



Université Mohamed Khider de Biskra
Faculté des sciences et de la technologie
Département de génie mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Construction Mécanique

Réf. : Entrez la référence du document

Présenté et soutenu par :

Attassi Mahdi

Le : dimanche 27 juin 2021

Modélisation mécanique de la déformée d'un système bielle-manivelle d'un moteur à combustion interne

Jury :

Dr.	Djemoui MOHAMDI	MCB	Université de Biskra	Président
M.	Arfaoui BENARFAOUI	MAA	Université de Biskra	Examineur
Dr.	Tahar MASRI	MCB	Université de Biskra	Rapporteur

Année universitaire : 2020 - 2021

Dédicace

Je dédie ce mémoire à

mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur
tendresse, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études,

mes chères sœurs pour leurs encouragements permanents, et leur soutien moral,

A mon frère, pour son appui et son encouragement,

toute ma famille pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire,

Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués, et le fruit de votre soutien
infaillible,

Merci d'être toujours là pour moi.

Remerciements

Nous tenons à remercier dieu pour nous avoir donné le courage de Poursuivre notre parcours d'étude son oublier notre rapporteur Dr, Masri Tahar Pour avoir accepté de parrainer notre travail.

On tient aussi à remercier les membres de jury, qui ont bien voulu Accepter de juger notre travail.

Dans ce sens nous tenons, par quelques mots, à remercier les membres de Nos familles respectives et nos amis(e) qui nous ont toujours soutenus.

Enfin, nous remercierons tous les enseignants du département de génie mécanique de l'université de Biskra.

ATTASSI MAHDI

الملخص.

يقدم هذا العمل نمذجة ودراسة عددية لدورة محرك الاحتراق الداخلي. الهدف الرئيسي من هذا العمل هو تحديد التشوه والضغط في المكبس وقضيب التوصيل والعمود المرفقي وفهم السلوك الميكانيكي لمكوناته أثناء دورة الاحتراق. للحصول على نتائج مقبولة ، تم إجراء دراسة التقارب في الإزاحة والاجهاد لتحديد عدد العناصر المناسبة للنمذجة العددية لكل جزء (المكبس ، وقضيب التوصيل ، والعمود المرفقي). في النمذجة العددية ، تم تطبيق سرعة دوران تبلغ 1500 دورة في الدقيقة على العمود المرفقي ، وتم تنفيذ نمذجة قوى الانفجار المطبقة على المكابس من خلال تطبيق قوى مركزة دورية على كل وجه مكبس. أتاحت نتائج الإجهاد والإزاحة التي تم الحصول عليها فهم السلوك الميكانيكي للمكبس وقضيب التوصيل والعمود المرفقي. لقد وجد أن العمود المرفقي يحمل حمولة أكبر من قضيب التوصيل وأن قضيب التوصيل يتحمل قوة أكبر من المكبس.

الكلمات المفتاحية:

محرك الاحتراق الداخلي ، المحاكاة الرقمية ، الاجهاد، سوليدورك للحركة

Abstract.

This work presents a modeling and a numerical study of an internal combustion engine cycle. The main objective of this work is to determine the deformation and stresses in the piston, connecting rod and crankshaft and to understand the mechanical behavior of its components during a combustion cycle. To have acceptable results, a study of convergence in displacement and stress was carried out to determine the number of elements suitable for numerical modeling for each part (Piston, Conrod and crankshaft). In the numerical modeling, a rotational speed of 1500 rpm was applied to the crankshaft, the modeling of the explosion forces, applied to the pistons was carried out by the application of periodic concentrated loads on each piston face. The stress and displacement results obtained made it possible to understand the mechanical behavior of the piston, connecting rod and crankshaft. It has been found that the crankshaft carries more load than the connecting rod and the connecting rod supports more force than the piston.

Keywords:

Internal combustion engine, Numerical simulation, crank rod system, constraints, Solidwork motion.

Résumé.

Ce travail présente une modélisation et une étude numérique d'un cycle de moteur à combustion interne. L'objectif principal de ce travail est la détermination de la déformé et des contraintes dans le piston, la bielle et le vilebrequin et de comprendre le comportement mécanique de ses organes durant un cycle de combustion. Pour avoir des résultats acceptable, une étude de convergence en déplacement et en contrainte a été réalisée pour déterminer le nombre d'éléments adéquat à la modélisation numérique pour chaque partie (Piston, Bielle et vilebrequin). Dans la modélisation numérique, une vitesse de rotation de 1500 tr/min à été appliquée au vilebrequin, la modélisation des efforts d'explosion, appliquées sur les pistons ont été effectuées par l'application des charges concentrées périodique sur chaque face de piston. Les résultats de la contrainte et de déplacement obtenus ont permis de comprendre le comportement mécanique de piston, bielle et vilebrequin. Il a été constaté que le vilebrequin support plus de charge que la bielle et la bielle support plus d'effort que le piston.

Mots clés

Moteur à combustion interne, simulation numérique, système bielle manivelle, contraintes, Solidwork motion.

Sommaire

Introduction générale	1
I. GENERALITE SUR LES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE	3
I.1 DEFINITION	3
I.2 HISTORIQUE	4
I.3 DIFFERENTS TYPES DE MOTEURS THERMIQUES A COMBUSTION INTERNE	4
I.3.1 <i>Moteur rotative.</i>	5
I.3.2 <i>Moteurs thermiques à allumage commandé.</i>	5
I.3.3 <i>Principaux cycles du moteur à combustion interne</i>	7
I.4 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT	7
I.5 DIFFERENCE ENTRE LES MOTEURS DIESEL ET LES MOTRICES ESSENCES	8
I.6 AVANTAGES ET INCONVENIENTS DES VOITURES DIESEL D'UN MOTEUR DIESEL	9
I.6.1 <i>Les avantages.</i>	9
I.6.2 <i>Les inconvénients</i>	10
I.7 CHIMIE DE LA COMBUSTION	10
I.7.1 <i>Classification des différentes variétés de combustion.</i>	10
I.7.2 <i>Les types de combustion</i>	10
I.7.3 <i>Différentes formes de combustion</i>	11
II. ETUDE STATIQUE ET CINEMATIQUE D'UN SYSTEME BIELLE MANIVELLE	13
II.1 INTRODUCTION	13
II.2 ETUDE STATIQUE D'UN SYSTEME BIELLE MANIVELLE	13
II.2.1 <i>Le couple moteur.</i>	13
II.2.2 <i>Calcul des efforts sur le système piston-bielle-manivelle [3]</i>	14
II.2.3 <i>Les liaisons.</i>	15
II.3 ETUDE CINEMATIQUE D'UN SYSTEME PBM	18
III. MODELISATION ET SIMULATION NUMERIQUE D'UN CYCLE DE MOTEUR A COMBUSTION INTERNE.	24
III.1 PROBLEMATIQUE	24
III.2 MODELISATION ET SIMULATION NUMERIQUE	24
III.2.1 <i>Modélisation d'un moteur à combustion interne avec SolidWorks.</i>	24
III.3 SIMULATION NUMERIQUE	28
III.3.1 <i>Etude de convergence</i>	29
III.3.2 <i>Simulation numérique</i>	33
III.4 CONCLUSION	39
IV. CONCLUSION GENERALE	41
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE	47

Listes des figures

Figure I. 1 : Schéma synoptique du système Piston-Bielle-Manivelle [1].....	3
Figure I. 2 : Le moteur thermique à allumage commandé SW3.....	6
Figure I. 3 : Différents cycles du moteur à combustion interne [1].	7
Figure I. 4 : Différence entre les moteurs Diesel et Essence.	8
Figure II. 1 : Courbe caractéristique typique du couple moteur	14
Figure II. 2: Principales forces sur le système Piston-Bielle-Manivelle.....	14
Figure II. 3: Les liaisons d'un système bielle manivelle	16
Figure II. 4: Systèmebielle-manivelle.	19
Figure II. 5: Cinématique du piston	20
Figure III. 1: Dessin de définition du piston.	25
Figure III. 2 : Dessin de définition de la bielle.	26
Figure III. 3 : Dessin de définition de vilebrequin.....	27
Figure III. 4: Dessin d'assemblage d'un moteur à combustion interne.	28
Figure III. 5: Application des forces périodiques (Force d'explosion).	29
Figure III. 6 : Maillage de piston, bielle et vilebrequin utilisé pour l'étude de convergence.....	31
Figure III. 7 : Convergence en déplacement et en contrainte des résultats de piston.	32
Figure III. 8 : Convergence en déplacement et en contrainte des résultats de la bielle.	32
Figure III. 9 : Convergence en déplacement et en contrainte des résultats de vilebrequin.....	32
Figure III. 10: Distribution des contraintes dans les pistons.....	34
Figure III. 11 : Variation de la contrainte maximale de Von mises dans chaque piston.	34
Figure III. 12: Déformés des pistons.....	35
Figure III. 13: Variation de la contrainte maximale de Von mises dans chaque piston.	35
Figure III. 14: Distribution des contraintes dans les bielles.	36
Figure III. 15: Evaluation de la contrainte maximale dans chaque bielle.....	37
Figure III. 16: Déformés des bielles.	37

Listes des figures

Figure III. 17: Distribution de la contrainte maximale dans le vilebrequin	38
Figure III. 18: Evaluation de la contrainte maximale dans le vilebrequin.	38
Figure III. 19: Comparaison de l'évaluation de la contrainte maximale entre le piston/bielle/vilebrequin.	39

Liste des tableaux

Tableau III. 1 : Propriétés mécaniques du matériau de piston (Alliage d'aluminium).	25
Tableau III. 2 : Propriétés mécanique du matériau de la bielle (Alliage de titane).	26
Tableau III. 3 : Propriétés mécanique du matériau de vilebrequin.	27
Tableau III. 4: Forces périodiques appliquées sur la surface des pistons.	29
Tableau III. 5 : Etude de convergence en déplacement et en contrainte.....	30

Introduction générale

Introduction générale

La mécanique motorisée englobe un ensemble de machines munies d'un moteur et de différents systèmes qui nous permettent d'effectuer un travail ou un mouvement. La propulsion du véhicule est habituellement obtenue au moyen de moteurs, à savoir dispositifs mécaniques capables de convertir l'énergie chimique d'un combustible en énergie mécanique. L'énergie chimique du combustible est d'abord convertie en chaleur par la combustion, puis la chaleur est convertie en travail mécanique. En effet, la chaleur produite par la combustion augmente la pression ou le volume spécifique, et grâce à son expansion, le travail mécanique est obtenu.

Dans les moteurs à combustion interne (MCI), les produits de combustion (par exemple l'air et le carburant) sont utilisés comme fluide de travail, tandis que dans les moteurs à combustion externe, la combustion produit le transfert de chaleur à un autre fluide de travail au moyen d'échangeurs de chaleur. En outre, alors que dans le MCI la combustion a lieu à l'intérieur du cylindre, dans les moteurs à combustion externe, la combustion est obtenue dans une chambre séparée, appelée habituellement bruleur. Les moteurs sont classés en deux catégories suivant la technique d'inflammation du mélange carburant-air :

- Les moteurs à allumage commandé (moteur à essence)
- Les moteurs à allumage par compression (moteur Diesel)

Dans ce contexte, le présent travail représente une étude numérique sur le système bielle-manivelle du moteur. L'objectif principal est de voir la déformation des pièces principales du système. Ce travail est réparti sur trois chapitres. Le premier chapitre représente des généralités sur les moteurs à combustion interne. Le deuxième chapitre représente une étude cinématique et statique sur un système bielle-manivelle. La dernière partie représente une modélisation et simulation numérique du système bielle-manivelle d'un moteur à combustion interne.

Chapitre I

Généralités sur les freins

I. Généralité sur les moteurs à combustion interne

I.1 Définition

Le moteur à combustion interne est une machine motrice qui sert à convertir de l'énergie emmagasinée dans un carburant (Pouvoir Calorifique) en une énergie thermique (Chaleur, Enthalpie, Energie Calorifique), puis en une énergie mécanique (Travail Mécanique, Couple). Dans les moteurs à combustion interne, la production de l'énergie thermique se fait dans un volume fermé (Chambre de Combustion, cylindre moteur) confiné par la culasse, les soupapes fermées, la tête du piston et la chemise. La détente des gas produits par la combustion du carburant actionne des organes actifs (Piston-Bielle-Manivelle) qui récupèrent cette énergie pour la convertir en travail utile (Arbre moteur) [1].

Avec :

D : diamètre d'alésage. S : course du piston r : rayon de la manivelle.

L_b : Longueur de la bielle. θ : Angle Vilebrequin. V_c : Volume chambre de combustion

PMH : Point Mort Haut. PMB : Point Mort Bas.

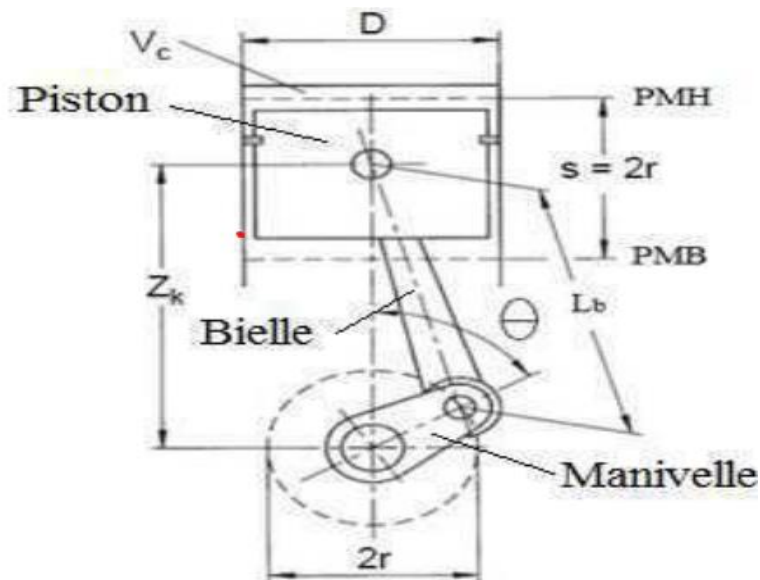


Figure 1-1.

Figure I. 1 : Schéma synoptique du système Piston-Bielle-Manivelle [1].

I.2 Historique

Un moteur est un dispositif transformant une énergie qui peut-être de nature différente (chimique, électrique ou thermique) en une énergie mécanique. L'histoire du moteur est étroitement liée à celle du développement de l'automobile.

Le terme « automobile » a été créé à la fin du XIXe siècle pour désigner les nouvelles voitures sans chevaux. Aujourd'hui, le terme désigne l'ensemble des engins à moteur qui se déplacent sur la terre à l'aide de roues [2]. Les innovations concernant les moteurs thermiques à combustion interne jouent un rôle clé dans le développement de l'automobile puisqu'elles fournissent la puissance nécessaire au déplacement du véhicule. Ainsi, la naissance de l'automobile moderne est généralement rattachée à l'invention du moteur à quatre temps.

Les premiers modèles d'automobiles ont propulsés par des moteurs à vapeur, comme le « fardier » à vapeur réalisé en 1769 [2]. La découverte du moteur à combustion interne est réalisée de 1860 à 1890. En 1860, J.J.E. Lenoir dépose un brevet pour l'emploi de gaz ou de vapeur d'hydrocarbure en combinaison avec l'air. En 1862, A. Beau de Rochas invente le cycle à quatre temps, qui prévoit une compression de l'air et du carburant avant l'allumage du combustible. Ce cycle sera utilisé par N. Otto en 1876 dans le premier moteur à quatre temps. Le moteur le plus employé à cette époque est celui fabriqué en 1889 par G. Daimler.

Les moteurs sont alors « à allumage ». L'explosion du mélange air et carburant est provoquée par une étincelle dans la chambre de combustion. Les moteurs utilisés aujourd'hui dans l'industrie du poids lourds ont d'un deuxième type : le moteur diesel du nom de son inventeur R. Diesel dont le brevet a été déposé en 1892 [2]. Sa spécificité est qu'il utilise des huiles lourdes, ce qui permet l'inflammation du mélange air carburant uniquement par la compression du piston. Il ne nécessite donc pas d'allumage.

I.3 Différents types de moteurs thermiques à combustion interne

Il existe deux grands types de moteurs à combustion interne [3]:

- Les moteurs fournissant un couple sur un arbre.
 - Moteurs thermiques à combustion interne à pistons alternatifs
 - Moteurs à allumage commandé (moteurs à essence)
 - Moteurs Diesel

Chap.I : Généralité sur les moteurs à combustion interne

- Moteurs thermiques à combustion interne à Pistons Rotatifs
- Turbines à gaz.

- Les moteurs à réaction
 - Turbo réacteurs
 - Statoréacteurs
 - Pulsoréacteurs
 - Moteur-fusée

I.3.1 Moteur rotative.

Appareil fournissant de la puissance sur un arbre moteur, par conversion lors de la combustion, d'une énergie chimique de combustible en travail mécanique dans un ou plusieurs cylindres équipés de pistons moteurs à mouvement alternatif [4].

I.3.2 Moteurs thermiques à allumage commandé.

Par définition, un moteur thermique à allumage commandé est un moteur alternatif à combustion interne permettant de produire un travail mécanique, sous forme de rotation du vilebrequin, à partir de la combustion d'un mélange carburé (air-essence) à l'intérieur d'un cylindre, dans lequel se déplace un piston en mouvement alternatif (figure I.2) /Heywood, 1988/ /SW3/. Le déplacement du piston s'effectue entre deux limites appelées respectivement le Point Mort Haut (PMH) et le Point Mort Bas (PMB). Le volume balayé par ce déplacement de piston est la cylindrée unitaire du moteur [5].

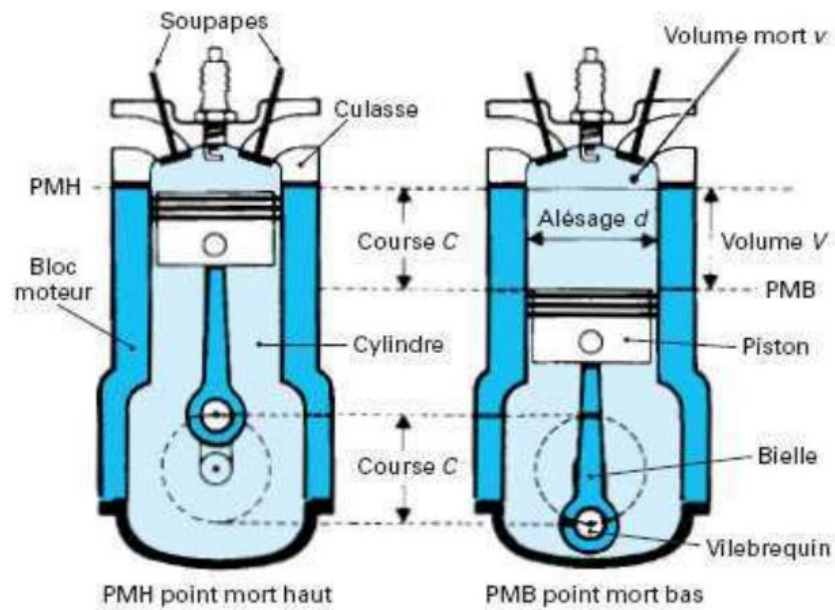


Figure I. 2 : Le moteur thermique à allumage commandé SW3.

a) **Définition du cycle à 4 temps**

On appelle cycle l'ensemble des phases qui se succèdent dans le moteur. Le d'un moteur à quatre temps comprend quatre phases:

- Temps admission : aspiration d'air ou de mélange air-essence.
- Temps compression : de l'air ou du mélange.
- Temps combustion-détente : inflammation rapide du mélange provoquant une brusque montée en pression des gaz puis leur détente.
- Temps échappement : évacuation des gaz brûlés.

On constate que seul le troisième temps fournit de l'énergie, c'est le temps moteur, les trois autres temps sont résistants.

- 1) Le piston en descendant crée une baisse de pression qui favorise l'aspiration des gaz.
- 2) Le piston comprime les gaz jusqu'à ce qu'ils n'occupent plus que la chambre de combustion (pression + chaleur).
- 3) L'étincelle d'une bougie enflamme le mélange. La chaleur dégagée dilate le gaz qui pousse violemment le piston vers le bas.
- 4) En remontant, le piston chasse les gaz brûlés devant lui. A ce moment, le moteur se trouve à nouveau prêt à effectuer le premier temps [6].

I.3.3 Principaux cycles du moteur à combustion interne

Les trois (03) principaux cycles du moteur à combustion interne peuvent être résumés de la manière suivante [1]:

- Cycle de BEAU DE ROCHAS (cycle à apport de chaleur à volume constant) utilisé dans les moteurs à allumage commandés (Figure I.3-A).
- Cycle diesel pur (cycle à apport de chaleur à pression constante) concerne les moteurs à allumage par compression (Figure I.3-B).
- Cycle de SABATHE ou cycle mixte appelé aussi cycle de SEILIGER. C'est une combinaison des cycles de BEAU DE ROCHAS et DIESEL pur (Fig-C).

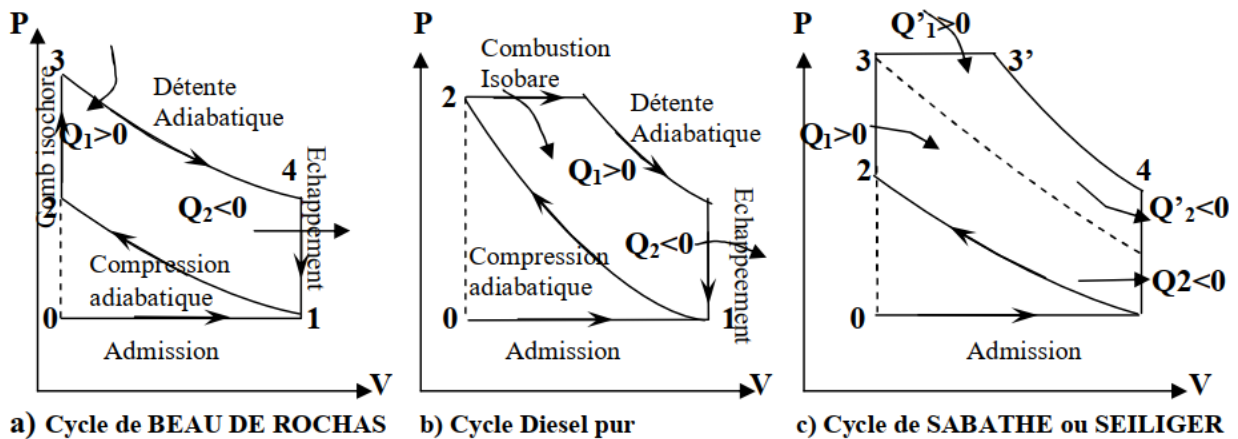


Figure I. 3 : Différents cycles du moteur à combustion interne [1].

I.4 Principe de fonctionnement

Le carburant pulvérisé très finement et mélangé à l'air forme un mélange combustible qui est introduit dans le cylindre. Cette introduction correspond à l'opération d'admission. A ce stade de l'introduction dans le cylindre, le mélange gazeux est à faible pression. Si on l'enflammait à ce moment, il ne pourrait fournir qu'un travail insuffisant, il faut au préalable le comprimer : c'est l'opération de compression. Puis, le mélange enflammé se détend en fournissant l'effort moteur transformé en mouvement de rotation sur l'arbre moteur grâce au mécanisme bielle-manivelle.

Enfin, il faut que les gaz brûlés soient évacués avant qu'un nouveau mélange frais soit admis dans le cylindre : c'est l'opération d'échappement. Puis, ces opérations se répètent dans le même ordre pour constituer le cycle moteur [7].

I.5 Différence entre les moteurs diesel et les motrices essences

Les deux moteurs, Diesel et essence, convertissent l'énergie chimique du carburant en énergie mécanique grâce à une série d'explosions. La manière dont ces explosions se produisent constitue la différence majeure entre ces deux moteurs. Dans un moteur à essence, le processus d'explosion est:

- 1) Phase d'admission - le carburant est mélangé à l'air.
- 2) Phase de compression – le piston monte et le mélange de carburant et d'air est comprimé.
- 3) Phase d'allumage - le mélange carburant / air est enflammé par l'utilisation d'une bougie d'allumage.
- 4) Phase d'échappement – le piston monte et chasse les gaz brûlés à travers la soupape d'échappement.

Dans un moteur Diesel, le processus d'explosion est:

- 1) Phase d'admission : la valve d'admissions s'ouvre, l'air entre, le piston descend
- 2) Phase de compression : le piston monte et l'air est comprimé (chauffé à plus de 540 °C)
- 3) Phase de combustion : le carburant est injecté (temps adéquat), auto-allumage du carburant, le piston descend.
- 4) Phase d'échappement : le piston monte et chasse les gaz brûlés à travers la soupape d'échappement.

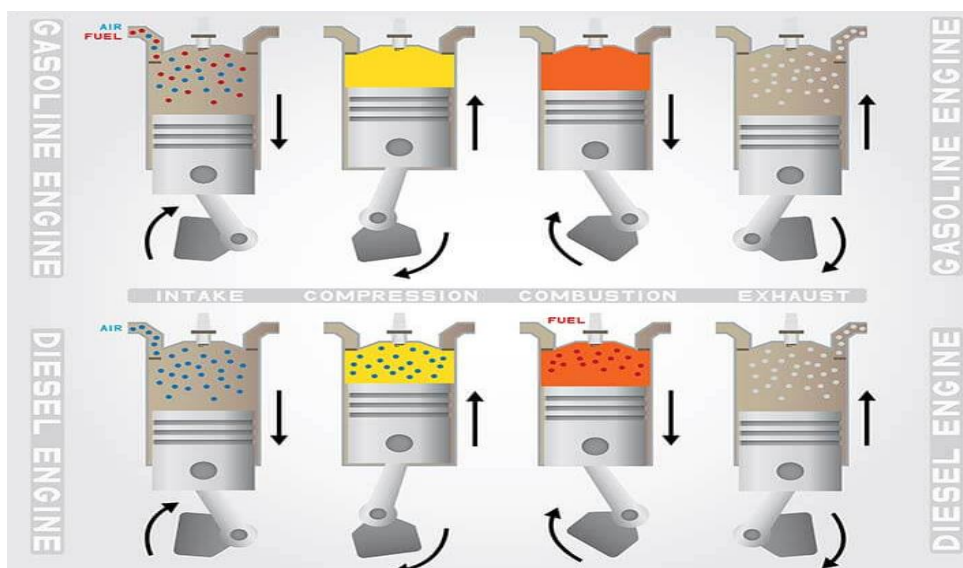


Figure I. 4 : Différence entre les moteurs Diesel et Essence.

Chap.I : Généralité sur les moteurs à combustion interne

La compression est beaucoup plus élevée dans un moteur Diesel (14 à 25 bar) que dans un moteur à essence (8 à 12 bar). Des taux de compression plus élevés conduisent à des rendements thermiques élevés et de meilleures économies de carburant.

Dans les moteurs Diesel, on ne trouve pas les bougies d'allumage. Le taux de compression doit être élevé pour générer des températures extrêmes, nécessaires à l'auto-allumage du carburant (plus l'indice de cétane est élevé, meilleur est la capacité du carburant à s'auto-allumer). Dans les moteurs à essence, le taux de compression plus faible permet d'éviter l'explosion du carburant avant qu'elle ne soit déclenchée par la bougie (cliquetis) [8].

I.6 Avantages et inconvénients des voitures Diesel d'un moteur diesel

I.6.1 Les avantages

Le carburant diesel a une densité de carburant beaucoup plus élevée que l'essence, qui entraîne une augmentation des économies de carburant de 20 à 30 % par rapport aux véhicules à essence. Les voitures diesel sont également moins chères à entretenir car elles sont sous le capot, moins de pièce que les véhicules essence. La durée de vie d'un moteur diesel est également beaucoup plus longue.

Cependant, certains automobilistes se plaignent de la faible puissance du moteur, notamment lors de l'accélération à partir d'un arrêt complet. Ce que la plupart des gens ne savent pas est que la carburation du moteur peut être réglée pour donner plus de puissance sans nuire à l'économie de carburant.

Les moteurs diesel utilisent la compression de l'air pour créer la combustion par rapport au mélange air/carburant qui est requis par les moteurs à essence. Cet attribut signifie que les moteurs diesel n'ont pas besoin de bougies d'allumage et n'ont donc pas besoin d'être mis au point.

Dans le monde des camions, le diesel est sans aucun conteste leader sur les moteurs à essence en termes de performances et de consommation. Les camions diesel feront plus de kilomètres que les camions à essence, et le prix du diesel est toujours un petit peu moins cher que l'essence de nos jours [9].

I.6.2 Les inconvénients

Les voitures diesel coûtent, généralement plus cher qu'un véhicule standard. Effectivement la fabrication des moteurs diesel est plus onéreuse. C'est d'ailleurs en partie la qualité des matériaux composant le moteur diesel qui le rende si solide.

La réparation d'un moteur diesel coûte plus cher. Les réparations comparables avec un moteur à essence sont toujours plus élevées lorsque vous décidez de rouler avec une voiture diesel. C'est pourquoi il est impératif que vous respectiez le calendrier d'entretien régulier de votre véhicule.

Le moteur diesel peut être plus difficile à démarrer par temps froid. Lorsque les températures descendent en dessous de zéro, il devient alors plus difficile de démarrer le moteur. Cet inconvénient s'accroît à mesure que le froid s'intensifie. Cependant la plupart des voitures diesel modernes disposent d'un système de préchauffage [9].

I.7 Chimie de la combustion

Le terme de combustion désigne une réaction chimique à évolution rapide accompagnée d'émission lumineuse et d'un important dégagement de chaleur : la flamme.

I.7.1 Classification des différentes variétés de combustion

Les processus d'inflammation, c'est-à-dire d'initiation de la combustion, doivent être séparés du processus de propagation de la flamme : Le processus d'inflammation nécessite un apport d'énergie extérieure au processus : chauffage des parois du réacteur contenant le mélange, compression adiabatique du mélange par une onde de choc ou un rétrécissement du volume, création d'un plasma entre deux électrodes.

Le processus de propagation de la flamme s'effectue sans intervention externe sur le système. Les couches successives du mélange combustible s'enflamment en utilisant l'énergie dégagée par la combustion des couches précédentes [10].

I.7.2 Les types de combustion

Selon la vitesse de réaction, une combustion peut-être :

- **Lente** : La Température du combustible ou des produits de combustion est insuffisante pour provoquer une émission de lumière, par exemple : le charbon de bois. Il s'agit d'une combustion couvrante.
- **Vive** : Emission simultanée de lumière, gaz et fumées avec élévation de température.
- **Très vive** : La vitesse de réaction est grande, sans dépasser la vitesse du son. Il s'agit alors d'une combustion déflagrante

I.7.3 Différentes formes de combustion

Il existe plusieurs formes de combustion [11]:

- **Homogène** : La combustion de l'hydrogène se produit dans un milieu entièrement gazeux : c'est ce qu'on appelle une combustion en phase homogène. La flamme d'une cuisinière à gaz ou d'un bec Bunsen est également une combustion en phase homogène. [16]
- **Hétérogène**: La combustion d'un solide au contact de l'air est au contraire une combustion en phase hétérogène. Les incendies relèvent en général de ce cas Notons que la notion d'homogénéité est toute relative car elle dépend de l'échelle d'observation. Ainsi des poudres compressées sont homogènes à une échelle nettement supérieure à la taille des grains dont elles sont constituées. En revanche elles apparaissent hétérogènes si on les observe à l'échelle des grains de ces poudres.
- **Stratifiée** : comburant et carburant sont pré-mélangés dans un rapport variable compris entre une valeur permettant l'inflammation et le rapport caractérisant la présence des comburants purs. Exemple : moteur à charge stratifiée.

Chapitre II

Etude statique et cinématique d'un système bielle manivelle

II. Etude statique et cinématique d'un système bielle manivelle

II.1 Introduction

Pour chaque position, le mécanisme considéré à l'arrêt est en équilibre sous l'ensemble des efforts extérieurs. Cette démarche est appelée quasi-statique puis qu'elle s'appuie sur le paradoxe de mouvement arrêté. C'est le principe de calcul adopté par les logiciels de simulation en mécanique, qui donnent l'évolution des efforts sur le mécanisme en équilibre tout en progressant. Cela revient à une hypothèse d'inertie nulle.

Pour cette étude les conventions sur les efforts extérieurs sont les suivantes :

- Force appliquée sur et dans l'axe du piston. F supposée connue.
- Couple sur la manivelle (dans l'axe de la manivelle) $C=f(F)$?

Le problème statique étant plan, il peut être résolu graphiquement ou à l'aide de torseurs; dans tous les cas, il faudra opérer à l'isolement de plusieurs systèmes mécaniques. La solution la plus courte étant [12]:

- équilibre de la bielle qui transmet l'action du piston vers la manivelle, ce qui nous renseigne sur la direction des actions transmises dans les articulations en A et B.
- équilibre du piston sous 3 actions (glissière 2D, articulation, et F_{ext}), qui donne l'intensité des actions transmises dans les articulations en A et B.
- équilibre de la manivelle sous 3 actions (2 articulations et un couple), qui donne la valeur du couple.

II.2 Etude statique d'un système bielle manivelle

II.2.1 Le couple moteur

Le moteur thermique est avant tout un générateur de couple (force rotative) proportionnel à la pression des gaz chauds poussant sur le piston. Le couple produit dépend peu du régime de rotation ; il dépend essentiellement de la position du boisseau du carburateur (i.e. du réglage des gaz). La figure II.1 donne les courbes de couple et de puissance caractéristiques à plein gaz d'un moteur deux temps classique en fonction de son régime de rotation [13].

Dans une voiture, le couple moteur varie uniquement en fonction du remplissage et est sensé augmenté avec l'augmentation de la vitesse de rotation du moteur. Cependant, aux régimes élevés du moteur le remplissage se fait mal et la pression en fin de compression diminue ce qui fait chuter le couple moteur. La courbe caractéristique typique du couple moteur croît légèrement avec le régime moteur pour atteindre un maximum ensuite chute rapidement.

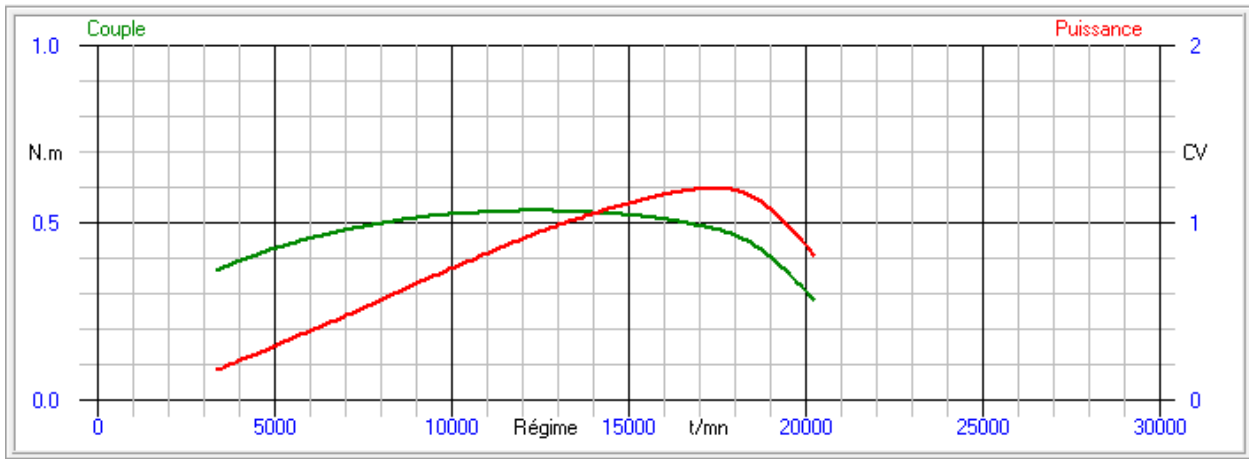


Figure II. 1 : Courbe caractéristique typique du couple moteur

II.2.2 Calcul des efforts sur le système piston-bielle-manivelle [3]

Les efforts exercés sur le système piston-bielle-manivelle (PBM) proviennent de la force des gas appliquée sur la tête du piston F_{Gas} ainsi que la force d'inertie du système PBM (figure II.2).

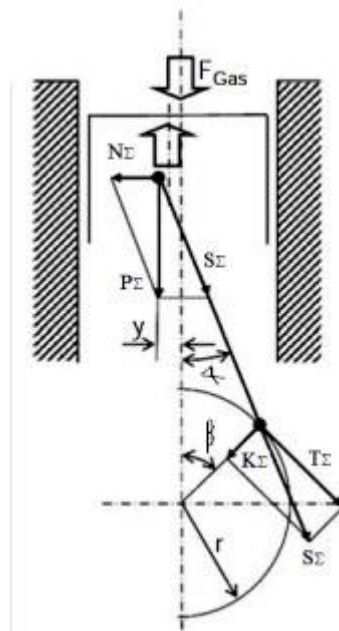


Figure II. 2: Principales forces sur le système Piston-Bielle-Manivelle

Connaissant le diamètre du piston et la pression moyenne dans le cylindre celle-ci peut être facilement calculée par la relation :

$$F_{Gas} = (P_{cyl} - P_{atm}) \frac{\pi D^2}{4}$$

Chap. II : Etude statique et cinématique d'un système bielle manivelle

Les forces d'inertie peuvent être calculées comme suite :

$$F_i = - m \cdot \ddot{x}(\beta)$$

$$F_i = - m r \omega^2 [\cos(\beta) + \lambda \cos(2\beta)]$$

Où m est la masse en mouvement et est donnée par :

$$m = m_{\text{piston}} + m_{1 \text{ Bielle}}$$

$$m_{1 \text{ Bielle}} = (0,2 \div 0,3) m_{\text{Bielle}}$$

$M_{1 \text{ Bielle}}$ est la masse de la bielle rapportée à la masse de la bielle sur l'axe. La pression d'inertie est alors donnée par la relation :

$$P_i = \frac{F_i}{\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)}$$

La somme des deux forces citées précédemment est appelée la force sommaire :

$$F_\Sigma = F_{\text{Gas}} \pm F_i$$

La pression sommaire est obtenue une fois la force sommaire est divisée par la section piston :

$$P_\Sigma = \frac{F_\Sigma}{\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)} = \frac{F_{\text{Gas}} \pm F_i}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

L'effort latéral sur l'axe du piston N_Σ sur la surface interne du cylindre est donné par :

$$N_\Sigma = P_\Sigma \tan(\alpha)$$

L'effort axial sur la bielle S_Σ est calculé par la relation :

$$S_\Sigma = \frac{P_\Sigma}{\cos(\alpha)}$$

II.2.3 Les liaisons

Les liaisons existantes dans un système PBM sont représentées dans la figure II.3.

Liaison pivot d'axe x, L_{01} : Cette liaison est une liaison pivot d'axe x. Le tenseur de cette liaison est défini par:

$$T(0/1) = \begin{pmatrix} X_{01} & 0 \\ Y_{01} & M_{01} \\ Z_{01} & N_{01} \end{pmatrix}$$

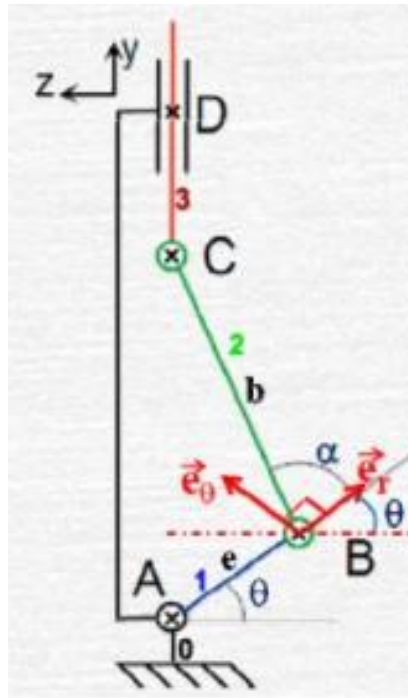


Figure II. 3: Les liaisons d'un système bielle manivelle

Liaison pivot d'axe x $L_{1/2}$: De même cette liaison est défini par :

$$T(1/2) = \begin{Bmatrix} X_{12} & 0 \\ Y_{12} & M_{12} \\ Z_{12} & N_{12} \end{Bmatrix}_B$$

Liaison pivot d'axe x $L_{2/3}$:

$$T(2/3) = \begin{Bmatrix} X_{23} & 0 \\ Y_{23} & M_{23} \\ Z_{23} & N_{23} \end{Bmatrix}_C$$

Liaison pivot d'axe x, $L_{3/0}$:

$$T(3/0) = \begin{Bmatrix} X_{30} & L_{30} \\ 0 & 0 \\ Z_{30} & N_{30} \end{Bmatrix}_C$$

On écrit l'équilibre pour chacun des pièces :

$$T(0/1) + T(1/2) + T(\text{Efforts extérieurs})=0$$

$$T(1/2) + T(2/3) + T(\text{Efforts extérieurs})=0$$

$$T(2/3) + T(3/0) + T(\text{Efforts extérieurs})=0$$

On application du principe fondamental de la statique, l'équilibre de la pièce 1 au point A s'écrit sous la forme :

$$T(0/1)+T(1/2)+T(\text{Efforts Extérieurs}) = 0$$

Chap. II : Etude statique et cinématique d'un système bielle manivelle

$$T(1/2) = \left\{ \begin{array}{cc} X_{12} & 0 \\ Y_{12} & M_{12} \\ Z_{12} & N_{12} \end{array} \right\} B$$

$$\overline{AB} = e \overline{e_r} = e \sin \theta \overline{y} - e \cos \theta \overline{z}$$

$$\vec{M}(A \in 1/2) = \vec{M}(B \in 1/2) + \vec{R}_{1/2} \wedge \overline{BA}$$

$$= \begin{pmatrix} 0 \\ M_{12} \\ N_{12} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} X_{12} \\ Y_{12} \\ Z_{12} \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ -e \sin \theta \\ e \cos \theta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} e \cos \theta Y_{12} + e \sin \theta Z_{12} \\ M_{12} - e \cos \theta X_{12} \\ N_{12} - e \sin \theta X_{12} \end{pmatrix}$$

$$\Rightarrow T(1/2) = \left\{ \begin{array}{cc} X_{12} & e \cos \theta Y_{12} + e \sin \theta Z_{12} \\ Y_{12} & M_{12} - e \cos \theta X_{12} \\ Z_{12} & N_{12} - e \sin \theta X_{12} \end{array} \right\} A$$

Isolant la pièce 1 :

$$T(0/1) + T(1/2) + T(\text{Efforts Extérieurs}) = 0$$

$$\left\{ \begin{array}{cc} X_{01} & 0 \\ Y_{01} & M_{01} \\ Z_{01} & N_{01} \end{array} \right\} A + \left\{ \begin{array}{cc} X_{12} & e \cos \theta Y_{12} + e \sin \theta Z_{12} \\ Y_{12} & M_{12} - e \cos \theta X_{12} \\ Z_{12} & N_{12} - e \sin \theta X_{12} \end{array} \right\} A - \left\{ \begin{array}{cc} 0 & C \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\} = 0$$

On déduit:

$$\left\{ \begin{array}{l} X_{01} + X_{12} = 0 \\ Y_{01} + Y_{12} = 0 \\ Z_{01} + Z_{12} = 0 \\ -C - e \cos \theta Y_{12} + e \sin \theta Z_{12} = 0 \\ M_{01} + M_{12} - e \cos \theta X_{12} = 0 \\ N_{01} + N_{12} - e \sin \theta X_{12} = 0 \end{array} \right.$$

Equilibre de la pièce 2 au point B:

$$T(1/2) + T(2/3) + T(\text{Efforts Extérieurs}) = 0$$

$$T(1/2) = \left\{ \begin{array}{cc} X_{12} & 0 \\ Y_{12} & M_{12} \\ Z_{12} & N_{12} \end{array} \right\} B$$

$$T(2/3) = \left\{ \begin{array}{cc} X_{23} & 0 \\ Y_{23} & M_{23} \\ Z_{23} & N_{23} \end{array} \right\} C$$

Chap. II : Etude statique et cinématique d'un système bielle manivelle

$$\overrightarrow{BC} = b \sin(\alpha + \theta) \vec{y} - b \cos(\alpha + \theta) \vec{z}$$

$$\vec{M} (B \in 2/3) = \vec{M} (C \in 2/3) + \vec{R}_{2/3} \wedge \overrightarrow{CB}$$

$$= \begin{pmatrix} 0 \\ M_{23} \\ N_{23} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} X_{23} \\ Y_{23} \\ Z_{23} \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ -b \sin(\alpha + \theta) \\ b \cos(\alpha + \theta) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b \cos(\alpha + \theta) Y_{23} + b \sin(\alpha + \theta) Z_{23} \\ M_{23} - b \cos(\alpha + \theta) X_{23} \\ M_{23} - b \sin(\alpha + \theta) X_{23} \end{pmatrix}$$

$$\left\{ \begin{matrix} X_{12} & 0 \\ Y_{12} & M_{12} \\ Z_{12} & N_{12} \end{matrix} \right\}_B + \left\{ \begin{matrix} X_{23} & b \cos(\alpha + \theta) Y_{23} + b \sin(\alpha + \theta) Z_{23} \\ Y_{23} & M_{23} - b \cos(\alpha + \theta) X_{23} \\ Z_{23} & M_{23} - b \sin(\alpha + \theta) X_{23} \end{matrix} \right\}_B = \mathbf{0}$$

Donc :

$$\left\{ \begin{array}{l} X_{12} + X_{23} = 0 \\ Y_{12} + Y_{23} = 0 \\ Z_{12} + Z_{23} = 0 \\ b \cos(\alpha + \theta) Y_{23} + b \sin(\alpha + \theta) Z_{23} = 0 \\ M_{12} + M_{23} - b \cos(\alpha + \theta) X_{23} = 0 \\ N_{12} + N_{23} - b \sin(\alpha + \theta) X_{23} = 0 \end{array} \right.$$

II.3 Etude cinématique d'un système PBM

Le moteur à combustion interne est celui qui brûle son carburant, qui est un mélange d'air et d'essence, à l'intérieur du cylindre ou qui comprime l'air uniquement sur le cylindre et injecte du diesel par la buse de l'injecteur. Ces moteurs IC convertissent l'énergie chimique stockée dans leur carburant en énergie thermique pendant la course du piston. L'énergie produite par la combustion du carburant est utilisée pour le mouvement du piston, le fonctionnement d'un moteur à quatre temps est basé sur un simple mécanisme de manivelle. La cinématique du moteur à combustion interne n'est pas différente du mécanisme de la manivelle simple.

La formulation cinématique du mécanisme de la manivelle en tant que mouvement du piston et de la bielle utilise différents logiciels et méthodologies pour lesquels elle est adaptée à la manipulation.

Le mécanisme de la manivelle est constitué de composants tels que le vilebrequin, la bielle et le piston qui transforment le déplacement soudain en une sortie rotative régulière qui est l'entrée de nombreux dispositifs tels que les pompes, les générateurs et les compresseurs.

Chap. II : Etude statique et cinématique d'un système bielle manivelle

On représente la manivelle par son rayon (r) et par sa longueur (L).

L'articulation au point (B) (tête de bielle) lié la bielle à la manivelle

L'autre extrémité de la bielle (A) (pied de bielle) est liée au piston par (l'axe de piston)

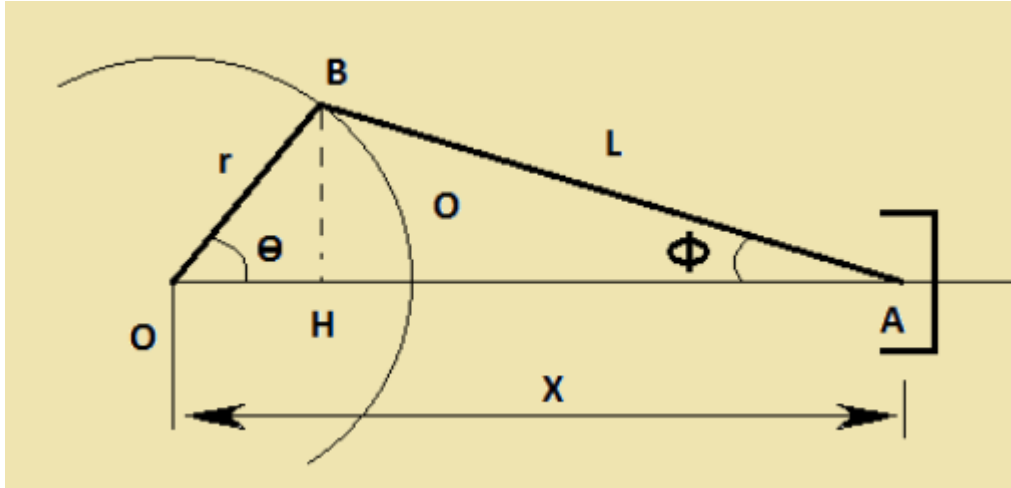


Figure II. 4: Système bielle-manivelle.

a) **Vitesse du piston [14]**

• **1ère Méthode :**

Relation vectorielle : $OA = OB + BA$ qui s'écrit en projection sur l'axe ox :

$$x = r \cdot \cos\theta + L \cdot \cos\phi \quad (1)$$

Tandis que

$$BH = r \cdot \sin\theta = L \cdot \sin\phi \quad (2)$$

Et donc:

$$\sin\phi = \left(\frac{r}{L}\right) \cdot \sin\theta = \lambda \cdot \sqrt{1 - \cos^2\theta} \quad (3)$$

L'élongation du piston a pour expression :

$$X = r \cdot \cos\theta + L \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\theta} \quad (4)$$

La vitesse du piston est calculée en dérivant par rapport au temps l'élongation du point A.

La vitesse du piston se détermine par la relation suivante :

$$X = r \cdot \cos\theta + L \cdot \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \lambda^2 \cdot \sin^2\theta - \frac{1}{8} \cdot \lambda^4 \cdot \sin^4\theta\right) \quad (6)$$

avec λ est défini géométriquement à partir des deux triangles \widehat{ABH} et \widehat{OBH} :

$$\begin{cases} \sin\phi = \frac{BH}{L} \\ \sin\theta = \frac{BH}{r} \end{cases} ; \frac{\sin\phi}{\sin\theta} = \frac{BH}{L} * \frac{r}{BH} = \frac{r}{L} = \lambda \quad (7)$$

Chap. II : Etude statique et cinématique d'un système bielle manivelle

La vitesse de piston peuvent être aussi calculer pas la méthode des vecteur. A partir du vecteur de position et selon le repère OXY :

$$OA = OB = BA = \begin{cases} r \cdot \cos\theta + L \cdot \cos\phi \\ r \cdot \sin\theta + L \cdot \sin\phi \end{cases}; BA = \begin{cases} L \cdot \cos\phi \\ L \cdot \sin\phi \end{cases} \quad (8)$$

Le vecteur de vitesse :

$$V_A = \frac{dOA}{dt} = \begin{cases} -r \cdot \theta' \cdot \sin\theta - L \cdot \phi' \cdot \sin\phi \\ 0 \text{ puisque } OA \perp OY \end{cases} \quad (9)$$

Ou bien :

$$\frac{dX}{dt} = -\omega \cdot r \cdot (\sin\theta + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2\omega t))$$

Accélération du piston

L'accélération du piston est calculée en dérivant la vitesse du piston par rapport au temps :

$$A \begin{cases} -r \cdot \theta'' \cdot \cos\theta - L \cdot \phi'' \cdot \cos\phi \\ 0 \end{cases}$$

Ou bien :

$$\frac{dX}{dt} = -\omega \cdot r \cdot (\sin\theta + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2\omega t))$$

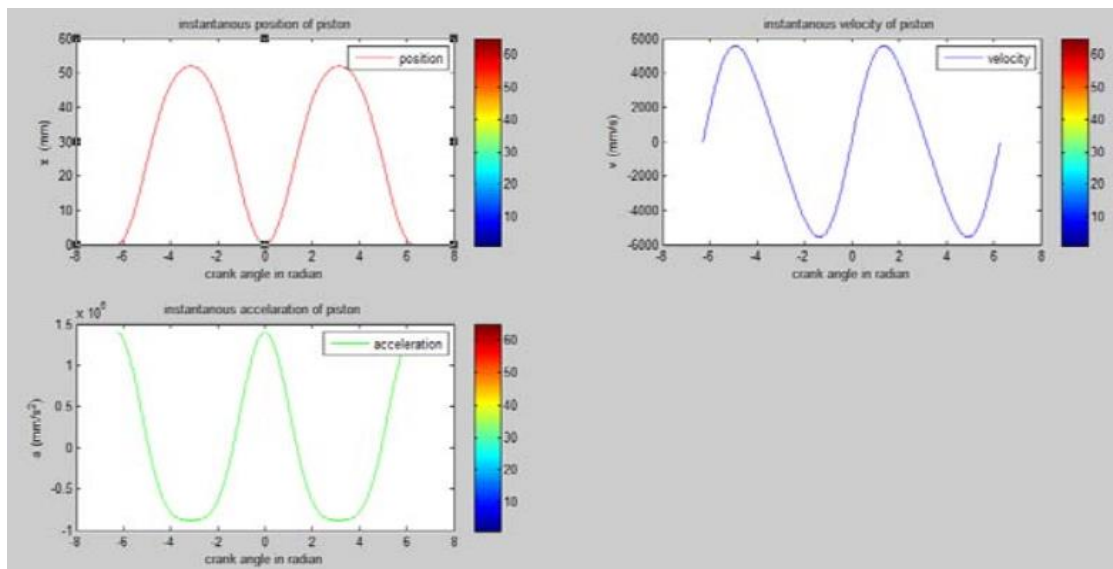


Figure II. 5: Cinématique du piston

b) **La bielle [14]**

La bielle est un maillon important à l'intérieur d'un moteur à combustion. Elle relie le piston au vilebrequin et est chargée de transférer la puissance du piston au vilebrequin et de l'envoyer à la transmission.

La puissance du piston au vilebrequin et de l'envoyer à la transmission. La bielle est l'un des composants du mécanisme de la manivelle, il est essentiel de formuler la cinématique de la bielle.

- **Vitesse de Bielle**

$$V_{con} = \frac{d\theta}{dt} = \frac{d\theta}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \quad (23)$$

- **Accélération du bielle**

$$a_{con} = \frac{dv_{con}}{dt} = \frac{dv_{con}}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \quad (24)$$

c) **Le vilebrequin**

- **Le vecteur de position :**
$$OB \begin{cases} r \cdot \cos\theta \\ r \cdot \sin\theta \end{cases} \quad (11)$$

- **Le vecteur de vitesse :**
$$V_B = dOB/dt = \begin{cases} -r \cdot \theta' \cdot \sin\theta \\ r \cdot \theta' \cdot \cos\theta \end{cases} \quad (12)$$

- **Accélération du vilebrequin**

$$Y_B \begin{cases} -r \cdot \theta'' \cdot \cos\theta \\ -r \cdot \theta'' \cdot \sin\theta \end{cases} \quad (15)$$

- **Volume du cylinder en fonction de l'angle du vilebrequin**

Le volume de la cylindrer s'ecrit selon la relation simplifiée suivante :

$$V = V_m + (L + r - X) \cdot Sp \quad (21)$$

Sp : section du cylinder

V_m : volume mort

ou sous la forme détaillé:

$$V = V_m + r \cdot (1 - \cos \theta) + L \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \theta}\right) \cdot Sp \quad (22)$$

La méthodologie de modélisation de la cinématique du mécanisme de la manivelle a été dérivée systématiquement en considérant la configuration géométrique du mécanisme de la

Chap. II : Etude statique et cinématique d'un système bielle manivelle

manivelle du moteur à combustion interne. Les forces et le couple appliqués au mécanisme de la manivelle ont également été analysés. Les conclusions de conclusions sont tirées comme suit :

- En considérant le mécanisme de la manivelle, la position, la vitesse et l'accélération sont formulées.
- La relation entre les forces et les couples appliqués dans le mécanisme de la manivelle sont traitée.

Chapitre III

**Modélisation et simulation numérique d'un cycle de
moteur à combustion interne.**

III. Modélisation et simulation numérique d'un cycle de moteur à combustion interne.

III.1 Problématique

On considère un moteur à quatre temps qui tourne à 1500 tr/min. La rotation du moteur est produite par la transformation du mouvement linéaire des quatre pistons en mouvement de rotation à travers les bielles. L'explosion des gaz comprimés dans la chambre exerce un effort ou une pression sur le piston. Cette pression produit le mouvement de translation du piston. Durant l'explosion périodique, les organes du moteur tel que le piston, la bielle, le vilebrequin et les paliers sont sollicités par les efforts d'explosion. Ces efforts exercés génèrent des déformations et des contraintes sur les organes du moteur cité précédemment.

Cette partie est une étude numérique d'un moteur en rotation. Due la complexité de la modélisation et le temps de calcul, la modélisation a été effectuée pour une seule combustion pour chaque piston, autrement dit ; le vilebrequin effectue deux rotations. Dans la modélisation, la vitesse de rotation est introduite en tr/min. L'objectif de cette partie est la détermination des déformations et des contraintes de chaque organe du moteur (Piston, Bielle et vilebrequin).

III.2 Modélisation et simulation numérique

Dans la modélisation d'un moteur à combustion interne en rotation, une vitesse de rotation égale à 1500 tr/min est introduite au vilebrequin pour une durée de 2 tours, soit 0.08 sec. La pression d'explosion est exercée sur chaque piston sous forme d'une charge équivalente à une pression de 8.5 bar. Cette charge est appliquée périodiquement sur les quatre pistons durant 0.08 sec (soit 0.02 sec pour chaque piston). La charge est maximal si le piston est en position point mort haut (PMH, moment d'explosion) est elle s'annule si le piston est en point mort bas (PMB, détente). La Figure III.1 présente le chargement périodique des pistons en fonction du temps.

III.2.1 Modélisation d'un moteur à combustion interne avec SolidWorks

a) Le piston

Le piston utilisé dans la simulation numérique est représenté dans la figure III.1. Les propriétés mécaniques du matériau du piston sont représentées dans le tableau III.1.

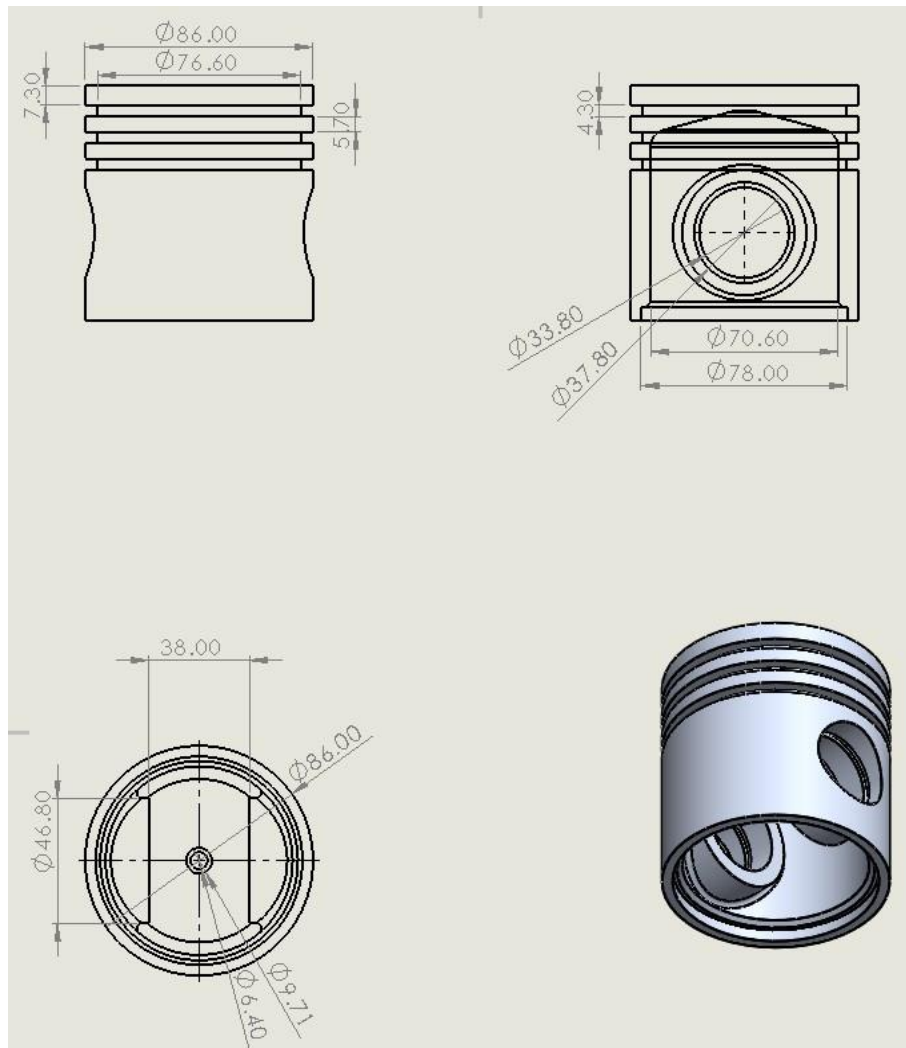


Figure III. 1: Dessin de définition du piston.

Tableau III. 1 : Propriétés mécaniques du matériau de piston (Alliage d'aluminium).

Propriété	valeur	Unité
Module d'élasticité	74499.99	N/mm ²
Coefficient de poisson	0.33	S.O.
Masse volumique	2760	N/mm ³
Limite de traction	440.99	N/mm ²
Limite d'élasticité	371.99	N/mm ²
Coefficient de délitation thermique	2.2 e -005	/K

b) La bielle

La bielle utilisée dans la simulation numérique est représentée dans la figure III.2. Les propriétés mécaniques du matériau de la bielle sont représentées dans le tableau (III.2).

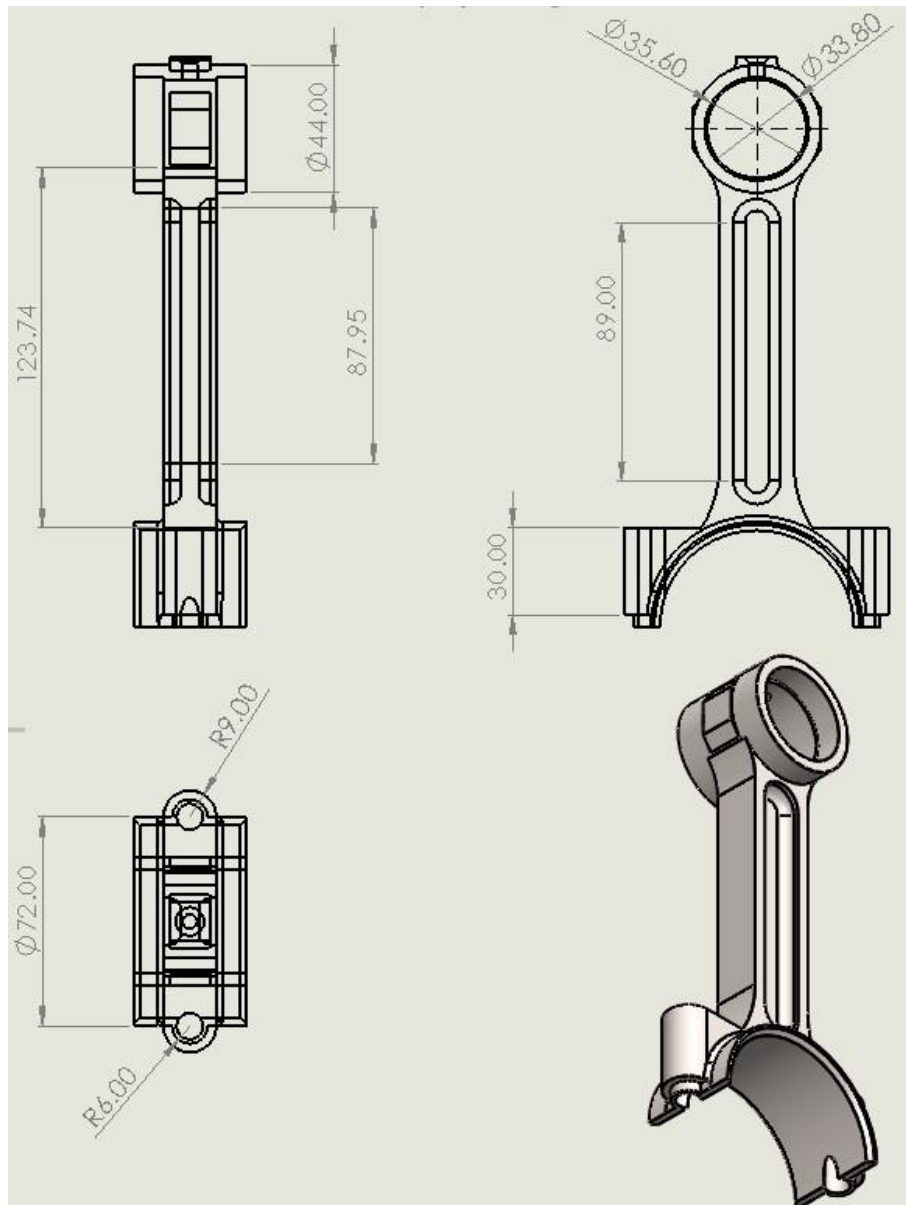


Figure III. 2 : Dessin de définition de la bielle.

Tableau III. 2 : Propriétés mécanique du matériau de la bielle (Alliage de titane).

Propriétés	valeur	Unité
Module d'élasticité	104800.31	N/mm ²
Coefficient de poisson	0.31	S.O.
Masse volumique	4428.78	N/mm ³
Limite de traction	1050	N/mm ²
Limite d'élasticité	827.37	N/mm ²
Coefficient de déltation thermique	9E-06	/K

c) **Le vilebrequin**

Le vilebrequin utilisé dans la simulation numérique est représentée dans la figure III.3. Les propriétés mécaniques du matériau de la bielle sont représentées dans le tableau (III.3).

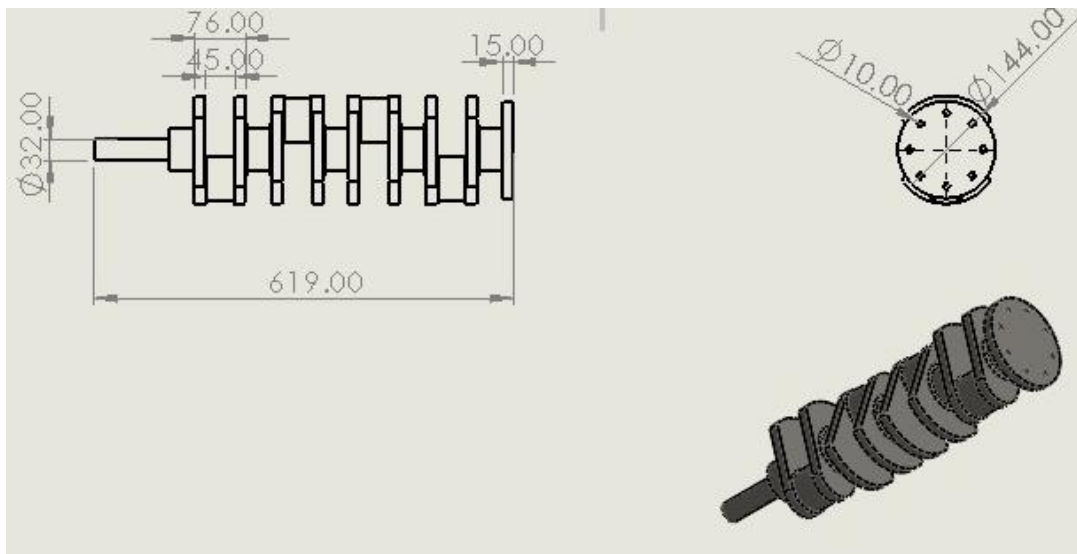


Figure III. 3 : Dessin de définition de vilebrequin.

Tableau III. 3 : Propriétés mécanique du matériau de vilebrequin.

Propriétés	valeur	Unité
Module d'élasticité	205000	N/mm ²
Coefficient de poisson	0.285	S.O.
Module de cisaillement	80000	N/mm ³
Masse volumique	7850	
Limite de traction	745	N/mm ²
Limite d'élasticité	470	N/mm ²
Coefficient de délitation thermique	1.23E-05	/K

d) **Système bielle/manivelle/vilebrequin (Assemblage)**

Les organes mécaniques du moteurs tel que piston, bielle, vilebrequin, bague, axes,...etc. ont été assemblés avec SolidWorks. Plusieurs contraintes de mouvement ont été effectuées pour avoir une modélisation avec des mouvements identiques à la réalité. Les principales contraintes introduites sont (figure III.4) :

- (a) *Fixation des paliers* : après avoir ajouté une contrainte de coaxial entre les paliers et le vilebrequin, les paliers ont été fixés pour que le vilebrequin reste en mouvement de rotation.
- (b) *Contrainte coaxial entre la bielle et le vilebrequin*

- (c) *Contrainte glissière entre les faces gauches et droites de la bielle avec les faces gauches et droites de la zone d'emplacment de la bielle avec le vilebrequin. Cette contrainte permis de garder la position de la bielle sur le vilebrequin.*
- (d) *Contrainte coaxial entre la bielle et l'axe de fixation piston/bielle.*
- (e) *Contrainte coaxial entre le piston et l'axe de fixation piston/bielle.*
- (f) *Contrainte de trajectoire introduite sur les pistons pour que les pistons reste en mouvement de translation seulement.*

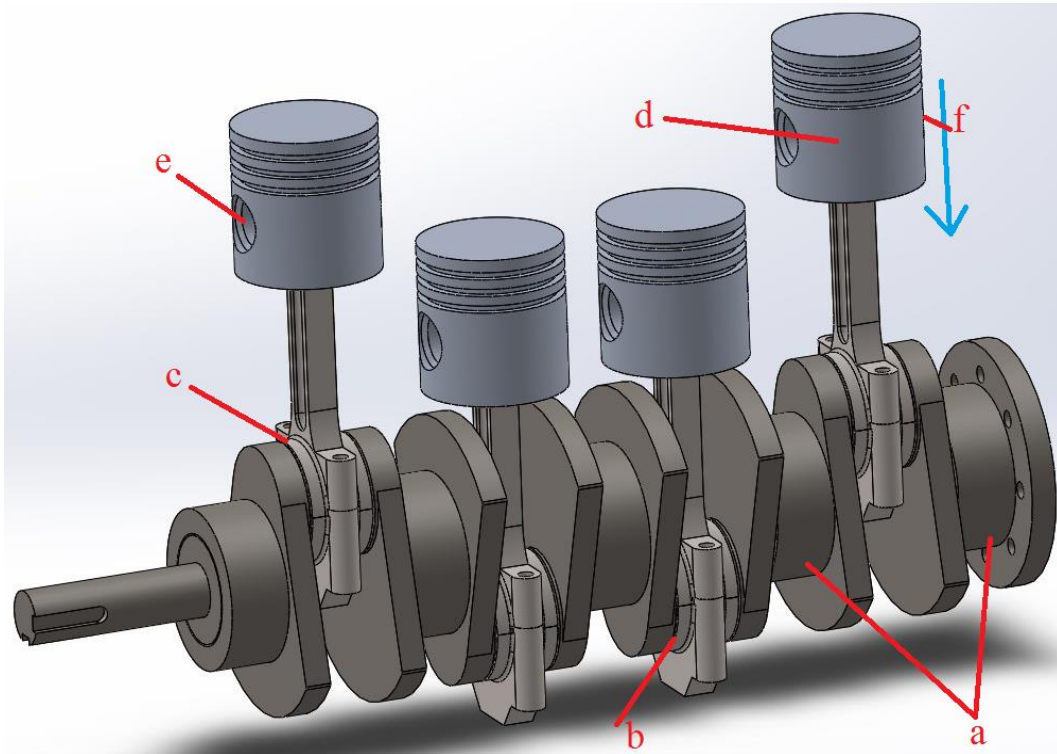


Figure III. 4: Dessin d'assemblage d'un moteur à combustion interne.

III.3 Simulation numérique

Cette partie est consacrée à la modélisation numérique d'un système Piston/bielle/vilebrequin d'un moteur à combustion interne. Dans la modélisation numérique, le vilebrequin a été alimenté par un moteur avec une rotation de 1500 tr/min durant 0.08 seconde. Le choix de cette durée est lié au temps de calcul qui augmente avec la durée de fonctionnement du moteur et augmente aussi avec le raffinement de maillage. La durée de fonctionnement de 0.08 sec assure une course (ou explosion de gaz comprimé) pour chaque piston. Alors, dans cette étude on s'intéresse au calcul de déplacement et de contrainte des organes du moteur tel que le piston, la bielle et le vilebrequin.

La force d'explosion dans la chambre de combustion a été modélisée avec une force équivalente appliquée périodiquement sur la surface de chaque piston selon l'ordre de combustion (Figure III.5). D'après la littérature, la pression appliquée sur la surface de piston au moment de l'explosion (PMH) est égale à 8.5 MPa. Cette force s'annule avec la détente du piston au point PMB. Le tableau III.4 montre le chargement périodique de chaque piston en fonction de temps :

Tableau III. 4: Forces périodiques appliquées sur la surface des pistons.

Temps (sec)	Forces périodiques appliquées sur la surface des pistons (N)			
	Piston 1	Piston 2	Piston 3	Piston 4
0	4646	0	0	0
0.02	0	4646	0	0
0.04	0	0	4646	0
0.06	0	0	0	4646
0.08	0	0	0	0

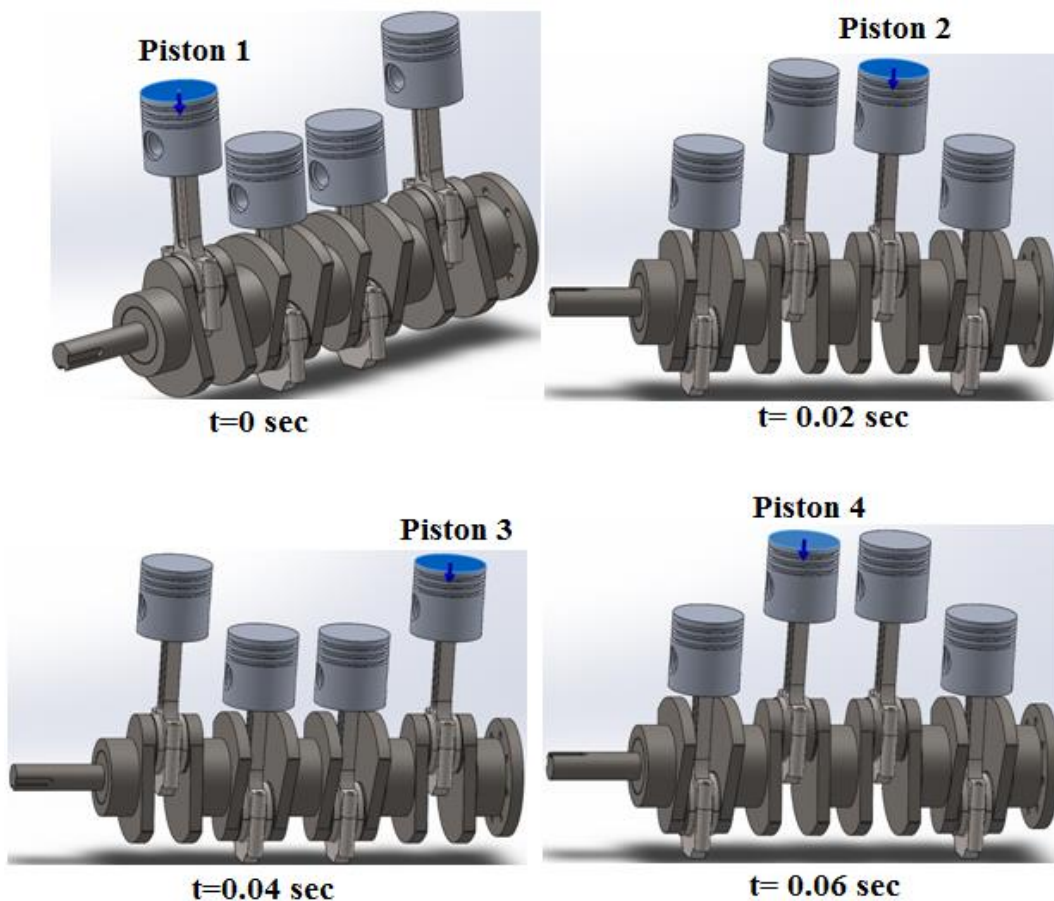


Figure III. 5: Application des forces périodiques (Force d'explosion).

Avant d'entamer l'étude numérique, une étude de convergence est nécessaire pour avoir des résultats acceptables. L'étude de convergence permet de déterminer le nombre d'éléments adéquat pour commencer les simulations numériques. Dans cette étude, trois études de convergence, sur le piston, la bielle et le vilebrequin ont été réalisées.

III.3.1 Etude de convergence

Pour effectuer une étude de convergence, le vilebrequin est alimenté à une vitesse de rotation constante de 1500 tr/min et les pistons sont chargés périodiquement suivant le tableau III.4. Pour l'étude de convergence du piston, le piston a été maillé plusieurs fois en augmentant le nombre d'éléments jusqu'à la convergence en déplacement et en contrainte (Figure III.6). Cette étude a permis de déterminer le nombre d'éléments adéquat pour avoir des résultats acceptables. Le

Chap.III : Modélisation et simulation numérique d'un cycle de moteur à combustion interne.

tableau III.5 résume les résultats obtenus. Avec les mêmes étapes, la détermination du nombre d'éléments de la bielle et de vilebrequin ont été réalisés.

Tableau III. 5 : Etude de convergence en déplacement et en contrainte.

Piston		
Nombre	Contrainte de von mises	Déplacement maximal
11044	58.39	0.09
13503	59.92	0.19
17304	61.09	0.32
23628	62.83	0.06
35863	57.44	0.10
57241	63.12	0.06
Bielle		
Nombre	Contrainte de von mises	Déplacement maximal
9770	88.91	0.34
14058	90.08	0.23
17232	92.38	0.21
25344	10.16	0.18
35809	10.20	0.17
61270	12.02	0.15
Vilebrequin		
Nombre d'éléments	Contrainte de von mises (MPa)	Déplacement maximal (mm)
15942	18.60	0.69
19468	17.53	0.64
23092	14.88	0.63
28778	15.70	0.49
45160	16.72	0.04
66204	17.23	0.04

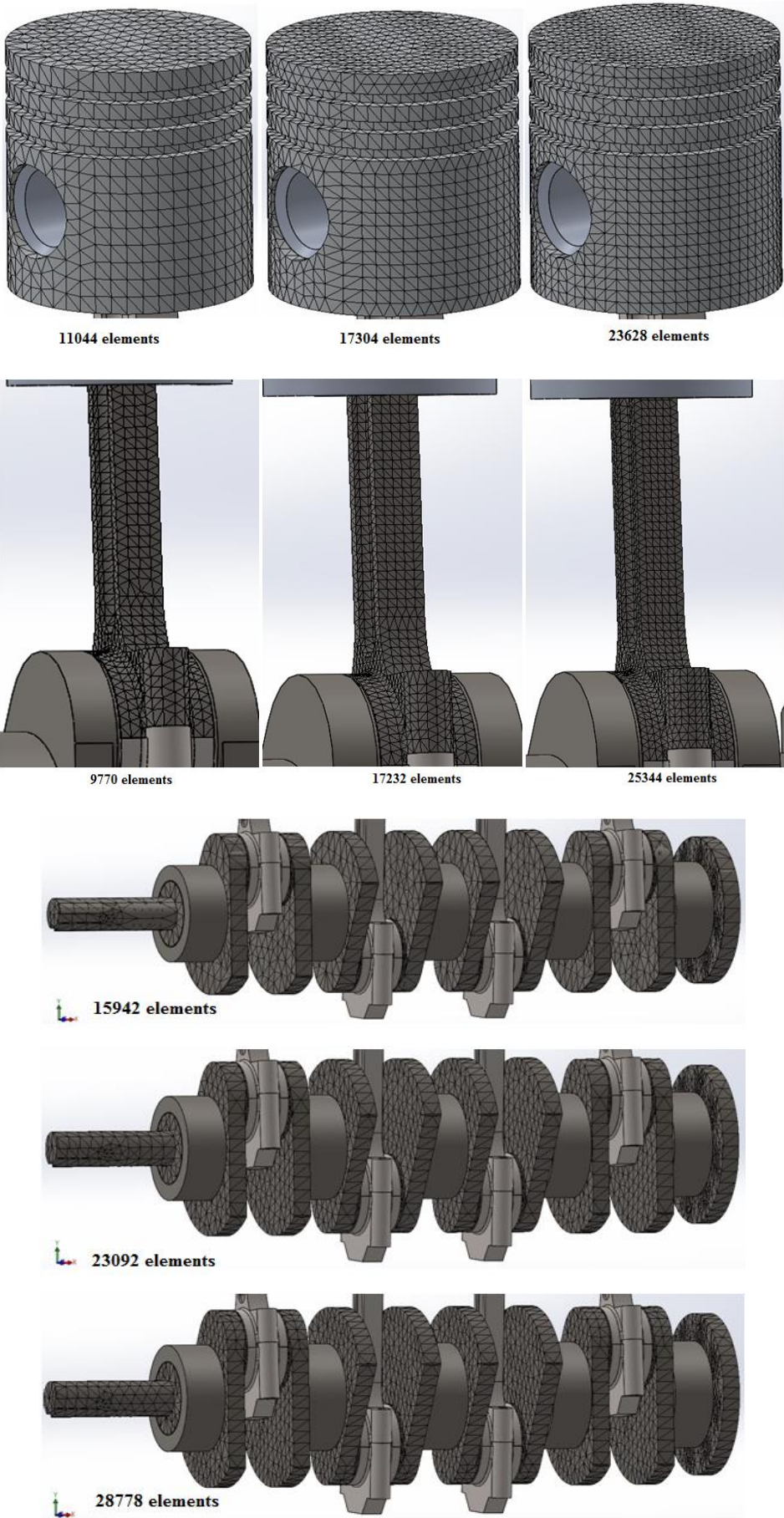


Figure III. 6 : Maillage de piston, bielle et vilebrequin utilisé pour l'étude de convergence.

Chap.III : Modélisation et simulation numérique d'un cycle de moteur à combustion interne.

Les figures III.6 représentent le raffinement du maillage pour chaque organe, piston, bielle et vilebrequin, jusqu'au nombre d'éléments adéquat. Le nombre d'éléments choisi pour lancé le calcul numérique et de ;

- Piston : 23628 éléments
- Bielle : 25344 éléments
- Vilebrequin : 28778 éléments

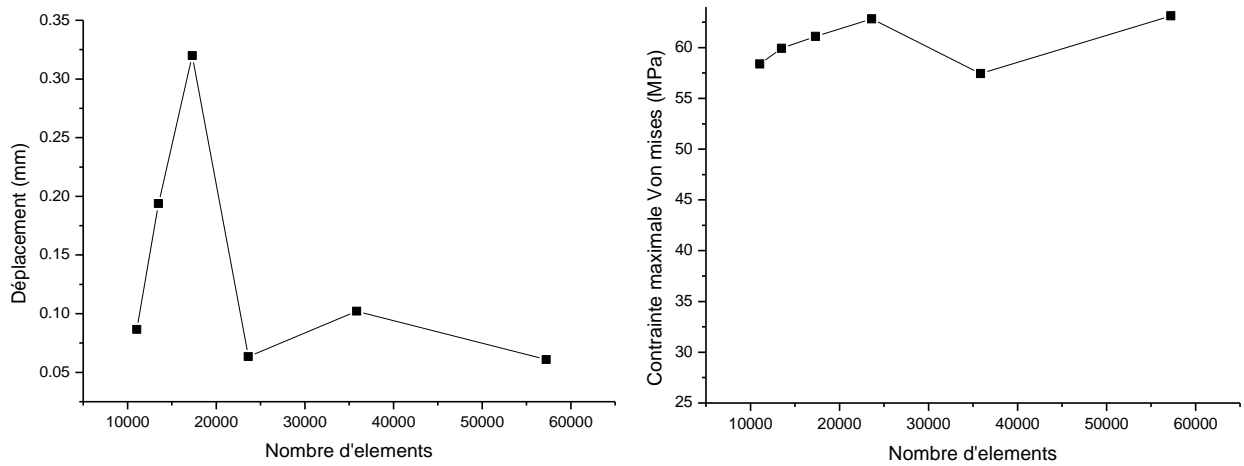


Figure III. 7 : Convergence en déplacement et en contrainte des résultats de piston.

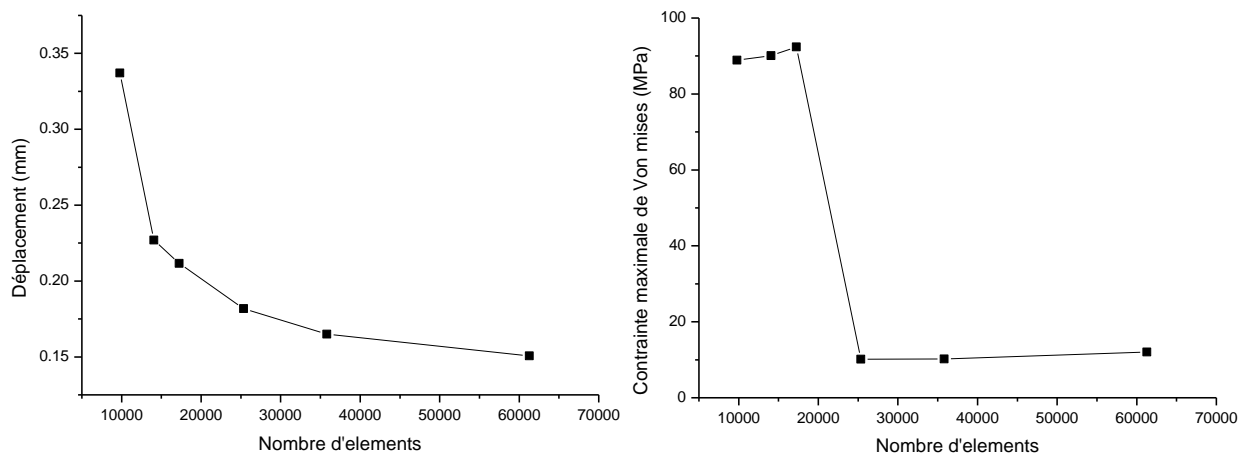


Figure III. 8 : Convergence en déplacement et en contrainte des résultats de la bielle.

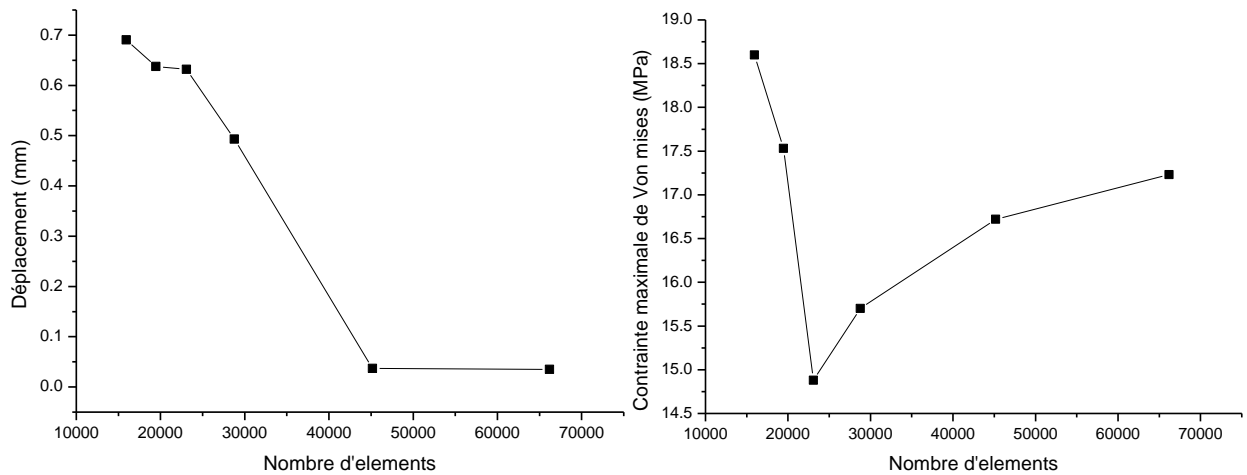


Figure III. 9 : Convergence en déplacement et en contrainte des résultats de vilebrequin.

Chap.III : Modélisation et simulation numérique d'un cycle de moteur à combustion interne.

Les figures III.7, III.8 et III.9 représentent les résultats de l'étude de convergence en déplacement et en contrainte. D'après les figures III.7, III.8 et III.9 on observe une variation de déplacement et de contrainte en fonction de nombres d'éléments. Cette variation converge à un nombre d'éléments ou les différences entre les résultats de déplacement ou de contrainte deviennent négligeables. Cette étude a permis de déterminer le nombre d'éléments nécessaire pour chaque organe pour entamer l'étude numérique.

III.3.2 Simulation numérique

Comme il a été écrit précédemment, la modélisation numérique a été réalisée avec une vitesse de rotation du moteur à 1500 tr/min. Les forces d'explosions ont été modélisées avec des forces concentrées périodique appliquées selon le tableau III.4. Due à la complexité de l'étude et due à la contrainte de temps, l'étude numérique a été réalisée pour une seule explosion pour chaque piston.

a) Etude numérique sur les pistons

Les figures III.10 et les figures III.12 représentent les résultats de contraintes et de déplacement, respectivement, de la première explosion (combustion dans la chambre du piston 1) jusqu'à la quatrième explosion (Piston 4). Les résultats des contraintes de Von mises obtenus montrent que les contraintes sont concentrées dans la zone trouée (zone d'assemblage de l'axe, piston et bielle). Cette concentration est observée dans les quatre pistons. L'effort d'explosion appliquée sur la face du piston se transforme à des contraintes concentrées dans la zone faible du piston.

La figure III.11 représente la variation de la contrainte maximale de Von mises dans chaque piston durant le cycle. Cette variation prend une forme sinusoïdale qui est les résultats de la forme d'application des efforts sur le piston (Tableau III.4).

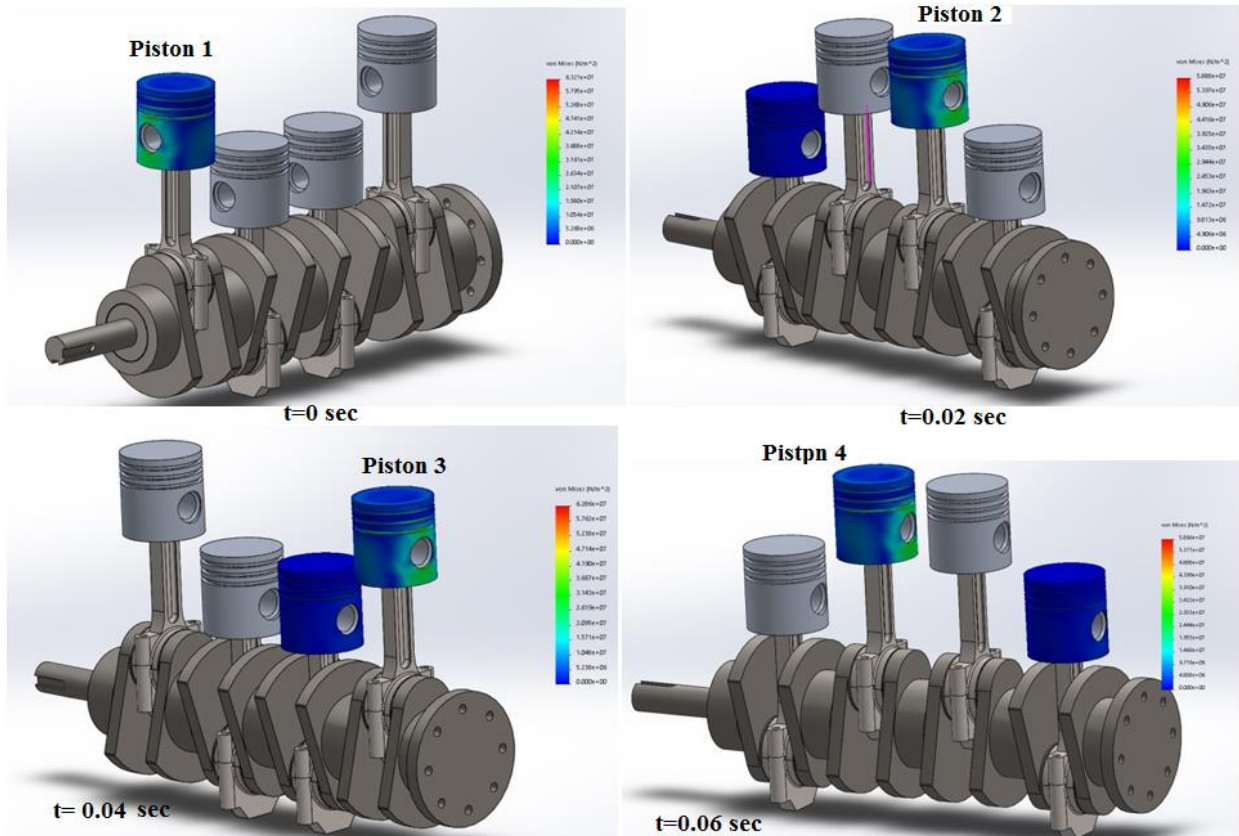


Figure III. 10: Distribution des contraintes dans les pistons.

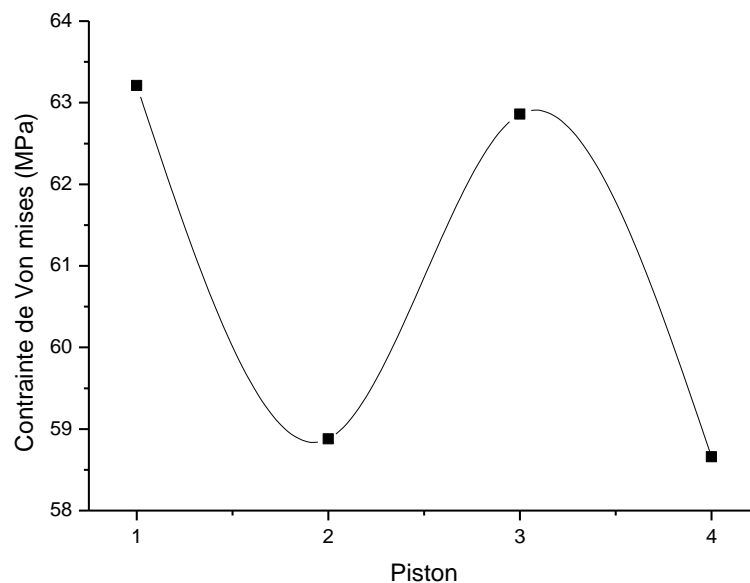


Figure III. 11 : Variation de la contrainte maximale de Von mises dans chaque piston.

Les figures III.11 représentent la déformé des pistons durant le fonctionnement du moteur. On peut observer que la déformé est grande dans le premier piston (1^{er} explosion) puis elle rechute au deuxième piston et elle devient stable dans le troisième et le quatrième (figure III.13). Cette variation peuvent être expliquée que dans le premier piston (1^{er} explosion) le piston prend une grande vitesse qui facilite le mouvement du deuxième piston et du à l'inertie de l'ensemble le

troisième piston (3eme explosion) à besoin plus d'effort que le deuxième et moins que le premier car le vilebrequin est déjà en rotation.

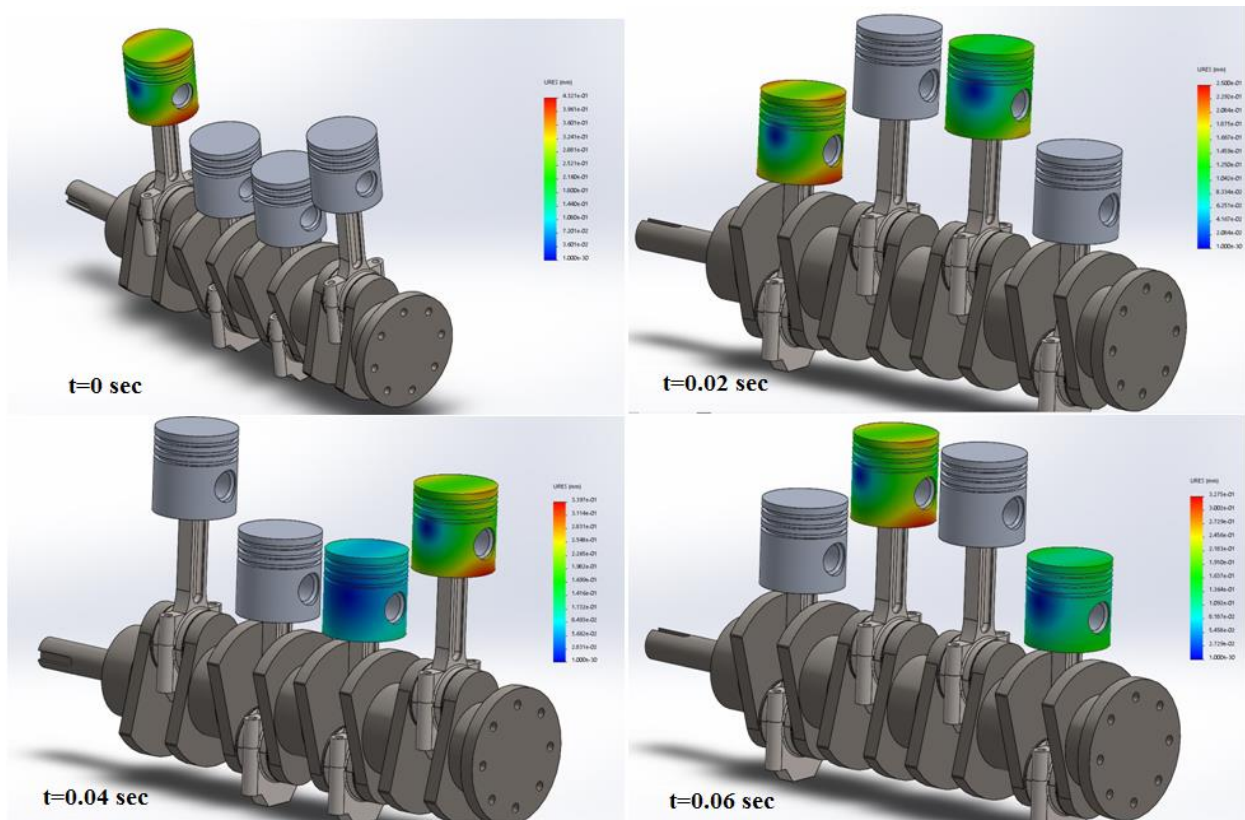


Figure III. 12: Déformés des pistons.

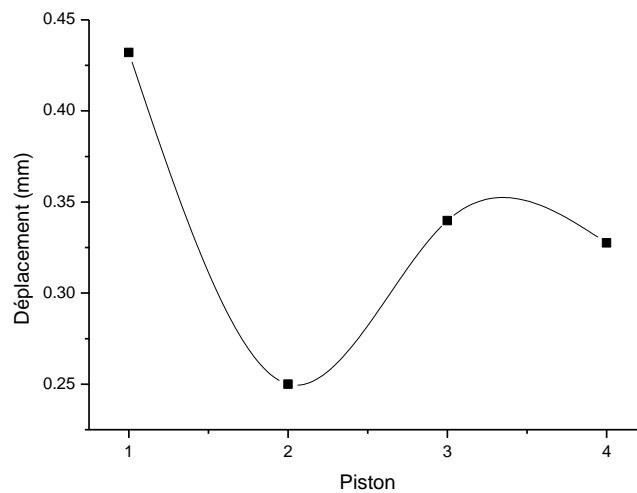


Figure III. 13: Variation de la contrainte maximale de Von mises dans chaque piston.

b) Etude numérique sur les bielles

Les figures III.14 et les figures III.16 représentent les résultats de contraintes et de déplacement, respectivement, de la première explosion (combustion dans la chambre du piston 1) jusqu'à la quatrième explosion (Piston 4). Les résultats des contraintes de Von mises obtenus montrent que les contraintes sont concentrées dans la partie inférieure des pistons (zone

d'assemblage de la bielle avec le vilebrequin). Cette concentration est observée dans les quatre bielles. L'effort d'explosion appliquée sur la face du piston est transféré à la bielle due au contact d'assemblage. Les contraintes sont concentrées dans la zone arrondie bas du la bielle (congé) qui est considéré une géométrie de concentration de contrainte. Les contraintes prennent des valeurs maximales au moment d'explosion (PMH), et elles s'annulent au point mort bas PMB (Effort appliquée égale à zéro).

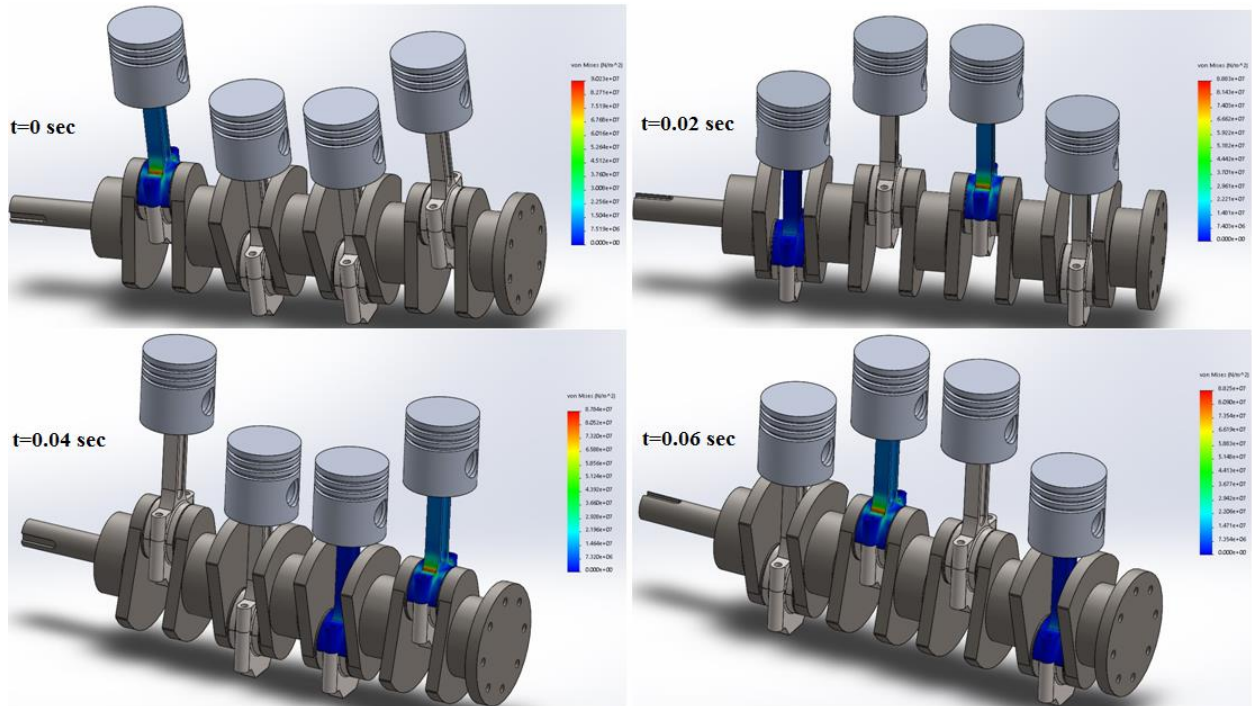


Figure III. 14: Distribution des contraintes dans les bielles.

La figure III.15 montre une évaluation de la contrainte maximale dans chaque bielle. On peut remarquer que la contrainte diminue dans les bielles selon l'ordre de combustion du moteur. Cette diminution de contrainte est justifiée par ; dans la première explosion ou combustion du piston 1, la bielle 1 support toutes les charges (masse, inertie,...) des autres organes, de plus l'emplacement du la bielle 1, a l'extrémité gauche ou droite demande plus d'effort pour faire tourner le vilebrequin (Antisymétrie de la position de la bielle 1). Par contre, la position du deuxième et de la troisième bielle demande moins d'effort, et leurs positions sont proches du centre de gravité du vilebrequin. Dans la quatrième bielle, la contrainte augmente légèrement, cette augmentation est justifiée de la même façon que la bielle 1 ou la bielle est loin du centre de gravité et la valeur de contrainte n'atteint pas la valeur de contrainte de la bielle 1 due au mouvement de rotation initial produit par les trois explosions précédentes.

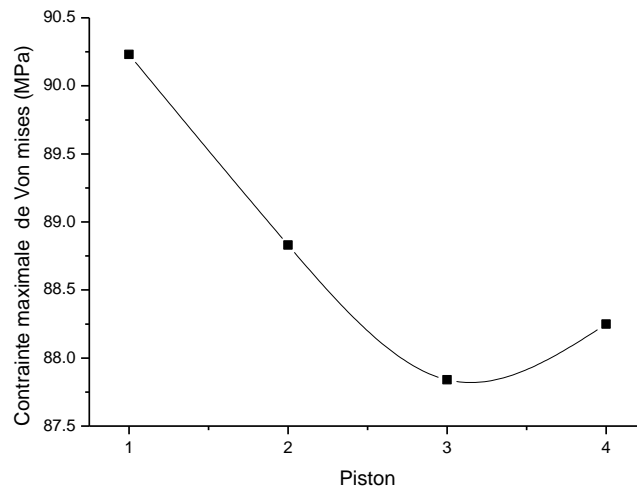


Figure III. 15: Evaluation de la contrainte maximale dans chaque bielle.

Les figures KKK représentent la déformé des bielles pour un cycle. La déformé est maximale au PMH (Moment d'explosion) et elle diminue au PMB (Effort appliqué sur le piston est nulle).

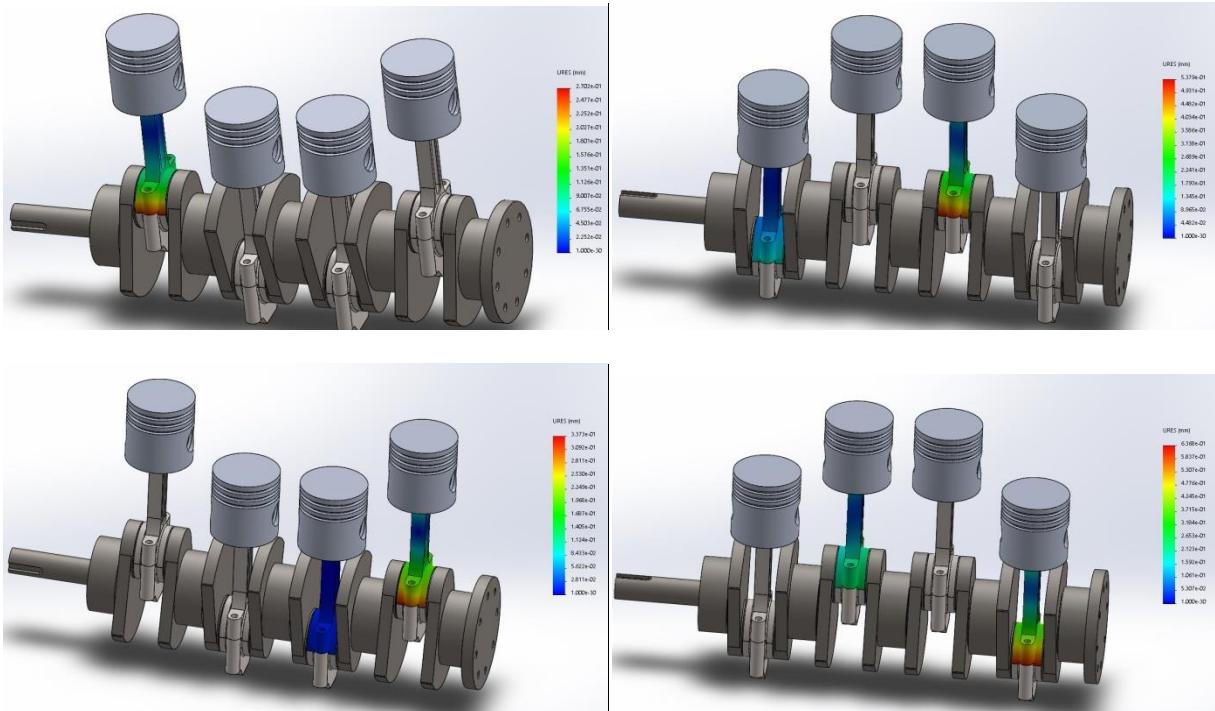


Figure III. 16: Déformés des bielles.

c) Etude numérique sur le vilebrequin

Les figures MMM, montrent une évaluation de la contrainte maximale dans le vilebrequin durant le cycle d'étude (quatre explosion). On peut remarquer que la contrainte diminue selon l'ordre de combustion du moteur. On peut observer que le comportement du vilebrequin est le même que le comportement des pistons (Figure III.13, figure III.18).

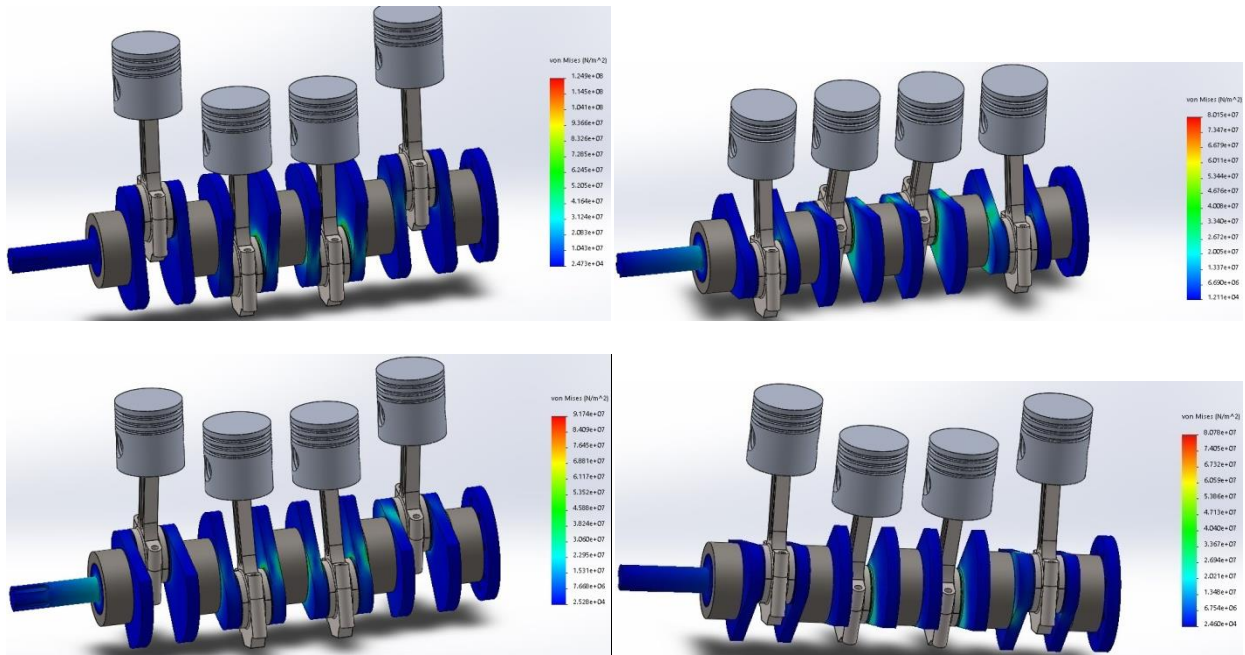


Figure III. 17: Distribution de la contrainte maximale dans le vilebrequin

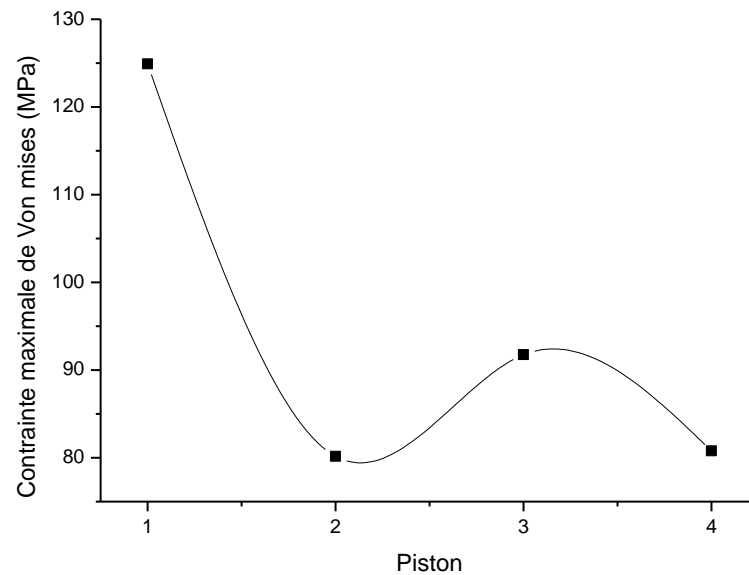


Figure III. 18: Evaluation de la contrainte maximale dans le vilebrequin.

La figure III.19 est une comparaison de l'évaluation de la contrainte maximale entre le piston, bielle et le vilebrequin. On peut constater que le vilebrequin support plus de charge que la bielle et le piston dans la première combustion.

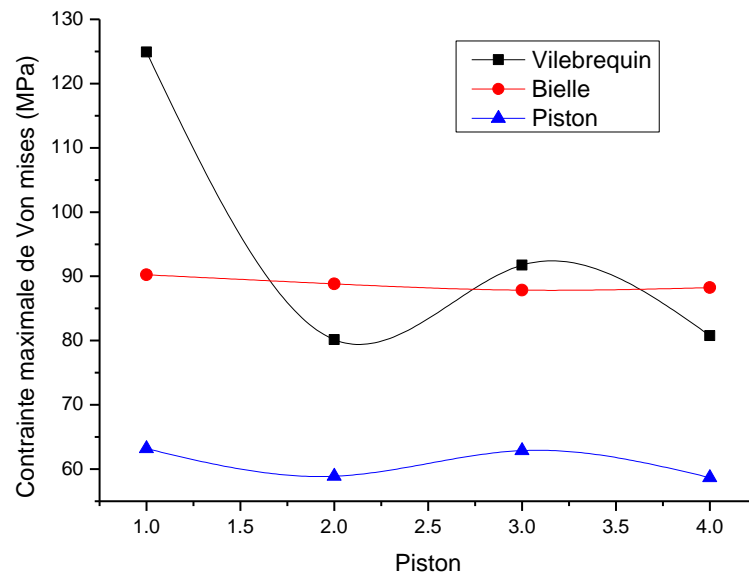


Figure III. 19: Comparaison de l'évaluation de la contrainte maximale entre le piston/bielle/vilebrequin.

III.4 Conclusion

Cette étude a permis de modéliser le fonctionnement d'un moteur à combustion interne et de déterminer la déformé et les contraintes soumises pour chaque organes du moteur. Les résultats de contraintes et de déplacements de l'étude numérique effectuée sur chaque partie (Piston, bielle et vilebrequin) a permis de comprendre le comportement mécanique des organes d'un moteur à combustion interne.

Conclusion générale

IV. Conclusion générale

Ce travail présente une modélisation et une étude numérique d'un moteur à combustion interne. L'objectif principal de ce travail est la détermination de la déformé et des contraintes dans les parties ou les organes d'un moteur tel que le piston, la bielle et le vilebrequin et de comprendre le comportement mécanique de ses organes durant un cycle de combustion.

Dans la première partie, une recherche bibliographique a été réalisée sur les moteurs à combustion interne, ou des notions de base ont été données. Cette partie est suivie d'une partie sur la statique et la cinématique des systèmes piston/bielle/vilebrequin. Cette partie a permis de comprendre les méthodes de calcul des efforts appliquées sur chaque partie du système (Piston, Bielle et vilebrequin). De plus, la partie cinématique a permis de déterminer les paramètres de mouvement (Vitesse de piston, vitesse de rotation, ...).

Après cette étude, une modélisation et une simulation numérique d'un cycle de moteur a été réalisée. Pour avoir des résultats acceptables, une étude de convergence en déplacement et en contrainte a été réalisée pour déterminer le nombre d'éléments adéquat à la modélisation numérique pour chaque partie (Piston, Bielle et vilebrequin).

Dans la modélisation numérique, une vitesse de rotation de 1500 tr/min a été appliquée au vilebrequin, la modélisation des efforts d'explosion, ou de la combustion, appliquées sur les pistons ont été effectuées par l'application des charges concentrées périodiques sur chaque face de piston. Des études numériques ont été réalisées pour chaque partie du moteur (Piston, Bielle et vilebrequin).

Les résultats de la contrainte et de déplacement obtenus ont permis de comprendre le comportement mécanique de piston, bielle et vilebrequin. Il a été constaté que le vilebrequin supporte plus de charge que la bielle et la bielle supporte plus d'effort que le piston. De plus, l'évaluation de la contrainte est différente d'une partie à l'autre.

Références bibliographiques

1. **BENCHERIF, M., *Moteurs à combustion interne, combustion et éléments de carburation*. 2018.**
2. **Universalis, E., *Technologie automobile: Les Grands Articles d'Universalis*. 2016: Encyclopaedia Universalis.**
3. **Henni, M.Z., *Thermopulsion* Université de Blida.**
4. **Arquès, P., *Moteurs alternatifs à combustion interne*. 1987: Masson.**
5. **Khiar, D., *Modélisation et commande d'un moteur thermique à allumage commandé*. 2007, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis.**
6. **<http://mecaniqueauto.over-blog.com/article-16763306.html> [cited 2021 20/05/2021].**
7. **Merabet, A., *Contribution à l'étude des échanges thermiques dans un moteur Diesel atmosphérique à taux de compression variable*. 2010.**
8. **<https://www.ncheurope.com/fr/blog-details/lubricants/difference-between-gasoline-and-diesel-engines>. 2021 [cited 2021 20/05/2021].**
9. **BOUREGAA, A., A. ROUAS, and M. BOUAKBA, *MAINTENANCE MOTEUR DIESEL*.**
10. **CALVAYRAC, F., *MODELISATION DE LA COMBUSTION D'UN MOTEUR A ESSENCE*. 2011.**
11. **Prud'Homme, R., *Notions de base sur la combustion*. Thermodynamique des interfaces et mécanique des fluides, 2019.**
12. **Henry, J., J. Toplosky, and M. Abramczuk, *Crankshaft durability prediction—a new 3-D approach*, *SAE Paper 920087*. Warrendale (PA): Society of Automotive Engineers, 1992.**
13. **Kauffmann, P. *Propulsion par moteur à explosion*. 2012 [cited 2021 05/05/2021].**
14. **Ben Abdelhafid, O., *Etude cinématique et dynamique d'un moteur à combustion interne*. 2017.**