants. Elle offre la possibilité de prendre en compte, d'analyser et d'évaluer la fréquence propre ainsi que le mode d'oscillation.

En revanche, nous avons utilisé une autre méthode de simulation, l'analyse statique, qui repose sur l'application des efforts sur la pièce à étudier, ce qui permet de déterminer les valeurs de déplacement, de contrainte et de l'étendue de la déformation de la pièce.

III.2. Présentation de SOLIDWORKS

III.2.1. Définition de SOLIDWORKS

Il s'agit du premier logiciel de CAO à proposer une méthode de conception 3D intégrée. Facile à manipuler et facile à assimiler. SolidWorks propose les caractéristiques les plus sophistiquées en matière de modélisation de pièces, de définition de formes complexes, de création et de gestion de superstructures et de planification. SolidWorks propose un rapport qualité/prix favorable, ce qui permet un retour sur investissement rapide.

III.2.2. Construction géométrique de la bielle manivelle

Les trois pièces principales du système bielle manivelle sont le piston, la bielle et le vilebrequin, ainsi que quelques pièces secondaires comme l'axe de piston et le segment de piston. D'après cette plate-forme, nous présentons les étapes de construction et d'assemblage des pièces en prenant en compte les dimensions requises

III.2.2.1. Système d'unités utilisé

Nous travaillerons dans le système d'unités « millimètre, gram, second ». Construction du piston

III.2.2.2. Construction du piston

III.2.2.2.A. Construction de la forme du piston 2D

Nous avons créé un cercle d'un diamètre de 79 mm .

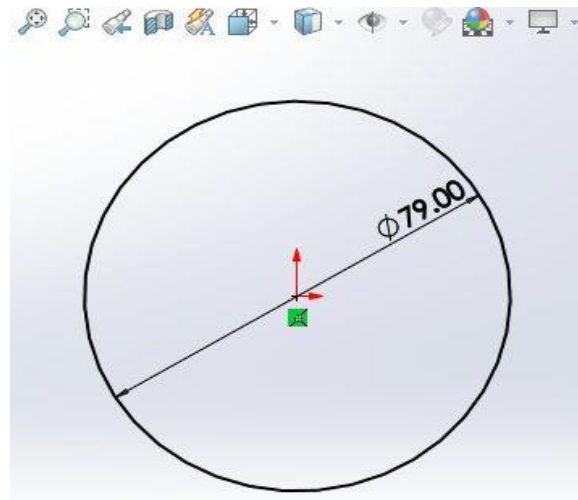
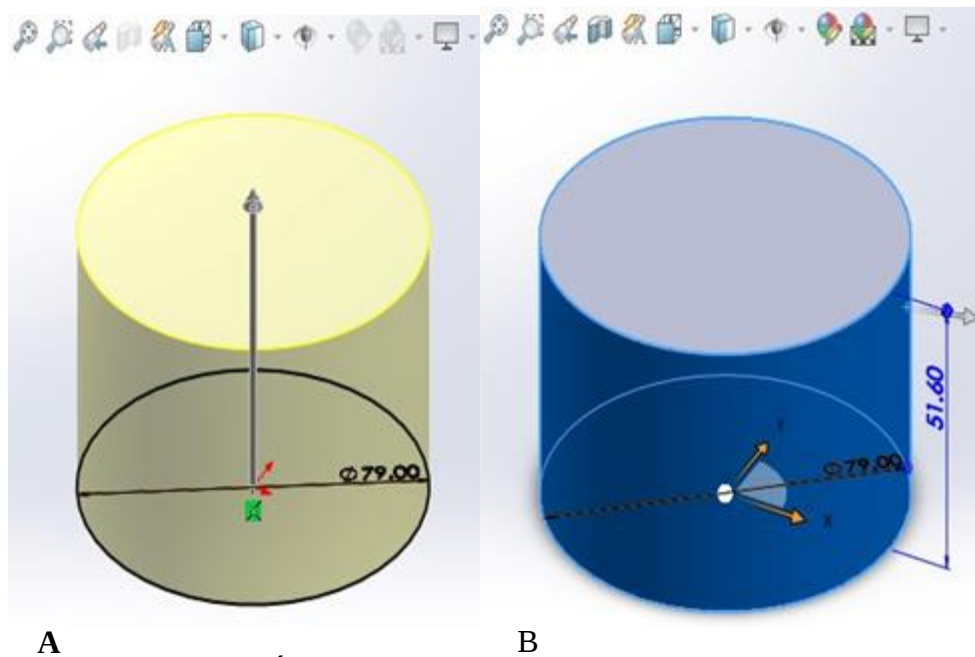


Figure III-1: Étape de la construction d'une forme 2D du piston

La figure (III.1) illustre en effet celle construction.

III.2.2.2.B. Construction la forme du piston 3D

Effectuer la création du modèle volumique en utilisant une hauteur de 51.60 mm de la face définie précédemment autour de l'axe y



A

B

Figure III-2: Étape de la construction d'une forme 3D du piston

La figure (III.2.A.B) montre des formes obtenues avec la hauteur 51.60 mm

III.2.2.2.C. Construction de l'augment de l'axe

Construction de l'augment de l'axe, en réalisant un perçage circulaire diamètre 19 mm sur la jupe comme présenté sur la figure (III.3.A.B.C.D).

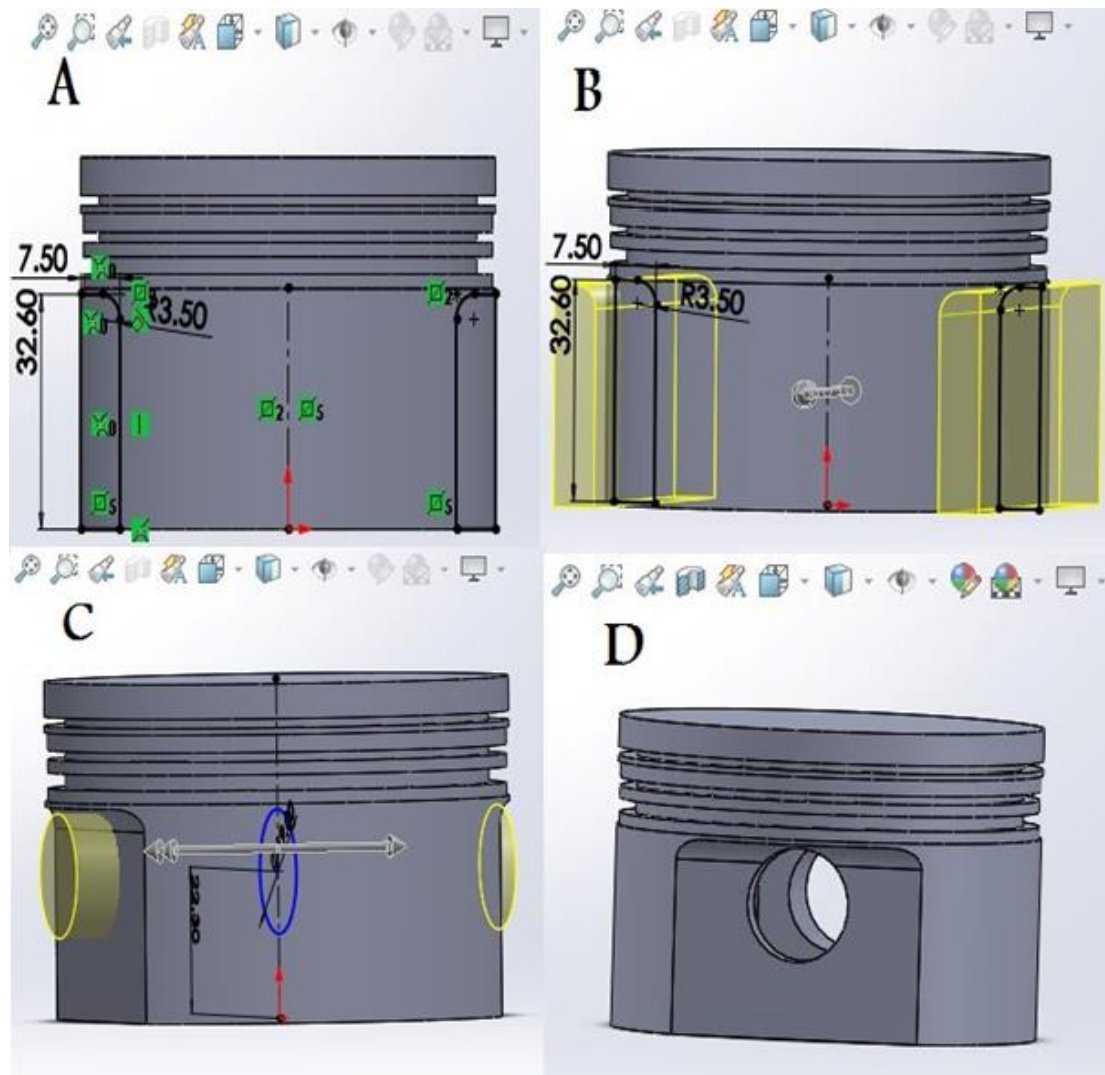


Figure III-3: Construction de l'augment de l'axe

III.2.2.2.D. Construction des nervures

Construction des nervures on trace la forme des nervures sur un plan 3D comme le montre la figure (III.4.A.B), puis on fait une élancement vers la face intérieure de la jupe

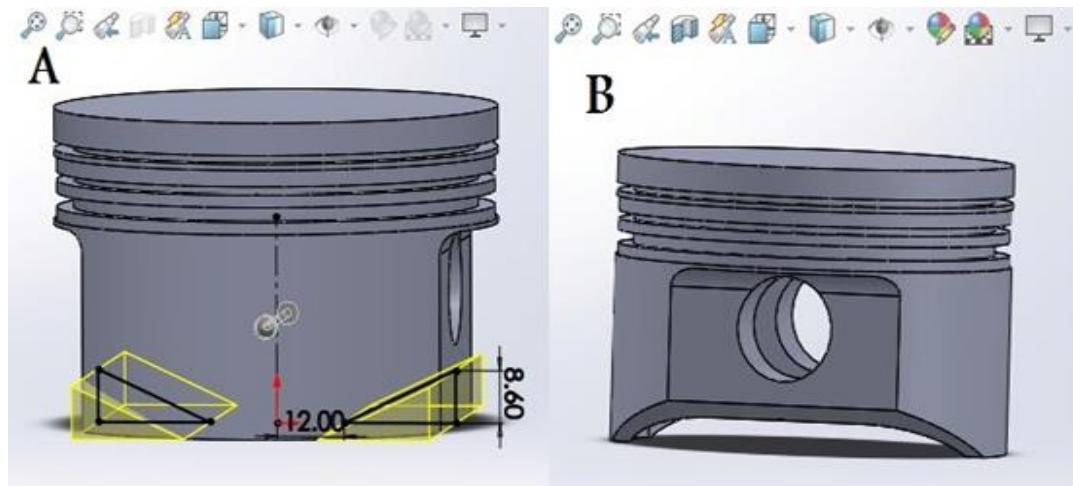


Figure III-4: *Construction des nervures*

La figure (III.4.A.B).montre . La forme finale des nervures est présentée Après les étapes de construction, on obtient la forme finale du piston.

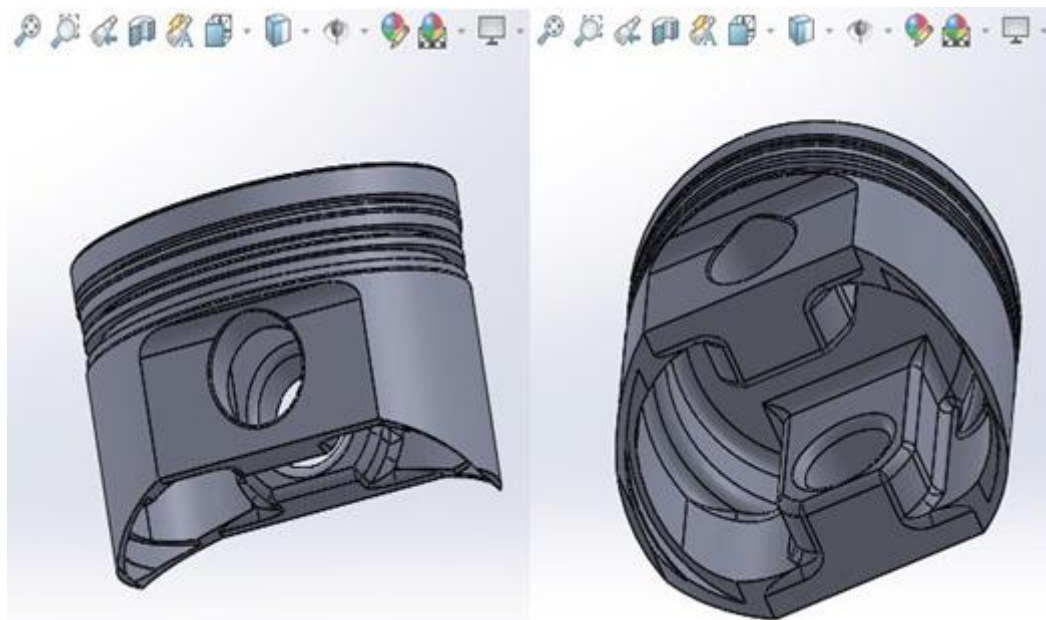


Figure III-5: *Piston final*

La Figure (III.5) représente une modèle 3D de piston de piston sur sa forme finale.

III.2.2.3. Construction segment du piston

A Nous avons établi un cercle de diamètre 72 mm et épaisseur 7 mm la hauteur 1.4 mm.

B Nous avons établi un cercle de diamètre 72 mm et épaisseur 7 mm la hauteur 2.4 mm.

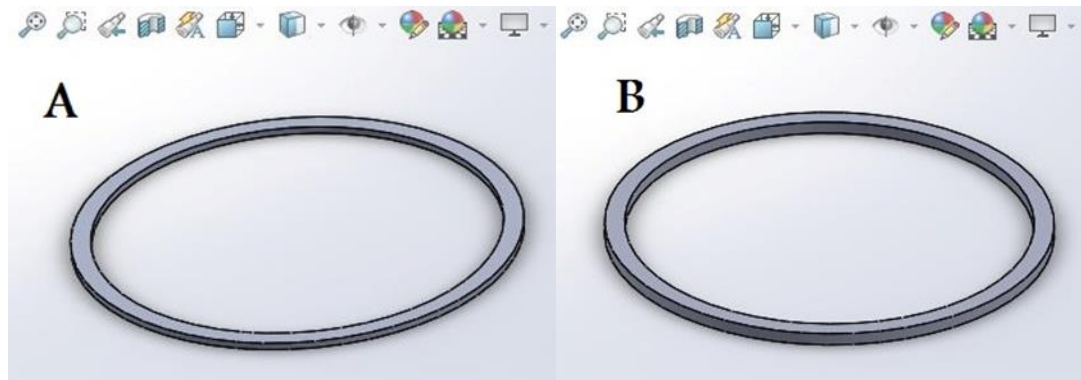


Figure III-6: *Le segment du piston*

La figure (III.6) illustre un modèle 3D de segment.

III.2.2.4. Construction axe du piston

Nous avons établi un cercle de diamètre 19 mm et la hauteur 62 mm.

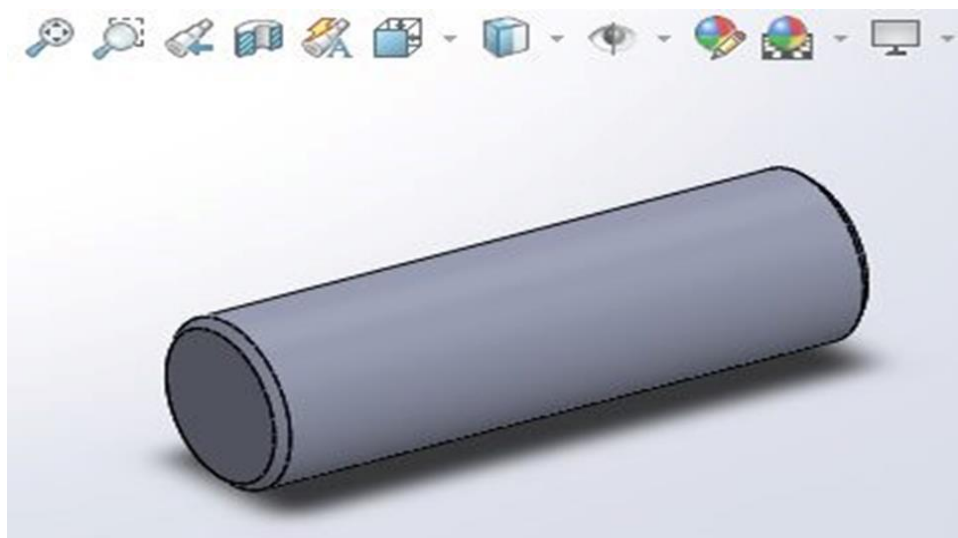


Figure III-7: *L'axe du piston.*

La figure (III.7) illustre un modèle 3D d'axe du piston.

III.2.2.5. Construction de la bielle

III.2.2.5.A. Construction de la forme de la bielle 2D

La figure (III.8) montre un modèle bidimensionnel en tenant compte de toutes les dimensions nécessaires.

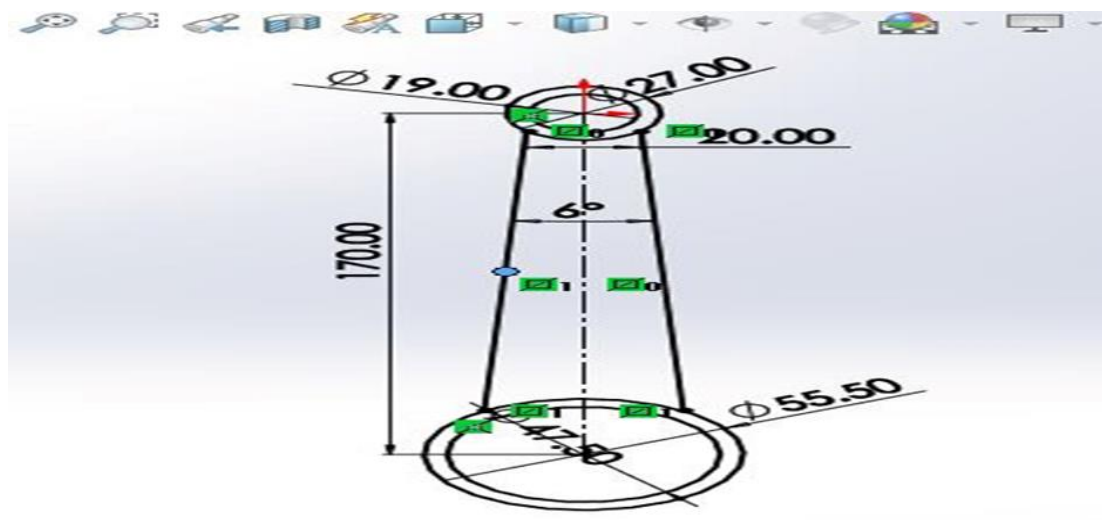


Figure III-8: *Étape de la construction d'une forme 2D de la bielle*

III.2.2.5.B. Construction la forme de la bielle 3D

Il est crucial de franchir cette étape dans la construction de la pièce afin d'obtenir une forme en 3D, où Au cours de cette étape, nous avons transformé une forme 2D en une forme 3D, comme illustré dans l'illustration.

Figure (III.9.A) suivante, Tout en conservant toutes les mesures nécessaires pour construire cette pièce,

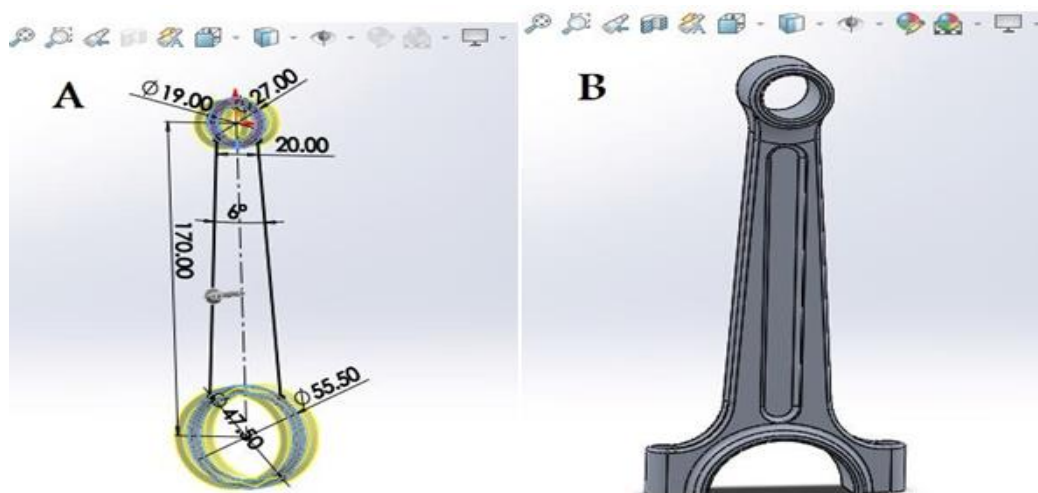


Figure III-9: *Étape de construction d'une forme 3D de la bielle*

Après les étapes de construction, on obtient la forme finale de la bielle,

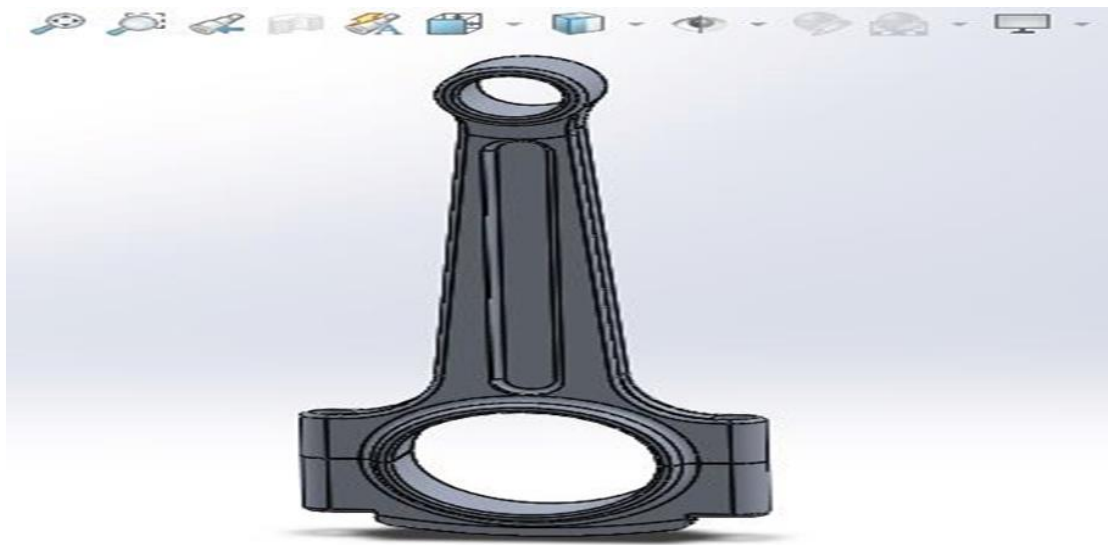


Figure III-10: *Bielle finale*

La figure (III.10) représente un modèle 3D de piston sur sa forme finale.

III.2.2.6. Construction de vilebrequin

III.2.2.6.A. Construction de la forme du vilebrequin 2D

La figure (III.11) montre le prochain modèle en trois dimensions pour vilebrequin en tenant compte des dimensions.

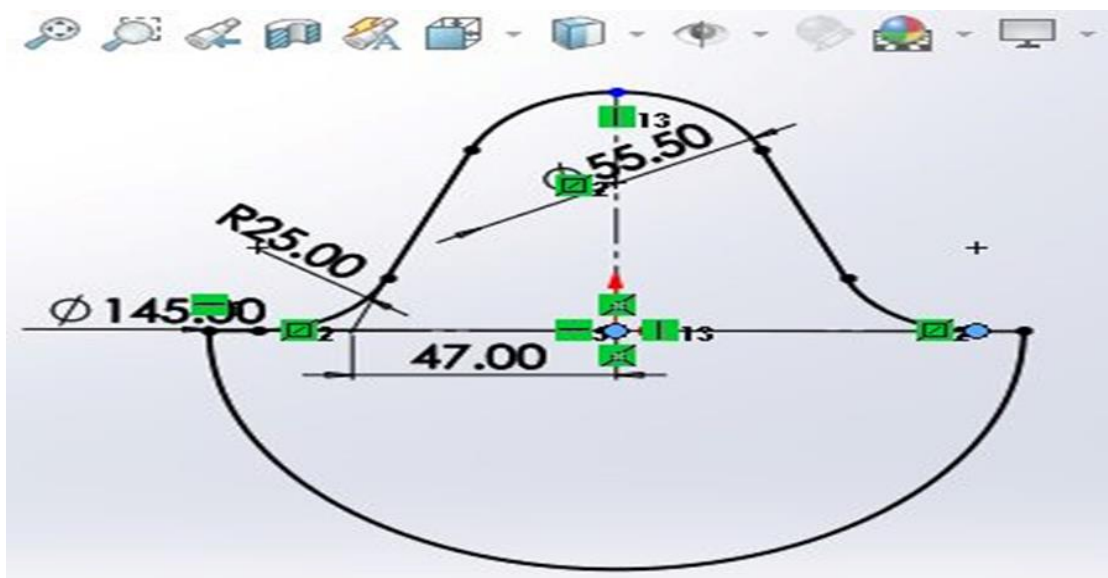


Figure III-11: *Étape de la construction d'une forme 2D de vilebrequin*

III.2.2.6.B. Construction de la forme du vilebrequin 3D

Un modèle tridimensionnel de vilebrequin n'est pas simple à créer, car nous avons réalisé une partie et l'avons reproduite en plusieurs parties intégrales et parallèles en utilisant la fonction "Mirror" dans SolidWorks, en prenant en compte les dimensions requises et les mesures précises.

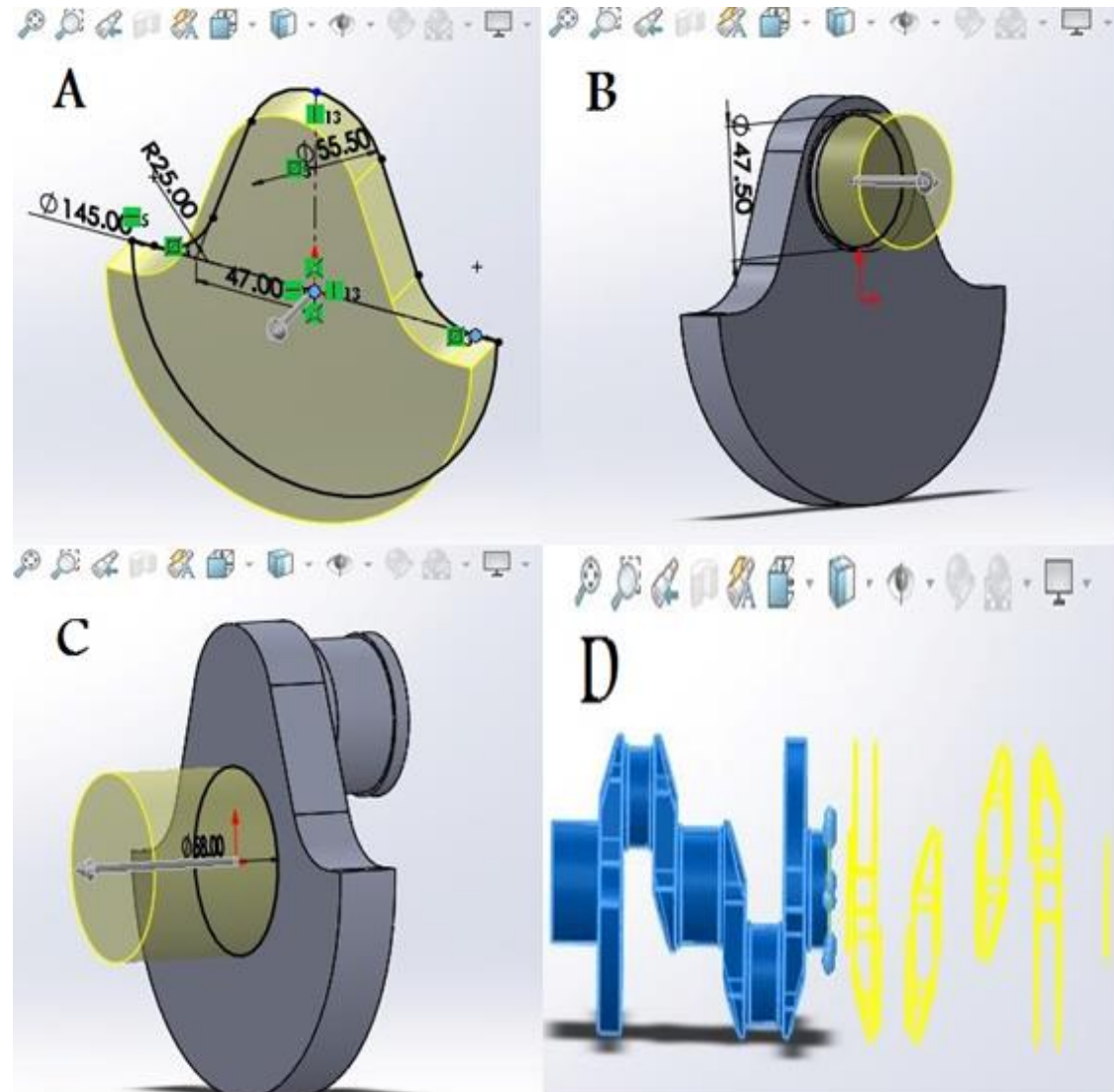


Figure III-12: Étapes de la construction d'une forme 3D de vilebrequin

La figure (III.12.A.B.C.D) illustre les étapes les plus importantes pour construire un modèle 3D pour vilebrequin

Après les étapes de construction, on obtient la forme finale du vilebrequin, La figure (III.13) représente un modèle 3D de vilebrequin sur sa forme finale.

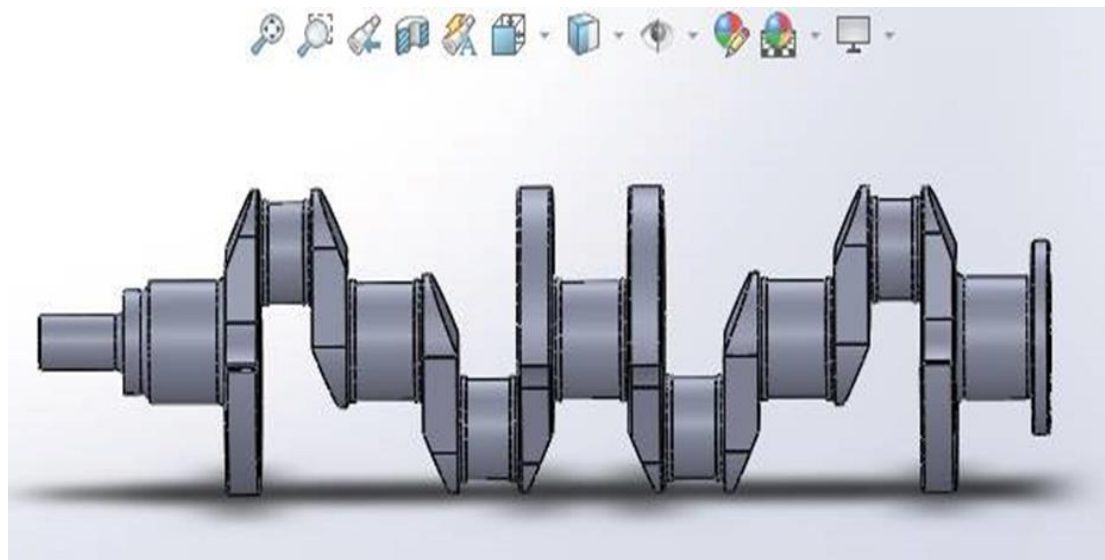


Figure III-13: *Le vilebrequin final*

III.2.2.7. Assemblez les pièces

La création d'une forme 3D d'un objet aussi complexe que la bielle manivelle est complexe, c'est pourquoi nous avons assemblé toutes les pièces en utilisant la fonction d'assemblage de Solid Works.

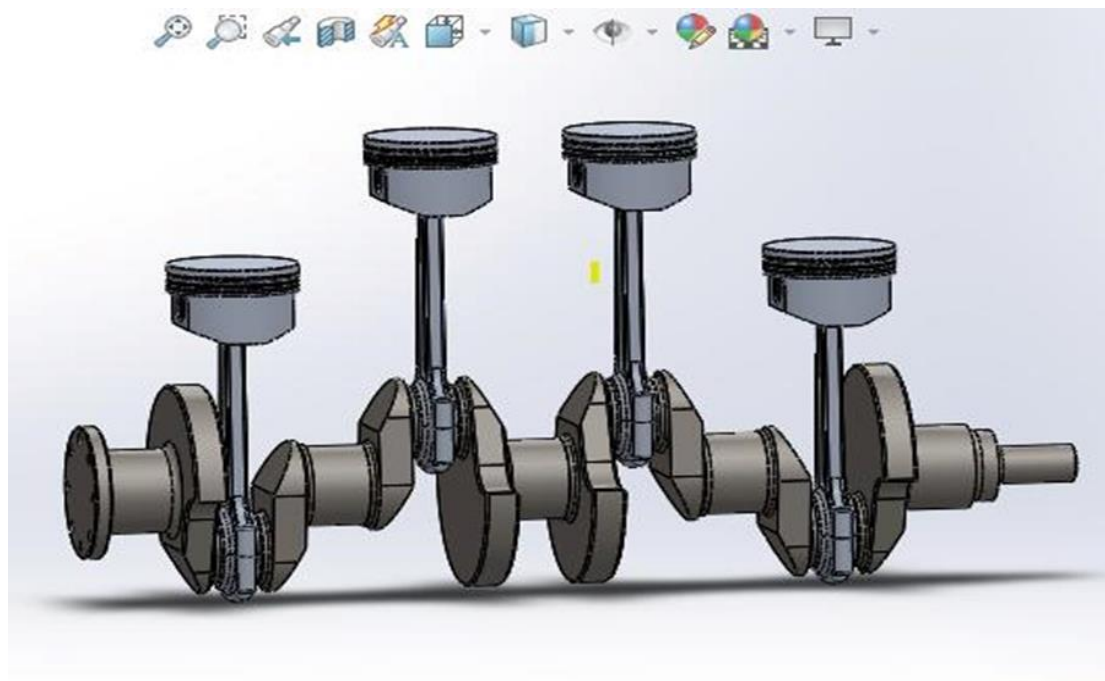


Figure III-14: *Bielle manivelle finale*

L'image finale réalisée après l'assemblage est illustrée dans la figure (III.14).

III.3. Résultats et interprétation

III.3.1. Définition de ANSYS

ANSYS (Système d'analyse) est un logiciel remarquable qui permet d'effectuer des analyses complexes et multidisciplinaires, jouant ainsi un rôle crucial dans l'industrie d'aujourd'hui. Ce logiciel est principalement utilisé pour la simulation technique. Ce logiciel unique n'a pas d'application concurrentielle qui pourrait être à ses côtés. ANSYS possède deux aspects principaux. La simulation utilise différentes techniques telles que la mécanique des structures, la multiphasique, la dynamique des fluides, la dynamique explicite, l'électromagnétique et l'hydrodynamique (AQWA).

Dans cette section, nous réaliserons deux catégories d'études en ligne. En ce qui concerne le logiciel ANSYS : Analyse modale et Analyse statique.

III.3.2. Matériaux

Nous avons choisi le type de métal spécial pour chaque pièce:

Le piston : Variété d'aluminium; aluminium, cuiver, Zinc, magnésium, silicium etc

La bielle : Variété d'aluminium; aluminium, cuiver, Zinc, magnésium, silicium etc

Le Vilebrequin: Acid; fer carbone, nickel, manganèse

III.3.3. Analyse modale

Le calcul des fréquences naturelles et des déformations modales de votre modèle est possible grâce à l'analyse modale. Il est également possible d'observer la réaction en fréquence naturelle de votre modèle exposé à des charges temporelles et/ou oscillatoires/vibratoires en effectuant une analyse dynamique, qu'elle soit transitoire, harmonique, aléatoire ou choc.

III.3.3.1. Les fréquences naturelles de bielle manivelle

Notre modèle est équipé de 6 modes, où chaque fois que nous obtenons la valeur de fréquence naturelle du modèle, les fréquences de la bielle manivelle sont affichées dans les tableaux suivants

Table III-1 ; Les fréquences naturelles de la bielle manivelle

Mode	Fréquences [Hz]
1	108.81
2	258.42
3	360.37
4	708.96
5	1601.4
6	2277.8

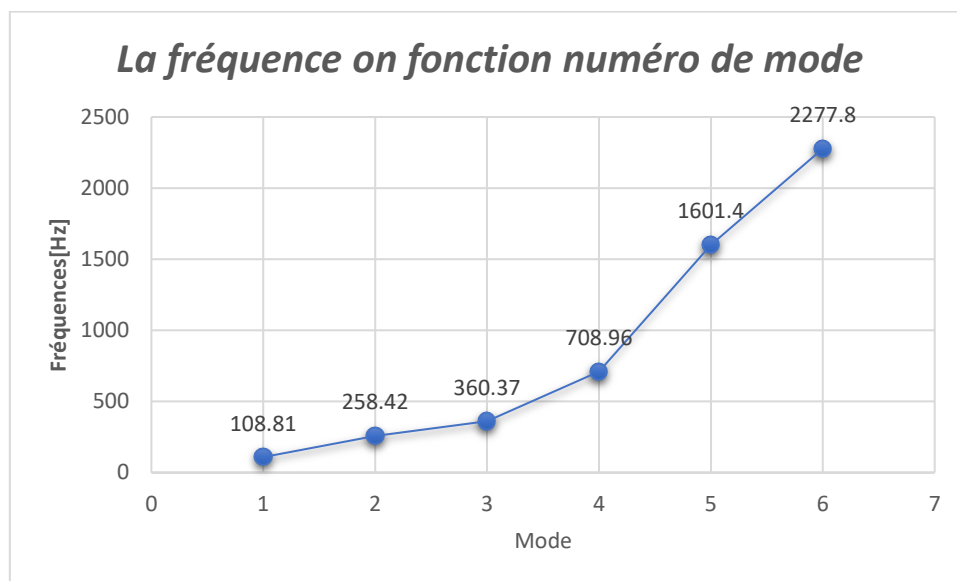


Figure III-15: La fréquence on fonction numéro de mode

La Figure(III.15) montre la courbe des changements de fréquence enté Les nombre de mode :

Il est observé que lorsque nous augmentons le mode, la fréquence augmentera, atteignant ainsi la valeur la plus élevée à 2277,8 Hz.

III.3.3.2. Les déformées modales

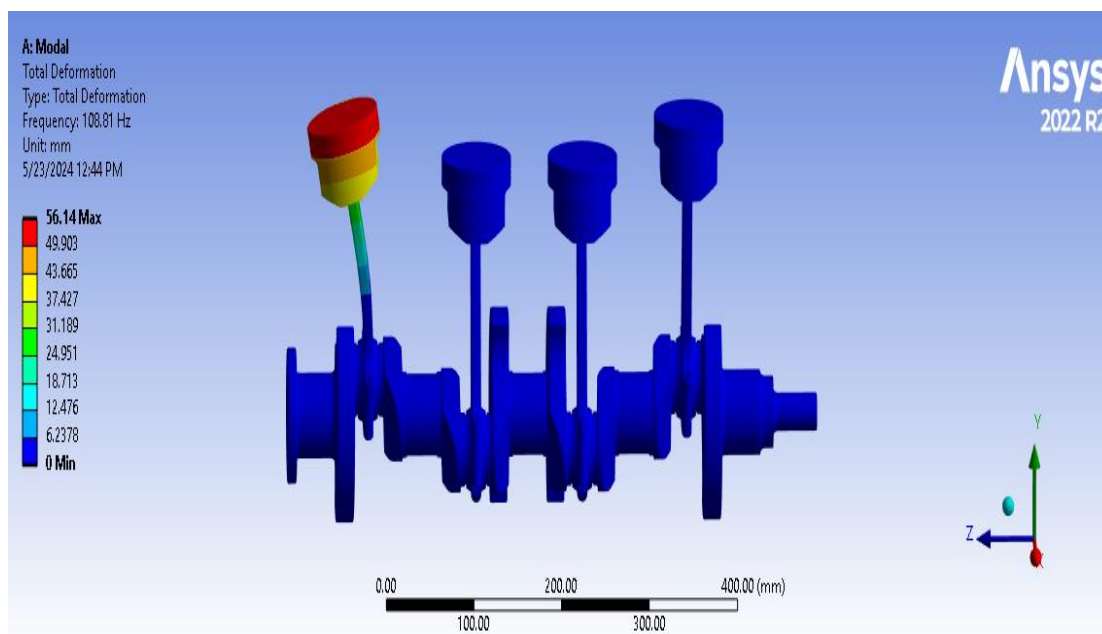
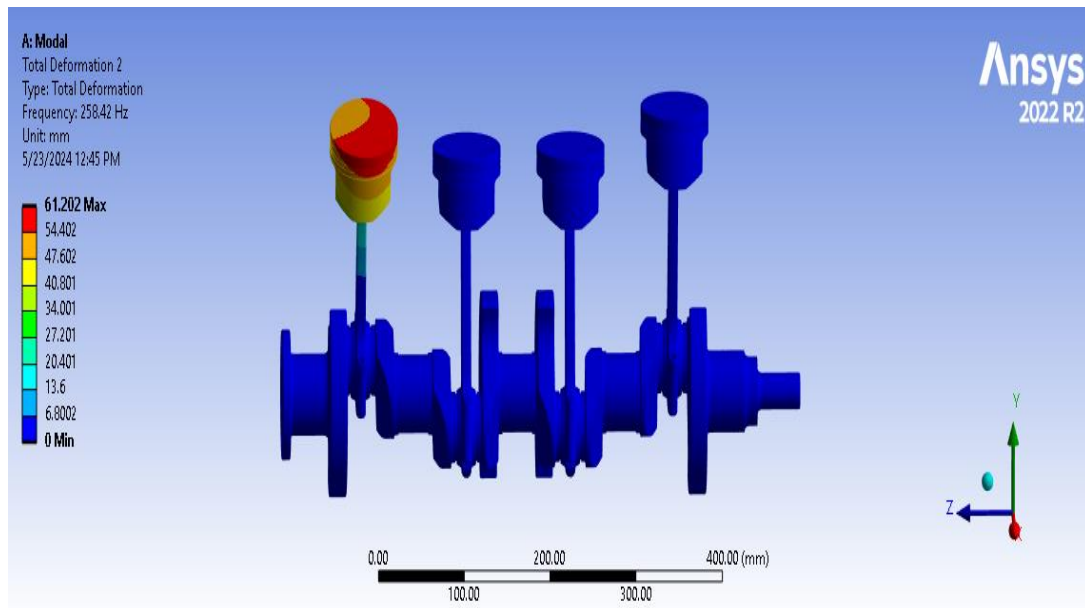
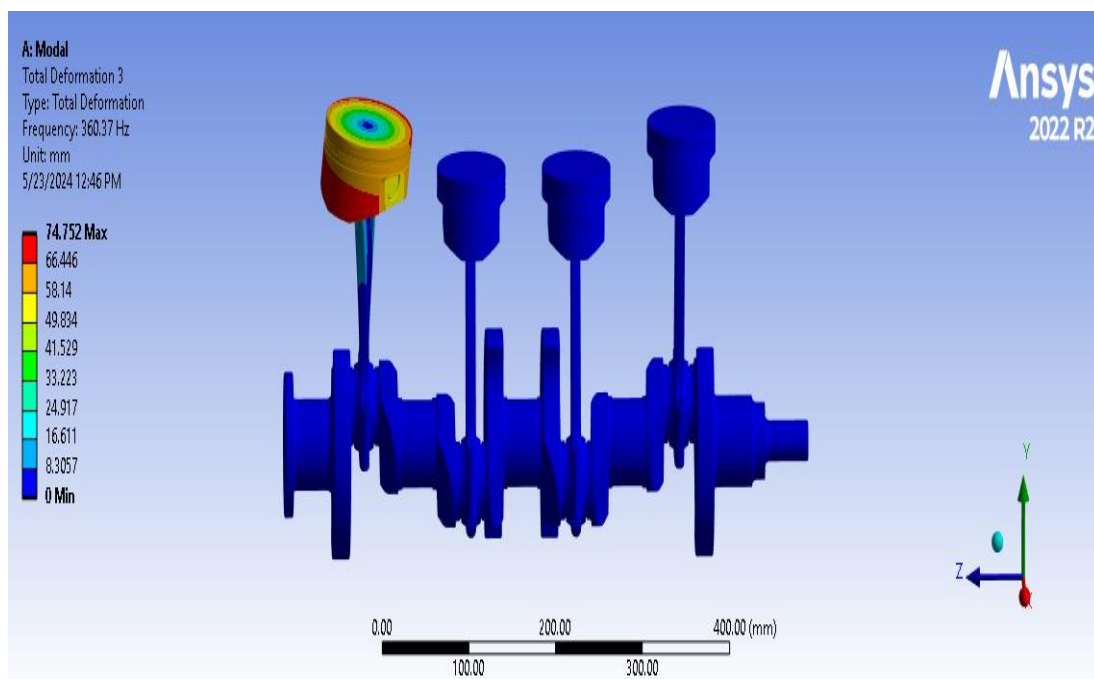
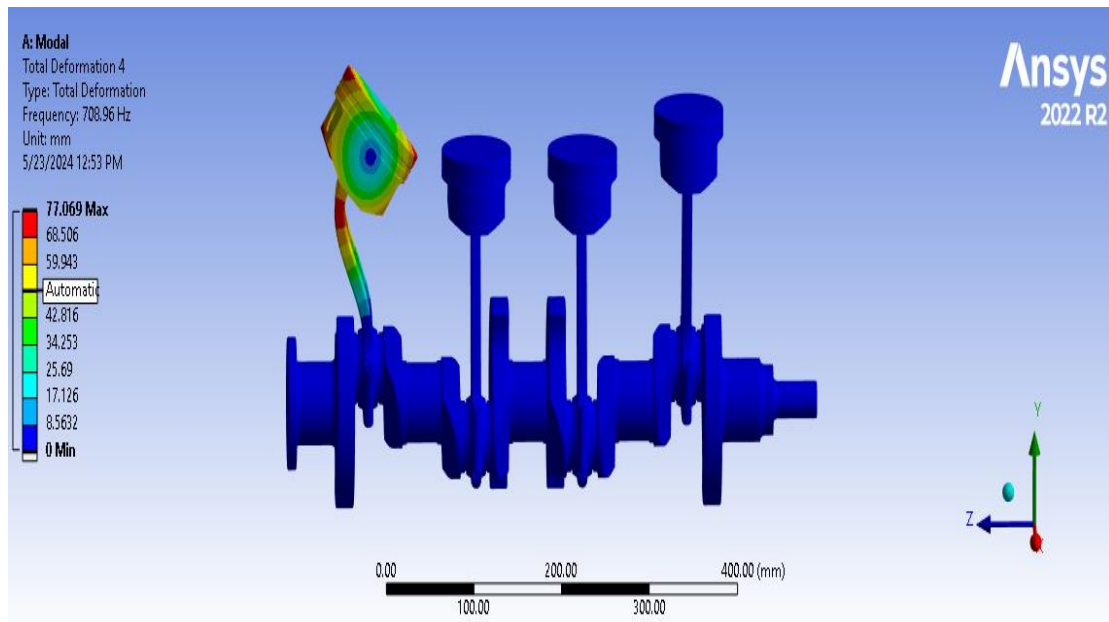
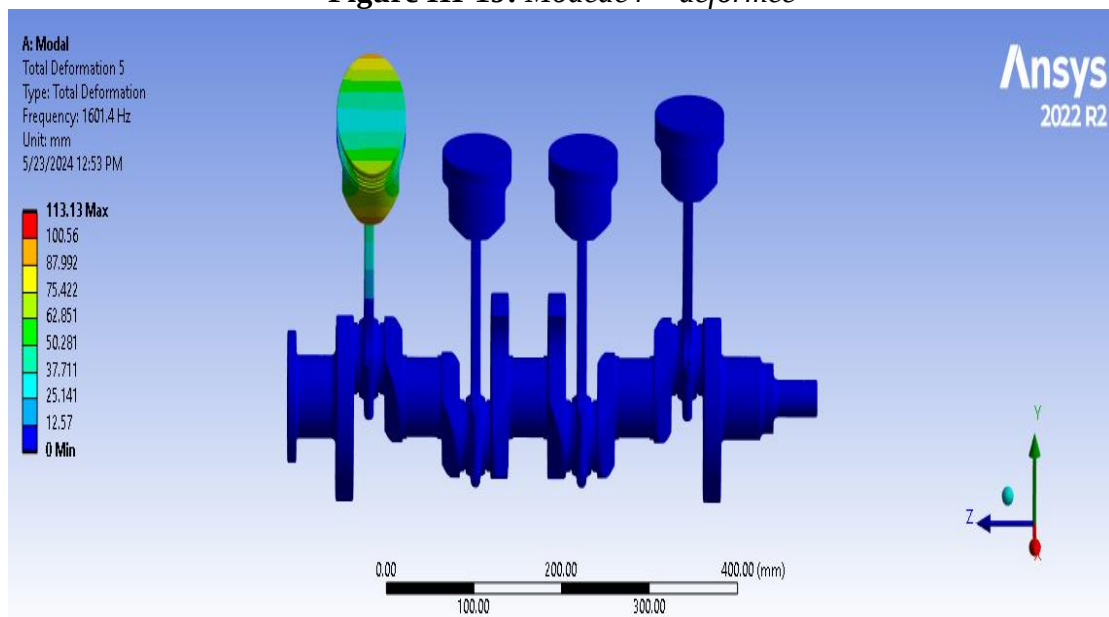


Figure III-16: Mode de 1^{ère} déformée

Figure III-17: *Mode de 2^{ème} déformée*Figure III-18: *Mode de 3^{ème} déformée*

Figure III-19: *Mode 4^{ème} déformée*Figure III-20: *Mode 5^{ème} déformée*

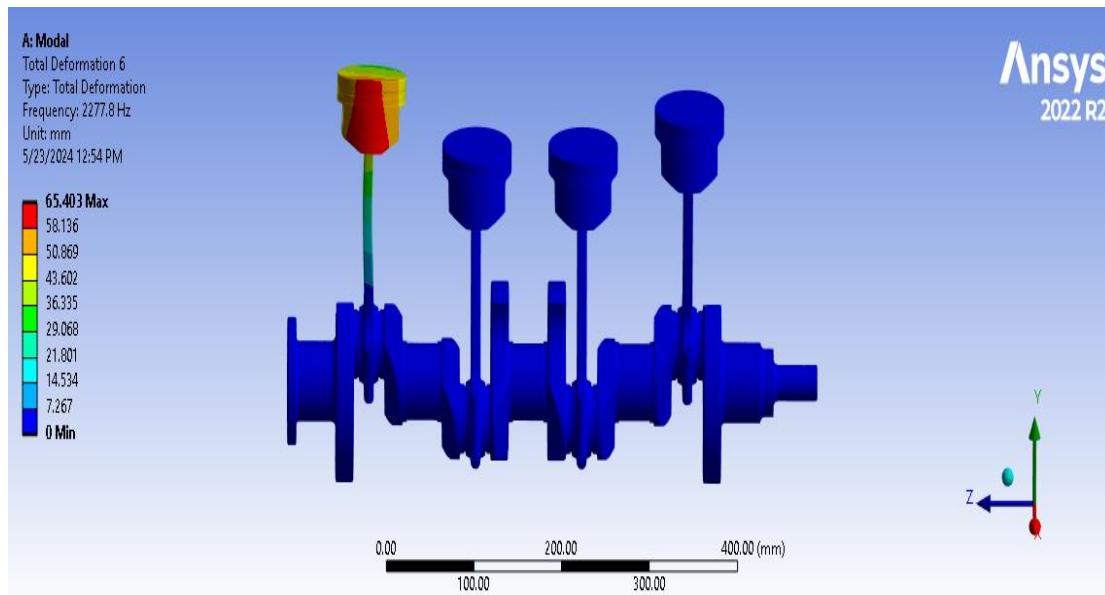


Figure III-21: *Mode de 6^{ème} déformée*

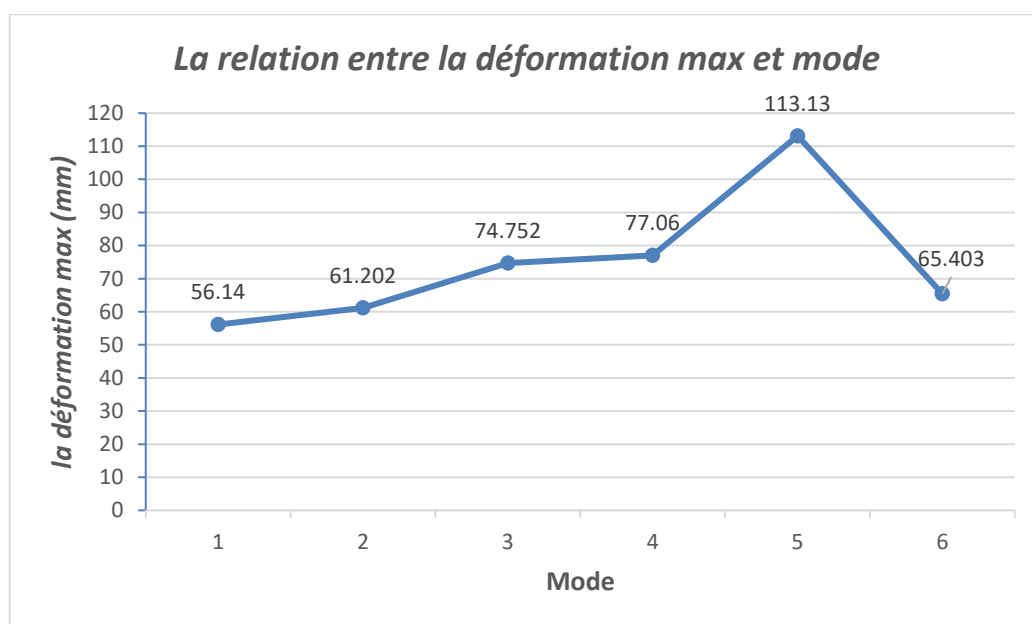


Figure III-22: *La relation entre la déformation max et mode*

La Figure (III.22) montre le courbe des Changements de déformation max en termes de mode.

Où Il est observé que la déformation atteint sa valeur la plus élevée lorsque le mode 5 est utilisé, où elle atteint 113.13 mm

Selon la figure (III.21), nous observons que la fréquence maximale est de 2277,8 Hz, ce qui est en dehors de la valeur pour la déformation de 65,403 mm Cela suggère que la fréquence maximale est la meilleure valeur lorsque le mode 6 est utilisé. Nous concluons que l'augmentation de la fréquence réduit la vibration et la déformation.

III.3.4. Analyse statique

La réalisation d'une analyse structurelle statique permet de mesurer les mouvements, les contraintes, les déformations et les forces dans les structures et les composants causés par des charges qui ne provoquent pas d'inertie et d'effets d'amortissement significatifs.

III.3.4.1. Conditions aux limites

Les nœuds des tourillons de vilebrequin sont fixés en translation et en rotation, avec un déplacement et une rotation nulle en fonction des axes xyz.

Une pression a été appliquée à la couronne du piston (surface du piston) à une valeur de 30 bar = 3 MPa. Lors de la phase de combustion, la pression est élevée (pression maximale).

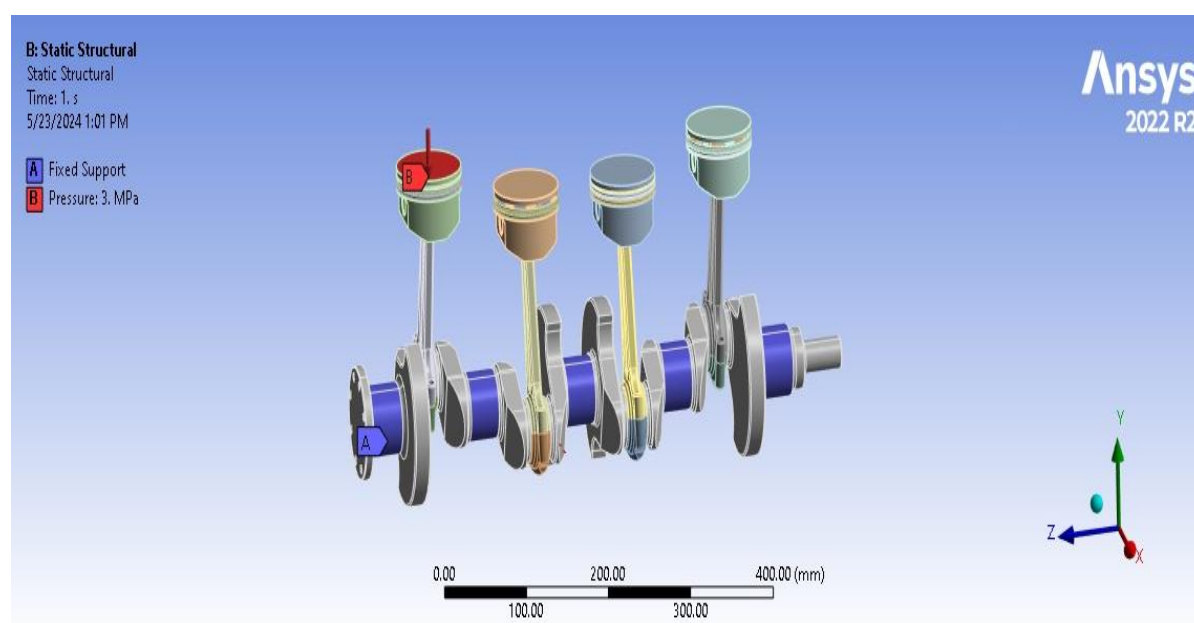


Figure III-23: Condition aux limites de la bielle manivelle

La figure (III.23) montre les conditions aux limites les plus importantes appliquées à une bielle manivelle.

III.3.4.2. Maillage

L'objectif de cette recherche est de fournir une estimation précise des mouvements et des contraintes en élasticité linéaire. Tout d'abord, on sélectionne les éléments trigonométriques. Inclut 3 nœuds.

III.3.4.2.A. Méthode de maillage

Après avoir donné les valeurs de volume d'élément à chaque fois que nous enregistrons une valeur pour le nombre d'éléments et la contrainte, nous rapprochons davantage la solution en modifiant le volume d'élément au niveau du maillage.

Les résultats sont présentés dans le tableau suivant.

Table III-2: Les valeurs des contraintes et le nombre d'éléments pour le volume d'élément

Volume d'élément [mm]	23	21	19	17	15	10	7	5
Nombre d'éléments	65338	65135	65747	66735	69613	_80023	135307	264577
Contrainte max [MPa]	193.65	124.75	137.54	145.86	184.45	204.32	229.4	233.39

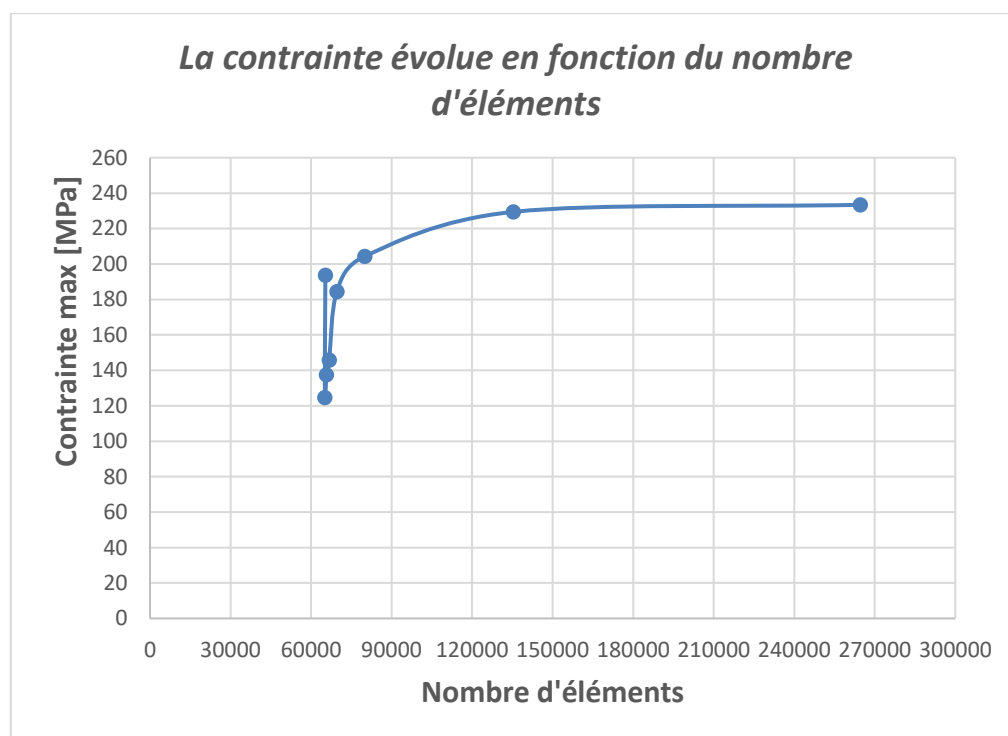


Figure III-24: La contrainte évolue en fonction du nombre d'éléments

La figure(III.24) montre la courbe des modifications de contrainte maximum en termes de nombre d'éléments

Le volume d'élément semble stable avec des valeurs proches de 229.4 et 233.39, et la taille de maillage la plus précise est de 5 mm

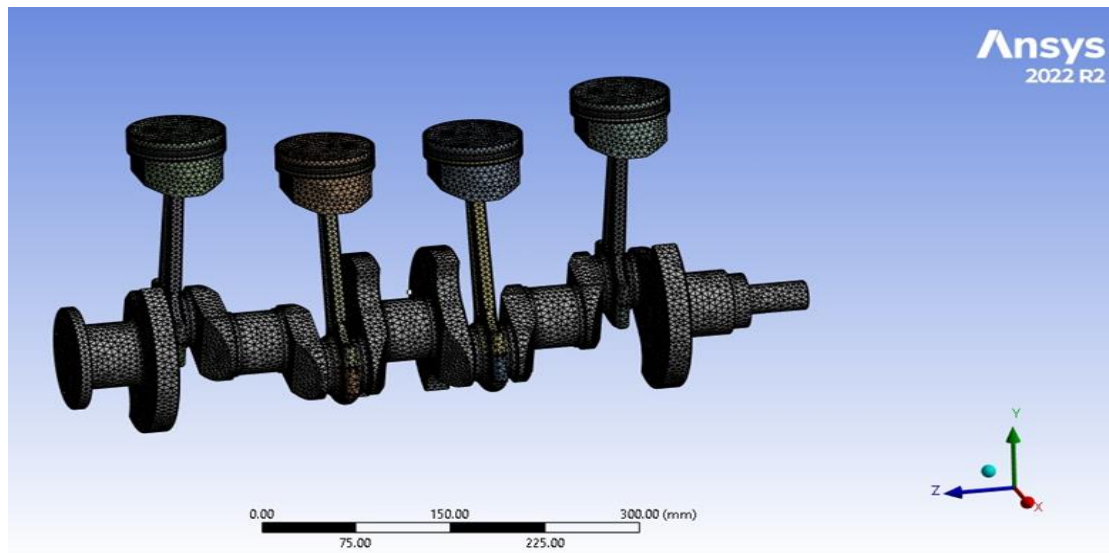


Figure III-25: Maillage de bielle manivelle

Le maillage le plus précis à un volume de 5 mm est illustré dans la figure (III.25), avec 264577 éléments et 455594 nœuds.

III.3.4.3. Le Déplacement de bielle manivelle

Nous appliquons trois Déplacements pour la directionnel de déformation.

➤ Déplacement selon l'axe X :

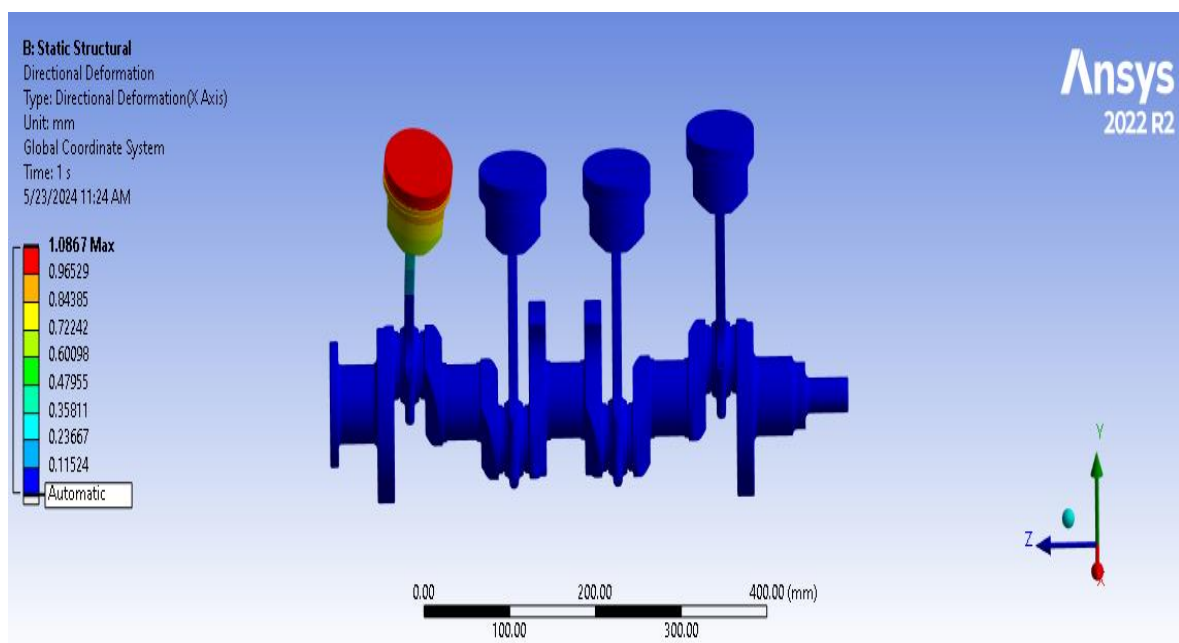


Figure III-26: Déplacement selon l'axe X

La valeur max de déplacement selon l'axe X: $D_{max} = 1.0867 \text{ mm}$

➤ Déplacement selon l'axe Y

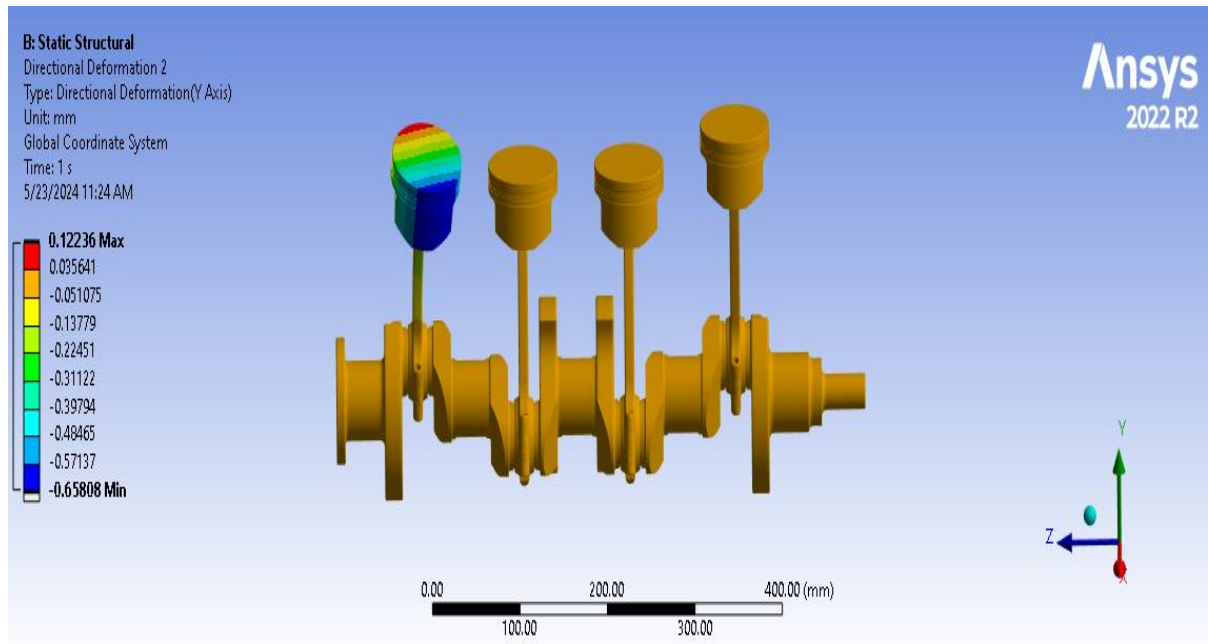


Figure III-27: Déplacement selon l'axe Y

La valeur max de déplacement selon l'axe Y: $D_{max}=0.12236\text{mm}$

➤ Déplacement selon l'axe Z :

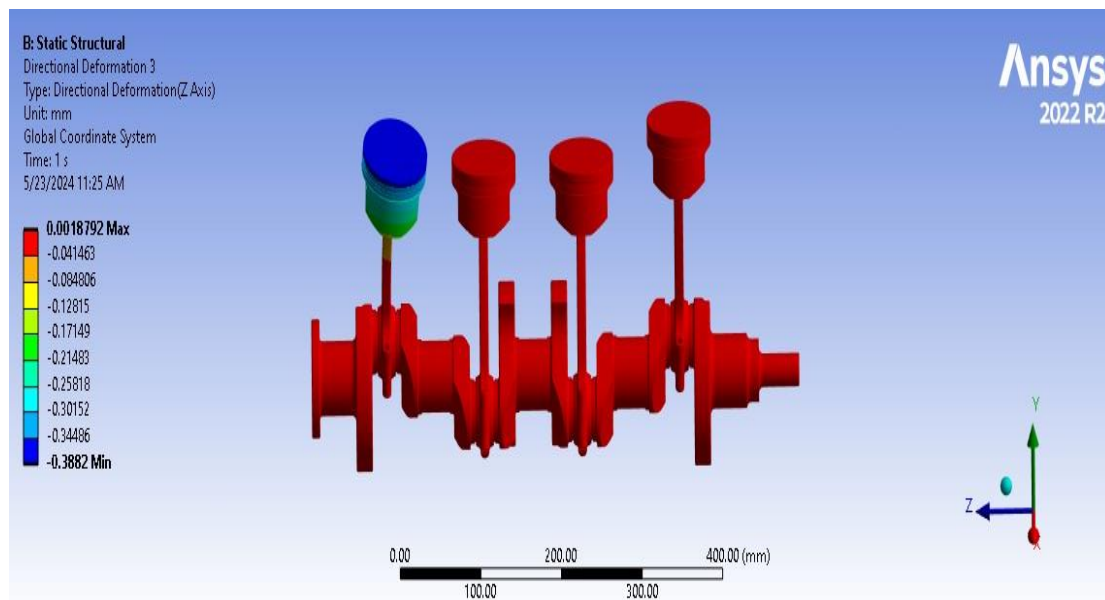


Figure III-28: Déplacement selon l'axe Z

La valeur max de déplacement selon l'axe Z: $D_{max} = 0.0018792\text{mm}$

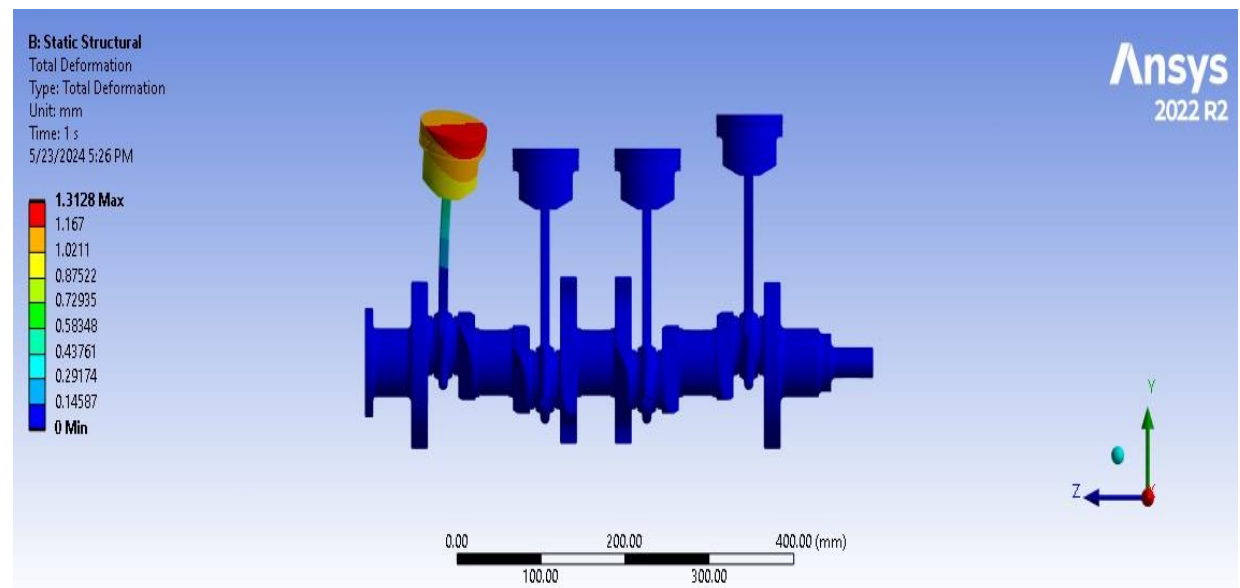


Figure III-29: *Le déplacement total de la bielle manivelle*

La figure (III.29) montre le déplacement total de la bielle manivelle, où les déplacements max pour la directionnel de déformation : $D_{max} = 1.3128$ mm

III.3.4.4. Les déformations de bielle manivelle

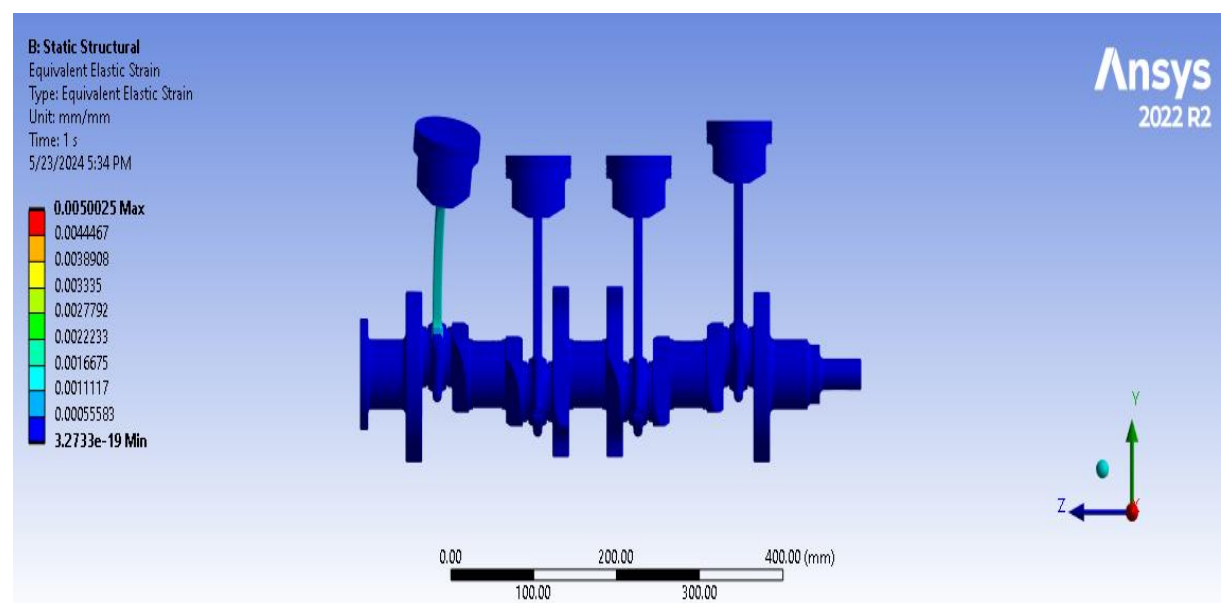


Figure III-30: *La déformation totale de la bielle manivelle*

La représentation graphique (III.30) illustre la déformation totale de la lame de la manivelle, avec une valeur maximale de déformation totale $\epsilon_{max} = 0,0050025$ au niveau de la couronne du piston (la surface du piston). Ce phénomène est causé par l'application d'une pression sur la couronne du piston

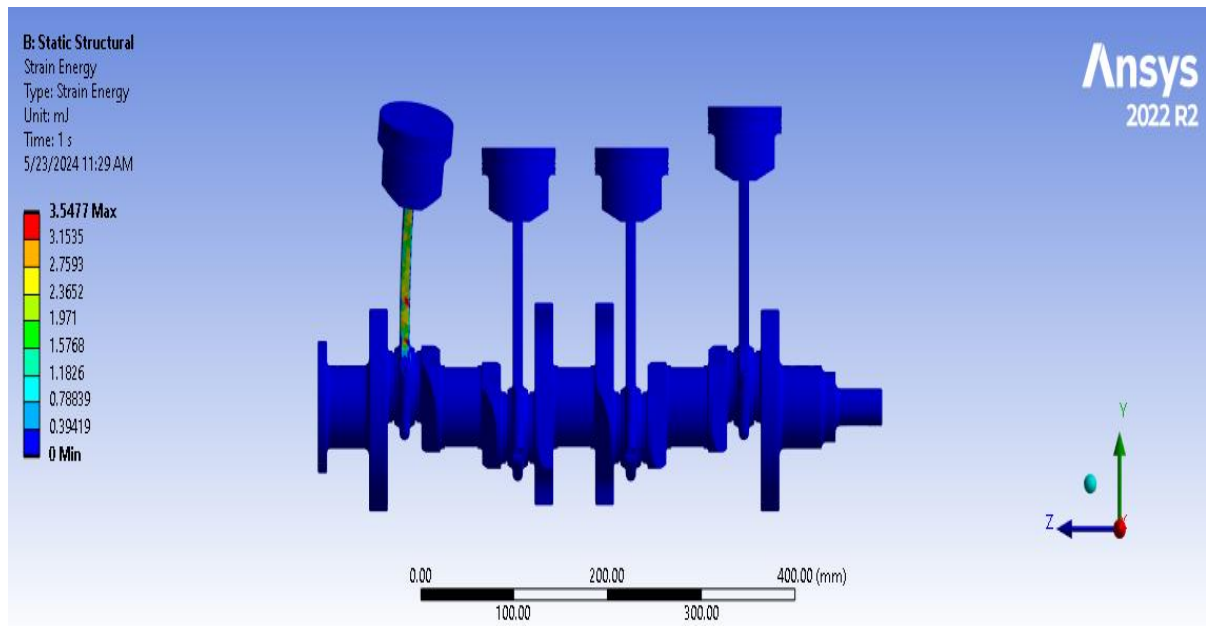


Figure III-31: L'énergie de déformation

La figure (III.31) montre l'énergie nécessaire pour se déformer, où la valeur de l'énergie maximale nécessaire pour se déformer : $E_{max} = 3.5477$ mJ

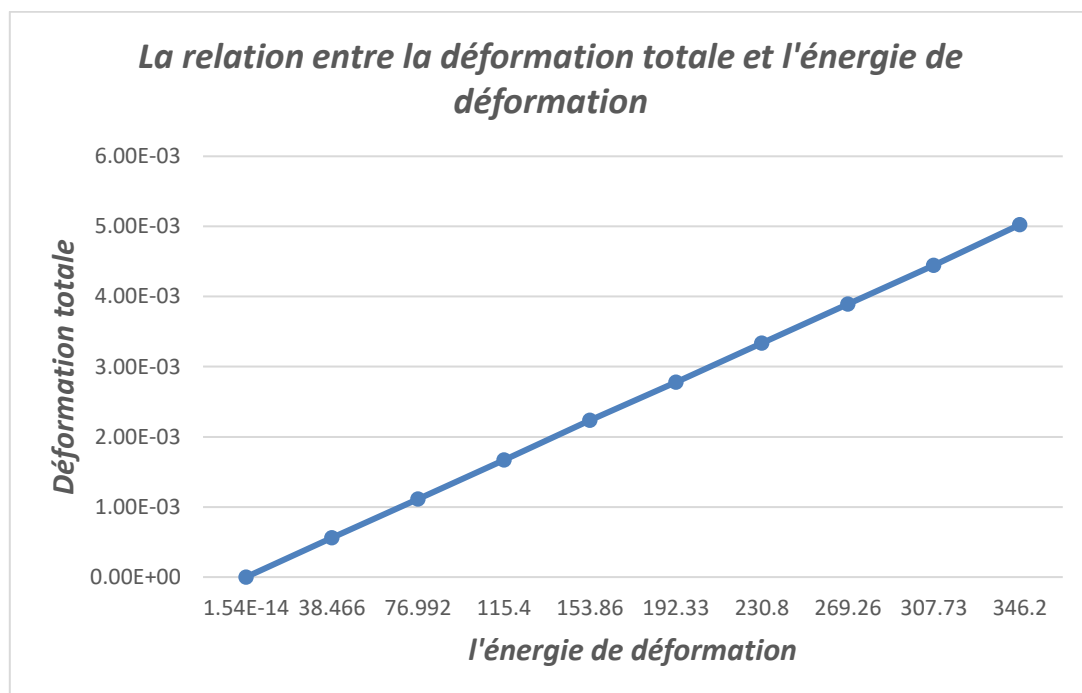


Figure III-32: La relation entre la déformation totale et l'énergie de déformation

La figure (III.32) montre la courbe des changements de la déformation totale en termes de l'énergie de déformation, où l'on remarque une relation proportionnelle entre eux

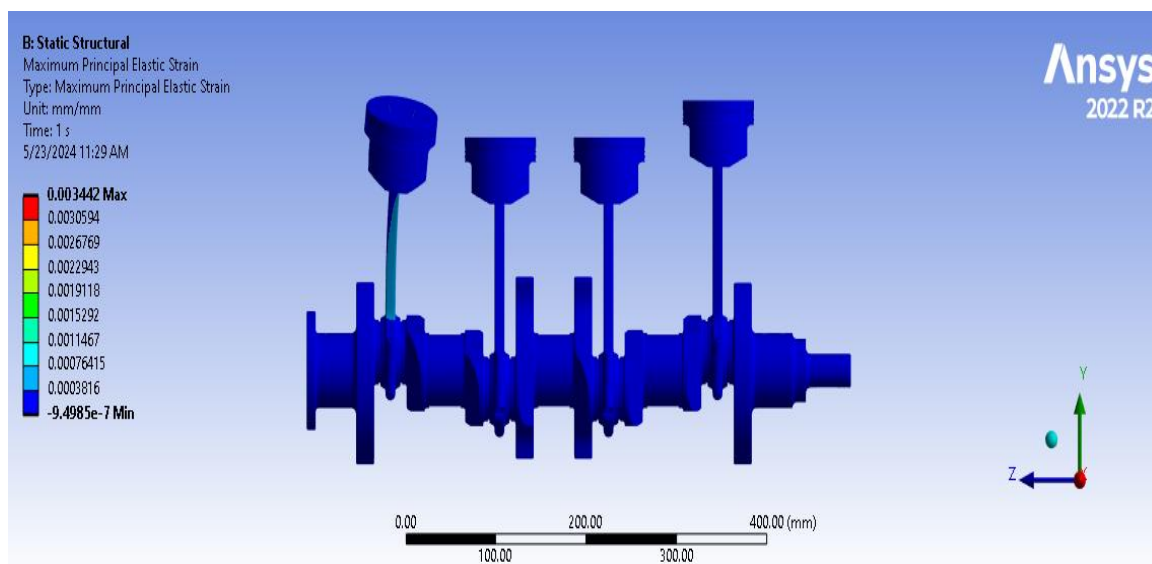


Figure III-33: La déformation maximale de principale

La représentation graphique (III.33) illustre la déformation maximale de la partie principale de la manivelle, où la valeur maximale de la déformation principale (le facteur de sécurité) représente la valeur limite pour la sécurité et l'éviter, avec une valeur maximale de la déformation principale égale à 0.003442.

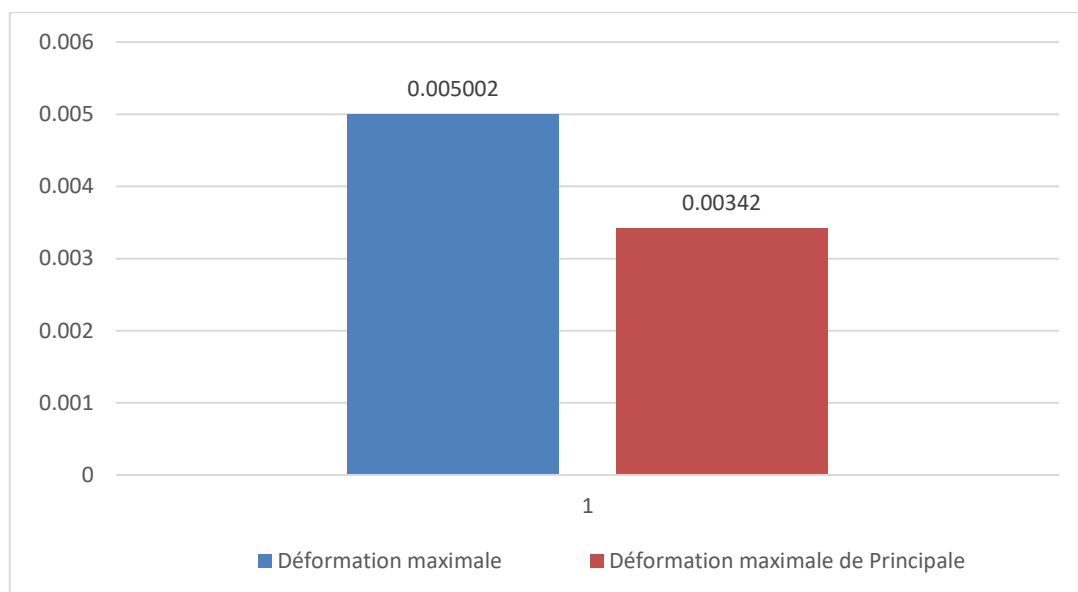


Figure III-34: la relation entre la déformation maximale et la déformation maximale principale

La figure (III.34) représente un graphique de la relation entre la déformation maximale et la déformation principale maximale (facteur de sécurité). On note que la valeur maximale atteinte par la déformation est de 0,0050025, tandis que la valeur de sécurité et d'évitement de la déformation est de 0,003442. La phase entre les deux valeurs [0,003442;0,0050025] est appelée phase critique. Nous interprétons cela comme lorsque la valeur maximale de sécurité de 0,003442 est dépassée, cela signifie que la

pièce est entrée dans la phase critique (le chemin vers la déformation maximale).

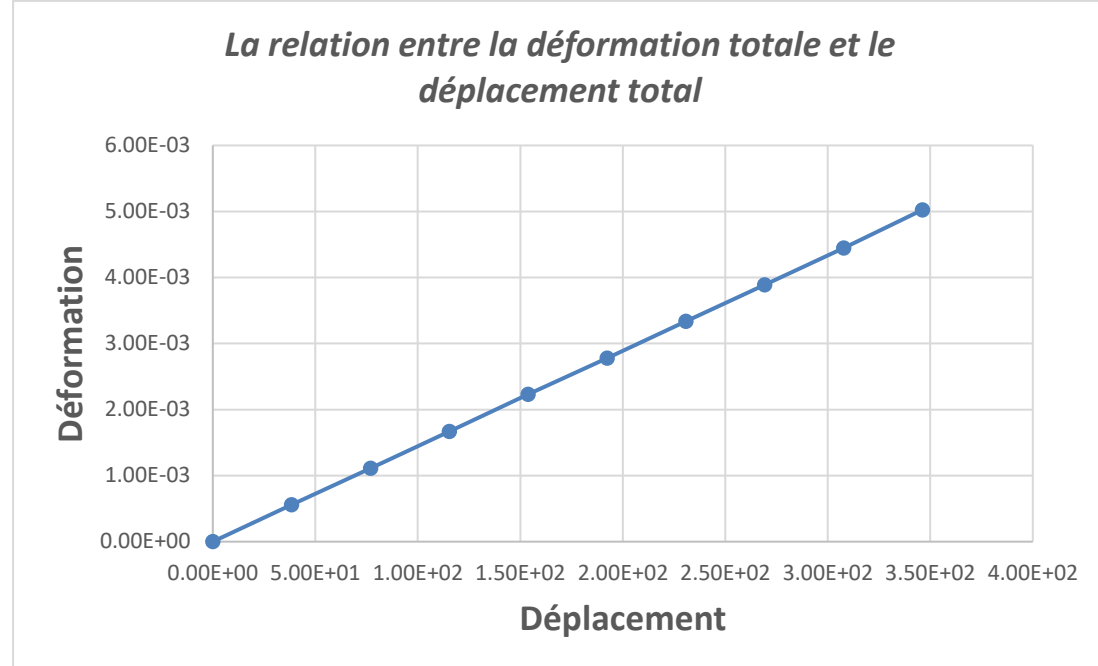


Figure III-35: La relation entre la déformation totale et le déplacement total

La figure III-36 montre la courbe des changements de la déformation totale en termes de le déplacement total, où l'on remarque une relation proportionnelle entre eux.

III.3.4.5. Les contraintes de la bielle manivelle

La contrainte est la force appliquée sur la surface de La pièce

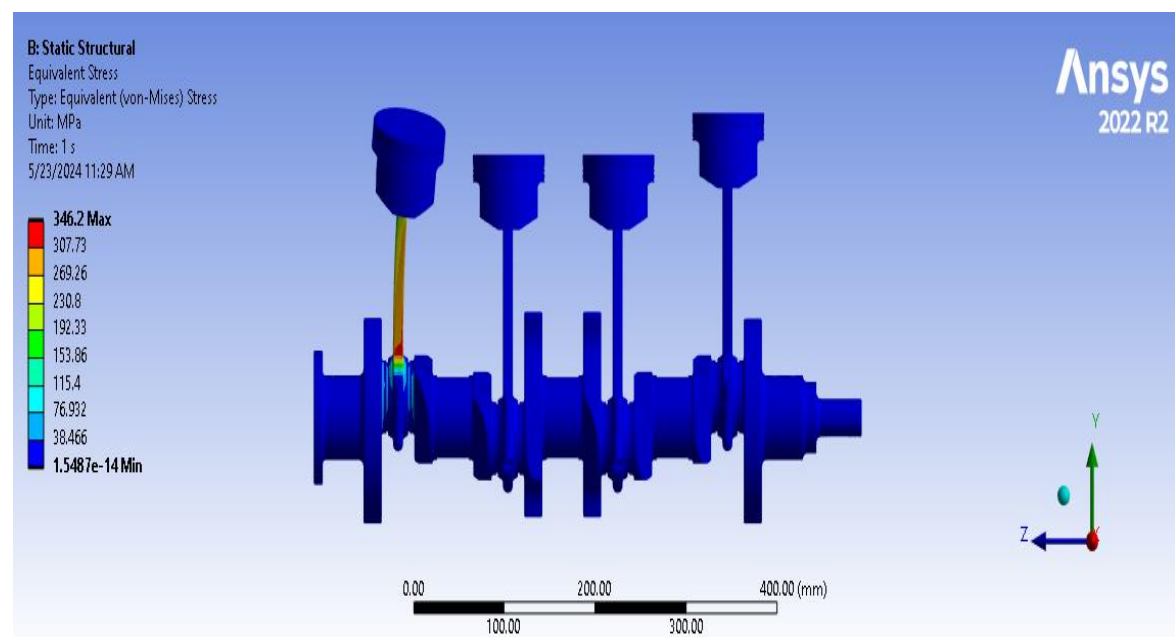


Figure III-36: La contrainte de la bielle manivelle

La figure(III.36) montre la contrainte de la bielle manivelle, où la valeur max de la contrainte figure(III.36) $\sigma_{\max}=346.2\text{MPa}$

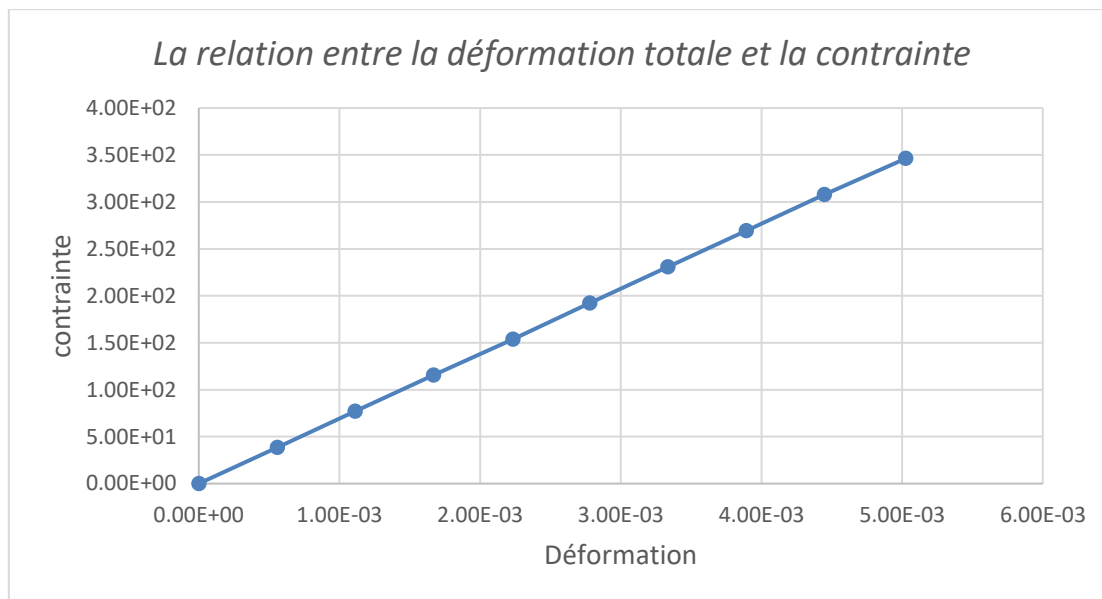


Figure III-37: La relation entre la déformation totale et la contrainte

La figure III 37 montre la courbe de la changements de la contrainte en termes de le la déformation totale, où l'on remarque une relation proportionnelle entre eux..

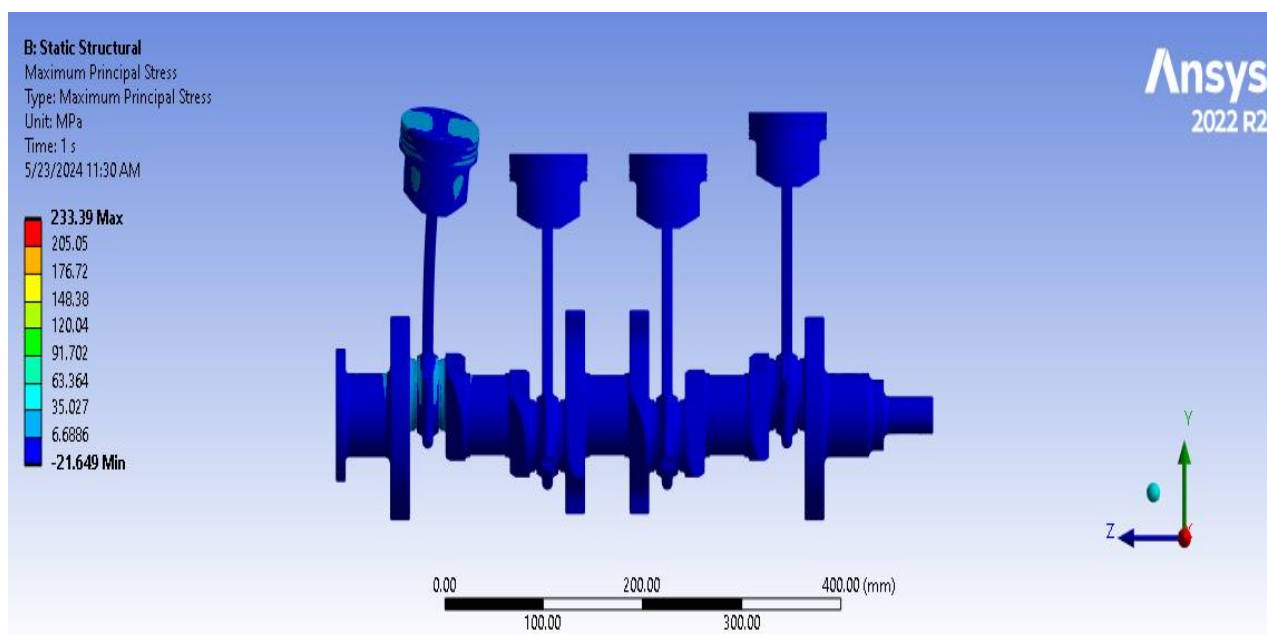


Figure III-38: La contrainte maximale de principale

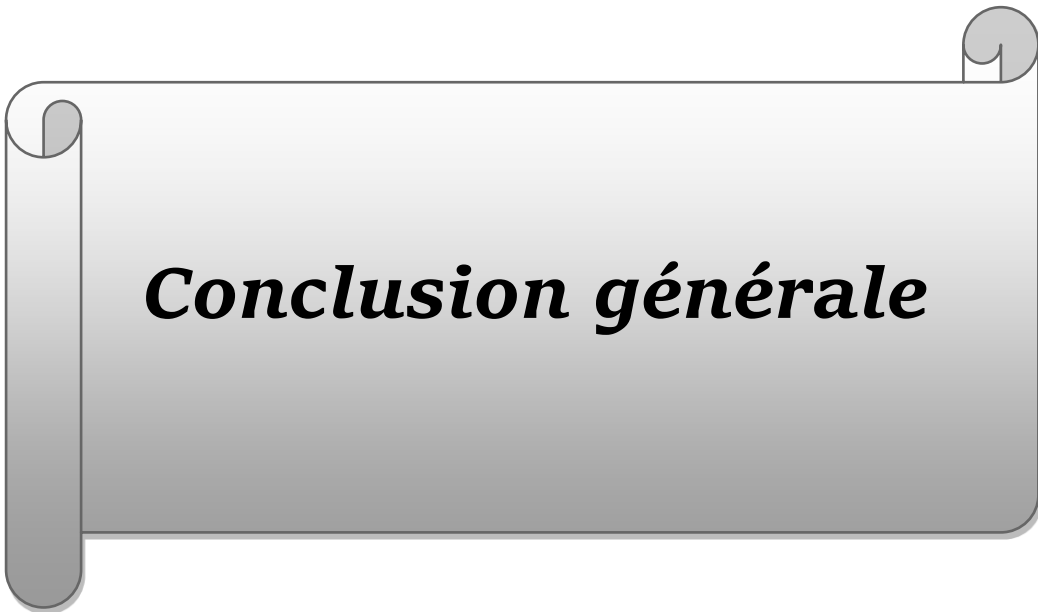
La contrainte maximale de principale (le facteur de sécurité) de la bielle manivelle est illustrée dans la figure (III.38), avec une valeur totale de 233.39 MPa.

III.4. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons conduit deux types de simulations numériques concernant la bielle manivelle. Tout d'abord, nous avons utilisé une analyse modale pour extraire les fréquences naturelles selon les modes, ce qui nous a permis de réduire la quantité de données pour la déformation. Ensuite, une analyse statique a été réalisée, examinant la déformation, les contraintes et les déplacements de la manivelle suite à l'application d'une pression sur la couronne du piston pendant la phase de combustion à l'intérieur du moteur à essence. Les valeurs maximales de déformation et de contrainte ont été enregistrées au niveau de la couronne du piston en raison de cette pression, ainsi que les déplacements sur les trois axes X, Y et Z.

Le piston dans un moteur à combustion interne a pour rôle principal de recevoir l'énergie de l'expansion des gaz et de la transmettre au vilebrequin via la bielle. C'est ce qu'on appelle le système bielle-manivelle. L'objectif de notre projet est d'assembler le piston, la bielle et le vilebrequin pour des moteurs à quatre temps. Les pièces ont été conçues et assemblées dans le logiciel de modélisation 3D SolidWorks, avec l'aluminium allié comme matériau pour le piston et la bielle, et de l'acier pour le vilebrequin. Le maillage et l'analyse par éléments finis ont été réalisés dans le programme ANSYS, avec deux types de simulations effectuées : une analyse modale et une analyse statique. L'analyse modale a été utilisée pour déterminer les caractéristiques de vibration, telles que les fréquences naturelles et les modes de vibration des trois composants.

La fréquence naturelle maximale observée était de 2277,8 Hz au mode 6. Pour mesurer les déformations, les contraintes et le facteur de sécurité sous charge statique, une analyse structurale a été entreprise. La valeur maximale de déformation enregistrée était de 0,0050025 et la contrainte maximale atteignait 233,39 MPa, résultant de l'application d'une pression de 30 bars sur la couronne du piston.



Conclusion générale

Conclusion générale

À la conclusion de cette étude, nous avons mis en lumière les aspects de la recherche, notamment la simulation numérique du système bielle-manivelle du moteur Renault Symbol 1.6 à essence à combustion interne. Nous avons développé en détail les aspects théoriques et le processus de recherche, fournissant une analyse approfondie des concepts et des relations théoriques liés au système bielle-manivelle. Cette section de notre étude nous a demandé d'examiner en profondeur l'importance du système bielle-manivelle dans la conversion du mouvement, qui transforme le mouvement linéaire alternatif issu de la pression du piston après la combustion du mélange air-carburant en un mouvement de rotation vers l'arbre via la bielle. Nous avons étudié la traduction de ce mouvement à l'aide de la méthode des éléments finis et avons identifié les facteurs influençant cette conversion d'énergie, nécessitant ainsi une simulation numérique approfondie du système pour en découvrir les aspects les plus significatifs et les éventuels obstacles.

Dans ce projet, les principales pièces du moteur, telles que le piston, la bielle et le vilebrequin, ont été conçues selon les spécifications données pour le moteur. Ces pièces ont été modélisées et assemblées dans le logiciel de modélisation 3D SolidWorks, avec l'utilisation d'un alliage d'aluminium pour le piston et la bielle, et de l'acier pour le vilebrequin.

Une analyse modale a été effectuée pour déterminer les fréquences naturelles des 6 modes de vibration. Nous avons observé une augmentation significative des fréquences naturelles, la plus élevée atteignant 2277.8 Hz pour le mode 6, ce qui correspond à une amplitude de vibration minimale de 65.403 mm. Cette observation souligne la relation inverse entre la fréquence et l'amplitude de vibration : plus la fréquence est élevée, plus l'amplitude de vibration est faible. Une analyse statique a également été réalisée pour évaluer les déformations, les contraintes, les déplacements et les facteurs de sécurité. Une pression de 3 MPa a été appliquée à la couronne du piston pendant la phase de combustion, entraînant une déformation maximale de 0.0050025 et une contrainte maximale de 233.39 MPa. Nous avons comparé la déformation maximale avec la contrainte maximale, notant une corrélation directe entre ces deux paramètres. De plus, la déformation maximale a été comparée au facteur de sécurité pour garantir des marges de sécurité adéquates et enregistrer les valeurs de déplacement sur les axes x, y et z.

Pour l'avenir, nous envisageons d'approfondir la recherche sur l'importance du système bielle-manivelle dans la contribution à la conversion d'énergie des moteurs Renault Symbol 1.6 à essence à combustion interne. Cela ouvre la voie à une continuation de cette recherche dans le domaine des moteurs à combustion interne.



Références

Références

- [1] Chen, B., et al., *Spray and flame characteristics of wall-impinging diesel fuel spray at different wall temperatures and ambient pressures in a constant volume combustion vessel*. Fuel, 2019. **235**: p. 416-425.
- [2] Tirkey, J.V., S. Shukla, and A.K. Singh. *Compression Ratio Effect on the Performance and Emission of CI Engine Fueled with Waste Cooking Oil Methyl Ester and Diesel Blends at Constant RPM*. in *Recent Advances in Environmental Science from the Euro-Mediterranean and Surrounding Regions (2nd Edition) Proceedings of 2nd Euro-Mediterranean Conference for Environmental Integration (EMCEI-2), Tunisia 2019*. 2021. Springer.
- [3] Yaman, H., *Investigation of the effect of compression ratio on the energetic and exergetic performance of a CI engine operating with safflower oil methyl ester*. Process Safety and Environmental Protection, 2022. **158**: p. 607-624.
- [4] Ge, Y., L. Chen, and F. Sun, *Progress in finite time thermodynamic studies for internal combustion engine cycles*. Entropy, 2016. **18**(4): p. 139.
- [5] Sheykhi, M., et al., *Investigation of the effects of operating parameters of an internal combustion engine on the performance and fuel consumption of a CCHP system*. Energy, 2020. **211**: p. 119041.
- [6] Shameer, P.M., et al., *Effects of fuel injection parameters on emission characteristics of diesel engines operating on various biodiesel: a review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017. **67**: p. 1267-1281.
- [7] Bo, Y., et al., *A numerical investigation of injection pressure effects on wall-impinging ignition at low-temperatures for heavy-duty diesel engine*. Applied Thermal Engineering, 2021. **184**: p. 116366.
- [8] Guizouarn, K., *Réduire les émissions de particules des véhicules diesel par l'utilisation de biodiesel*. OCL, 2020. **27**: p. 11.
- [9] Téré, D., et al., *MODÉLISATION THERMODYNAMIQUE DE COMBUSTION MONO-ZONE DE BODIESELS DANS UN MOTEUR DIESEL ET ESTIMATION THÉORIQUE DES ÉMISSIONS POTENTIELLES*.
- [10] Kashdan, J., *Visualisation du mélange gazeux au sein de la chambre de combustion des moteurs par la fluorescence induite par laser*. Photoniques, 2011(52): p. 34-36.
- [11] Ma, Z., et al., *Experimental study on influence of high exhaust backpressure on diesel engine performance via energy and exergy analysis*. Energy, 2023. **263**: p. 125788.
- [12] Chen, B., et al., *Spray and flame characteristics of wall-impinging diesel fuel spray at different wall temperatures and ambient pressures in a constant volume combustion vessel*. 2018.
- [13] Planas, O. *Moteur 2 temps, avantages, inconvénients et fonctionnement*. DeMotor, 28 novembre 2017.
- [14] mcours *RINCIPE DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR 4 TEMPS*. 2024.
- [15] https://www.mcours.net/cours/pdf/electro/Principe_de_fonctionnement_du_moteur.pdf.
- [16] ; Available from: <https://www.ornikar.com/code/cours/mecanique-vehicule/moteur/arbre-cames>.
- [17] ornikar *Les soupapes des moteurs à explosion*. 2024.
- [18] Charlene. *Le système de bielle-manivelle désigne un système mécanique doté de deux pièces mécaniques qui sont la bielle et la manivelle. Ainsi, il permet de*

- convertir le mouvement linéaire de la bielle en une rotation continue avec la manivelle.* 18 février 2022; Available from: <https://www.vroomly.com/blog/systeme-bielle-manivelle-fonctionnement-usure-et-prix/>.
- [19] Samir, D., *METHODE DES ELEMENTS FINIS*.
 - [20] Oudin, H., *Méthode des éléments finis*. 2008, Ecole Centrale de Nantes.
 - [21] Bendali, A., *Méthode des éléments finis*. Département de génie mathématique. Orientation, 2013.
 - [22] Costes, M., et al., *Méthodes de calcul aérodynamiques appliquées aux hélicoptères*. La Recherche Aérospatiale, 1995(3): p. 167-184.
 - [23] Bailey, B., *Investigation of a composite hingeless helicopter rotor blade with integral actuators*. 2000, Carleton University.
 - [24] Batoz, J.-L. and G. Dhatt, *Modélisation des structures par éléments finis*. 1990: Presses Université Laval.