

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 thermomécanique d'un piston du
moteur à combustion interne**

Présenté par :

FAR Ala Eddine

Devant le jury composé de :

NECIB Djilani

MCA

Président

REKBI Fares Mohamed Laid

MCB

Examineur

GHERBI Mohamed Tahar

MCB

Encadreur

Année Académique 2017-2018

Remerciements

Je voudrais d'abord remercier **Dieu** notre Créateur qui m'a donné la force de compléter ce travail.

Je voudrais remercier le directeur de ce travail, Monsieur **Dr. GHARBI, Mohamed Tahar** pour son grand soutien et ses conseils importants.

Je tiens à remercier tous les professeurs du Département de génie mécanique.

Que toute personne ait participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail accepte nos grands et sincères remerciements.

Dédicace

Avant tout propos, je tiens à rendre grâce à **Allah** qui m'a guidé sur la bonne voie.

Je tiens à rendre hommage à ma mère pour son fidèle assistance et son soutien tout le long de ma formation,

Encore une fois, un grand merci à toute ma famille à qui je dédie ce présent travail. À tous mes amis sans exception.

Liste Des Figures

Figure I.1	<i>Principe de fonctionnement d'un moteur à quatre temps (Moteur à allumage commandé)</i>	5
Figure I.2	<i>Les organes d'un moteur diesel</i>	5
Figure I.3	<i>Le bloc-cylindres et La chemises</i>	6
Figure I.4	<i>Culasse</i>	6
Figure I.5	<i>La bielle</i>	7
Figure I.6	<i>Le vilebrequin</i>	8
Figure I.7	<i>L'arbre à came</i>	8
Figure I.8	<i>Les soupapes</i>	9
Figure I.9	<i>Le piston</i>	9
Figure I.10	<i>vue de face avec profil accentué</i>	11
Figure I.11	<i>vue de dessus de la forme accentuée</i>	11
Figure I.12	<i>Différentes têtes de piston</i>	13
Figure I.13	<i>Présentation des forces dues à la pression des gaz</i>	13
Figure I.14	<i>Représentation de l'échange thermique par convection</i>	15
Figure I.15	<i>Endommagement de la tête du piston</i>	15
Figure I.16	<i>Tête de piston endommagée</i>	15
Figure I.17	<i>Tête de piston fissurée</i>	16
Figure I.18	<i>Fissures diverses à la tête de piston</i>	16
Figure I.19	<i>Piston cassé jusqu'à l'axe</i>	17
Figure I.20	<i>Têtes endommagées de pistons de locomotive : (a) Piston 1 (b) Piston 2</i>	17
Figure II.1	<i>Cycle mixte (réel et théorique) représenté sur un diagramme ($p - v$)</i>	19
Figure III.1	<i>Un corps 3 dimensions soumis à une température limite $T_{\infty}(x,y,z)$</i>	36
Figure III.2	<i>bilan de chaleurs entrantes-sortantes d'un volume élémentaire</i>	37
Figure III.3	<i>bilan de chaleurs entrantes-sortantes d'un volume élémentaire</i>	39

Figure III.4	<i>Discrétisation d'un domaine V en élément finis</i>	43
Figure III.5	<i>Elément fini tétraédrique</i>	46
Figure III.6	<i>Coordonnées de volume pour le tétraèdre</i>	37
Figure III.7	<i>Représentation de L'élément tétraédrique à 4 nœuds</i>	52
Figure III.8	<i>Cas fondamentaux de fissures</i>	54
Figure III.9	<i>Contraintes à la pointe d'une fissure</i>	55
Figure IV.1	<i>Profil de construction du piston</i>	58
Figure IV.2	<i>Formes pivotées du profil de base</i>	59
Figure IV.3	<i>Construction des nervures</i>	59
Figure IV.4	<i>Construction de l'augment de l'axe</i>	60
Figure IV.5	<i>Piston final</i>	61
Figure IV.6	<i>Condition aux limites du piston</i>	62
Figure IV.7	<i>Maillage de piston d'étude</i>	62
Figure IV.8	<i>Contrainte du piston en Acier inoxydable recuit(SS)</i>	63
Figure IV.9	<i>Contrainte du piston en Fonte ductile</i>	63
Figure IV.10	<i>Contrainte du piston en Acier allié (18Cr Mo4)</i>	63
Figure IV.11	<i>Contrainte du piston en Alliage Aluminium (3003-H18)</i>	63
Figure IV.12	<i>Contrainte du piston en Acier inoxydable recuit(SS)</i>	64
Figure IV.13	<i>Contrainte du piston en Fonte ductile</i>	64
Figure IV.14	<i>Contrainte du piston en Acier allié (18Cr Mo4)</i>	64
Figure IV.15	<i>Contrainte du piston en Alliage Aluminium (3003-H18)</i>	64
Figure IV.16	<i>Dessin la fissure</i>	66
Figure IV.17	<i>Conception de fissure</i>	66
Figure IV.18	<i>Piston fissuré</i>	67
Figure IV.19	<i>Les valeurs des contraintes thermiques (Acier inoxydable recuit(SS))</i>	68
Figure IV.20	<i>Valeurs des Déplacement de la fissure (Acier inoxydable recuit(SS))</i>	68

Figure IV.21	<i>Les valeurs des contraintes thermiques (Fonte ductile)</i>	69
Figure IV.22	<i>Les valeurs des Déplacement de la fissure (Fonte ductile)</i>	69
Figure IV.23	<i>Les valeurs des contraintes thermiques (Acier allié (18Cr Mo4))</i>	70
Figure IV.24	<i>Les valeurs des Déplacement de la fissure (Acier allié (18Cr Mo4))</i>	70
Figure IV.25	<i>Les valeurs des contraintes thermiques (Alliage Aluminium (3003-H18)</i>	71
Figure IV.26	<i>Les valeurs des Déplacement de la fissure (Alliage Aluminium (3003-H18))</i>	71
Figure IV.27	<i>Les valeurs des Les contraintes thermiques (Acier inoxydable recuit(SS))</i>	72
Figure IV.28	<i>Les valeurs des Déplacement de la fissure (Acier inoxydable recuit(SS))</i>	72
Figure IV.29	<i>Les valeurs des Les contraintes thermiques (Fonte ductile)</i>	73
Figure IV.30	<i>Les valeurs des Déplacement de la fissure (Fonte ductile)</i>	73
Figure IV.31	<i>Les valeurs des Les contraintes thermiques Acier allié (18Cr Mo4)</i>	74
Figure IV.32	<i>Les valeurs des Déplacement de la fissure (Acier allié (18Cr Mo4))</i>	74
Figure IV.33	<i>Les valeurs des Les contraintes thermiques (alliage Aluminium (3003-H18)</i>	75
Figure IV.34	<i>Les valeurs des Déplacement de la fissure (alliage Aluminium (3003-H18))</i>	75
Figure IV.35	<i>Valeurs des contraintes pour les Quatre matériaux sans fissure et avec fissure sous une charge thermique de 886K</i>	77
Figure IV.36	<i>Valeurs des contraintes pour les Quatre matériaux sans fissure et avec fissure sous une charge thermique de 2659K</i>	77
Figure IV.37	<i>La variation du Déplacement de la fissure En fonction de contraintes sous une charge thermique de 886K</i>	79
Figure IV.38	<i>La variation du Déplacement de la fissure En fonction de contraintes sous une charge thermique de 2659K</i>	79

Liste Des Tableaux

Tableau IV.1	<i>Caractéristiques des matériaux utilisés dans la fabrication des pistons</i>	58
Tableau IV.2	<i>Valeurs des contraintes pour les 4 matériaux sans fissure</i>	65
Tableau IV.3	<i>Valeurs des contraintes pour les 4 matériaux avec fissure</i>	76
Tableau IV.4	<i>Valeurs des Déplacement de la fissure pour les 4 Matériel</i>	78

NOMENCLATURES

C_I	Couple moteur indiqué ($N.m$)
T_a	Température à la fin d'admission (K), γ_r
η_{th}	Coefficient théorique du changement moléculaire
ξ_{ad}	Coefficient caractérisant la résistance à l'écoulement dans le système d'admission,
C_Y	Cylindrée unitaire du moteur ($kcal/kg.K$)
N_a	Quantité de la charge fraîche introduite dans le cylindre du moteur ($kmoles$ d'air/kgde carburant),
N_f	Quantité de la charge fraîche au PMB ($kmoles$ d'air/kg de carburant),
N_{f+r}	Quantité du mélange gazeux entre la charge fraîche et les gaz résiduels ($kmoles$ des gaz/kg de carburant),
N_{gc}	Quantité totale des produits de combustion ($kmoles$ des gaz/kg de carburant)
N_r	Quantité des gaz résiduels existant dans le cylindre au moment de l'admission ($kmoles$ des gaz/kg de carburant),
P_{CI}	Pouvoir calorifique inférieur du combustible (42 MJ/kg de carburant
P_e	Puissance effective (kW)
P_i	Puissance indiquée (kW)
P_{me}	Pression moyenne effective (Pa)
P_{mi}	Pression moyenne indiquée (Pa)
P_{mm}	Pression moyenne des pertes mécaniques (Pa)
P_{moy}	Pression moyenne du cycle (Pa)
Q_a	Quantité de chaleur apportée au cycle ($kcal$)
R_f	Rendement de forme du diagramme
S_{ad}	Section de soupape d'admission (mm),
S_ρ	Section du piston (mm),
T_0	Température de la charge fraîche à l'entrée du cylindre (K),
T_r	Température des gaz résiduels (K),
U_E^{gc}	Énergie interne des gaz de combustion à la température au point C sur le diagramme P-V ($kJ/kmoles$),
U_c^f	Énergie interne de la charge fraîche à la température au point C sur le diagramme P-V ($kJ/kmoles$),
V_{cp}	Volume des gaz à la fin théorique de compression au PMH (m^3),
V_m	Volume mort du cylindre (m^3)
W_{cycle}	Travail du cycle (J)
W_e	Travail effectif du moteur (J)
W_i	Travail indiqué du moteur (J)
c_p	Chaleur spécifique de la charge fraîche ($kcal/kg.K$)
c_p^f	Chaleur spécifique de la charge fraîche ($kcal/kg.K$),
c_p^{f+r}	Chaleur spécifique du mélange gazeux entre la charge fraîche et les gaz

	résiduels(<i>kcal/kg.K</i>),
c_p^r	Chaleur spécifique des gaz résiduels (<i>kcal/kg.K</i>),
c_v	Capacité calorifique à volume constant (<i>kcal/kg.K</i>)
g_e	Consommation spécifique effective ($\frac{g}{kWh}$)
g_i	Consommation spécifique indiquée (<i>g/kWh</i>)
u_c	Énergie interne des gaz à la température au point C sur le diagramme P-V (<i>kJ</i>),
v_{ad}	Vitesse moyenne d'écoulement de la charge à travers la section de passage de
v_p	Vitesse moyenne de déplacement du piston (<i>m/s</i>),
ρ_0	Masse volumique de l'air à l'entrée du cylindre (<i>1,29 kg/m³</i>)
ρ_a	Masse volumique de l'air à la fin d'admission (<i>kg/m³</i>)
ϕ	Coefficient qui représente la charge d'appoint
ΔT	Différence de température responsable de la réchauffage de la charge fraîche par les parois (<i>K</i>),
Δu	Variation de l'énergie interne du mélange gazeux pendant la phase de combustion (<i>kJ</i>),
A	Point à l'entrée du cylindre sur le diagramme P-V
B	Point à la fin d'admission sur le diagramme P-V
N_g	Quantité totale des produits de combustion (<i>kmoles des gaz/kg de carburant</i>),
P_{cp}	Pression des gaz à la fin théorique de compression au PMH (<i>Pa</i>),
<i>PMB</i>	Point mort bas,
<i>PMH</i>	Point mort haut
T_0	Température de la charge fraîche à l'entrée du cylindre (<i>K</i>)
T_a	Température à la fin d'admission (<i>K</i>)
T_{cp}	Température des gaz à la fin théorique de compression au PMH (<i>K</i>),
η_m	Rendement mécanique du moteur
ξ_{cb}	Coefficient caractérisant la résistance à l'écoulement dans le système d'admission,
D	Point à la fin de combustion isochore sur le diagramme P-V,
N	Vitesse de rotation du vilebrequin (<i>tr/mn</i>),
γ	Coefficient adiabatique de compression ou de détente
ε	Vitesse de rotation (<i>rd/s</i>)
MCI	Moteur a combustion interne

SOMMAIRE

LISTE DES FIGURES	III
LISTE DES TABLEAUX.....	VI
NOMENCLATURES.....	VII
INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE I ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	
I.1. INTRODUCTION.....	2
I.2. RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE DANS LE PISTON	2
I.3. DEFINITIONS MOTEUR DIESEL	4
I.4. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT	4
I.5.CYCLE A QUATRE TEMPS	4
I.5.1. 1ER TEMPS : ADMISSION	4
I.5.2. 2EME TEMPS : COMPRESSION.....	4
I.5.3. 3EME TEMPS : COMBUSTION	4
I.5.4. 4EME TEMPS : ECHAPPEMENT	5
I.6. LES ORGANES D'UN MOTEUR DIESEL	5
I.6.1. LES ORGANES FIXES.....	5
I.6.2. LES ORGANES MOBILES	7
I.7. LE PISTON	9
I.7.1. TETE	10
I.7.2. LA JUPE	10
I.7.3. LOGEMENT D'AXE (TROU D'AXE).....	10
I.7.4. FORME GENERALE DU PISTON	11
I.7.5. MATERIAUX UTILISES DANS LA FABRICATION DES PISTONS	12
I.8. DIFFERENTES FORMES DE TETE DE PISTON	12
I.9. LES CHARGES APPLIQUEES SUR LE PISTON	13
I.9.1.PRESSION DES GAZ	13
I.9.2.TEMPERATURES	14
I.9.3.CONTRAINTES THERMIQUES	14
I.10.DOMMAGES DES PISTONS.....	15
I.10.1. ENLEVEMENT DE MATIERE / FUSION DE LA CALOTTE D'UN PISTON EN FONTE.....	15
I.10.2. FISSURES A LA COURONNE DE LA TETE DU PISTON ET AU BORD DU BOL DE COMBUSTION (MOTEURS DIESEL) ...	16
I.10.3. FATIGUE MECANIQUE A HAUTE TEMPERATURE.....	17
I.10.4. FATIGUE THERMIQUE ET TEMPERATURE ELEVEE	17

CHAPITRE II NOTIONS FONDAMENTALES SUR MCI

II.1.INTRODUCTION.....	18
II.2 DEFINITION DIAGRAMME PRESSION – VOLUME	18
II.3. DIAGRAMME THEORIQUE	18
II.4.DIAGRAMME PRATIQUE (REEL)	19
II.5.CARACTERISTIQUES FONDAMENTALES DU CYCLE	20
II.5.1.LE TRAVAIL (J)	20
II.5.2. PRESSION MOYENNE	20
II.5.3. RENDEMENT.....	21
II.5.4.TAUX DE COMPRESSION VOLUMETRIQUE.....	21
II.5.5.CONSUMMATION SPECIFIQUE	21
II.5.6.PUISSANCE EFFECTIVE AU LITRE DE CYLINDREE	21
II.5.7.PUISSANCE MASSIQUE OU VOLUMIQUE.....	21
II.6.PARAMETRES INDICES DU CYCLE REEL.....	22
II.7.PARAMETRES EFFECTIFS DU CYCLE REEL.....	22
II.8.CALCUL DES PARAMETRES DU CYCLE REEL D’UN MOTEUR DIESEL.....	23
II.8.1 : CALCUL DES PARAMETRES A LA FIN D’ADMISSION	23
II.8.2.CALCUL DES PARAMETRES EN FIN DE COMPRESSION.....	27
II.8.3.CALCUL DES PARAMETRES EN FIN DE COMBUSTION.....	28
II.8.4.CALCUL DES PARAMETRES A LA FIN DE LA DETENTE	32
II.8.5.CALCUL DES PARAMETRES A LA FIN D’ECHAPPEMENT	34
II.8.5.CALCUL DES DIMENSIONS DU CYLINDRE.....	34
II.8.6.CALCUL DE LA VITESSE MOYENNE DU PISTON.....	35

CHAPITRE III SIMULATION THERMOMECHANIQUE D’UN PISTON DU MOTEUR A COMBUSTION INTERNE

III.1.INTRODUCTION.....	36
III.2.PHENOMENE D'EXPLICATION	36
III.3.MISE EN EQUATION DU PROBLEME	36
III.3.1CALCUL DE LA DISTRIBUTION DE LA TEMPERATURE	36
III.3.2.CALCUL DES CONTRAINTES THERMOMECHANIQUES ET DES DEFORMATIONS.....	39
III.4.FORMULATION DE LA METHODE DES ELEMENTS FINIS POUR L’ANALYSE DU TRANSFERT DE CHALEUR DANS LE PISTON.....	41
III.4.1. L’ELEMENT FINI TETRAEDRIQUE A 4 NŒUDS.....	45
III.4.1.A. DISCRETISATION.....	45
III.4.1.B. FONCTIONS D’INTERPOLATION.....	45
III.5.FORMULATION VARIATIONNELLE DU PROBLEME THERMOMECHANIQUE TRIDIMENSIONNEL	48
III.5.1.PRINCIPE DE L’ENERGIE POTENTIELLE A DEFORMATION MINIMALE	48

III.5.2 L'ÉLÉMENT FINI TETRAÉDRIQUE A 4 NŒUDS	51
III.6. ETUDE DE COMPORTEMENT DE FISSURES.....	53
III.6.1. MODES DE FISSURATION.....	53
III.6.2. CONCEPTS DE LA MÉCANIQUE DES FISSURES.....	53
III.6.3. FISSURES DE LA TÊTE DU PISTON	54
III.6.4. CRITÈRE DE PROPAGATION ET LA VITESSE.....	54
 CHAPITRE IV INTERPRÉTATION ET DISCUSSION DES RESULTATS	
IV.1. INTRODUCTION	57
IV.2. DÉFINITION DE SOLIDWORKS	57
IV.3. MÉTHODOLOGIE DE SIMULATION DE PISTON	57
IV.3. 1. OBJECTIFS.....	57
IV.3. 2. HYPOTHÈSES DE SIMULATION.....	57
IV.4. CONSTRUCTION DU MODÈLE GÉOMÉTRIQUE	58
IV.4.1. ÉTAPE 1 : CONSTRUCTION LA FORME DU PISTON 2D	58
IV.4.2. ÉTAPE 2 : CONSTRUCTION LA FORME DU PISTON 3D	59
IV.4.3. ÉTAPE 3 : CONSTRUCTION DES NERVURES.....	59
IV.4.4. ÉTAPE 4 : CONSTRUCTION DE L'AUGMENT DE L'AXE	60
IV.5. CONDITIONS DE CHARGEMENT THERMIQUES DU PISTON	61
IV.6. CONDITIONS AUX LIMITES	61
IV.7. MAILLAGE.....	62
IV.7.1. MÉTHODE DE MAILLAGE.....	62
IV.8. RESULTATS ET DISCUSSIONS	63
IV.8.1. ÉTUDE DE PISTON SANS FISSURE SOUS L'EFFET DE TEMPÉRATURE 886 K	63
IV.8.2. ÉTUDE DE PISTON SANS FISSURE SOUS L'EFFET DE TEMPÉRATURE 2659 K	64
IV.8.3. ÉTUDE DE PISTON AVEC FISSURE	65
IV.8.4. ÉTUDE DE PISTON AVEC FISSURE SOUS L'EFFET DE TEMPÉRATURE 886 K	67
IV.8.5. ÉTUDE DE PISTON AVEC FISSURE SOUS L'EFFET DE TEMPÉRATURE 2659 K	72
CONCLUSION GÉNÉRALE	81
RÉSUMÉ	

Introduction générale

Dans un moteur à combustion interne, les pistons sont soumis à des contraintes ,la pression des gaz de combustion et des contraintes thermiques dues à la différence de température entre le piston et les gaz brûlés.

Les pistons sont présents dans de nombreuses applications mécaniques, notamment, dans les moteurs à combustion interne.

La plupart des pistons sont d'une conception simple (un piston plat tiré ou poussé par une bielle). En général, pour ceux qui sont soumis à des épreuves intensives, ils sont différents par la forme, la fonction et la taille. Cependant, pour certains types de moteurs de grande puissance, les pistons peuvent se distinguer par la forme de la tête, et la nature de leurs matériaux. Le piston est l'un des organes importants . Dans un moteur à combustion interne, il doit résister à des sollicitations mécaniques et thermiques importantes. Notre approche consiste à modéliser le comportement thermique de la tête du piston dans le but de présenter les différents états de contraintes / déformations thermiques, ainsi que la distribution de la température qui sont responsables des différentes dégradations.

Dans la présente étude , nous déterminerons les contraintes thermiques dans le piston après l'application de la charge thermique sur la tête du piston . et nous observerons le comportement de la fissure sur la même tête et observons le propagation de cette fissure. Le changement de métal nous permet de sélectionner le bon métal pour le type de piston.

Notre travail consiste à quatre chapitres, répartis comme suit : on commence par une introduction générale . Le premier chapitre est une étude bibliographique consacrée à passer par quelques travaux de recherche antérieurs faites sur le piston.

Dans le deuxième chapitre, nous expliquerons des relations publiques dans le domaine thermodynamique et déterminons la valeur de la pression et de la température à chaque temps qui se produisent dans le moteur à combustion interne.

Le 3^{ème} chapitre, représente les équations générales pour le calcul des champs de température et des contraintes thermomécaniques. Ce qui permettra d'établir la formulation mathématique du problème. En suite, nous appliquerons la méthode des éléments finis sur les problèmes thermique et thermomécaniques en passant par les différentes étapes de leurs formulations.

Dans le 4^{ème} chapitre, Nous concevons le programme piston SolidWorks, qui est un bon programme de conception et de simulation on représentera les résultats de la simulation suivie de leurs discussions

CHAPTER I

Etude bibliographique

I.1. Introduction

Le piston a fait l'objet de nombreuses études dont la plupart concerne les moteurs diesel, lesquels sont plus sollicités thermiquement et mécaniquement que les moteurs à essence.

Nous allons d'abord étudier les études précédentes sur le piston et nous allons discuter des composants du moteur diesel choisi parmi les moteurs à combustion interne car ce phénomène est plus répandu dans ce type de moteur. Quelques travaux antérieurs sur les contraintes thermiques et mécaniques.

I.2. Recherche bibliographique dans le piston

Le piston a fait l'objet de nombreuses études, dont la plupart concernent les moteurs diesel, plus sollicités thermiquement et mécaniquement que les moteurs à essence. Nous donnerons quelques exemples de résultats de travail antérieurs liés aux contraintes thermiques et mécaniques du moteur thermique appliqué au piston.

Xiwen Deng, Jilin Leia, Jun Wen, Zhigao Wen, Lizhong Shen [1]. Afin de résoudre un problème de compromis entre la température et la contrainte thermique des pistons pour la conception en coupe d'une galerie de refroidissement, une optimisation multi-objectif et une co-simulation sont effectuées pour calculer une conception optimale et des solutions thermiques à l'intérieur du piston.

Markus Söderfjäll , Hubert M.Herbst, Roland Larsson, Andreas Almqvist [2], Dans ce travail, un banc d'essai de composants à grande vitesse pour l'évaluation du frottement des segments de piston est utilisé. Un certain nombre de segments de piston et de chemises de cylindres différents sont évalués en fonction de leur performance de frottement.

M.Wang , J.C.Pang, M.X.Zhang, H.Q.Liu, S.X.Li , Z.F.Zhang [3] Les comportements de fatigue thermomécanique (TMF) et les mécanismes d'endommagement correspondants de l'alliage à piston Al-Si ont été étudiés dans les plages de température de 120-350 ° C et 120-425 ° C dans cette étude.

Hui Dai , Ronghua Huang , Guiquan Li , Jie Tang, Sheng Huang [4] , Cette étude étudie un nouveau dispositif connu sous le nom de système de test de mémoire MTS, qui a été conçu pour mesurer la température du piston a été effectué plusieurs tests dans des circonstances différentes pour vérifier le système et l'erreur de mesure Les résultats ont montré que le MTS a une très grande précision.

Yaohui Lu , Xing Zhang , Penglin Xiang , Dawei Dong [5] Dans cette étude, le modèle solide 3D du piston dans le moteur diesel 16V280 a été développé et le calcul de simulation du champ de température en régime permanent et de l'état transitoire est effectué. Sur la base des résultats de calcul, la fluctuation de température maximale du champ de température du piston est inférieure à 20 °, le champ de température stationnaire a été utilisé comme condition limite pour le calcul des contraintes

thermiques et la méthode de découplage thermique a été utilisée pour calculer la contrainte thermique causé uniquement par la distribution de température inégale.

N.Yu.Dudareva , R.D.Enikeev , V.Yu.Ivanov [6] Le but de cette recherche est d'étudier expérimentalement l'efficacité de la protection thermique apportée par une couche de MAO sur la tête du piston. Pour déterminer l'épaisseur optimale du revêtement, nous avons simulé l'état thermique du piston à l'aide d'ANSYS Multiphysics. Ensuite, nous avons effectué des essais moteurs des pistons en utilisant l'unité monocylindre d'un moteur à deux temps à quatre cylindres. Le revêtement a été appliqué sur la surface de la tête de piston du côté de la chambre de combustion

Ravindra Gehlot , Brajesh Tripathi [7] Ce document traite de l'analyse thermique à l'état stable d'un piston de moteur diesel revêtu d'un revêtement céramique ayant des trous sur sa surface. La distribution de la température sur la surface supérieure et la surface du substrat du piston est étudiée en utilisant un logiciel basé sur les éléments finis appelé ANSYS

F.Szmytka , M.Salem , F.Rézaï-Aria , A.Oudin [8] Un nouveau banc de fatigue thermique utilisant un chauffage par induction à haute fréquence est développé pour tester les pistons des moteurs diesel des automobiles. Un piston d'essai adapté est refroidi intérieurement par un flux d'eau permanent tandis que son bol sensible à la fatigue thermomécanique est soumis à un chauffage par induction cyclique. Le banc de fatigue proposé permet de charger le piston dans un schéma de fatigue thermique très similaire à celui rencontré dans les conditions de fonctionnement du moteur. La détection des fissures est facilitée par la modélisation numérique qui aide à détecter les zones les plus critiques et à estimer de manière fiable le nombre de cycles pour les fissures initiées.

Y.Rozhdestvensky , E.Lazarev , A.Doikin [9] Sur la base des résultats expérimentaux et des propriétés thermophysiques, l'effet d'un revêtement thermo-isolant sur un piston dans un moteur diesel est estimé. À l'aide d'un ensemble de conditions aux limites pour le transfert de chaleur, un modèle d'éléments finis est appliqué au système de piston - chemise du cylindre pour évaluer les conditions thermiques et déformées. Les distributions de température et de déformation pour la couronne de piston revêtue et non revêtue sont comparées.

Zhenfeng Zhao , Shan Wang , Shuanlu Zhang , Fujun Zhang [10] Dans cet article, une analyse détaillée thermodynamique et d'économie d'énergie est effectuée pour démontrer l'avantage fondamental de l'efficacité d'un HFPE. Les résultats thermodynamiques montrent que le processus de combustion peut être optimisé pour un cycle moteur idéal. Les résultats expérimentaux montrent que le processus de combustion HFPE est un processus à volume presque constant; l'efficacité est d'environ 50%

I.3. Définitions moteur Diesel

Le moteur diesel est un moteur alternatif à combustion interne dans lequel l'allumage du mélange s'effectue par simple compression.

Les Diesels sont appelés moteurs à auto allumage (par apposition aux moteurs à essence, appelés moteurs à allumage commandé) dans un premier temps l'air passe à une pression très élevée, s'échauffe lorsque la température dans la chambre combustible est suffisante, le combustible est injecté en fine particule qui s'enflamme spontanément au contact de l'air.

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 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.

I.5. Cycle à quatre temps

I.5.1. 1er temps : ADMISSION

Descente du piston Ouverture de la soupape d'admission Remplissage du cylindre par de l'AIR Fermeture de la soupape d'admission.

I.5.2. 2ème temps : COMPRESSION

Montée du piston Les soupapes sont fermées Forte élévation de la pression (environ 40 bars) et donc de la température (environ 600°C) pour permettre l'auto inflammation.

I.5.3. 3ème temps : COMBUSTION

Le combustible est injecté à haute pression (environ 300 bars). Il s'enflamme spontanément et continue à brûler tout le temps que dure l'injection (la combustion dure ici plus longtemps que dans le cas du moteur à essence). Sous l'action de la pression (environ 90 bars), le piston descend.

I.5.4. 4ème temps : ECHAPPEMENT

la soupape d'échappement s'ouvre et la chute de pression fait monter le piston et chasse les gaz brûlés contenus dans le cylindre et le cycle recommence lors de l'admission, le moteur aspire de l'air, l'injection doit se faire à très haute pression, le combustible s'enflamme par auto-inflammation, la combustion dure le temps que dure l'injection du combustible.

Tous ces temps sont résumés dans (figure I.1)

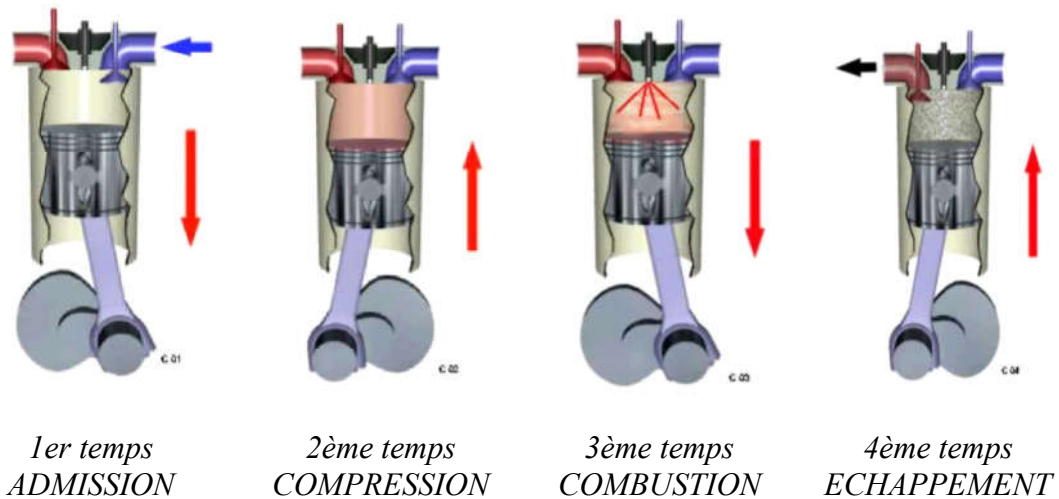


Figure I.1 : Principe de fonctionnement d'un moteur à quatre temps (Moteur à allumage commandé)

I.6. Les organes d'un moteur diesel :

Dans un moteur à combustion interne on peut distinguer les organes fixes, mobiles, et organes qu'on peut appeler organes annexes.

I.6.1. Les organes fixes

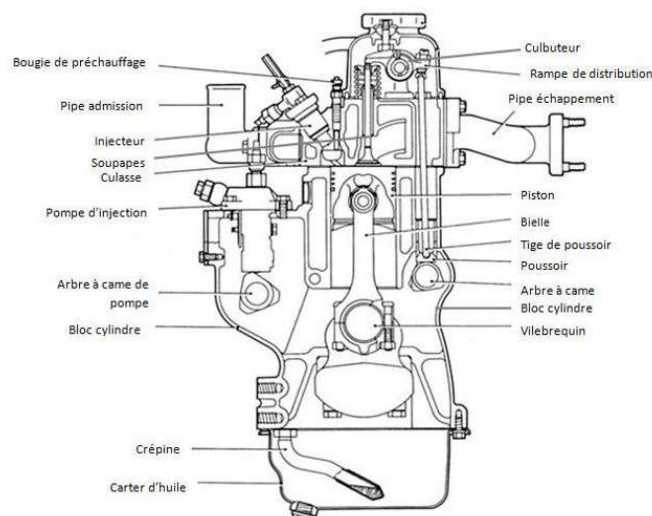


Figure I.2 : Les organes d'un moteur diesel[11]

I.6.1.a. Le bloc-cylindres (carter-moteur)

C'est la partie inférieure du moteur, et il comporte les organes de distributions, Le bloc est en fonte ou en alliage d'aluminium moulé. Il constitue le bâti du moteur et dont la partie intérieure est usinée pour former les cylindres ou les logements de chemises s'il s'agit d'un moteur à chemises rapportées. .(figure I.3)

I.6.1.b. La chemises de cylindre

La chemise est un fut cylindrique dans lequel coulisse le piston, elle peut être rapportée ou alésée directement dans le bloc, et ce pour plusieurs raisons tels que le type de combustible utilisé et la puissance du moteur.

La chemise peut être en fontephosphoreuse (entre 0.25 et 0.60% de phosphore) à structure perl tique, en acier Nickel Chrome auquel on additionne des traces de molybdène et on fait subir un durcissement superficiel par nitruration ou en alliage d'aluminium .(figure I.3).

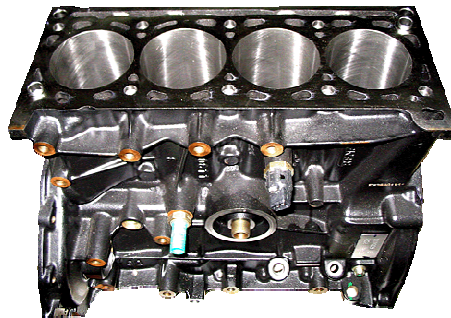


Figure I.3 : Le bloc-cylindres et La chemises[11]

I.6.1.c. Culasse

La culasse possède plusieurs rôles :

Elle obture le cylindre et constitue la chambre de combustion c'est-à-dire l'espace correspondant du volume qui subsiste quand le piston est au point mort haute, la culasse porte le siège des soupapes et tubulures de passage des gaz frais brute . figure (I.4).



Figure I.4 : Culasse[11]

I.6.2. Les organes mobiles

I.6.2.a. La bielle

La bielle est un organe qui permet la liaison entre le piston et le vilebrequin et a pour rôle de transmettre le mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire du vilebrequin. (figure I.5)

Le pied de bielle est muni d'une bague antifriction dans laquelle bouge un librement.

La tête de bielle a pour plan d'assemblage avec le chapeau oblique ou droit cranté.



Figure I.5 : La bielle [11]

I.6.2.b. Le vilebrequin

Le vilebrequin donne le mouvement rotatif nécessaire au moteur. Il est relié à la bielle (qui est elle même reliée au piston) qui lui transmet un mouvement alternatif. (figure I.6)

C'est donc le vilebrequin qui va entraîner tout les éléments du moteur qui ont besoin d'un mouvement rotatif comme :

- la transmission primaire (chaîne de distribution ou cascade de pignon ou courroie, arbre à cames...)
- les pompes (à eau; à huile)
- l'alternateur
- éventuellement les contre-arbres d'équilibrage.



Figure I.6 : *Le vilebrequin*[11]

I.6.2.c. L'arbre à came

La commande de soupapes et les injecteurs, s'effectue à l'aide de cames tournante d'un mouvement uniforme, les cames nécessaires à la distribution dans un moteur sont d'un arbre appelé " arbre à came " ..(figure I.7)



Figure I.7 : *L'arbre à came* [11]

I.6.2.d. Les soupapes

Chaque cylindre comporte une soupape d'admission et une soupape d'échappement, outre l'obturateur proprement dit où tête de soupape, une tige de commande appelée queue de soupape, un poussoir agit sur la queue ou sur la tige du culbuteur pour réaliser l'ouverture.

La fermeture s'effectue sous l'action d'un ressort de rappel, comprimé lors de l'ouverture, le ressort permet ainsi au poussoir d'être en contact permanent avec la came. La levée de soupape est à accélération constant, ce qui régularise les forces d'inertie de la soupape, la tension du ressort est supérieure au produit de l'accélération par la masse des pièces en mouvement.(figure I.8)



Figure I.8 : . Les soupapes [11]

I.7. Le piston

Pièce cylindrique mobile, servent à comprimer les gaz en vue d'une explosion, et qui après l'explosion transforme une énergie thermique en énergie mécanique. Outre ces deux rôles primordiaux, le piston a d'autres rôles aussi importants pour le bon fonctionnement du moteur :

- aspirer le mélange de gaz dans la chambre de combustion lors de sa descente. expulser les gaz brûlés lors de sa remontée.
- évacuer la chaleur créée par les explosions répétées.
- assurer l'étanchéité entre la chambre de combustion et le carter du vilebrequin rempli d'huile.
- résister à la très forte chaleur et aux contraintes mécaniques.
- Et enfin, être le plus léger possible pour diminuer les masses en mouvement.

Le piston peut être décomposé en trois parties principales; tête, jupe et logement d'axe (trou d'axe) (figure I.9)

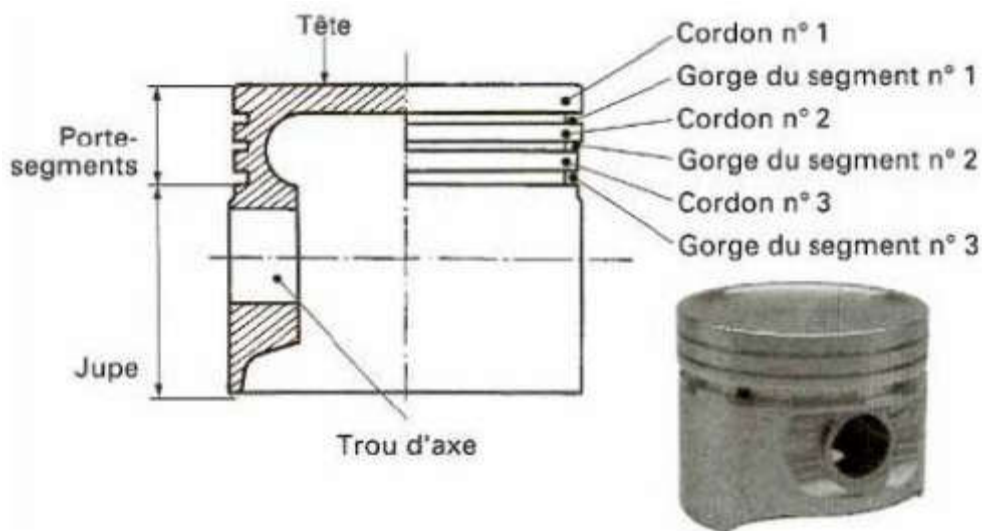


Figure I.9 : Le piston [11]

I.7.1. Tête

elle se compose d'un **fond** et d'une **couronne porte-segment**.

I.7.1.a. Le fond

reçoit les efforts nés de la combustion. Son épaisseur, inversement proportionnelle au module d'élasticité du matériau, à la température de fonctionnement, doit croître avec la pression maximale des gaz avec l'alésage, pour que l'allongement n'atteigne la valeur A% du matériau à la température du matériau considérée.

Le fond est également la surface d'entrée des flux thermiques qui traverseront le piston. Lorsque ce piston doit concourir à l'établissement d'une turbulence du mélange (air+combustible), ce qui est fréquent en diesel, sa surface n'est plus plate et devient plus ou moins tourmentée. Il s'ensuit que le flux thermique pénétrant dans le piston s'accroît puisque la surface d'échange croît et le coefficient de transfert thermique augmente.

I.7.1.b. La couronne porte-segments

dissipe une partie d'énergie calorifique qui entre par le fond et assure l'étanchéité au gaz et à l'huile. L'étanchéité aux gaz :

- assure la compression de l'air.
- limite les fuites de gaz de combustion (donc les pertes d'énergie d'huile).
- évite que les gaz refoulant l'huile, ne provoquent le dommage des segments, le grippage au niveau de la jupe et les fumées au reniflard (évacuation des vapeurs présentes dans le carter d'huile).

I.7.2. La Jupe

ou partie frottant , assure:

- l'appui latéral du piston sur la chemise; la répartition de l'effort global, croissant d'une part avec l'obliquité de la bielle.
- le guidage du déplacement du piston et surtout de la couronne porte segment dans la chemise, qui motive un allongement de cette dernière lorsque la masse de la tête du piston croît.
- l'évacuation d'une partie de la quantité de chaleur à l'entrée de la tête.

I.7.3. Logement d'axe (trou d'axe)

Ce logement et en particulier le raccordement des bossages au fond, doivent posséder une rigidité conduisant à des déformations aussi faibles que possible tout en n'étant pas trop lourde. Il y a intérêt à situer ce logement d'axe aussi près que possible du centre de gravité du piston afin d'en diminuer le basculement.

I.7.4. Forme générale du piston

Du fait des déformations lors de la montée en température dans le piston, les formes à froid figure (I.10) d'un piston sont loin d'être cylindriques. En effet, le piston est :

- en tonneau dans le sens vertical avec une décroissance en tête de quelques dixièmes (0,4 mm à 0 5 mm)
- ovale, vu de dessus avec un oval de quelques dixièmes également (environ 0,5 mm au niveau du diamètre d'appariement qui est le diamètre le plus élevé du piston. Les jeux piston/chemise qui doivent être précis, conduisent à un appariement entre piston et chemise. Les jeux peuvent être de 20 à 40 μm dans certains moteurs et de 90 à 110 μm dans d'autres.

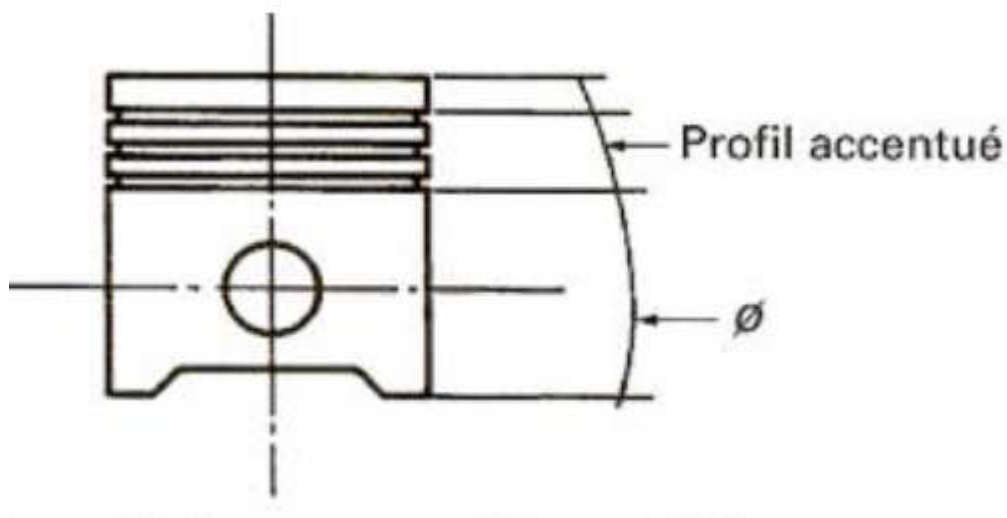


Figure I.10 : vue de face avec profil accentué [11]

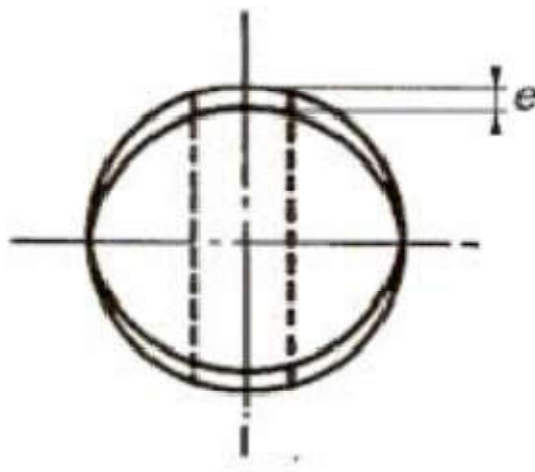


Figure I.11 : vue de dessus de la forme accentuée[11]

I.7.5. Matériaux utilisés dans la fabrication des pistons

Parmi les matériaux que l'on peut utiliser dans la fabrication du piston, on cite:

I.7.5.a. Alliages d'aluminium

Les alliages d'aluminium au cuivre (2 à 10% de Cu) ductiles et forgeables possèdent des caractéristiques mécaniques importantes à froid mais qui se dégradent rapidement à chaud. On préfère, en conséquence les alliages au silicium (12% de Si) car :

- Ils se comportent moins mal à chaud.
- Ils possèdent un coefficient de dilatation moins élevé ($20 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$).
- Ils offrent de meilleures qualités de frottement.

I.7.5.b. Acier

L'acier est le métal industriel possédant les meilleures caractéristiques [12]. Mais du fait de sa mauvaise conductivité thermique, il ne peut être utilisé que dans les cas de piston refroidi.

I.7.5.c. Fonte

La fonte possède un faible allongement $A\%$ avant l'apparition de fissure, ce qui l'handicape dans son emploi lorsque le moteur est soumis à de fréquentes et brutales variations de régime.

Par ailleurs son gain de poids moins accusé que dans la solution acier (E plus faible), incite à limiter son emploi au moteur semi-lent.

I.7.5.d Remarque

Les principales propriétés ayant une influence sur le comportement des pistons sont les suivantes:

- La densité.
- Les propriétés mécaniques des matériaux aux températures de fonctionnement.
- Conductivité thermique.
- Coefficient de dilatation.
- Qualités de frottement, de résistance à l'usure.

I.8. Différentes formes de tête de piston

La tête du piston représente la partie en contact direct avec les gaz de combustion à l'intérieur du cylindre (en compression ou en détente). Dans un moteur, elle peut avoir plusieurs formes (Figure I.12) tout dépend du type du carburant utilisé et du type de l'injection.

La tête du piston est en général plane (Figure I.12). Notamment pour les moteurs à deux temps et les moteurs à quatre temps de bonnes performances.

Parfois, elle est convexe, permettant d'avoir une chambre de combustion, offrant un allumage plus efficace du gaz et un meilleur refroidissement de la bougie (dans le cas des moteurs à essence) et un taux de compression plus élevé.



Figure I.12 : *Différentes têtes de piston[13]*

I.9. les Charges appliquées sur le piston

I.9.1. Pression des gaz

Les gaz dans le cas du Diesel, ont une plus grande turbulence et une pression élevée, par conséquent, en pleine puissance, le transfert du flux de chaleur (gaz-tête du piston) est plus important. Le piston est aussi soumis à des sollicitations mécaniques dues à l'action (P_z) de la pression des gaz de combustion sur la tête du piston, et la réaction (R_z) de l'axe de piston comme le montre la figure (I.13).

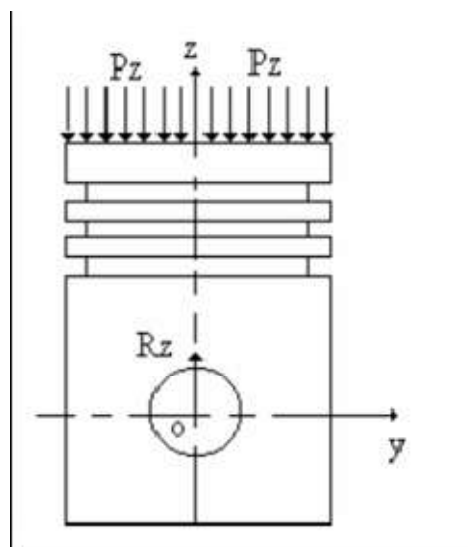


Figure I.13 : *Présentation des forces dues à la pression des gaz [13]*

I.9.2. Températures

Le flux de chaleur à travers une surface élémentaire du piston est :

$$dQ = dS(T_{(en\ amont)} - T_{(en\ aval)})hdt \quad (I.1)$$

ou

h : est le coefficient de transfert de chaleur par convection ($W/m^2.K$)

dS l'élément de surface qui évacue le flux de chaleur élémentaire dQ .

$T_{(en\ amont)}$: Température des gaz après combustion.

$T_{(en\ aval)}$: Température de la paroi de la tête de piston, qui varie avec T des gaz résiduels, de la vitesse de rotation du moteur N et, pour un régime donné du moteur en fonction de la position de la surface élémentaire dS considérée [14].

Dans le cas du Diesel, par contre, il est prévu que la jupe du piston évacue une quantité importante de chaleur, qui passe par la tête de piston. En outre, il faut que l'axe du piston du Diesel soit aussi loin que possible de la tête, de sorte que, la température au contact de l'axe ne réduit pas trop la viscosité de l'huile, ce qui empêche sa lubrification.

I.9.3. Contraintes thermiques

Le gradient de température dans le corps du piston est très élevé dans un laps de temps très court, avec la répétition cyclique rapide, génère des contraintes thermiques qui causent des déformations, qui, plus tard impliquent la fissuration du piston. L'augmentation de la température $\Delta\theta$ (supposée uniforme) sur la tête du piston va augmenter la dilatation de son diamètre.

$$\Delta D = \alpha.D.\Delta T \quad (I.2)$$

Avec $\alpha = 10.10^{-6} K^{-1}$ pour la fonte (moteur de locomotive).

En conditions réelles d'exploitation, la différence de température $\Delta\theta$ entre le centre et la périphérie de la tête du piston varie jusqu'à $150^\circ C$.

Cette analyse concerne toutes les surfaces qui constituent les différentes parties du piston, qui sont soumises à un échange de chaleur par convection h ($T_{paroi} - T_\infty$), où T_{paroi} et T_∞ sont respectivement la température de la paroi de la surface en question et la température du fluide de son entourage.

Le flux de chaleur résultant de la combustion est transféré par convection à la tête du piston, ce qui fait augmenter sa température par conduction, puis cédé à l'entourage par convection à travers les segments, la jupe et le bossage interne. La figure (I.14) illustre cet échange.

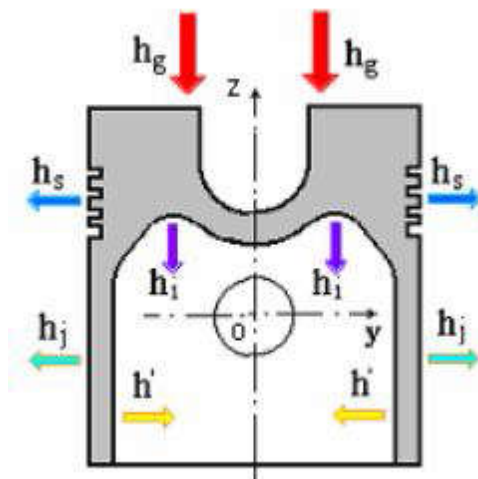


Figure I.14 : Représentation de l'échange thermique par convection [15]

h_g : Coefficient d'échange de chaleur par convection entre la tête du piston et les gaz de combustion; ($T_g > T_{paroi}$), où T_g est la température des gaz de combustion.

h_s : Coefficient d'échange de chaleur par convection entre le film d'huile et les segments, ($T_{paroi} > T_h$), où T_h est la température de l'huile.

h_j : Coefficient d'échange de chaleur par convection entre le film d'huile et l'extérieur de la jupe, ($T_{paroi} > T_h$).

h' , h_i : Coefficients d'échange par convection respectivement entre l'huile projeté et l'intérieur de la jupe, et le bossage interne ($T_{paroi} > T_h$).

Par conséquent, la pression, la haute température et les contraintes thermiques, ajoutant à cela les propriétés du matériau du piston, sont les paramètres importants déterminant le bon fonctionnement du piston. Donc, nous allons concentré cette étude sur la tête du piston du moteur Diesel turbocompressé, à deux (2) temps.

I.10.dommages des pistons

I.10.1. Enlèvement de matière / fusion de la calotte d'un piston en fonte



Figure I.16 Tête de piston endommagée[17] [16]

Dans la figure (I.15) la couronne de la tête du piston a été complètement détruite et la calotte supérieure du piston est complètement fondue, le métal en fusion coule vers la jupe causant des dégâts, le premier segment de compression est désormais partiellement intact sur le côté gauche du piston, alors que le reste de la gorge porte-segment s'est détaché du piston pendant le fonctionnement et a provoqué des dégâts supplémentaires dans la chambre de combustion.

En Figure (I.16) le métal localisé dans la zone de la tête devient mou dans ce processus, l'érosion due aux gaz de combustion accélère le détachement des particules de la surface

I.10.2. Fissures à la couronne de la tête du piston et au bord du bol de combustion (moteurs Diesel)



Figure I.17 Tête de piston fissurée [16]



Figure I.18 Fissures diverses à la tête de piston [18]

I.10.2.a. Description des dommages

La couronne du piston présente des fissures provoquées sous contrainte thermique, qui s'étend sur un côté de la tête du piston jusqu'à l'alésage de axe du piston figure (I.17). Les gaz de combustion chauds, fuit à travers la fissure ont creusés un canal dans le matériau du piston jusqu'au segment racleur.

I.10.2.b. Evaluation des dégâts

En raison de la charge thermique élevée, le matériau du piston chauffe d'une manière significative dans des endroits bien localisé sur la tête du piston, tels que les préchambres de combustion où les endroits de percutions du jet de l'injecteur, sur le bord du bol (moteurs à injection directe).

Le matériau se dilate beaucoup plus dans les zones chauffées qu'ailleurs. La zone thermiquement surchargée est en permanence, déformée au-delà de sa limite d'élasticité. .

Ces résultats de contraintes de traction dans ce domaine, finissent par provoquer des fissures de contrainte figure(I.18).

Si les contraintes résultantes de la surcharge thermique sont très élevés, il y'aura aussi des contraintes opposées, causées par la déformation de l'axe du piston, ou dans certains cas, les fissures peuvent se transformer en une fissure beaucoup plus importante, qui provoque la rupture complète qui rend le piston hors service [18].

Sur les moteurs qui sont soumis à des charges fréquemment variables, par exemple, autobus urbains, engins de terrassement etc . Ces facteurs peuvent devenir particulièrement critiques.

I.10.3. Fatigue mécanique à haute température



Figure I.19 *Piston cassé jusqu'à l'axe [19]*



Figure I.20 *Têtes endommagées de pistons de locomotive : (a) Piston 1 (b) Piston 2 [19]*

La tête est toujours plus chaude que la jupe et la zone de l'axe du piston, à cause de la distribution de température vertical le long l'axe de piston, ce qui fait la résistance à la fatigue du matériau à la tête est plus faible, même si le matériau est le même [20].

Selon la géométrie particulière du piston, l'influence de la température dans zone du bol et de l'axe du piston est très critique. Ainsi, le bord de la chambre de combustion et la tête, ont moins de résistance à la température élevée, qui cause la fissure ; sur la (figure I.18), la fissure se propage jusqu'à atteindre l'axe du piston (figure I.19)

I.10.4. Fatigue thermique et Température élevée

La fatigue thermique est liée aux contraintes dans le matériau, et est induite par les gradients thermiques dans le piston .La figure (I.20) montre deux pistons de locomotive avec plusieurs fissures à la tête du piston [21].

Des contraintes thermiques dues à la distribution «verticale» de la température le long du piston, des températures élevées au niveau de la tête (en haut) et à des températures inférieures au niveau du bas de la jupe (Figure I.20.a).

Contraintes thermiques dues à la différence de température à la tête du piston en raison de l'écoulement des gaz chauds ou à l'injection du carburant à haute pression (Figure I.20.b).

CHAPITRE II

Notions fondamentales sur

MCI

II.1.Introduction

Dans cette section, nous allons présenter les principales relations du moteur à combustion interne dans le domaine de la thermodynamique et comparer la courbe réelle avec la théorie du moteur. Nous avons également calculé les dimensions du piston ainsi que le calcul de la température et de la pression dans chaque phase du cycle à quatre boucles, ce qui est important pour déterminer la nature du chargement thermique.

II.2 Définition Diagramme pression – volume

L'étude du fonctionnement des moteurs thermiques et leur réglage sont fondés, en premier lieu, sur l'examen du diagramme représentant l'ensemble des transformations subies par le gaz. Le diagramme est une courbe représentant la variation des pressions qui s'exercent sur le piston en fonction des déplacements de ce dernier (variations du volume). Parfois, le cycle peut être représenté sur des diagrammes du type Température – Entropie ($T - S$).

II.3. Diagramme théorique

Un phénomène est connu lorsqu'il peut être complètement résolu mathématiquement. Quelles que soient les circonstances d'apparition, de développement et d'extinction de ce phénomène. Dans le cas des cycles de moteurs à combustion interne, une résolution mathématique fine est encore impossible, compte tenu en particulier de la combustion qui reste encore un domaine susceptible de recherches, des échanges de chaleur aux parois, des transvasements, etc. On se contente donc d'une résolution grossière associée à des hypothèses simplificatrices qui tiennent compte de la méconnaissance de ces phénomènes[22].

L'étude des cycles théoriques de moteurs alternatifs à combustion interne permet de connaître l'influence des paramètres de la machine les plus importants, accessibles aux calculs. Elle reste une méthode d'étude des cycles réels intéressante pour les raisons suivantes :

- Facilité et simplicité des calculs moyennant des hypothèses simplificatrices convenablement choisies.
- Possibilité de se rapprocher du cycle réel, en affinant les hypothèses, les calculs et les conditions aux limites pour une fraction du cycle.
- Préparation au développement informatiques permettant de calculer un cycle du moteur dans sa totalité.

Lors de l'analyse des cycles thermodynamiques (théoriques) on prend en considération les hypothèses suivantes :

- Le fluide moteur est un gaz parfait, idéal (l'inertie du fluide est supposée nulle donc pas de pertes de charge) qui ne change pas de nature (sa composition chimique) et de quantité au cours de son évolution dans le cycle,
- Les évolutions sont considérées comme réversibles, c'est-à-dire que le gaz subit une succession de transformations très lentes, les caractéristiques du gaz restant à chaque instant en équilibre.
- Un équilibre des pressions instantané existe entre l'atmosphère et le cylindre.

- La combustion ainsi que l'échange gazeux, s'effectuant dans un cycle réel. sont remplacés par des processus d'apport et d'évacuation de chaleur dans un cycle thermodynamique. Ce qui conduit à considérer que la combustion du mélange gazeux est instantanée.
- L'échange de chaleur (par apport ou extraction) avec le fluide au cours de son évolution, est considéré en dehors de toute condition de réalisation. Donc, les deux temps de compression et détente sont considérés adiabatiques c'est-à-dire ils se déroulent sans échange de chaleur entre gaz et parois du cylindre.

Les caractéristiques du système gazeux isolé (fluide moteur) sont prises égales à celles de l'air, indépendantes de la température et de la pression (les capacités

- calorifiques à pression constante c_p et à volume constant c_v ainsi que leur rapport $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ ont des valeurs fixes).

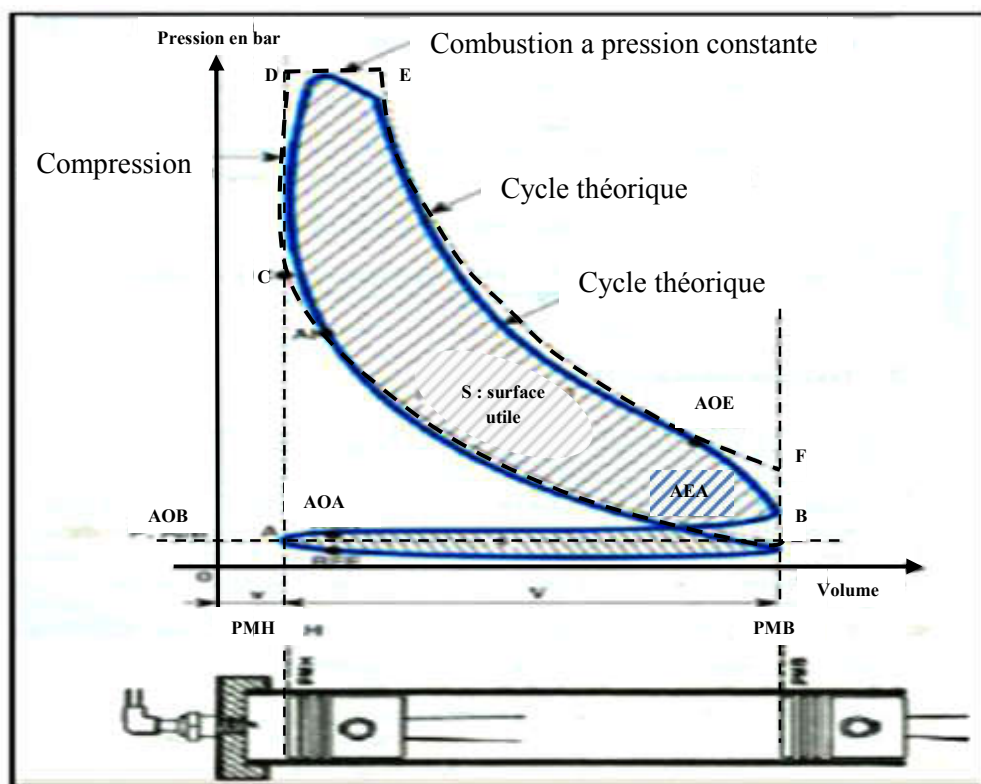


Figure II.1.: Cycle mixte (réel et théorique) représenté sur un diagramme ($p - v$) [22]

II.4. Diagramme pratique (réel)

II.4.1. Différences entre les diagramme réel et théorique

En pratique, le diagramme est nettement différent du diagramme théorique, du fait des hypothèses inexactes citées au-dessus.

Pratiquement :

- À l'admission, la pression est inférieure à l'atmosphérique (dans le cas d'un moteur non suralimenté) du fait de l'aspiration du piston et de l'inertie du gaz non nulle,

- La composition chimique et la quantité du fluide-moteur sont toujours variées par suite de la combustion au cours du cycle,
- Les caractéristiques du fluide-moteur (chaleur spécifique, etc.) du fluide-moteur comptées constantes dans le cycle thermodynamique varie avec la température dans le cycle réel,
- Les deux temps de compression et détente ne sont pas adiabatiques, mais polytropiques à cause des échanges de chaleur ayant lieu au cours de ces deux temps entre le fluide-moteur et les parois du cylindre
- Le fonctionnement du moteur nécessite l'évacuation des produits de combustion et l'introduction périodique, au début de chaque cycle, de la charge fraîche. Le remplissage du cylindre du moteur dépend considérablement de son nettoyage.
- À la compression, la pression finale est inférieure à la théorique du fait du remplissage moindre et des échanges de chaleur entre le fluide-moteur et les parois du cylindre,
- La combustion qui n'est pas instantanée donc non isochore, et ni isobare donne une pression maximum inférieure
- À l'échappement, du fait de la difficulté de vidage, la pression est toujours supérieure à l'atmosphérique.

II.5.Caractéristiques fondamentales du cycle

Les caractéristiques fondamentales du cycle sont :

II.5.1.Le travail (J)

Le travail se représente en diagramme (P – V) par l'aire de la courbe comprise dans le cycle fermé. Sur la figure II-1, le travail du cycle théorique est représenté par l'aire de la courbe pointillée. Le travail des opérations de transvasement A – B et B – A est représenté par une aire nulle.

Pour un cycle réel, on appelle W_i le travail indiqué, représenté par l'aire de la courbe continue sur la figure II-1. Les opérations de transferts de masse entre le cylindre et l'extérieur se traduisent par une aire qui n'est pas nulle mais positive (surface résistante : s) et qui vient donc se déduire de l'aire négative (surface utile : S) du travail principal du cycle.

II.5.2. Pression moyenne (N/m²)

La pression moyenne du cycle représente le travail spécifique du moteur par unité de volume de cylindrée. C'est une valeur conditionnelle et constante de pression qui produit, pendant une seule course de piston, un travail égal au travail du cycle. La pression moyenne représente aussi un élément de comparaison commode qui permet de comparer le travail des moteurs des différentes dimensions. Elle est représentée par la formule suivante :

$$P_{moy} = \frac{W_{cycle}}{C_Y} \quad (II.1)$$

La cylindrée C_Y est le volume de cylindre engendré entre les deux positions extrêmes du piston : point mort haut PMH et point mort bas PMB.

II.5.3. Rendement

Le rendement du cycle théorique est le rapport entre la valeur absolue du travail du cycle et la quantité de chaleur apportée au cycle (pendant la combustion). Il est représenté par la formule suivante :

$$\eta_{th} = \frac{W_{cycle}}{Q_a} \quad (II.2)$$

Le rendement de forme du diagramme permet de juger de la qualité du cycle réel, réalisé dans le cylindre du moteur, par rapport au cycle théorique. Il est représenté par la formule suivante :

$$R_f = \frac{W_i}{W_f} = \frac{\text{Aire de cycle réel}}{\text{Aire de cycle théorique}} \quad (II.3)$$

II.5.4. Taux de compression volumétrique

Le taux de compression volumétrique ε est défini par le rapport entre le volume totale de cylindre (cylindrée + volume mort) sur le volume de la chambre de combustion.

Autrement dit, c'est le rapport entre le volume total aspiré possible (cylindrée + volume mort) et le volume dans lequel on comprime le gaz et se fait la combustion (volume mort V_m). Le taux de compression est représenté par la formule suivante :

$$\varepsilon = \frac{C_y + V_m}{V_m} \quad (II.4)$$

Le taux de compression volumétrique influence fortement le rendement du moteur et il doit être choisi en fonction de la respiration du moteur.

Le taux de compression réel est à peu près égal au précédent multiplié par 3/2, car la compression des gaz s'accompagne d'une dilatation [23].

II.5.5. Consommation spécifique (g/KWh)

La consommation spécifique du moteur définit la qualité de la transformation de l'énergie au sein du moteur. Cette grandeur est proportionnelle à l'inverse du rendement. C'est la quantité de combustible, d'un pouvoir calorifique donné, qui doit être dépensée pour la production d'une unité d'énergie, par exemple d'un KWh. La consommation spécifique (donc aussi le rendement) dépend, d'une part, de la forme du cycle thermodynamique décrit dans le moteur, d'autre part, des valeurs extrêmes de la température et de la pression atteintes par le gaz.

II.5.6. Puissance effective au litre de cylindrée

C'est la puissance spécifique en KW/litre de cylindrée. Elle permet de comparer, entre eux, des moteurs de cylindrée et de conception différentes.

II.5.7. Puissance massique ou volumique

C'est la puissance du moteur rapportée à sa masse (KW/Kg) ou à sa volume (KW/m³). Dans ce dernier cas, le volume peut comprendre, ou non, le volume nécessaire au démontage du moteur et à son entretien. Ces puissances spécifiques permettent de comparer des moteurs dans le cadre de l'endroit où ils devraient être installés.

II.6. Paramètres indiqués du cycle réel

Les principaux paramètres indiqués caractérisant le fonctionnement du moteur sont :

- La pression moyenne indiquée P_{mi}
- La puissance indiquée P_i
- Le couple moteur indiqué C_i
- Le rendement indiqué η_i
- La consommation spécifique indiquée g_i

Les paramètres indiqués caractérisent l'organisation réelle du cycle considéré. Ils tiennent compte seulement des pertes de chaleur ayant lieu dans le cycle réel. Ces pertes sont dues :

- À la transmission de chaleur à travers les parois
- À une combustion incomplète dans les zones riches (dans les moteurs Diesels la combustion est toujours complète),
- À la dissociation des molécules de CO_2 à haute température en absorbant de la chaleur,
- Aux fuites du fluide-moteur.
- Les pertes de chaleur dues à la réalisation du cycle réel atteignent de 10 à 30% de toute la chaleur utilisée dans le cycle thermodynamique identique ce qui indique la possibilité d'améliorer au futur le rendement indiqué des moteurs.

II.7. Paramètres effectifs du cycle réel

Une partie du travail indiqué effectué par les gaz est perdue sous forme de différentes pertes mécaniques. Ces pertes comportent le travail dépensé pour vaincre les frottements, le travail dépensé pour entraîner les mécanismes auxiliaires (pompe à eau, pompe à huile, ventilateur, générateur, etc.) et le travail perdu à l'échange gazeux dans les phases des transvasements (admission et échappement). Les frottements, notamment entre piston et cylindre constituent la majeure partie de toutes les pertes mécaniques (jusqu'à 70%).

Pour passer des paramètres indiqués aux paramètres effectifs du moteur il faut tenir compte de la partie du travail indiqué perdue pour récompenser les pertes mécaniques. Ces pertes sont évaluées par un paramètre que l'on appelle rendement mécanique η_m .

Comme η_m est toujours inférieur à un, les paramètres effectifs sont toujours inférieurs à ceux indiqués (sauf la consommation spécifique effective est supérieure de celle indiquée). D'après la définition, tout paramètre effectif peut être déterminé en fonction du paramètre indiqué correspondant :

$$W_e = \eta_m W_i \quad (II.5)$$

$$P_e = \eta_m P_i \quad (II.6)$$

$$P_{me} = \eta_m P_{mi} \quad (II.7)$$

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (II.8)$$

Avec :

$$W_e = W_i - W_m \quad (\text{II.9})$$

$$P_e = P_i - P_m \quad (\text{II.10})$$

$$P_{me} = P_{mi} - P_{mm} \quad (\text{II.11})$$

où

W_m , P_m et P_{mm} sont respectivement le travail, la puissance et la pression moyenne des pertes mécaniques.

II.8. Calcul des paramètres du cycle réel d'un moteur diesel

II.8.1 : Calcul des paramètres à la fin d'admission

Soient (P_0, T_0) et (P_a, T_a) la pression et la température de charge fraîche (air), respectivement, à l'entrée du cylindre (point A sur la figure II-1) et à la fin (théorique) d'admission au PMB (point B sur la figure II-1).

II.8.1.a. Calcul de P_a

Dans les calculs on admet que l'admission est finie au PMB. En appliquant l'équation de Bernoulli sur la ligne de courant entre l'entrée dans le cylindre et la fin d'admission, on trouverait :

$$\underbrace{\frac{p_0}{\rho_0} + \frac{1}{2}v_0^2 + gZ_0}_{\text{A l'entrée dans le cylindre}} = \underbrace{\frac{p_a}{\rho_a} + \frac{1}{2}v_a^2 + gZ_a + \xi_{ad} \frac{v_{ad}^2}{2}}_{\text{A la fin d'admission au PMB}} \quad (\text{II.11})$$

Avec

$\frac{p_0}{\rho_0}$: Caractérise l'énergie potentielle due à la pression.

gZ : Caractérise l'énergie potentielle due à l'altitude,

$\frac{1}{2}v^2$: Caractérise l'énergie cinétique d'écoulement,

v_{ad} (m/s) : Vitesse moyenne d'écoulement du fluide à travers la section de passage de la soupape d'admission. On considère cette section parce qu'elle est la plus petite dans le système d'admission,

ξ_{ad} : Coefficient caractérisant la résistance à l'écoulement du système d'admission

$\xi_{ad} \frac{v_{ad}^2}{2}$: Caractérise la perte de charge singulière lors de l'admission,

v_a (m/s) : Vitesse d'écoulement de la charge dans le cylindre,

En admettant que :

- $v_0 = v_{ad}$, dans le cas un moteur suralimenté (notre cas) et $v_0 = 0$, dans le cas un moteur non suralimenté,

- $v_a = \beta v_{ad}$, ou β est le coefficient d'amortissement de la vitesse d'écoulement de la charge,
- $\rho_a = \rho_{air} = \rho_0, Z_a = Z_0$ (II.12)

l'équation de Bernoulli devient sous la forme suivante :

$$\frac{p_0}{\rho_0} + \frac{1}{2} v_{ad}^2 = \frac{p_a}{\rho_a} + \frac{1}{2} \beta^2 v_{ad}^2 + gZ_a + \xi_{ad} \frac{v_{ad}^2}{2} \quad (II.13)$$

$$P_a = P_0 - \frac{1}{2} v_{ad}^2 \rho_0 ((\xi_{ad} + \beta^2) - 1) \quad (II.14)$$

$$P_a = P_0 - \Delta P_a \quad (II.15)$$

où la perte de charge totale est :

$$\Delta P_a = \frac{1}{2} v_{ad}^2 \rho_0 ((\xi_{ad} + \beta^2) - 1) \quad (II.16)$$

Dans les calculs on admet :

- $\xi_{ad} + \beta^2 = 2.5$ à 4 , valeurs déterminées par expérience pour les moteurs d'automobiles lorsque la soupape est entièrement ouverte sur le régime nominal,
- $v_{ad} = 50$ à $150 \frac{m}{s}$, dépend de la vitesse de rotation.

L'expérience montre que :

- Pour un moteur à quatre temps non suralimenté, $P_a = (0.8 \text{ à } 0.9) P_0$
- Pour un moteur à quatre temps suralimenté, $P_a = (0.9 \text{ à } 0.96) P_0$

D'après la loi de continuité, la quantité de charge passant à travers la section de la soupape d'admission est égale à la quantité arrivant dans le cylindre, d'où :

$$v_{ad} S_{ad} = v_p S_p \quad (II.17)$$

$$v_{ad} = v_p \frac{S_p}{S_{ad}} \quad (II.18)$$

S_{ad} et S_p sont respectivement les sections de soupape d'admission et du piston,

v_p est la vitesse de déplacement du piston.

En tenant compte que $S_p = \frac{\pi D^2}{4}$ et v_p est proportionnelle à la vitesse de rotation du vilebrequin N (tr/ mn), on pose $v_p = KN$, ou K est le coefficient de proportionnalité et D est l'alésage du cylindre, la perte de charge pourrait être exprimée comme suit :

$$\Delta P_a = \frac{1}{2} v_{ad}^2 \rho_0 ((\xi_{ad} + \beta^2) - 1) = \frac{1}{2} v_p^2 \rho_0 \left(\frac{S_p}{S_{ad}} \right)^2 ((\xi_{ad} + \beta^2) - 1) \quad (II.19)$$

$$\Delta P_a = \frac{\rho_0 \pi^2 D^4 K^2 ((\xi_{ad} + \beta^2) - 1)}{32} \frac{N^2}{S_{ad}^2} \quad (II.20)$$

$$\Delta P_a = k \frac{N^2}{S_{ad}^2} \quad (II.21)$$

Avec

$$K = \frac{\rho_0 \pi^2 D^4 K^2 ((\xi_{ad} + \beta^2) - 1)}{32} = cte \quad (II.22)$$

Comme le montre l'expression de ΔP_a , l'abaissement de pression à l'admission est proportionnel au carré de la vitesse de rotation du vilebrequin et inversement proportionnel au carré de la section de passage de la soupape d'admission.

L'augmentation de S_{ad} afin de réduire ΔP_a est réalisée en augmentant le nombre des soupapes d'admission.

II.8.1.b. Calcul de T_a

La charge fraîche introduite dans le cylindre est à la fin d'admission déjà mélangée avec les gaz résiduels. Ainsi, la charge fraîche est chauffée par les parois de canalisation d'admission où une augmentation de température de ΔT se produit, et par les gaz brûlés dont leur température est désignée par T_r .

En appliquant la loi de conservation d'énergie thermique (de chaleur) lors de la phase d'admission, on pourrait écrire :

$$Q_{charge\ fraîche} + Q_{gaz\ résiduels} = Q_{(charge\ fraîche + gaz\ résiduels)} \quad (II.23)$$

En admettant que la charge fraîche et les gaz résiduels sont mélangés à pression constante, les termes de l'équation d'équilibre pourraient être exprimés comme suit :

$$Q_{charge\ fraîche} = c_p^f N_f (T_0 + \Delta T) \quad (II.24)$$

$$Q_{gaz\ résiduels} = c_p^r N_r T_r \quad (II.25)$$

$$Q_{charge\ fraîche} + Q_{gaz\ résiduels} = c_p^{f+r} N_{f+r} T_a = c_p^{f+r} (N_f + N_r) T \quad (II.26)$$

Ou :

c_p^f , c_p^r , et c_p^{f+r} sont, respectivement, les chaleurs spécifiques de la charge fraîche, des gaz résiduels et du mélange gazeux entre les deux. Elles s'expriment en J/k mole.K,

N_f , N_r , et N_{f+r} sont, respectivement, les nombres de k moles de la charge fraîche au PMB, des gaz résiduels et du mélange gazeux entre les deux,

ΔT est la différence de température responsable de la réchauffage de la charge fraîche par les parois. Elle s'exprime en degré Kelvin (K),

T_0 , T_r , T_a sont, respectivement, les températures de l'air ambiant, des gaz résiduels et la température à la fin d'admission au PMB. Elles s'expriment en degré Kelvin (K).

La température des gaz résiduels T_r dépend de la charge et du nombre de tours. Elle croît avec l'augmentation de ces derniers.

Soient : $c_p^{f+r} \cong c_p^f$ et $c_p^r = \varphi \cdot c_p^f$, ou φ est le coefficient de proportionnalité.

En remplaçant chaque terme par sa valeur dans l'équation de la conservation de l'énergie thermique, on trouve :

$$c_p^f N_f (T_0 + \Delta T) + c_p^r N_r T_r = c_p^{f+r} (N_f + N_r) T. \quad (II.27)$$

$$c_p^f N_f (T_0 + \Delta T) + \varphi \cdot c_p^f N_r T_r = c_p^f (N_f + N_r) T \quad (II.28)$$

$$(T_0 + \Delta T) + \varphi \frac{N_r}{N_f} T_r = \left(1 + \frac{N_r}{N_f}\right) T_a \quad (\text{II.29})$$

Soient :

$\gamma_r = \frac{N_r}{N_f}$: coefficient des gaz résiduels. C'est le rapport entre le nombre de kmols des gaz résiduels et le nombre de kmols de la charge fraîche,

$\phi = \frac{N_r}{N_f}$, est la charge d'appoint qui peut être plus précisément déterminé comme suit:

$$\phi = \frac{N_a + N_r}{N_f + N_r} \quad (\text{II.30})$$

Ce coefficient tient compte du fait, que le nombre de kmols de charge fraîche N_a déterminé au moment de fermeture de la soupape d'admission (RFA) est légèrement différent de celui qui remplit le cylindre lorsque le piston est au PMB, N_f .

$$\frac{N_r}{N_f} = \frac{N_r}{N_a} \cdot \frac{N_a}{N_f} \cong \gamma_r \phi \quad (\text{II.31})$$

En remplaçant le rapport $\frac{N_r}{N_f}$ par sa valeur dans l'équation de la conservation de

l'énergie thermique, on obtient :

$$(T_0 + \Delta T) + \gamma_r \phi T_r = (1 + \gamma_r \phi) T_a \quad (\text{II.32})$$

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \phi T_r}{1 + \gamma_r \phi} \quad (\text{II.33})$$

D'après l'équation caractéristique des gaz parfaits au PMH : $P_r V_m = N_r R T_r$

où :

R : est la constante des gaz parfaits, $R = 8314 \text{ J/kmole.K}$,

V_m : est le volume de la chambre de combustion (volume mort),

P_r : est la pression des gaz résiduels.

Dans les calculs de γ_r on accepte que :

pour un moteur non suralimenté,

- $P_r = (1.1 \text{ à } 1.25) P_0$
- pour un moteur suralimenté $P_r = (0.7 \text{ à } 0.9) P_0$
- ϕ varie 1 à 1.07

Sans erreur appréciable on peut adopter dans les calculs que : $\phi = \varphi = 1$, d'où on trouve :

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (\text{II.34})$$

Dans les moteurs suralimentés, la pression P_0 et la température T_0 seront remplacées dans les formules, respectivement, par la pression P_{ac} et la température T_{ac} de l'air comprimé à l'entrée du moteur. En fin de compte, il est important de noter que pour un moteur suralimenté le diagramme du cycle réel diffère dans sa partie inférieure de celui d'un moteur non suralimenté.

ΔT varie de 0 à 20 pour les moteurs à essence et de 20 à 40 pour les moteurs Diesel [24]

T_r varie de 900 à 1000 K pour les moteurs à essence, de 700 à 900 K pour les moteurs Diesel, et de 500 à 700 K pour des groupes électrogènes et moteurs suralimentés. [24].

γ_r varie de 0,06 à 0,1 pour les moteurs à essence et de 0,03 à 0,06 pour les moteurs Diesel [24]

II.8.2. Calcul des paramètres en fin de compression

II.8.2.a. Description du phénomène

Pendant la compression, la température et la pression de la charge fraîche s'élèvent. Leurs valeurs en fin de compression dépendent de celles de la pression et la température au début de compression (début théorique au point B et début réel au point RFA), du taux de compression et de l'échange de chaleur avec les parois du cylindre. Aux hauts taux de compression correspondent haut degré de détente et meilleure utilisation de chaleur (la détente est le temps moteur d'où apparaît l'importance d'un taux élevé de détente).

Il est très important, dans le cas d'un moteur Diesel à allumage par auto inflammation, que le rapport volumétrique de compression soit supérieur à une valeur minimale pour laquelle les caractéristiques du mélange combustible restent toujours inférieures aux conditions critiques d'auto-inflammation.

La compression du mélange assure les conditions nécessaires pour le déroulement de la combustion. À la fin de la compression, la température et la pression sont suffisamment hautes et le mélange est concentré dans un volume petit et compact.

En effet, la formation du mélange se produit dans la chambre de combustion au voisinage du PMH et se continue en même temps que la combustion se déroule.

Dans ce cas, on demande que la température au moment d'injection soit suffisamment haute pour que les premières portions du mélange s'enflamme sans aucune source externe de chaleur.

En l'absence d'échanges de chaleur entre la paroi et le fluide, on considère la compression comme adiabatique. En réalité il existe un transfert de chaleur dans le sens parois-gaz au début de la compression. Ce transfert de chaleur résulte de des températures élevées des parois du cylindre, supérieures à celle du gaz. Le piston remontant vers le point mort haut PMH température et la pression du gaz augmentent. L'échange de chaleur se fait ensuite dans le sens gaz-parois². En assimilant à chaque instant la compression à une compression polytropique, l'exposant polytropique k varie au cours.

de la phase de compression. Il prend dans l'intervalle [B ; RFA] des valeurs supérieures à l'exposant adiabatique γ et dans l'intervalle [RFA ; C] des valeurs inférieures à l'exposant adiabatique γ , tandis qu'au point RFA l'exposant polytropique k est égal à celui adiabatique γ . En simplifiant, on considère le processus de compression comme une évolution polytropique qui obéit la loi de Laplace (ou de Poisson) : $PV_k = cte$.

Le coefficient polytropique k varie avec le diamètre du cylindre et la vitesse de rotation du moteur.

Plus le diamètre du cylindre est élevé, plus la vitesse de rotation du moteur est importante, plus la compression tend à devenir adiabatique et $k \rightarrow \gamma$.

II.8.2.b. Calcul des paramètres de compression P_{cp} et T_{cp}

Soient (P_{cp}, T_{cp}) la pression et la température des gaz à la fin (théorique) de compression au point mort haut PMH (point C sur la figure II-1).

Analytiquement, il est très difficile de déterminer les paramètres en fin de compression à cause de la variabilité du coefficient polytropique k .

Compte tenu de cette difficulté, on les détermine à l'aide d'une valeur moyenne et constante de k en admettant que la compression commence au point mort bas PMB.

Les paramètres qu'on va déterminer sont au point mort haut PMH. En réalité la combustion commence à 10° à 15° de rotation de vilebrequin avant le point mort haut PMH.

Alors, soit k_c la valeur moyenne de l'exposant polytropique de compression. Les lois de Mariotte et Laplace permettent d'écrire :

$$P_{CP} V_{CP}^{k_c} = P_a V_a^{k_c} \text{ et } T_{cp} V_{cp}^{k_c-1} = T_a V_a^{k_c-1} \quad (\text{II.35})$$

Alors :

$$P_{CP} = P_a \left(\frac{V_a}{V_{cp}} \right)^{k_c} \quad (\text{II.36})$$

Et

$$T_{cp} = T_a \left(\frac{V_a}{V_{cp}} \right)^{k_c-1} \quad (\text{II.37})$$

D'où :

$$P_{CP} = P_a (\varepsilon)^{k_c} \quad (\text{II.38})$$

$$\text{Avec } \frac{V_a}{V_{cp}} = \frac{c_y + V_m}{V_m} = \varepsilon \quad (\text{II.39})$$

Le coefficient polytropique de compression k_c varie de 1,3 à 1,37 pour un moteur à essence et de 1,32 à 1,4 pour un moteur Diesel.

II.8.3. Calcul des paramètres en fin de combustion

II.8.3.a. Définition

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

II.8.3.b. Description du phénomène

Lors de l'injection du carburant dans l'air surchauffé et à pression élevée de la chambre, apparaît le délai d'inflammation du carburant qui recouvre le temps nécessaire :

- pour que les gouttes formées s'échauffent et se vaporisent : délai physique,
- pour que les premières réactions chimiques conduisent à l'apparition des foyers d'auto-inflammation : délai chimique.

Dans les moteurs Diesel, les mélanges sont hétérogènes où la vitesse de combustion est limitée par l'inter-diffusion des vapeurs du combustible et de l'air. La vitesse des réactions chimiques dans ce cas est d'importance secondaire.

Le combustible s'injecte dans l'air échauffé par compression, ayant la température de 550°C à 650°C et la pression de 3 à 4 MPa.

La combustion dans les moteurs Diesels dépend des propriétés du combustible, de la qualité de pulvérisation (atomisation), de la durée d'injection, de l'avance à l'injection, du taux de compression, charge, nombre de tours, forme de la chambre et autres paramètres.

II.8.3.c. Calcul des paramètres de la combustion P_{cb} et T_{cb}

La chaleur dégagée lors de la combustion du mélange est consommée à l'échauffement du fluide moteur et à la production du travail. Une partie de chaleur est transmise au système de refroidissement

Il est très difficile de faire le calcul thermodynamique du cycle réel en tenant compte de toutes les pertes ayant lieu dans le moteur. Dans ce cas, quelques particularités pourraient nous aider :

la ligne de combustion dans le cycle réel est remplacée par deux droites : isochore CD et isobare DE, c'est-à-dire c'est le cas du cycle théorique avec apport mixte de chaleur,

les pertes de chaleur dues à la dissociation et au transfert de chaleur aux parois seront prises en considération par un coefficient appelé taux d'utilisation de chaleur, noté ξ_{cb} . Ce coefficient est parfois appelé rendement de la combustion et est déterminé par expérience.

Appliquons à une masse d'un kg de combustible le premier principe de la thermodynamique :

$$\Delta u = W + Q \quad (\text{II.41})$$

Ou

$$W = - \int_C^E P dV \quad (\text{II.42})$$

Avec :

W est le travail des gaz pendant la combustion,

Q est la quantité de chaleur dégagée pendant la phase de combustion,

Δu est la variation de l'énergie interne du mélange gazeux pendant la phase de combustion.

La quantité de chaleur peut être évaluée comme suit :

$$Q = \xi_{cb} m_c P_{CI} = \xi_{cb} P_{CI} \quad (\text{II.43})$$

Avec :

$$m_c = 1 \text{ Kg}$$

$P_{CI} \left(\frac{J}{Kg} \right)$ est le pouvoir calorifique inférieur du combustible.

Le taux d'utilisation de chaleur ξ_{cb} est pris à base des données expérimentales et selon le type du moteur. Ce coefficient dépend de la charge du moteur et du nombre de tours du vilebrequin. Les valeurs basses de ξ_{cb} indiquent, non seulement la transmission intense de chaleur à travers les parois, mais aussi que la combustion se produit pendant la détente.

La variation de l'énergie interne peut être calculée comme suit :

$$\Delta u = \Delta u_E - \Delta u_C = (N_{gc} + N_r) U_E^{gc} - (N_a U_C^f + N_r U_C^{gc}) \quad (\text{II.44})$$

Ou :

u_E et u_C sont les énergies internes aux températures ${}_E T$ et ${}_C T$, aux points E et C respectivement sur la figure II-1,

U_E^{gc} et U_C^{gc} sont respectivement les énergies internes d'une kmole des produits de combustion aux températures T_E et T_C , aux points E et C sur la figure II-1,

U_C^f est l'énergie interne d'une kmole de la charge fraîche à la température ${}_C T$, au point C sur la figure II-1,

u_E et u_C sont en Joules (J), tandis que U_E^{gc} , U_C^{gc} et U_C^f ont Joules par kmole (J/kmole),

N_a , N_r et N_{gc} sont respectivement le nombre de kmoles de charge fraîche, des gaz résiduels et de produits de combustion pour un kg de combustible introduit dans le cylindre,

Le travail est calculé à partir de sa définition :

$W = W_{CE} = W_{CD} = W_{DE} = W_{DE}$, car $W_{CD} = 0$ (combustion isochore).

$$W = - \int_D^E P dV = - P_D \int_D^E dV = - P_D (V_E - V_D) = P_D V_D - P_D P_E \quad (\text{II.45})$$

Ou:

$P_C = P_{CP}$ est la pression à la fin théorique de compression,

$P_D = P_E = P_{Cb}$ est la pression à la fin théorique de combustion,

$V_D = V_C = V_m$ est le volume mort au point mort haut PMH,

$V_E = V_{Cb}$ est le volume du cylindre occupé par les gaz à la fin théorique de combustion.

Soient :

➤ Le taux d'élévation de pression défini par :

$$\lambda = \frac{P_D}{P_C} = \frac{P_{CP}}{P_{Cb}} \quad (\text{II.46})$$

D'où

$$P_D = \lambda P_C \quad (\text{II.47})$$

➤ Le taux de détente préliminaire défini par

$$\rho = \frac{V_E}{V_D} = \frac{V_{cb}}{V_m} \quad (\text{II.48})$$

En remplaçant la valeur de P_D dans l'équation du travail de combustion, nous obtenons

$$W = P_D V_D - P_E V_E = \lambda P_C V_C - P_E V_E \quad (\text{II.49})$$

La loi de Mariotte permet d'évaluer les produits $P_C V_C$ et $P_E V_E$ sous les formes suivantes

$$P_C V_C = R(N_a + N_r)T_c = R(N_a + N_r)T_{cp} \quad (\text{II.50})$$

$$P_E V_E = R(N_{gc} + N_r)T_E = R(N_{gc} + N_r)T_{cb} \quad (\text{II.51})$$

Avec:

$T_c = T_{cp}$ est la température à la fin théorique de compression au point C.

$T_E = T_{cb}$ est la température à la fin théorique de combustion au point E.

D'où :

$$W = \lambda P_C V_C - P_E V_E = \lambda R(N_a + N_r)T_c - R(N_{gc} + N_r)T_E \quad (\text{II.52})$$

En remplaçant Δu , Q et W par leurs valeurs dans l'équation du premier principe nous trouvons :

$$(N_{gc} + N_r)U_E^{gc} - (N_a U_c^f + N_r U_c^{gc}) = \lambda R(N_a + N_r)T_c - R(N_{gc} + N_r)T_E + \xi_{cb} P_{CI} \quad (\text{II.50})$$

En divisant par $(N_a + N_r)$, on obtient :

$$\frac{(N_{gc} + N_r)}{N_a + N_r} U_E^{gc} + R \frac{(N_{gc} + N_r)}{N_a + N_r} T_E = \frac{(N_a U_c^f + N_r U_c^{gc})}{N_a + N_r} + \lambda R T_c + \frac{\xi_{cb} P_{CI}}{N_a + N_r} \quad (\text{II.51})$$

Soit le coefficient réel du changement moléculaire défini par :

$$\mu_r = \frac{(N_{gc} + N_r)}{N_a + N_r} \quad (\text{II.52})$$

En tenant compte de μ_r et $\gamma_r = \frac{N_r}{N_a}$ l'équation (51) de conservation d'énergie du premier principe de thermodynamique devient sous la forme suivante :

$$\mu_r (U_E^{gc} + R T_E) = \gamma_r R T_c + \frac{(U_c^f + \gamma_r U_c^{gc})}{(1 + \gamma_r)} + \frac{\xi_{cb} P_{CI}}{N_a (1 + \gamma_r)} \quad (\text{II.53})$$

L'équation obtenue s'appelle équation de combustion pour moteur Diesel et elle est comme suit :

$$\mu_r (U_E^{gc} + R T_E) = \gamma_r R T_c + \frac{(U_c^f + \gamma_r U_c^{gc})}{(1 + \gamma_r)} + \frac{\xi_{cb} P_{CI}}{N_a (1 + \gamma_r)} \quad (\text{II.54})$$

À l'aide de l'équation de combustion pour moteur Diesel on détermine la température maximale du cycle T_E de la manière suivante :

À l'aide des tableaux spéciaux on calcule U_c^{gc} et U_c^f qui correspondent à la température T_c , et on obtient une valeur constante du terme droit de l'équation de combustion,

On se donne deux valeurs de la température T_E pour lesquelles on trouve à l'aide des tableaux cités ci-dessus les valeurs correspondantes de U_E^{gc} et de telle sorte qu'on obtienne deux valeurs du terme gauche de l'équation où l'une est supérieure et l'autre est inférieure à celle du terme droit, afin d'arriver à faire une interpolation linéaire qui nous amène à trouver la valeur recherchée de la température T_E .

Afin de diminuer le temps de calcul et faciliter la possibilité de créer un programme qui nous calcule tous les paramètres du cycle du moteur, nous avons extrait, à partir de tableaux mentionnés dans la référence [25] et qui montrent des différentes valeurs de l'énergie interne des gaz de combustion et de l'air en fonction de la température, des modèles mathématiques paraboliques qui approchent la variation de l'énergie interne en fonction de la température et de la richesse (ou excès d'air) dans la chambre à combustion

Ces modèles permettent de transformer l'équation de la combustion en une équation de seconde degré sous la forme suivante : $aT_E^2 + bT_E + c = 0$

La résolution de cette équation nous amène à trouver la valeur de la température T_E . C'est la racine positive.

La pression à la fin de la combustion peut être calculée à partir de la formule (46) de λ . D'où :

$$P_{CI} = \lambda P_{cp} \quad (\text{II.55})$$

Le taux d'utilisation de chaleur ξ_{cb} varie de 0,8 à 0,9 pour un moteur à essence et de 0,7 à 0,82 pour un moteur Diesel [24].

Le taux d'élévation de pression λ varie de 3,8 à 4,2 pour un moteur à essence et de 1,7 à 2,1 pour un moteur Diesel [24].

II.8.4. Calcul des paramètres à la fin de la détente

II.8.4.a. Description du phénomène

Cette phase, réellement, commence avec l'arrêt de la combustion et se termine l'ouverture de soupape (ou de la lumière) d'échappement (AOE : Avance Ouverture Échappement). Au cours de la phase de détente (temps moteur), l'énergie calorifique produite par la combustion est transformée en travail. Le processus de détente des gaz dans le cylindre s'effectue suivant une loi

polytropique qui diffère peu de celle pour laquelle l'exposant k est supérieur au rapport des capacités calorifiques à pression et à volume constants des gaz brûlés, γ . Ceci résulte du refroidissement que subit le gaz au cours de la détente dans le cylindre.

En effet, en assimilant à chaque instant la détente à une détente polytropique, l'exposant polytropique k varie au cours de la phase de détente. Il prend dans l'intervalle [E ; AOE] des valeurs inférieures à l'exposant adiabatique γ et dans l'intervalle [AOE ; F] des valeurs supérieures à l'exposant adiabatique γ , tandis qu'au

point AOE l'exposant polytropique k est égal à celui adiabatique γ . En simplifiant, on considère le processus.

De détente comme une évolution polytropique qui obéit la loi de Laplace (ou de Poisson) : $PV^k = cte$.

Les valeurs de k sont déterminées essentiellement par les pertes de chaleur aux parois qui diminuent lorsque le diamètre du cylindre ou la vitesse de rotation du moteur augmente.

II.8.4.b. Calcul des paramètres de la détente P d et T d

Soient (P_d, T_d) la pression et la température des gaz à la fin (théorique) de détente au pont mort bas PMB (point F sur la figure II-1).

Soit le taux de détente exprimé par :

$$\delta = \frac{V_d}{V_{cb}} = \frac{V_d}{V_m} \frac{V_m}{V_{cb}} = \underbrace{\frac{C_y + V_m V_m}{V_m}}_{\varepsilon} \underbrace{\frac{V_m}{V_{cb}}}_{\frac{1}{\rho}} = \varepsilon \left(\frac{1}{\rho} \right) = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (\text{II.56})$$

Analytiquement, il est très difficile de déterminer les paramètres en fin de la détente à cause de la variabilité du coefficient polytropique k .

Compte tenu de cette difficulté, on les détermine à l'aide d'une valeur moyenne et constante de k en admettant que la détente commence au point mort haut PMH.

Les paramètres qu'on va déterminer sont au point mort bas PMB. En réalité l'échappement commence à 40° à 60° de rotation de vilebrequin avant le point mort bas PMB.

Alors, soit k_d la valeur moyenne de l'exposant polytropique de détente. Les lois de Mariotte et Laplace permettent d'écrire :

$$P_d V_d^{k_d} = P_{cb} V_{cb}^{k_d} \quad (\text{II.57})$$

Et

$$T_d V_d^{k_d-1} = T_{cb} V_{cb}^{k_d-1} \quad (\text{II.58})$$

À partir des équations (56), (57) et (58), la pression et la température à la fin de la détente peuvent s'écrire sous la forme suivante :

$$P_d = \frac{P_{cb}}{\delta^{k_d}} = P_{cb} \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k_d} \quad (\text{II.59})$$

Et

$$T_d = T_{cb} \delta^{1-k_d} = T_{cb} \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k_d-1} \quad (\text{II.60})$$

Le coefficient polytropique de détente k_d varie de 1,23 à 1,3 pour un moteur à essence et de 1,18 à 1,28 pour un moteur Diesel.

II.8.5.Calcul des paramètres à la fin d'échappement

Lorsque la soupape d'échappement s'ouvre, les gaz d'échappement qui sont à une pression de quelques bars, se détendent dans la conduite d'échappement. Cette détente peut être supposée, en première approximation, adiabatique, la détente étant suffisamment rapide pour que les transferts de chaleur entre les gaz et les parois soient négligeables, l'énergie cinétique du gaz étant négligée.

En supposant que la température des gaz brûlés T_r détendus dans le cylindre est égale à celle à des gaz d'échappement dans la conduite et que la température des gaz d'échappement au moment où la soupape s'ouvre est égale à celle à la fin de la détente T_d , les lois de Mariotte et de Laplace permettent d'écrire :

$$T_r = T_d \left(\frac{P_r}{P_d} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.61})$$

Au cours de la phase d'échappement, le piston remonte au du point mort bas PMB vers le point mort haut PMH en poussant les gaz devant lui à pression et à température constantes.

La température des gaz brûlés T_r dépend de la charge et du nombre de tours. Elle croît avec l'augmentation de ces derniers.

II.8.5.Calcul des dimensions du cylindre

Soient ${}_y C$ la cylindrée unitaire (pour un seul cylindre) défini comme étant le rapport de cylindrée total sur le nombre des cylindres, et K le rapport entre la course et l'alésage (diamètre intérieur) du cylindre.

$$C_y = \frac{\pi d^2}{4} c \quad (\text{II.62})$$

$$K = \frac{c}{d} \quad (\text{II.63})$$

Généralement, on adopte :

- $K = \frac{c}{d} \leq 1$, pour les moteurs à allumage commandé,
- $K = \frac{c}{d} \leq 1.1$, pour les moteurs Diesels

En remplaçant la course par sa valeur, obtenue à partir de l'équation (63), dans la formule de cylindrée (62), nous obtenons :

$$C_y = \frac{\pi K d^3}{4} \quad (\text{II.64})$$

d'où on trouve :

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 C_y}{\pi K}} \quad (\text{II.65})$$

D est en (m) si la cylindrée en (m^3)

Une fois le diamètre est calculé, la course (en m) peut être calculé à partir de la formule (62) de C_y , d'où :

$$c = \frac{4 C_y}{\pi d^2} \quad (\text{II.66})$$

II.8.6. Calcul de la vitesse moyenne du piston

Une fois la course est calculée, la vitesse moyenne du piston, v_p (m/s), pourrait être calculée à partir de la relation suivante :

$$v_p = \frac{cN}{30} \quad (\text{II.67})$$

La vitesse du piston ne doit pas dépasser une certaine limite établie par le constructeur. Elle peut aller jusqu'à 15 m/s [23]. Les valeurs exagérées de la vitesse du piston ont pour effet d'augmenter les pertes mécaniques et les efforts d'inertie ce qui augmente les contraintes dans les boulons de bielle et même dans la bielle et le vilebrequin.

CHAPITRE III

Simulation

**thermomécanique d'un
piston du moteur à
combustion interne**

III.1.Introduction

La fatigue existe, là où des contraintes / déformations cycliques se produisent dans une zone sur un composant. Les contraintes / déformations cycliques ont principalement deux origines: la charge et la température. Traditionnellement, La fatigue mécanique et/ou thermique représentent le mécanisme principal de l'endommagement dans les différentes parties du piston.

III.2.Phénomène d'explication

La pression à haute température a une grande incidence pour créer la fissure initiale au niveau de la tête du piston, qui laisse penser à la contrainte maximale admissible σ_d du matériau de notre piston, appelée contrainte limite, qui prend une valeur de 180MPa sous la charge de flexion. C'est la plus grande contrainte alternative possible pour que la rupture ne se produise pas pour un nombre de cycles illimité, de sorte que toute zone a une valeur supérieure à la contrainte σ_d qui permet de créer des fissures dans ce domaine.

III.3.Mise en équation du problème

III.3.1Calcul de la distribution de la température

Avant de déterminer la distribution de la température dans le piston, on suppose quelles échanges thermiques sont purement convectifs avec son environnement . L'étude sera limitée au cas stationnaire.

Le piston est traité comme un système tridimensionnel isolé, figure (III.1) en équilibre avec son environnement. Le flux thermique résultant des gaz de combustion, est transféré par convection au fond du piston puis traverse le piston par conduction.

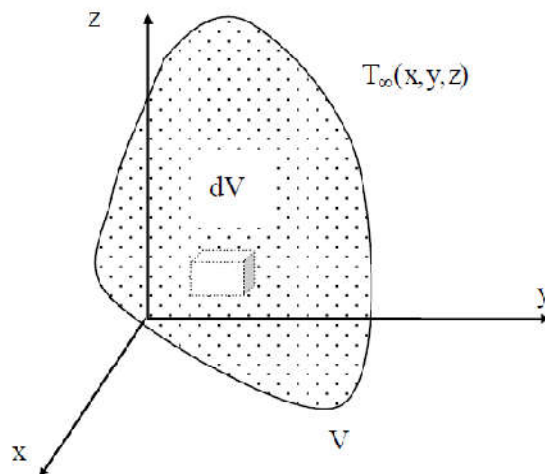


Figure III.1 : Un corps 3 dimensions soumis à une température limite $T_\infty(x, y, z)$ [26]

La distribution de la température dans le piston est donnée par la loi de Fourier [26], [27] :

$$\vec{q} = -k \overrightarrow{\text{grad} T} \quad (\text{III.1})$$

coefficient de conduction de la chaleur à travers le piston vecteur de flux de chaleur

Avec :

k : coefficient de conduction de la chaleur à travers le piston

$\vec{q}$:

$\vec{q}$: vecteur de flux de chaleur.

En générale le corps génère une quantité de chaleur volumétrique interne Q . les entrées et les sorties des chaleurs dans un cube élémentaire de dimensions dx , dy , et dz sont données dans la figure (III.2)

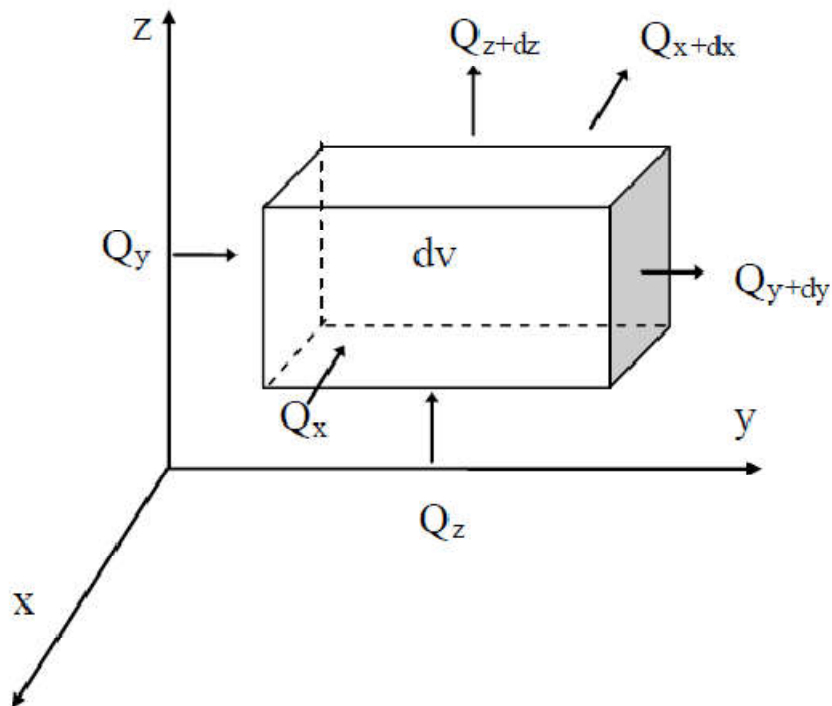


Figure III.2 : bilan de chaleurs entrantes-sortantes d'un volume élémentaire[26]

Les chaleurs entrantes dans l'élément de volume dv plus la chaleur Q générée par le volume V , sont égales aux chaleurs sortantes. On écrit :

$$Q_x + Q_y + Q_z + QV = Q_{x+dx} + Q_{y+dy} + Q_{z+dz} \quad (\text{III.2})$$

Les chaleurs entrantes dans l'élément de volume dv suivant les directions x, y, z , peuvent être exprimées en taux de flux de chaleur, telles que :

$$\begin{cases} Q_x = d_z \cdot d_y \cdot q_x \\ Q_y = d_z \cdot d_x \cdot q_y \\ Q_z = d_x \cdot d_y \cdot q_z \end{cases} \quad (\text{III.3})$$

De même pour les flux sortants :

$$\begin{cases} Q_{x+dx} = dz.dy \cdot \left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} . dx \right) \\ Q_{y+dy} = dz.dz \cdot \left(q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} . dy \right) \\ Q_{z+dz} = dx.dy \cdot \left(q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} . dz \right) \end{cases} \quad (III.4)$$

En substituant (III.3) et (III.4) dans l'équation (III.2), on obtient l'équation de la conduction de la chaleur :

$$-dx dy dz \left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} + Q \right) = 0 \quad (III.5)$$

Ou plus simplement

$$-\left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} + Q \right) = 0 \quad (III.6)$$

Le taux de flux de chaleur q est exprimé en fonction du gradient de température et du coefficient de conduction k par la loi de Fourier :

$$\begin{cases} q_x = -k_x \frac{\partial T}{\partial x} \\ q_y = -k_y \frac{\partial T}{\partial y} \\ q_z = -k_z \frac{\partial T}{\partial z} \end{cases} \quad (III.7)$$

La relation (III.6) s'écrit alors :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q = 0 \quad (III.8)$$

Supposons le coefficient de conductivité thermique $k=k_x=k_y=k_z$ constant (matériau isotrope), l'équation (III.7) devient :

$$\vec{\nabla} (k \vec{\nabla} T) + Q = 0 \quad (III.9)$$

Cette équation est résolue en appliquant les conditions aux limites et les conditions initiales appropriées.

Pour un problème stationnaire et sans source interne, cette équation se réduit à :

$$\vec{\nabla} k \vec{\nabla} T = 0 \quad (III.10)$$

Sur les surfaces frontières figure (III.3), le piston est soumis aux échanges thermiques par convection, dues aux gaz de combustion, à la lubrification et au refroidissement. Ces échanges qui se font sur les surfaces frontières et faisant intervenir des coefficients de convection h_i , correspondent à chacune des surfaces.

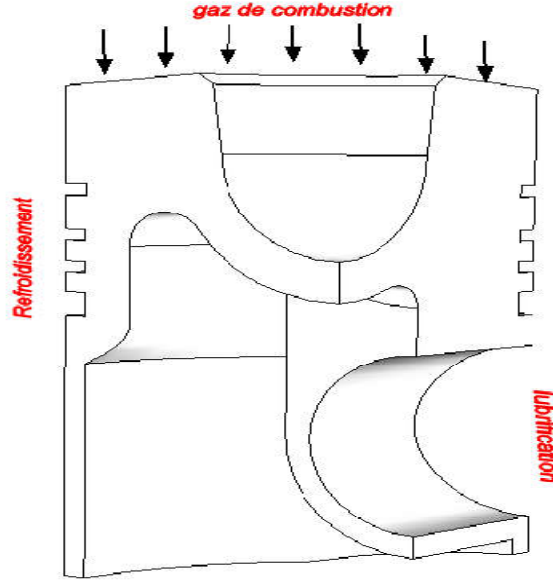


Figure III.3 : bilan de chaleurs entrantes-sortantes d'un volume élémentaire[27]

En introduisant une condition de type de Neumann, l'équation (III.10) prend la forme :

$$q_x n_x + q_y n_y + q_z n_z = h_i (T_\infty - T_{paroi})_i \quad (III.11)$$

$$\text{Soit : } \vec{n} k (\nabla T) = h_i (T_\infty - T_{paroi})_i$$

Où $\vec{n}$ et T_∞ sont respectivement le vecteur unitaire normal aux surfaces frontières et la température de l'entourage au niveau des différentes surfaces d'échange T_{paroi} est la température de paroi soumise à l'échange thermique.

L'équation ci-dessus en coordonnées cylindriques s'écrit :

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{k}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = h_i (T_\infty - T_{paroi})_i \quad (III.12)$$

III.3.2. Calcul des contraintes thermomécaniques et des déformations

L'équilibre mécanique s'écrit à l'aide du principe fondamental de la dynamique. Pour un milieu continu, il traduit le fait que la résultante de tous les efforts appliqués à un élément de volume matériel (forces volumiques, forces extérieures et forces d'inertie) est nulle quel que soit l'élément considéré. On considérera que le milieu est soumis à une force de volume $g\rho$ (avec g l'accélération de la pesanteur et ρ la masse volumique du milieu). Les efforts de cohésion dans le milieu seront représentés par le tenseur des contraintes σ symétrique. On notera par V le champ de vitesse dans le corps.

L'équilibre mécanique peut s'écrire sous différentes formulations :

➤ La formulation intégrale ou globale [28]

Si l'on effectue le bilan des efforts sur un volume V fini, on obtient :

$$\underbrace{\int_V \vec{f} dV}_{\text{Force de volume}} + \underbrace{\int_{dV} \sigma \vec{n} da}_{\text{Force de surface}} = \underbrace{\int_V \rho \vec{\gamma} dV}_{\text{Force de d'inertie}} \quad (III.13)$$

Avec :

$$\vec{\gamma} = \frac{d\vec{v}}{dt} \text{ et } \vec{f} = \rho \vec{g}$$

➤ **La formulation locale** [28]

Si l'on effectue le bilan des efforts sur un volume infiniment petit, on obtient l'équation locale d'équilibre :

$$\text{div} \sigma + \vec{f} = \rho \vec{\gamma} \quad (\text{III.14})$$

qui se simplifie dans le cas statique et devient :

$$\text{div} \sigma + \vec{f} = 0 \quad (\text{III.15})$$

La généralisation de cette loi pour un solide tridimensionnel (piston) donne l'équation d'équilibre suivante:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + F_x = 0 \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + F_y = 0 \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + F_z = 0 \end{array} \right. \quad (\text{III.16})$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_x = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)\varepsilon_x + \nu(\varepsilon_y + \varepsilon_z)] \\ \sigma_y = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)\varepsilon_y + \nu(\varepsilon_x + \varepsilon_z)] \\ \sigma_z = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)\varepsilon_z + \nu(\varepsilon_x + \varepsilon_y)] \\ \tau_{xy} = \frac{E}{(1-\nu)} \gamma_{xy} \\ \tau_{xz} = \frac{E}{(1-\nu)} \gamma_{xz} \\ \tau_{yz} = \frac{E}{(1-2\nu)} \gamma_{yz} \end{array} \right. \quad (\text{III.17})$$

On peut considérer l'influence de la température sur le problème mécanique à travers la loi de comportement thermoélastique. En effet, la température modifie le comportement mécanique du matériau.

En général, un matériau soumis à une variation de température dT , se dilate s'il peut se déformer librement, il passe d'une longueur l à une longueur $l + dl$. La variation de longueur est proportionnelle à la variation de température.

$$dl/l = \alpha(T)dT \quad (\text{III.18})$$

Avec :

α le coefficient de dilatation thermique

Dans les matériaux solides, les variations de longueur dues à la dilatation thermique sont généralement faibles. On peut donc faire l'hypothèse $\ell \approx \ell_0$. On définit alors la déformation thermique ε_{th} pour un accroissement de température

$$\Delta T = T - T_0$$

$$\varepsilon_{th} = \Delta l / l = \alpha(T - T_0) \quad (\text{III.19})$$

Avec

T_0 température initiale

Δl Accroissement de longueur

Cette loi de dilatation peut être généralisée au cas tridimensionnel pour un matériau isotrope. On obtient :

$$\varepsilon_{th} = \alpha(T - T_0) \mathbf{1} \quad (\text{III.20})$$

Où le symbole $\mathbf{1}$ représente le tenseur unité

La loi de comportement thermoélastique s'obtient à partir de la loi de Hooke classique $\sigma = E\varepsilon$ et de l'expression (III.20) de la déformation thermique. On écrit :

$$\sigma = [D](\{\varepsilon\}_{mec} - \{\varepsilon\}_{th}) \quad (\text{III.21})$$

Avec $[D]$ la matrice d'élasticité pour un matériau isotrope dans le cas d'un solide tridimensionnel.

$$[D] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} (1-\nu) & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & (1-\nu) & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & (1-\nu) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (\text{III.22})$$

Le vecteur des déformations thermiques s'écrit :

$$\{\varepsilon\}_{th} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} \end{Bmatrix}_{th} = \alpha \Delta T \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{III.23})$$

III.4. Formulation de la méthode des éléments finis pour l'analyse du transfert de chaleur dans le piston

On utilise la formulation variationnelle de Ritz pour un cas 3D stationnaire [29], [30] et [31].

La distribution de température $T(x,y,z)$ est celle qui minimise la fonctionnelle :

$$I = \frac{1}{2} \iiint \left[K_x \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + K_y \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + K_z \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 + 2QT \right] dv \quad (\text{III.24})$$

$T(x,y,z)$ doit satisfaire les conditions limites suivantes :

Condition de Dirichlet sur S_1 $T(x,y,z)=\bar{T}$ (a)

Condition de Newmann sur S_2 $K_x \frac{\partial T}{\partial x} l_x + K_y \frac{\partial T}{\partial y} l_y + K_z \frac{\partial T}{\partial z} l_z + q = 0$ (b) (III.25)

Condition de Newmann sur S_3 $K_x \frac{\partial T}{\partial x} l_x + K_y \frac{\partial T}{\partial y} l_y + K_z \frac{\partial T}{\partial z} l_z + hA(T - T_\infty) = 0$ (c)

Avec

q : flux de chaleur appliqué en S_2

$hA(T - T_\infty)$: flux de chaleur par convection

l_x, l_y, l_z : cosinus directeurs selon x, y, z .

S_1 : surface limite dans laquelle est spécifiée T_0

S_2 : surface limite dans laquelle q est spécifié

S_3 : surface limite dans laquelle la chaleur de convection est spécifiée

La fonctionnelle des équations aux conditions limites est :

$$I_{C.L} = \iint q T dS_2 + \iint \frac{1}{2} hA(T - T_\infty)^2 dS_3 \quad (III.26)$$

La fonctionnelle à minimiser est donc exprimée sous la forme suivante :

$$I = \frac{1}{2} \iiint \left[K_x \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + K_y \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + K_z \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 + 2QT \right] dv + \iint q T dS_2 + \iint \frac{1}{2} hA(T - T_\infty)^2 \quad (III.27)$$

Etape 1 : discrétisation du domaine V en éléments finis (NE : nombre d'éléments, NN : nombre de nœuds du domaine V), figure (III.4)

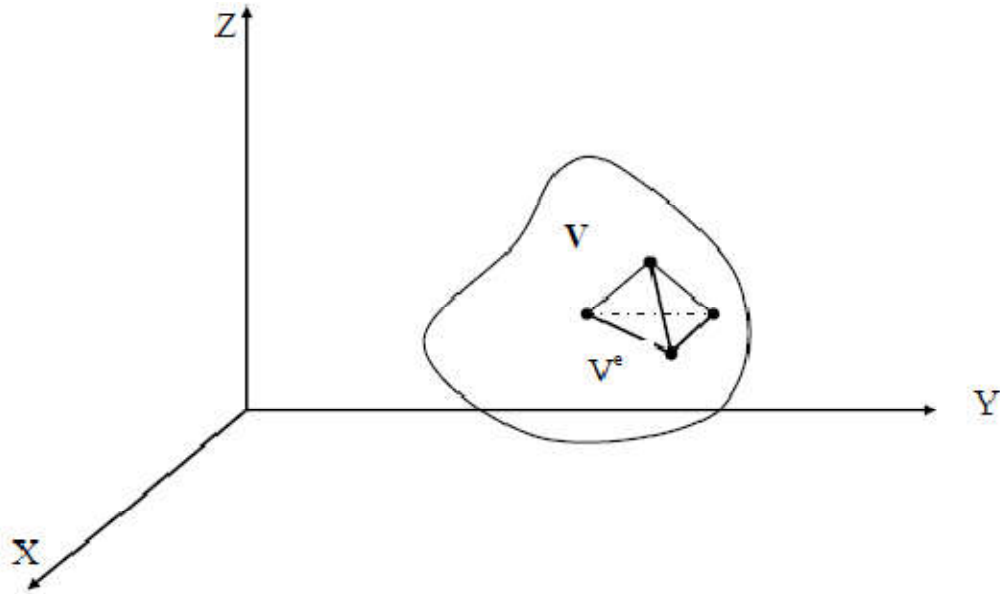


Figure III.4 : Discretisation d'un domaine V en élément finis [29]

Etape 2 Approximation $T^e(x,y,z)$ sur chaque élément réel

On a :

$$T^e(x,y,z) = [N(x,y,z)]\{T^e\} \quad (III.28)$$

$[N(x,y,z)]$ fonction de forme (d'interpolation) associée à l'élément e .

$$[N(x,y,z)] = [N_1(x,y,z) N_2(x,y,z) \dots \dots \dots N_p(x,y,z)]$$

Où $N_i(x, y, z)$ Où $N(x, y, z)$: fonction de forme associée au noeud i de l'élément
 $\{T^e\}$ = Variable nodale à déterminer

$$\{T^e\} = \begin{Bmatrix} T_1^e \\ T_2^e \\ \vdots \\ T_i^e \\ \vdots \\ T_p^e \end{Bmatrix} = [T_1^e \quad T_2^e \quad \dots \quad T_i^e \quad \dots \quad T_p^e]^T$$

T_p^e Température nodale associée au noeud i de l'élément e .

Etape 3 : Elle exprime la fonctionnelle I du domaine V comme étant la somme des quantités élémentaires I^e de chaque élément, nous avons :

$$\dot{I} = \sum_{e=1}^{NE} I^e \quad (\text{III.29})$$

Ou

$$I^e = \frac{1}{2} \iiint \left[K_x \left(\frac{\partial T^e}{\partial x} \right)^2 + K_y \left(\frac{\partial T^e}{\partial y} \right)^2 + K_z \left(\frac{\partial T^e}{\partial z} \right)^2 + 2QT^e \right] dv + \iint q T^e dS_2 + \iint \frac{1}{2} h A (T^e - T_\infty)^2 \quad (\text{III.30})$$

La minimisation de I se fait par la condition :

$$\frac{\partial I}{\partial T_i} = 0 \sum_{e=1}^{NE} \frac{\partial I^e}{\partial T_i} \quad i = 1, 2, 3, \dots, NN \quad (\text{Ritz})$$

D'après l'équation (III.30) on a :

$$\frac{\partial I^e}{\partial T_i} = \iiint \left[K_x \frac{\partial T^e}{\partial x} \frac{\partial}{\partial T_i} \left(\frac{\partial T^e}{\partial x} \right) + K_y \frac{\partial T^e}{\partial y} \frac{\partial}{\partial T_i} \left(\frac{\partial T^e}{\partial y} \right) + K_z \frac{\partial T^e}{\partial z} \frac{\partial}{\partial T_i} \left(\frac{\partial T^e}{\partial z} \right) + Q \frac{\partial T^e}{\partial T_i} \right] dV + \iint q \frac{\partial T^e}{\partial T_i} dS_2 + \iint h (T^e - T_\infty) \frac{\partial T^e}{\partial T_i} dS_3 \quad (\text{III.31})$$

On a d'autre part :

$T^e = [N]\{T^e\}$, on peut écrire

$$\frac{\partial T^e}{\partial x} = \left[\frac{\partial N_1}{\partial x}, \frac{\partial N_2}{\partial x}, \dots, \frac{\partial N_p}{\partial x} \right] \{T^e\}$$

On a aussi :

$$\frac{\partial}{\partial T_i} \left(\frac{\partial T^e}{\partial x} \right) = \frac{\partial N_i}{\partial x} \text{ donc on montre que } \frac{\partial T^e}{\partial T_i} = N_i$$

l'équation (III.31), s'écrit alors :

$$\frac{\partial I^e}{\partial \{T^e\}} = [K_{lij}^e] \{T^e\} - \{F_i^e\} + [K_{2ij}^e] \{T^e\}$$

Où les expressions des éléments $[K_{lij}^e][K_{2ij}^e]\{F_i^e\}$ sont trouvées par :

$K_{lij}^e = \iiint \left[K_x \frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial N_j}{\partial x} + K_y \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial N_j}{\partial y} + K_z \frac{\partial N_i}{\partial z} \frac{\partial N_j}{\partial z} \right] dv$ qui exprime le terme de rigidité du à la conduction de la chaleur dans le matériau.

$K_{2ij}^e = \iint_{S_3^e} h N_i N_j dS_3$ exprime la rigidité due à la convection du matériau.

$\{T^e\} = \begin{pmatrix} T_1^e \\ T_2^e \\ T_p^e \end{pmatrix}$ exprime la température nodale inconnue.

L'équation discrétisée pour tout le domaine V est obtenue par la condition de stationnarité de la fonctionnelle I.

$$\frac{\partial I^e}{\partial \{T^e\}} = \sum_{e=1}^{NE} \frac{\partial I^e}{\partial \{T^e\}} = \sum_{e=1}^{NE} ([K_1^e] + [K_2^e]) \{T^e\} - \{F^e\} = 0 \quad (\text{III.32})$$

$$\textbf{Etape 4 : résolution du système } [K] \{T\} = \{F\} \quad (\text{III.33})$$

Ou

$[K] = \sum_{e=1}^{NE} [K_1^e] + [K_2^e]$ qui exprime la matrice de rigidité globale

$$\{F\} = \sum_{e=1}^{NE} \{F_i^e\} \text{ qui exprime vecteur de sollicitation global} \quad (\text{III.34})$$

Et

$$\{T\} = \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ \vdots \\ T_{NN} \end{pmatrix} \text{ qui exprime le vecteur nodale global du domaine V} \quad (\text{III.35})$$

Les expressions matricielles $[K_1^e]$, $[K_2^e]$ et $\{F\}$ sont :

$$[K_1^e] = \iiint_{V^e} [B]^T [D] [B] dV \quad (\text{III.36})$$

$$[K_2^e] = \iint_{S_3^e} h [N]^T [N] dS_3 \quad (\text{III.37})$$

$$\{F^e\} = \{F_1^e\} - \{F_2^e\} + \{F_3^e\} \quad (\text{III.38})$$

Avec

$$\{F_1^e\} = \iiint_{V^e} Q [N]^T dV : \text{sollicitation due à la chaleur générée } Q \text{ par le corps sur un élément finie} \quad (\text{III.39})$$

$$\{F_2^e\} = \iint_{S_2^e} q [N]^T dS_2 : \text{sollicitation due au flux de chaleur appliqué sur } S_2 \quad (\text{III.40})$$

$$\{F_3^e\} = \iint_{S_3^e} h T_\infty [N]^T dS_3 : \text{sollicitation due au flux de chaleur de convection appliqué sur } S_3 \quad (\text{III.41})$$

Avec :

$$[N] = [N_1, N_2 \dots \dots \dots N_p] : \text{fonction de forme sur un élément réel}$$

$$[D] = \begin{bmatrix} K_x & 0 & 0 \\ 0 & K_y & 0 \\ 0 & 0 & K_z \end{bmatrix} : \text{propriété du matériau au transfert de chaleur.}$$

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \frac{\partial N_p}{\partial x} \\ \frac{\partial N_1}{\partial y} & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \frac{\partial N_p}{\partial y} \\ \frac{\partial N_1}{\partial z} & \frac{\partial N_2}{\partial z} & \frac{\partial N_p}{\partial z} \end{bmatrix} : \text{matrice des dérivées des fonctions de forme}$$

III.4.1.L'élément fini tétraédrique à 4 nœuds

III.4.1.a. discrétisation

On utilise dans notre cas pour la résolution du transfert de la chaleur dans le piston un élément tétraédrique à 4 nœuds et 4 surfaces comme le montre la figure (III.5)

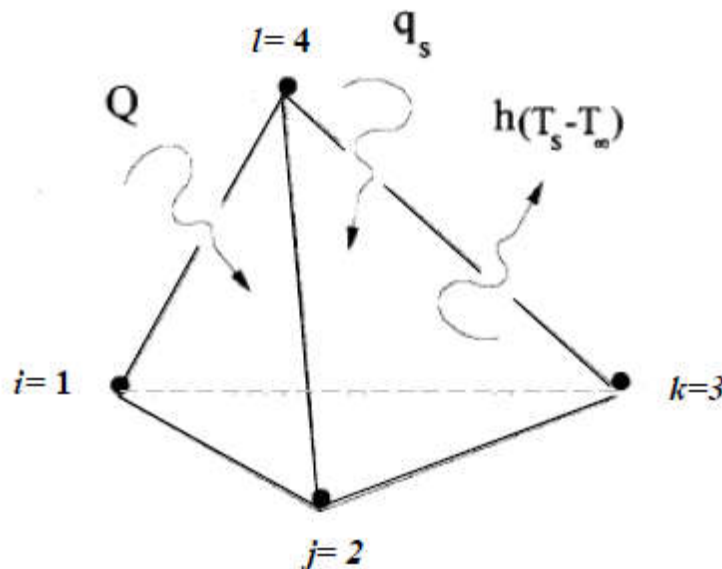


Figure III.5 : Elément fini tétraédrique[29]

III.4.1.b. Fonctions d'interpolation

Nous utilisons un système de coordonnées naturelles et assumons la variation de température dans les nœuds de l'élément.

Rappelons l'équation (III.28) : $T^e(x, y, z) = [N(x, y, z)]\{T^e\}$

Ou

$$[N(x, y, z)] = [N_i \quad N_j \quad N_k \quad N_l] \equiv [l_1 \quad l_2 \quad l_3 \quad l_4]$$

Et $\{T^e\} = \begin{Bmatrix} T_i \\ T_j \\ T_k \\ T_l \end{Bmatrix}$

Avec

$l_1 \quad l_2 \quad l_3 \quad l_4$ qui sont les coordonnées de volume utilisées pour développer les fonctions de la forme :

Pour le nœud 1 on a $l_1 = \frac{V_{p234}}{V_{1234}}$

Où V_{p234} et V_{1234} sont respectivement le volume de tétraèdre p234 et 1234 montrée sur la figure.(III.6). Les autres coordonnées sont définies de la même façon :

$$l_2 = \frac{V_{p134}}{V_{1234}}, l_3 = \frac{V_{p124}}{V_{1234}}, l_4 = \frac{V_{p123}}{V_{1234}}$$

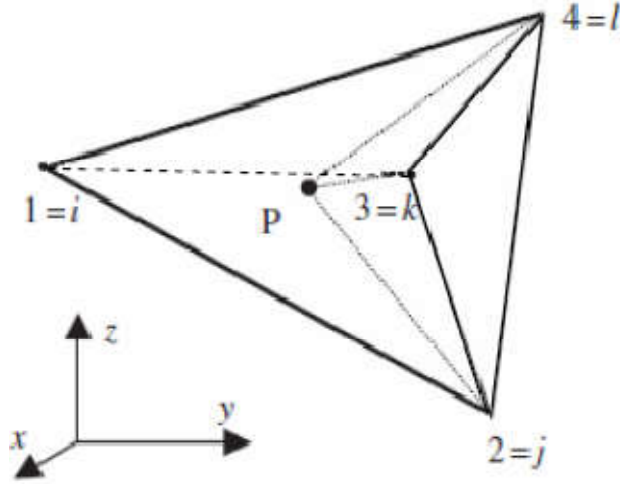


Figure III.6 : Coordonnées de volume pour le tétraèdre[29]

On peut confirmé facilement que $l_1 + l_2 + l_3 + l_4 = 1$
(III.42)

$$\text{Puisque } V_{p234} + V_{p134} + V_{p124} + V_{p123} = V_{1234} \quad (\text{III.43})$$

Il est aussi facile de confirmer que :

$$l_i = \begin{cases} 1 & i \\ 0 & j, k, l \end{cases} \quad (\text{III.44})$$

La relation entre les coordonnées de volume et les coordonnées cartésiennes s'écrit :

$$\begin{cases} x = l_1x_1 + l_2x_2 + l_3x_3 + l_4x_4 \\ y = l_1y_1 + l_2y_2 + l_3y_3 + l_4y_4 \\ z = l_1z_1 + l_2z_2 + l_3z_3 + l_4z_4 \end{cases} \quad (\text{III.45})$$

Les équations (III.40) et (III.44) peuvent alors être exprimées comme une équation de matrice unique comme suit:

$$\begin{pmatrix} 1 \\ x \\ y \\ z \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ x_1 & x_2 & x_3 & x_4 \\ y_1 & y_2 & y_3 & y_4 \\ z_1 & z_2 & z_3 & z_4 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} l_1 \\ l_2 \\ l_3 \\ l_4 \end{pmatrix} \quad (\text{III.46})$$

L'inversement de l'équation (III.45) donne:

$$\begin{pmatrix} l_1 \\ l_2 \\ l_3 \\ l_4 \end{pmatrix} = \frac{1}{6V} \begin{bmatrix} a_1 & b_1 & c_1 & d_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 & d_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 & d_3 \\ a_4 & b_4 & c_4 & d_4 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} 1 \\ x \\ y \\ z \end{pmatrix}$$

Où

$$a_i = \det \begin{bmatrix} x_j & y_j & z_j \\ x_k & y_k & z_k \\ x_l & y_l & z_l \end{bmatrix}, b_i = -\det \begin{bmatrix} 1 & y_j & z_j \\ 1 & y_k & z_k \\ 1 & y_l & z_l \end{bmatrix}$$

$$c_i = -\det \begin{bmatrix} x_j & 1 & z_j \\ x_k & 1 & z_k \\ x_l & 1 & z_l \end{bmatrix}, d_i = -\det \begin{bmatrix} x_j & y_j & 1 \\ x_k & y_k & 1 \\ x_l & y_l & 1 \end{bmatrix}$$

Où l'indice i varie de 1 à 4, et j, k et l sont déterminés par une permutation cyclique de l'ordre de i, j, k, l. Par exemple, si i = 1, alors j = 2, k = 3, l = 4, lorsque i = 2, alors j = 3, k = 4, l = 1. Le volume de l'élément tétraèdre V peut être obtenu par :

$$V^e = \frac{1}{6} * \det \begin{bmatrix} 1 & x_i & y_i & z_i \\ 1 & x_j & y_j & z_j \\ 1 & x_k & y_k & z_k \\ 1 & x_l & y_l & z_l \end{bmatrix}$$

Et enfin les expressions (III.36-III.40) s'écrivent comme suit :

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \frac{\partial N_p}{\partial x} \\ \frac{\partial N_1}{\partial y} & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \frac{\partial N_p}{\partial y} \\ \frac{\partial N_1}{\partial z} & \frac{\partial N_2}{\partial z} & \frac{\partial N_p}{\partial z} \end{bmatrix} = \frac{1}{6V^e} \begin{bmatrix} b_1 & b_2 & b_3 & b_4 \\ c_1 & c_2 & c_3 & c_4 \\ d_1 & d_2 & d_3 & d_4 \end{bmatrix}$$

$$[K_1^e] = \frac{K_x}{36V^e} \begin{bmatrix} b_1^2 & b_1b_3 & b_1b_2 & b_1b_4 \\ b_1b_2 & b_2^2 & b_2^2 & b_3b_4 \\ b_1b_4 & b_2b_4 & b_3b_4 & b_4^2 \end{bmatrix} + \frac{K_y}{36V^e} \begin{bmatrix} c_1^2 & c_1c_3 & c_1c_2 & c_1c_4 \\ c_1c_2 & c_2^2 & c_3^2 & c_3c_4 \\ c_1c_4 & c_2c_4 & c_3c_4 & c_4^2 \end{bmatrix}$$

$$+ \frac{K_z}{36V^e} \begin{bmatrix} d_1^2 & d_1d_3 & d_1d_2 & d_1d_4 \\ d_1d_2 & d_2^2 & d_3^2 & d_3d_4 \\ d_1d_4 & d_2d_4 & d_3d_4 & d_4^2 \end{bmatrix}$$

Et pour un matériau isotrope $k_x=k_y=k_z$ cette équation devient :

$$K_1^e = \frac{K_x}{36V^e} \begin{bmatrix} (b_1^2 + c_1^2 + d_1^2) & (b_1b_2 + c_1c_3 + d_1d_3) & (b_1b_4 + c_1c_4 + d_1d_4) & (b_1b_4 + c_1c_4 + d_1d_4) \\ & (b_2^2 + c_2^2 + d_2^2) & (b_2b_3 + c_2c_3 + d_2d_3) & (b_2b_4 + c_2c_4 + d_2d_4) \\ & & (b_3^2 + c_3^2 + d_3^2) & (b_3b_4 + c_3c_4 + d_3d_4) \\ symmetric & & & (b_4^2 + c_4^2 + d_4^2) \end{bmatrix} \quad (III.47)$$

La matrice $[K_2^e]$ devient :

$$[K_2^e] = \iint_{S_3^e} h \begin{bmatrix} N_i^2 & N_iN_j & N_iN_k & N_iN_l \\ & N_j^2 & N_jN_k & N_jN_l \\ & & N_k^2 & N_kN_l \\ & & & N_l^2 \end{bmatrix} dS_3$$

Si A_{ijk} est la surface qui subit de la convection thermique donc $N_l = 0$, et $[K_2^e]$ devient :

$$[K_2^e] = \frac{hA_{ijk}}{12} \begin{bmatrix} 2 & 1 & 1 & 0 \\ 1 & 2 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III.48})$$

Les vecteurs sollicitations deviennent aussi :

$$F_l^e = \iiint_{V^e} Q \begin{Bmatrix} N_i \\ N_j \\ N_k \\ N_l \end{Bmatrix} dV = \frac{QV^e}{4} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (\text{III.49})$$

$$F_2^e = \iint_{S_2^e} \dot{q} \begin{Bmatrix} N_i \\ N_j \\ N_k \\ N_l \end{Bmatrix} dS_2 = q \iint_{S_2^e} \begin{Bmatrix} L_1 \\ L_2 \\ L_3 \\ 0 \end{Bmatrix} dS_2 = \frac{qA_{ijk}}{3} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{III.50})$$

$$K_3^e = \iint_{S_3^e} hT_\infty \begin{Bmatrix} N_i \\ N_j \\ N_k \\ N_l \end{Bmatrix} dS_3 = hT_\infty \iint_{S_3^e} \begin{Bmatrix} L_1 \\ L_2 \\ L_3 \\ L_4 \end{Bmatrix} dS_3 = \frac{hT_\infty A_{ijk}}{3} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{III.51})$$

III.5. Formulation variationnelle du problème thermomécanique tridimensionnel

III.5.1. Principe de l'énergie potentielle à déformation minimale [32], [33]

On applique le principe de l'énergie potentielle de déformation minimale pour obtenir les équations d'équilibre. L'énergie potentielle (II) est exprimée en terme de déplacement. Les équations d'équilibre nécessaires sont obtenues en annulant respectivement les dérivées de l'énergie potentielle par rapport à chaque déplacement nodal.

On passe par les étapes suivantes pour établir le système d'équations d'équilibre :

Etape 1 : Subdiviser le solide en E élément finis

Etape 2 : Le modèle de déplacement.

Il y'a 3 composantes de déplacement sur les directions x,y,z.

$$\{U\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{Bmatrix} = [N]\{U^e\} \quad (\text{III.52})$$

Notre structure contient M nœuds après la discrétisation et les composantes de déplacement deviennent comme suit :

$$\begin{cases} u(x, y, z) = \sum_{i=1}^M N_i(x, y, z)u_i \\ v(x, y, z) = \sum_{i=1}^M N_i(x, y, z)v_i \\ w(x, y, z) = \sum_{i=1}^M N_i(x, y, z)w_i \end{cases} \quad (\text{III.53})$$

u_i , v_i et w_i sont les coordonnées cartésiennes de déplacement sur le nœud i et $N_i(x, y, z)$, est la fonction d'interpolation affectée à ce nœud. Le vecteur déplacement s'écrit :

$$\{U^e\} = [u_1 \quad u_2 \dots u_M \quad v_1 \quad v_2 \dots v_M \quad w_1 \quad w_2 \dots w_M]^T \quad (\text{III.54})$$

Etape 3 : Calcul de la matrice de rigidité et du vecteur sollicitation

La matrice de rigidité de l'élément et le vecteur sollicitation sont établis en appliquant le principe de l'énergie potentielle minimale.

La fonctionnelle de l'énergie potentielle d'un élément est donnée par :

$$\Pi^e = \frac{1}{2} \iiint_{V^e} \{\varepsilon_{mec}\}^T [D] \{\varepsilon_{mec} - 2\varepsilon_{th}\} dV - \iint_{S_1^e} \{U^e\}^T \{\Phi\} dS_1 - \iiint_{V^e} \{U^e\}^T \{\varphi\} dV \quad (\text{III.55})$$

Avec :

V^e : volume de l'élément

S_1^e : partie de la surface sur laquelle agissent les forces de surface $\{\Phi\}$

$\{\varphi\}$: forces de volume

$\{\varepsilon_{th}\}$ vecteur des déformations initiales (dans notre cas ces déformations sont dues à l'effet thermique).

$\{\varepsilon_{mec}\}$: vecteur de déformation, donné par la relation déformation- déplacement qui s'écrit :

$$\{\varepsilon_{mec}\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{zx} \\ \varepsilon_{zz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = [L] \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} \quad (\text{III.56})$$

On pose :

$$[B] = [L][N] = \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{Bmatrix} [N] \text{ qui exprime la matrice de déformations}$$

Substituons les équations (III.51) et (III.55) dans (III.54), alors il vient :

$$\Pi e = \frac{1}{2} \iiint_{V_e} \{U^e\}^T [B]^T [D] [B] \{U^e\} dV - \iiint_{V_e} \{U^e\}^T [B]^T [D] [\varepsilon_{th}] \{U^e\} dV - \iint_{S_1} \{U^e\}^T [N]^T \{\Phi\} dS_1 - \iiint_{V_e} \{U^e\}^T [N]^T \{\varphi\} dV \quad (\text{III.57})$$

Si nous avons en plus des forces de volume et des forces de surface, des forces concentrées P_c agissant sur les nœuds, l'expression de l'énergie totale de déformation de toute la structure s'écrit sous la forme :

$$\Pi = \sum_{e=1}^E \Pi e - \{\bar{U}\}^T \{\bar{P}_c\} \quad (\text{III.58})$$

Avec

$$\{\bar{U}\}^T = \{u_i, v_i, w_i\} \quad i = 1, \dots, M$$

Où M est le nombre total des nœuds de la structure

En substituant l'équation (III.56) dans l'équation (III.57), on obtient :

$$\Pi = \frac{1}{2} \{\bar{U}\}^T [\sum_{e=1}^E [B]^T [D] [B] dV] \{\bar{U}\} - \{\bar{U}\}^T \sum_{e=1}^E \left(\iiint_{V_e} [B]^T [D] [\varepsilon_{th}] dV + \iint_{S_1} [N]^T \{\Phi\} dS_1 + \iiint_{V_e} [N]^T \{\varphi\} dV \right) - \{\bar{U}\}^T \{\bar{P}_c\} \quad (\text{III.59})$$

La configuration d'équilibre est trouvée en résolvant le système d'équation algébrique résultant de l'application du principe de l'énergie potentielle minimale. Ce principe se traduit par les conditions :

$$\frac{\partial \Pi}{\partial u_i} = 0 \text{ ou } \frac{\partial \Pi}{\partial u_1} = \frac{\partial \Pi}{\partial v_1} = \frac{\partial \Pi}{\partial w_1} = \dots \dots \dots \frac{\partial \Pi}{\partial w_M} = 0 \quad (\text{III.60})$$

Le système d'équilibre ainsi établi peut s'écrire sous la forme :

$$(\sum_{e=1}^E [K^e] \{\bar{U}\}) = \{\bar{P}_c\} + \sum_{e=1}^E (\{P_i^e\} + \{P_s^e\} + \{P_v^e\}) = \{\bar{P}\} \quad (\text{III.61})$$

Où $\{\bar{P}\}$ est le vecteur global des forces nodales.

Les termes de l'équation (III.60) sont définis comme suit :

La matrice de rigidité de l'élément :

$$[K_e] = \iiint_{V_e} [B]^T [D] [B] dV \quad (\text{III.62})$$

Le vecteur sollicitation du aux déformations initiales (thermiques dans notre cas)

$$\{P_i^e\} = \iiint_{V_e} [B]^T [D] [\varepsilon_{th}] dV \quad (\text{III.63})$$

Le vecteur sollicitation du aux forces de surfaces :

$$\{P_s^e\} = \iint_{S_1} [N]^T \{\Phi\} dS_1 \quad (\text{III.64})$$

Le vecteur sollicitation du aux forces de volume :

$$\{P_v^e\} = \iiint_{V_e} [N]^T \{\varphi\} dV \quad (\text{III.65})$$

Etape 4 : Les équations d'équilibre de toute la structure sont données par le système

$$[\bar{K}] \{\bar{U}\} = \{\bar{P}\} \quad (\text{III.66})$$

Ou

$[\bar{K}] = \sum_{e=1}^E [K^e]$ est la matrice de rigidité globale

$\{\bar{P}\} = \{\bar{P}_c\} + \sum_{e=1}^E (\{P_i^e\} + \{P_s^e\} + \{P_v^e\})$ est le vecteur sollicitation global $\{\bar{U}\}$ est le déplacement nodal global

La résolution du système (III.65) nous permettra donc de calculer les déplacements nodaux et les contraintes dans les éléments.

III.5.2 L'élément fini tétraédrique à 4 nœuds

L'élément employé pour la modélisation de notre structure est un tétraèdre à 4 nœuds et 4 surfaces ; u, v, w forment les composantes de vecteur de déplacement sur les nœuds figure (III.7).

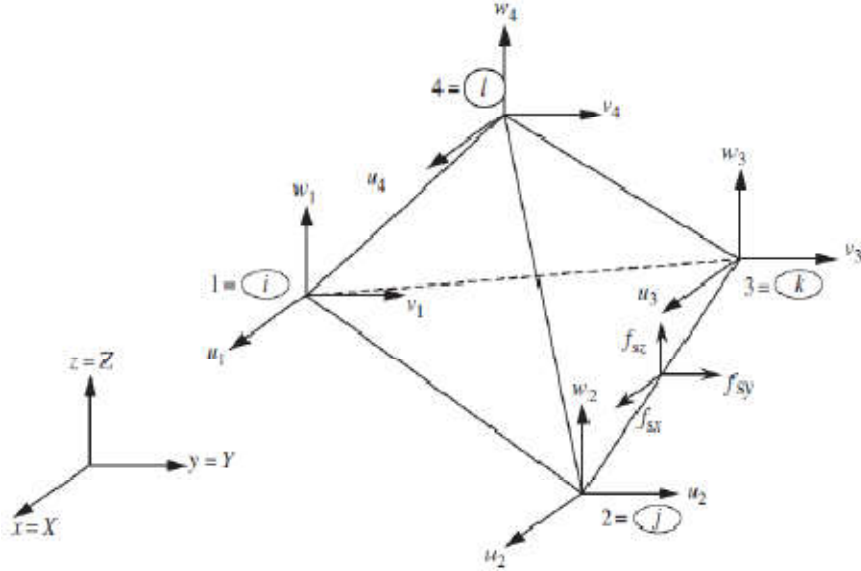


Figure III.7 : représentation de L'élément tétraédrique à 4 nœuds[32]

Le vecteur de déplacement de cette élément est défini par :

$$\{U^e\} = [u_1 \quad v_1 \quad w_1 \quad u_2 \quad v_2 \quad w_2 \quad u_3 \quad v_3 \quad w_3 \quad u_4 \quad v_4 \quad w_4]^T \quad (\text{III.67})$$

La matrice de la fonction de forme $[N]$ est identique aux fonctions d'interpolations :

$$N = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \quad (\text{III.68})$$

Avec un système particulier de coordonnées naturelles, les fonctions de forme dans la matrice de l'équation (III.67) peuvent être écrites sous forme :

$$\begin{cases} N_1 = (1 - \xi)\zeta \\ N_2 = \xi\eta\zeta \\ N_3 = \xi\zeta(1 - \zeta) \\ N_4 = (1 - \zeta) \end{cases} \quad (\text{III.69})$$

La matrice jacobéenne entre XYZ et $\xi\eta\zeta$ est nécessaire, et se donne comme :

$$J = \begin{bmatrix} \partial x / \partial \xi & \partial x / \partial \eta & \partial x / \partial \zeta \\ \partial y / \partial \xi & \partial y / \partial \eta & \partial y / \partial \zeta \\ \partial z / \partial \xi & \partial z / \partial \eta & \partial z / \partial \zeta \end{bmatrix} \quad (\text{III.70})$$

On utilise les équations (III.68), (III.69) pour déterminer le Jacobien :

$$\det[J] = \begin{vmatrix} \xi x_{21} + \eta \zeta x_{31} & \xi \zeta x_{41} & -x_{41} + \xi x_{21} + \xi \eta x_{31} \\ \zeta x_{21} + \eta \zeta x_{31} & \xi \zeta x_{31} & -x_{41} + \xi x_{21} + \xi \eta x_{31} \\ 0 & z_4 & 0 \end{vmatrix} = -6V \xi \zeta^2 \quad (\text{III.71})$$

Donc la matrice de rigidité globale est obtenue par .

$$K = \int_{V^e} [N]^T [N] dV = \int_0^1 \int_0^1 \int_0^1 \rho [N]^T [N] \det[J] d\xi d\eta d\zeta \quad (\text{III.72})$$

qui donne :

$$K = -6V_e \int_0^1 \int_0^1 \int_0^1 \xi \zeta^2 \begin{bmatrix} N_{11} & N_{12} & N_{13} & N_{14} \\ N_{21} & N_{22} & N_{23} & N_{24} \\ N_{31} & N_{32} & N_{33} & N_{34} \\ N_{41} & N_{42} & N_{43} & N_{44} \end{bmatrix} d\xi d\eta d\zeta \quad (\text{III.73})$$

Le vecteur sollicitation global du aux déformations initiales (thermique) et aux forces surfaciques et celles de volume, est obtenu par :

$$\{\bar{P}\} = \iiint_{V^e} [B]^T [D] \alpha T \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} dv + \iiint_{V^e} [N]^T \begin{Bmatrix} \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \end{Bmatrix} dV + \iint_{S^1} [N]^T \begin{Bmatrix} \Phi_x \\ \Phi_y \\ \Phi_z \end{Bmatrix} dS$$

Ou encore :

$$= \frac{E \cdot \alpha \cdot T \cdot V^e}{(1-2\nu)} [B]^T \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} + \frac{V^e}{4} \begin{Bmatrix} \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \\ \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \end{Bmatrix} + \frac{S_{ijk}}{3} \begin{Bmatrix} \Phi_x \\ \Phi_y \\ \Phi_z \\ \Phi_x \\ \Phi_y \\ \Phi_z \end{Bmatrix} \quad (\text{III.74})$$

Enfin, les contraintes thermomécaniques sont calculées à partir des déformations par la relation :

$$\{\sigma\} = [D] (\{\varepsilon_{mec} - \varepsilon_{th}\}) = [D][B]\{U^e\} - [D]\{\varepsilon_{th}\}$$

$$\{\sigma\} = [D] \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} \end{Bmatrix} - \frac{E \cdot \alpha \cdot T}{(1-2\nu)} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{III.75})$$

III.6. Etude de comportement de Fissures

III.6.1. Modes de fissuration

Considérons une plaque fissurée. On peut distinguer plusieurs manières dont une force peut être appliquée à la plaque, qui pourrait permettre à la fissure de se propager. Irwin [34] a proposé une classification correspondant aux trois situations représentées dans la figure (III.8).

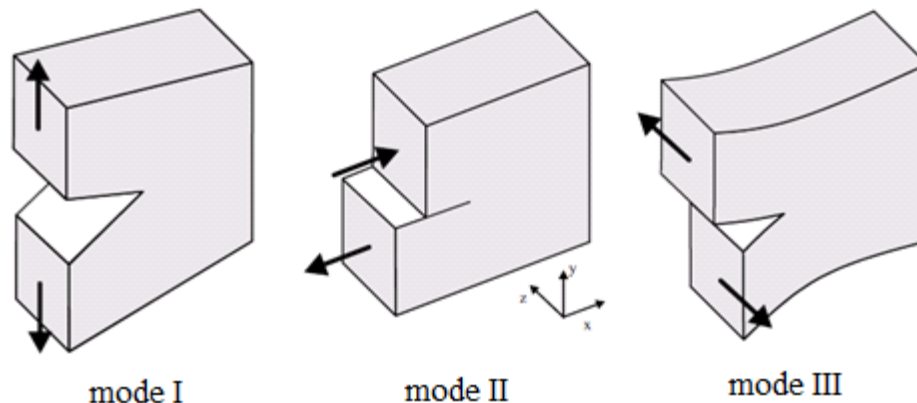


Figure III.8 : *Cas fondamentaux de fissures*[34]

En conséquence, nous considérons trois modes distincts: le mode I, mode II et mode III, dans le mode I, ou mode d'ouverture, le corps est chargé par des forces de traction, de telle sorte que les surfaces de la fissure sont séparés dans la direction y .

Dans le mode II, ou mode de glissement, le corps est chargé par les forces de cisaillement parallèles aux surfaces de la fissure, qui glissent l'une sur l'autre dans la direction x . Enfin, dans le mode III, ou mode de cisaillement, le corps est chargé par les forces de cisaillement parallèles au front des surfaces de la fissure dans la direction z .

III.6.2. Concepts de la mécanique des fissures

Toutes les fissures de fatigue sont associées à des concentrations de contrainte importantes. Les méthodes traditionnelles et les propriétés du matériau ne sont pas en mesure de décrire le comportement d'une structure fissurée. Dans un endroit où la mécanique de la rupture est utilisée. La mécanique de la rupture est un chemin de calcul de contraintes et de champs de déformation autour d'une fissure. Pour un matériau isotrope élastique, la contrainte au voisinage d'une fissure peut être facilement calculée.

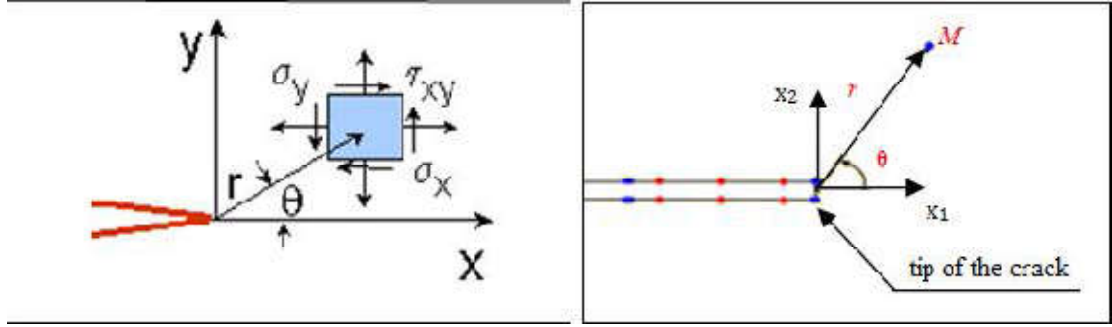


Figure III.9 : Contraintes à la pointe d'une fissure[35]

Les contraintes à tout endroit θ et r de la pointe de fissure sont donnés par :

$$\begin{cases} \sigma_x = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} f_1(\theta) \\ \sigma_y = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} f_2(\theta) \\ \sigma_{xy} = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} f_3(\theta) \end{cases} \quad (\text{III.76})$$

Lorsque les fonctions variation angulaire pour le mode (I) sont donnés respectivement par:

$$\begin{cases} f_{xx}^I(\theta) = \cos\left(\frac{1}{2}\theta\right) \left(1 - \sin\left(\frac{1}{2}\theta\right) \sin\left(\frac{3\theta}{2}\right)\right) \\ f_{yy}^I(\theta) = \cos\left(\frac{1}{2}\theta\right) \left(1 - \sin\left(\frac{1}{2}\theta\right) \sin\left(\frac{3\theta}{2}\right)\right) \\ f_{xy}^I(\theta) = \cos\left(\frac{1}{2}\theta\right) \left(1 - \sin\left(\frac{1}{2}\theta\right) \sin\left(\frac{3\theta}{2}\right)\right) \end{cases} \quad (\text{III.77})$$

III.6.3.Fissures de la tête du piston

La pression à haute température a une grande incidence pour créer la fissure initiale au niveau de la tête du piston, qui laisse penser à la contrainte maximale admissible σ_d du matériau de notre piston, appelée contrainte limite, qui prend une valeur de 180MPa sous la charge de flexion. C'est la plus grande contrainte alternative possible pour que la rupture ne se produise pas pour un nombre de cycles illimité, de sorte que toute zone a une valeur supérieure à la contrainte σ_d qui permet de créer des fissures dans ce domaine.

III.6.4.Critère de propagation et la vitesse

Nous avons trois principales équations pour trouver la propagation des fissures et la rupture brutale:

$$K(a, \sigma) = K_c$$

critère de Propagation [35]

Le paramètre K est une mesure de l'ampleur du champ de contraintes dans la région de la pointe de fissure et est appelé facteur d'intensité de contrainte. Deux fissures avec la même intensité de contrainte auront le même comportement.

$$\frac{da}{dN} = f(\Delta K, R) \quad \text{Critère de la vitesse [36]}$$

$$\frac{da}{dN} = c(\Delta K)^n \quad \text{Loi de Paris [36]}$$

Où: R : rapport de charge

$$\frac{da}{dN} \quad \text{vitesse de propagation}$$

$$\Delta K = K_{max} - K_{min} = K_{max} \left(1 - \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}\right) \quad (\text{III.78})$$

$$\Delta K = K_{max}(1 - R)$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}, R = \frac{p_{min}}{p_{max}} \quad (\text{III.79})$$

C, n : propriétés du matériau

La propagation de la fissures dépend de ces conditions:

$\Delta K < \Delta K_s$: Aucune propagation

$\Delta K_s < \Delta K < (1 - R)K_c$ Propagation Stable

$\Delta K = (1 - R)K_c$ Propagation instable

Pour contrôler une fissuration par fatigue, il faut connaître le nombre de cycles nécessaires pour que la fissure initiale atteigne la taille critique d'instabilité

CHAPITRE IV

Interprétation et discussion des résultats

IV.1. Introduction

Cette étude appliquée sur le piston du moteur Deutz F8l413 équipant le camion TB230, fabriqué par le complexe des véhicules industriels (SNVI) de Rouïba (Algérie)

IV.2. Définition de SolidWorks

C'est le premier système de CAO à offrir une approche de conception 3D native. Simple d'utilisation et facile à apprendre. SolidWorks offre les fonctionnalités les plus avancées dans le domaine de la modélisation de pièces. La définition de formes complexes, la création est la gestion de très gros assemblages et la mise en plan. SolidWorks offre un rapport puissance prix qui permet un retour sur investissement très rapide.

IV.3. Méthodologie de simulation de piston

IV.3. 1.Objectifs

Le travail de simulation est divisé en deux parties :

La première partie concerne la détermination des valeurs des contraintes thermiques dans le modèle 3D du piston .

La deuxième partie détermine les déplacements de la fissure et de déformations sur la base des températures et de pression.

L'étude se basera sur une analyse statique des contraintes et des déformations correspondant au cas de charge maximale sur le piston au moment de la combustion (PMH).

IV.3. 2.Hypothèses de simulation

IV.3. 2.a. Hypothèses géométriques

i. Système d'unités utilisé

Nous travaillerons dans le système d'unités « kg, mm, s, N, K ».

ii. Assemblage et configuration

Nous travaillons ici avec une seule pièce, la configuration d'assemblage n'est donc pas importante. Par simplicité, nous travaillerons directement dans le système de coordonnées liées à la géométrie du piston d'étude.

IV.3. 2.b. Hypothèses de comportements physiques

i. Descriptions des matériaux

On a quatre (04) types de matériaux dont les propriétés mécaniques et thermiques nous sont fournies par le tableau (IV.1). Ces propriétés sont les paramètres de notre simulation [37].

Tableau IV.1 : *Caractéristiques des matériaux utilisés dans la fabrication des pistons [37]*

Caractéristiques	Acier inoxydable recuit(SS)	Acier allié (18Cr Mo4)	alliage Aluminium (3003-H18)	Fonte ductile
Module d'élasticité [N/m²]	1.93×10^{11}	2.1×10^{11}	6.9×10^{10}	1.2×10^{11}
Coefficient de Poisson	0.3	0.28	0.33	0.31
Mass volumique [Kg/m³]	8000	7800	2730	7100
Conductivité thermique [W/m.K]	16.3	14	155	75
Coefficient de dilatation thermique [K]	1.6×10^{-5}	1.1×10^{-5}	2.32×10^{-5}	1.1×10^{-5}

ii. Modèle de comportement physique

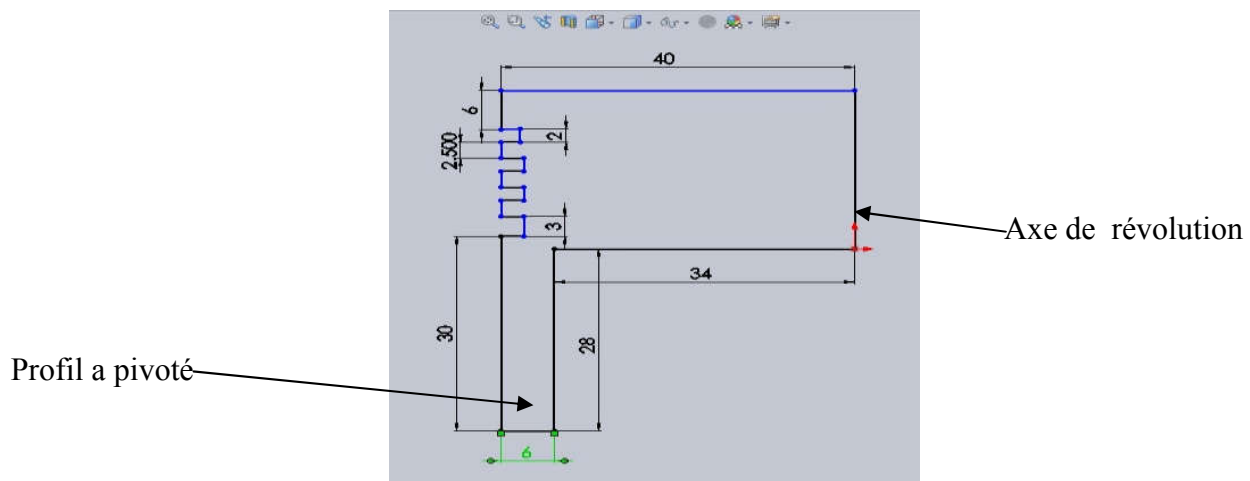
Le comportement mécanique de matériaux est considéré comme linéaire, élastique et isotrope.

IV.4. Construction du modèle géométrique

Cette étape est difficile car la forme de piston est très complexe, elle nécessite plusieurs essais pour construire un modèle plus proche que possible de la forme réelle.

IV.4.1.Etape 1 : construction la forme du piston 2D

construction de la forme du piston modélisé sur la base des dimensions réelles la figure (IV.1) illustre en effet celle construction.

**Figure IV.1:** *Profil de construction du piston*

IV.4.2.Etape 2 : construction la forme du piston 3D

Créer le modèle volumique par rotation de 360° de la face définit précédemment autour de l'axe de révolution. La figure (IV.2) montre des formes obtenues après la révolution avec les angles 360° .

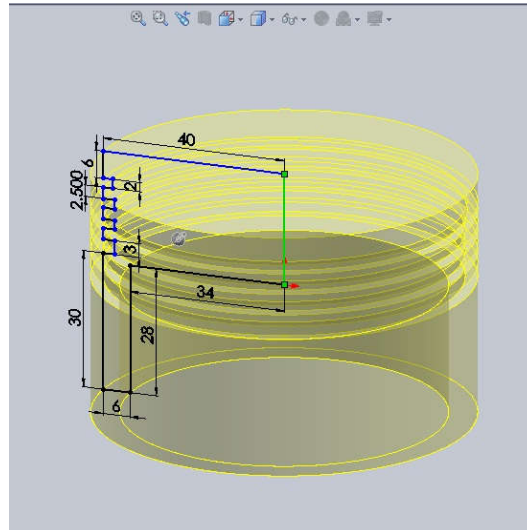


Figure IV.2 : Formes pivotées du profil de base

IV.4.3.Etape 3 : Construction des nervures

Construction des nervures on trace la forme des nervures sur un plan 3D comme le montre la figure (IV.3).a, puis on fait une élancement vers la face intérieure de la jupe. La forme finale des nervures est présentée dans la figure.(IV.3)

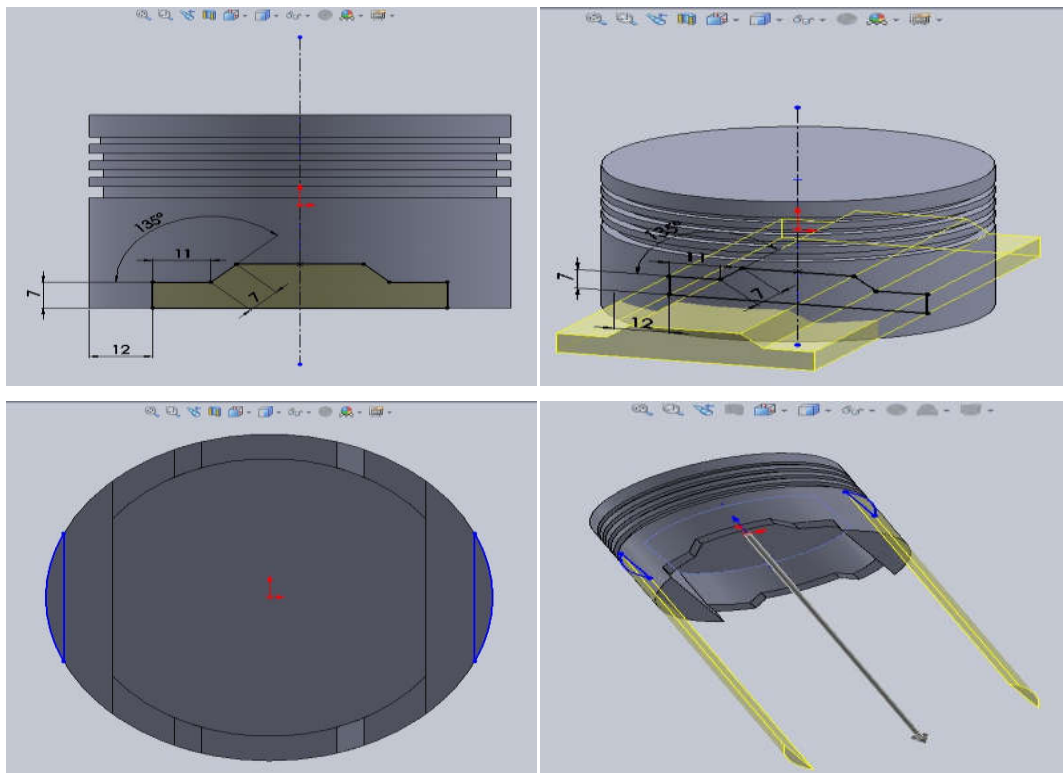


Figure IV.3 : Construction des nervures

IV.4.4. Etape 4 : Construction de l'augment de l'axe

Construction de l'augment de l'axe, en réalisant un perçage circulaire sur la jupe comme présentée sur la figure (IV.4)

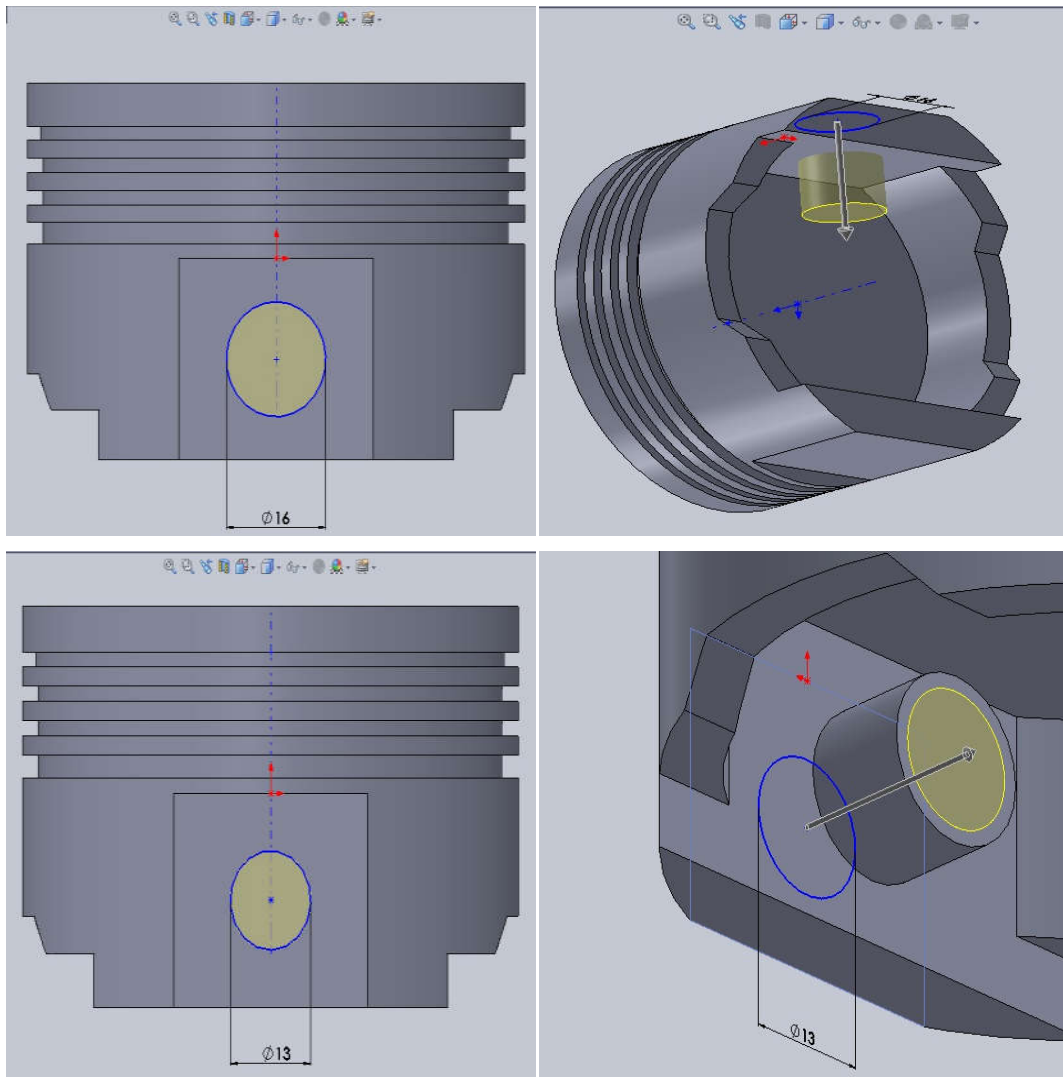


Figure IV.4 : *Construction de l'augment de l'axe*

Après les étapes de construction, on obtient la forme finale du piston, la figure (IV.5) représente une vue de trois quarts de piston sur sa forme finale.

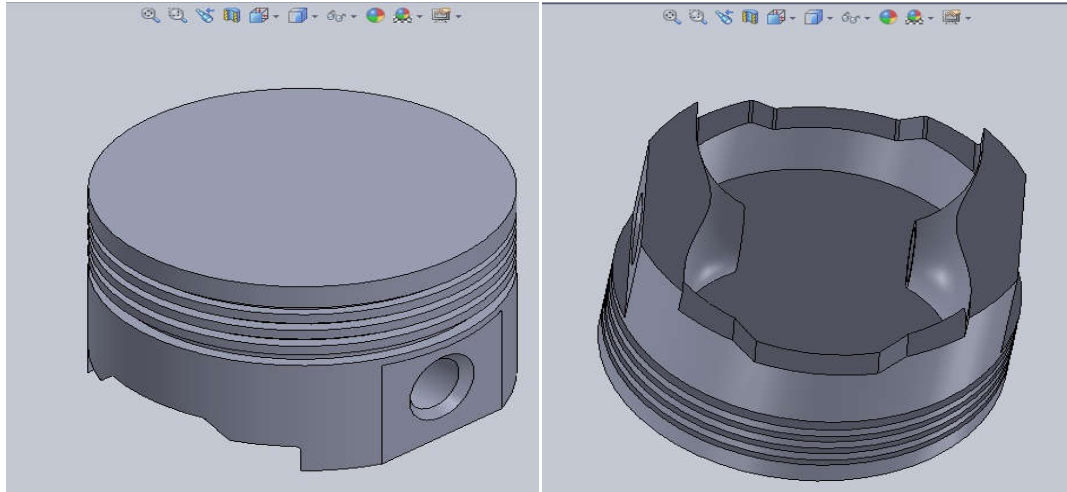


Figure IV.5 : *piston final*

IV.5. Conditions de chargement thermiques du piston

La combustion produit une quantité importante d'énergie calorifique. Le piston reçoit une partie de cette chaleur qui est transférée par convection vers la tête puis traverse l'intérieur du piston par conduction. Cette quantité de chaleur est fonction de la température des gaz de combustion et du coefficient de transfert thermique.

En régime établi du moteur, le champ de température est considéré comme stationnaire (température constante, charges constantes).

La charge thermique dans le moteur diesel atteint son maximum pendant la phase de combustion. La quantité de charge thermique a été déterminée après une étude expérimentale précédente avec beauté, allant de la valeur de charge thermique de 886K à 2659K.

Les valeurs de température appliquées dans notre étude, qui examinera le comportement de l'incision sont les suivantes :

$$T_{\text{Min}} = 886\text{K}, T_{\text{Max}} = 2659\text{K} [38]$$

IV.6. Conditions aux limites

Tous les nœuds qui se trouvent au niveau de l'axe du piston sont fixés en translation et en rotation figurent (IV.6). déplacement et rotation nulle selon l'axe Xyz

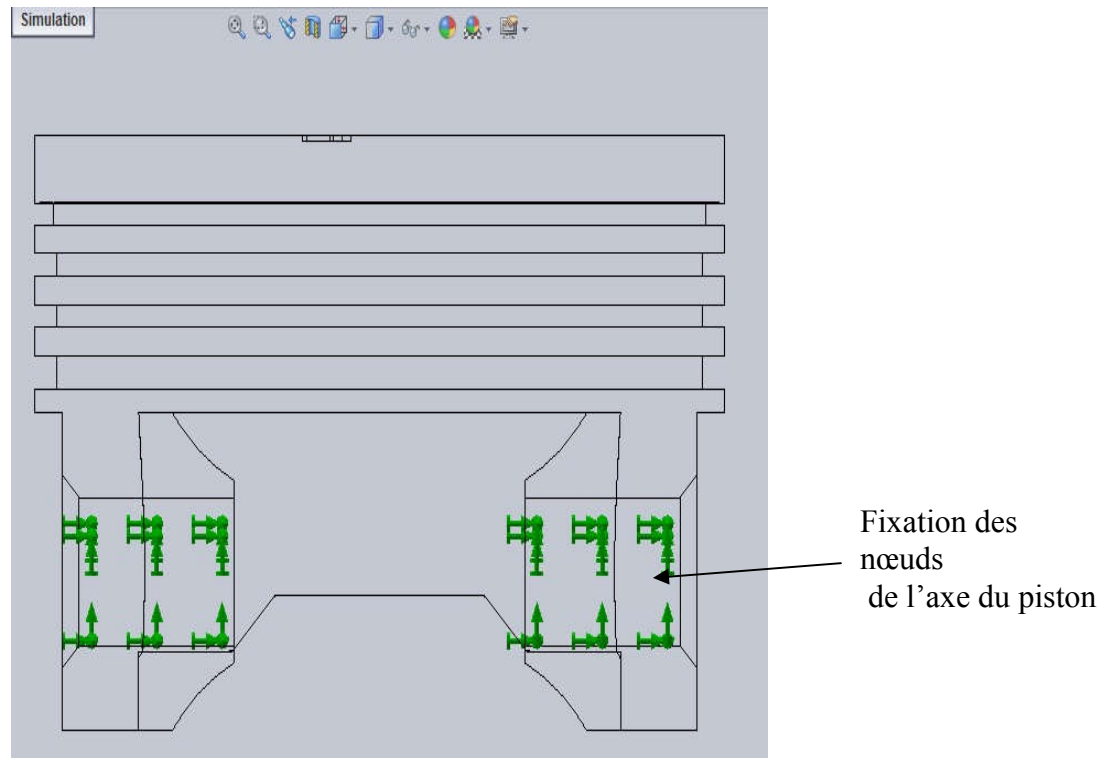


Figure IV.6 : *Condition aux limites du piston*

IV.7. Maillage

Le but de cette étude étant d'obtenir une bonne approximation des déplacements et contraintes en élasticité linéaire. Nous choisissons dans un premier temps des éléments tétraédriques quadratiques.

IV.7.1. Méthode de maillage

Pour le maillage choisi, nous utilisons un algorithme de maillage tétraédrique libre. Le maillage est effectué automatiquement à l'aide des éléments tétraédriques, la structure est discrétisée en 13322 nœuds et 54258 tétraèdres (Figure IV.7).

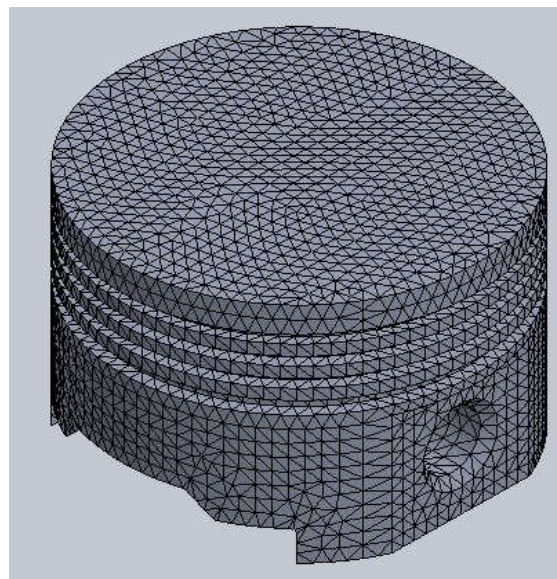


Figure IV.7 : *Maillage de piston d'étude*

IV.8. Résultats et discussions

IV.8.1. Etude de piston sans fissure sous l'effet de température 886 K

Après avoir appliqué une charge thermique de 886 K et une pression de 44,31 ATM sur la tête du piston et en changeant le matériau de fabrication du piston à chaque fois, nous observons les résultats suivants

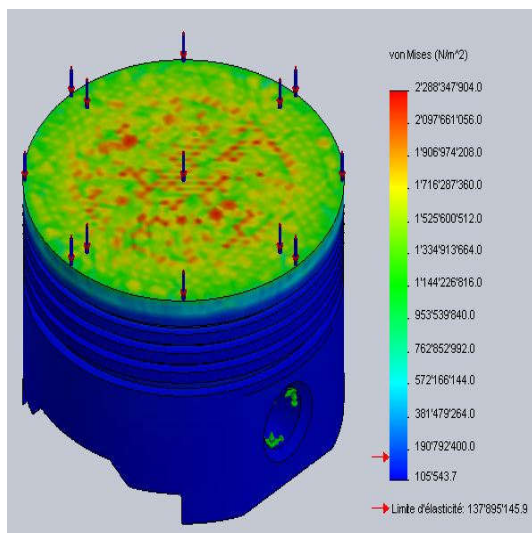


Figure IV.8 : contrainte du piston en *Acier inoxydable recuit(SS)*

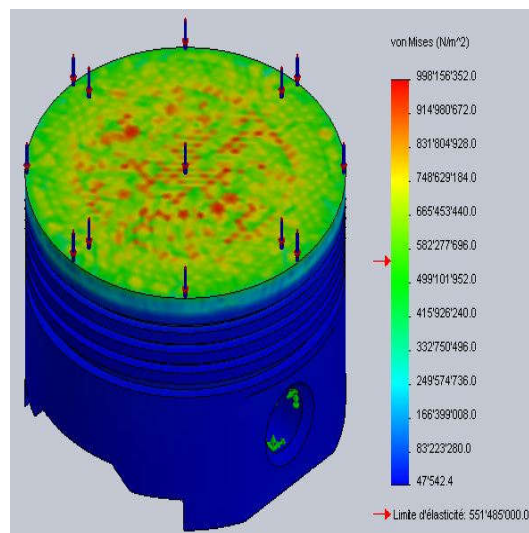


Figure IV.9 : contrainte du piston en *Fonte ductile*

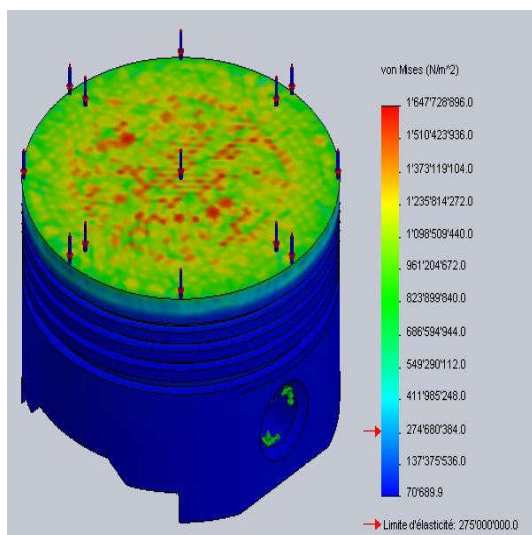


Figure IV.10 : contrainte du piston en *Acier allié (18Cr Mo4)*

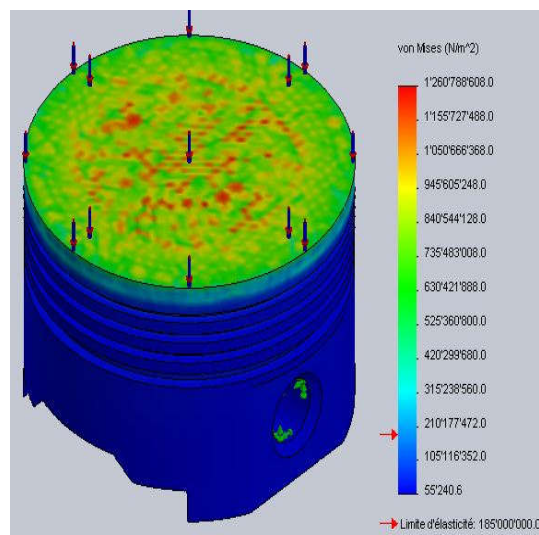


Figure IV.11 : contrainte du piston en *Alliage Aluminium (3003-H18)*

On remarque que la même propagation des contraintes sur la tête du piston avec une différence dans la valeur des contraintes maximales pour chaque métal.

IV.8.2. Etude de piston sans fissure sous l'effet de température 2659 K

Après avoir appliqué une charge thermique de 2659 K et une pression de 44,31ATM sur la tête du piston et en changeant le matériau de fabrication du piston à chaque fois, nous observons les résultats suivants :

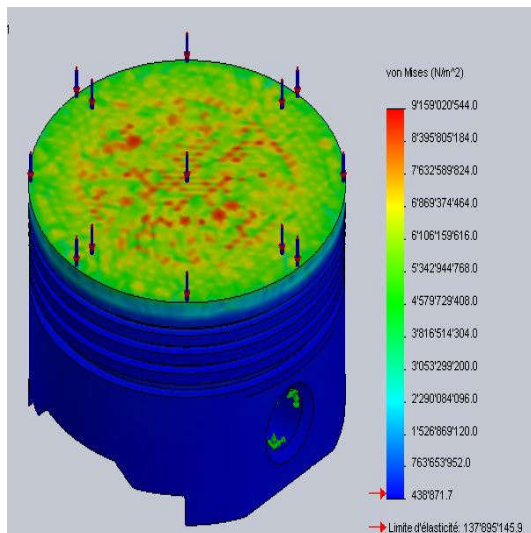


Figure IV.12: *contrainte du piston en Acier inoxydable recuit(SS)*

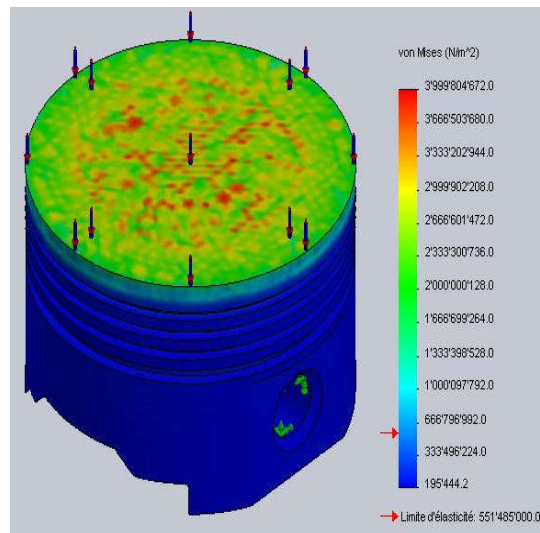


Figure IV.13 : *contrainte du piston en Fonte ductile*

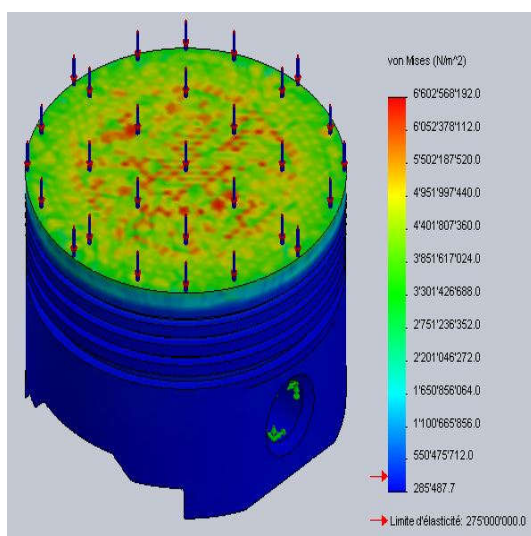


Figure IV.14 : *contrainte du piston en Acier allié (18Cr Mo4)*

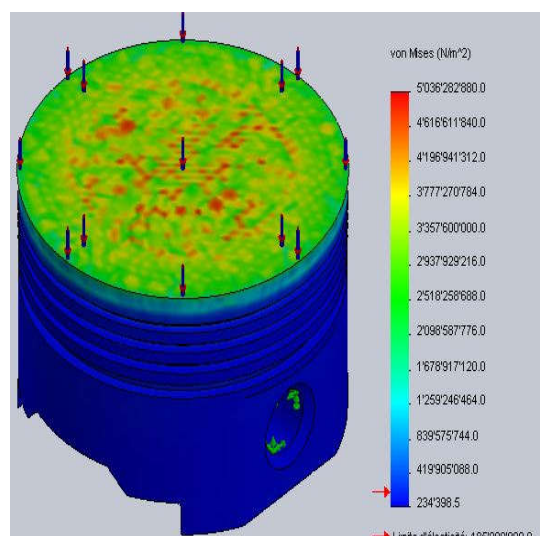


Figure IV.15: *contrainte du piston en Alliage Aluminium (3003-H18)*

Lorsque la charge thermique appliquée à la tête du piston change sur chaque métal, la même propagation est observée dans tous les métaux, la valeur des contraintes maximales variant. Par conséquent, la tête du piston est plus sensible aux contraintes thermiques *comme indiqué dans les figures (IV.8), figure (IV.9), figure (IV.10) ,figure (IV.11), figure (IV.12), figure (IV.13) ,figure (IV.14), figure (IV.15).*

Les valeurs des contraintes représentent selon le tableau (IV.2)

Tableau IV.2 : les Valeurs des contraintes pour les 4 matériaux sans fissure

Matériaux	Acier inoxydable recuit(SS) Sans Fissure		Fonte ductile Sans Fissure		Acier allié (18Cr Mo4) Sans Fissure		Alliage Aluminium (3003-H18) Sans Fissure	
	886	2659	886	2659	886	2659	886	2659
Contrainte (N/m ²)	1.06E+05	4.39E+05	4.75E+04	195444.2	7.07E+04	265487.7	5.52E+04	2.34E+05
	1.91E+08	7.64E+08	8.32E+07	3.33E+08	1.37E+08	5.50E+08	1.05E+08	4.20E+08
	3.81E+08	1.53E+09	1.66E+08	6.67E+08	2.75E+08	1.10E+09	2.10E+08	8.40E+08
	5.72E+08	2.29E+09	2.50E+08	1.00E+09	4.12E+08	1.65E+09	3.15E+08	1.26E+09
	7.63E+08	3.05E+09	3.33E+08	1.33E+09	5.49E+08	2.201E+09	4.20E+08	1.679E+09
	9.54E+08	3.82E+09	4.16E+08	1.67E+09	6.87E+08	2.751E+09	5.25E+08	2.099E+09
	1.14E+09	4.58E+09	4.99E+08	2.00E+09	8.24E+08	3.301E+09	6.30E+08	2.518E+09
	1.33E+09	5.34E+09	5.82E+08	2.33E+09	9.61E+08	3.852E+09	7.35E+08	2.938E+09
	1.53E+09	6.11E+09	6.65E+08	2.67E+09	1.10E+09	4.402E+09	8.41E+08	3.358E+09
	1.72E+09	6.87E+09	7.49E+08	3.00E+09	1.24E+09	4.952E+09	9.46E+08	3.777E+09
	1.91E+09	7.63E+09	8.32E+08	3.33E+09	1.37E+09	5.502E+09	1.05E+09	4.197E+09
	2.10E+09	8.40E+09	9.15E+08	3.67E+09	1.51E+09	6.052E+09	1.16E+09	4.617E+09
	2.29E+09	9.16E+09	9.98E+08	4.00E+09	1.65E+09	6.603E+09	1.26E+09	5.036E+09

IV.8.3. Etude de piston avec fissure

IV.8.3.a. Créer une fissure sur le tête du piston

Nous avons créé une fissure au niveau de la tête du piston Avec les dimensions suivantes (Longueur : 60 mm , Largeur : 0.5 mm , Profondeur : 0.5 mm) , et d'obtenir cette faille a suivi les étapes suivantes :

IV.8.3.b. Etape 1 : Dessin de la fissure

Sélectionnez la surface pour créer une fissure et ensuite nous créons la fissure comme indiqué dans l'image(IV.16):

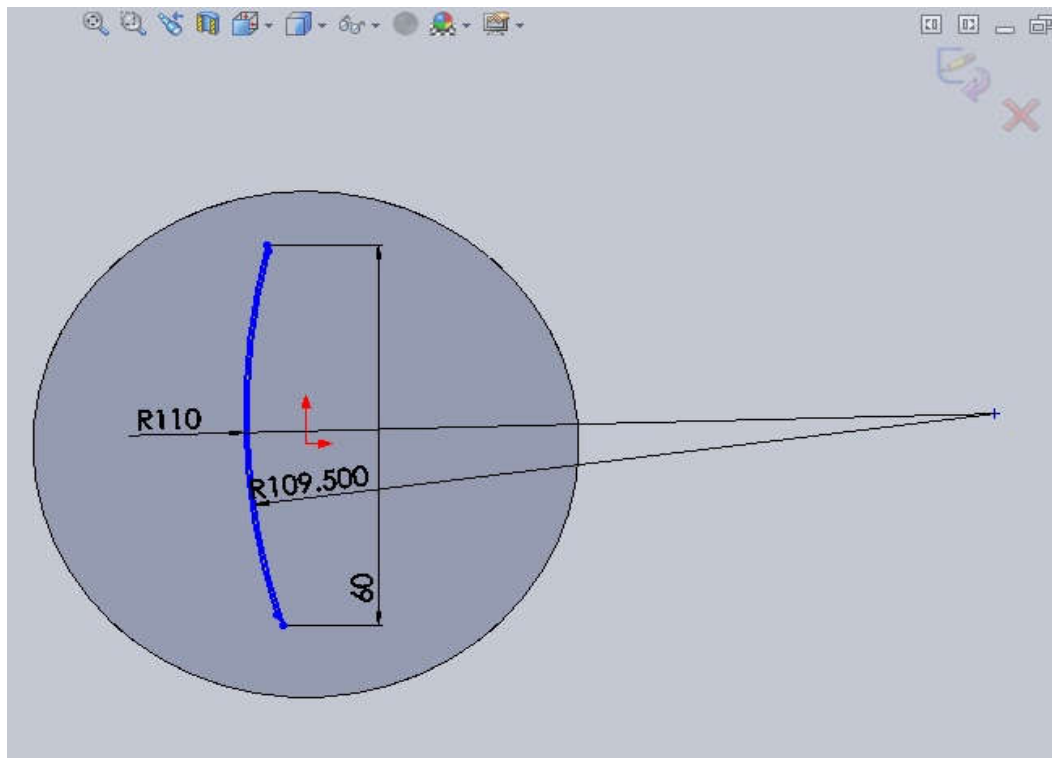


Figure IV.16 : Dessin du fissure

IV.8.3.c. Etape 2 : la Forme de fissure en 3D

Créer la fissure et le convertissement de la conception 2D à la conception 3D et en utilisant l'outil pour enlever le matériau comme indiqué dans la figure(IV.17).

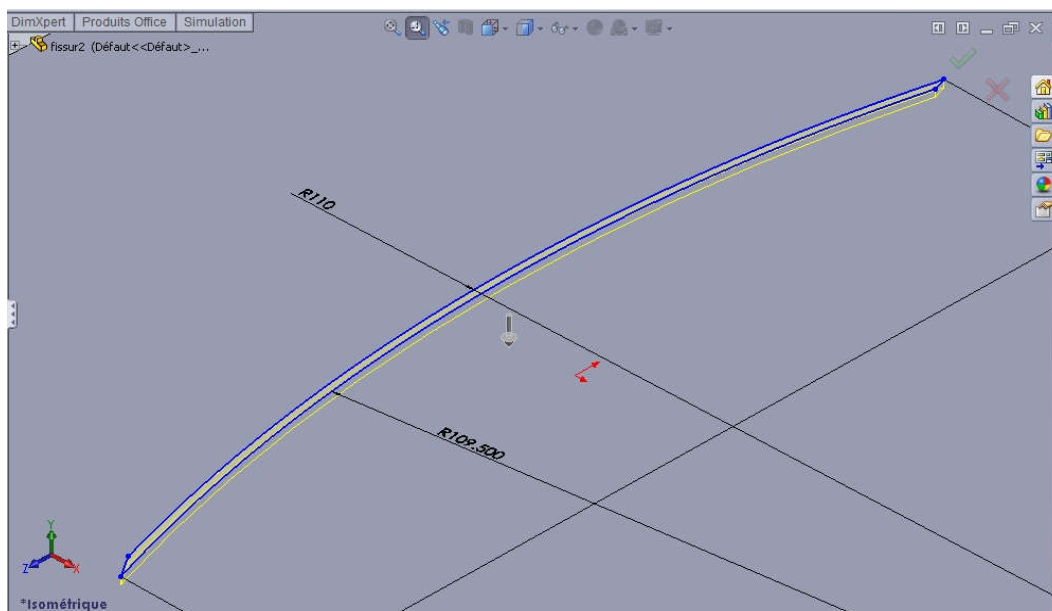


Figure IV.17 : Conception de fissure

Après les étapes de construction, on obtient la forme finale du piston avec fissure à niveau de la tête, la figure(IV.18) représente une vue de trois quarts de piston sur sa forme finale.

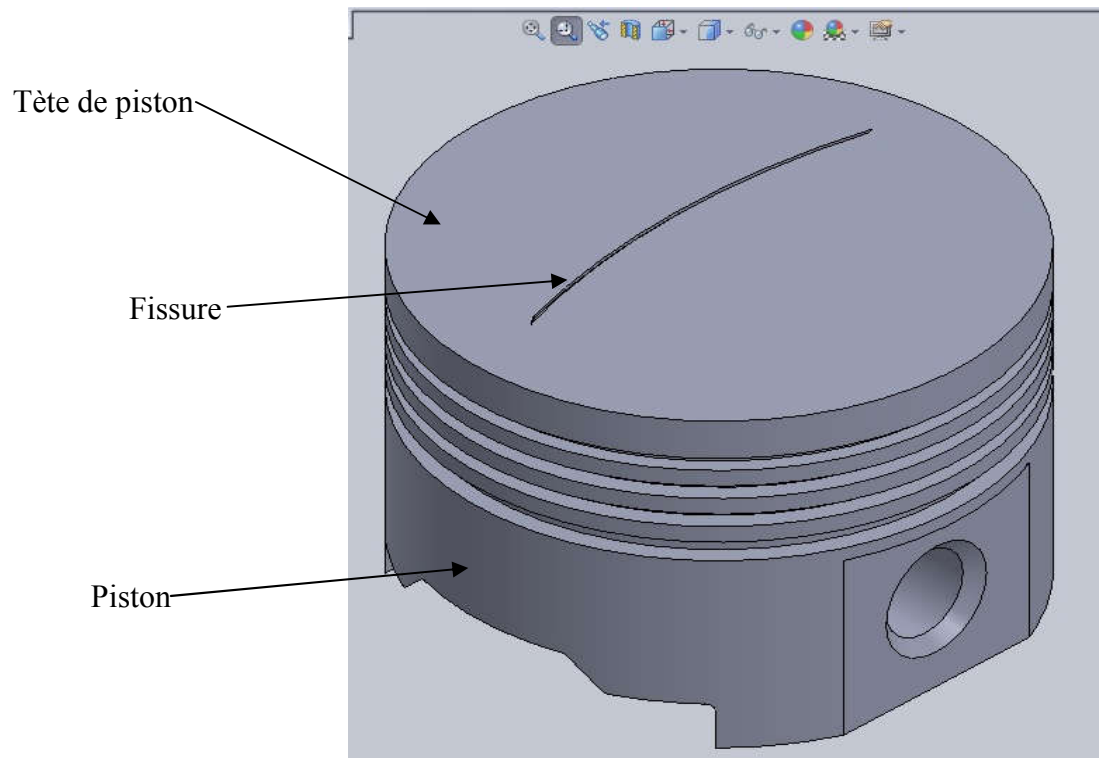


Figure IV.18 : *Piston fissuré*

IV.8.4. Etude de piston avec fissure sous l'effet de température 886 K

Après avoir appliqué une charge thermique de 886 K et une pression de 44,31ATM sur la tête du piston et en changeant le matériau de fabrication du piston à chaque fois, nous observons les résultats suivants :

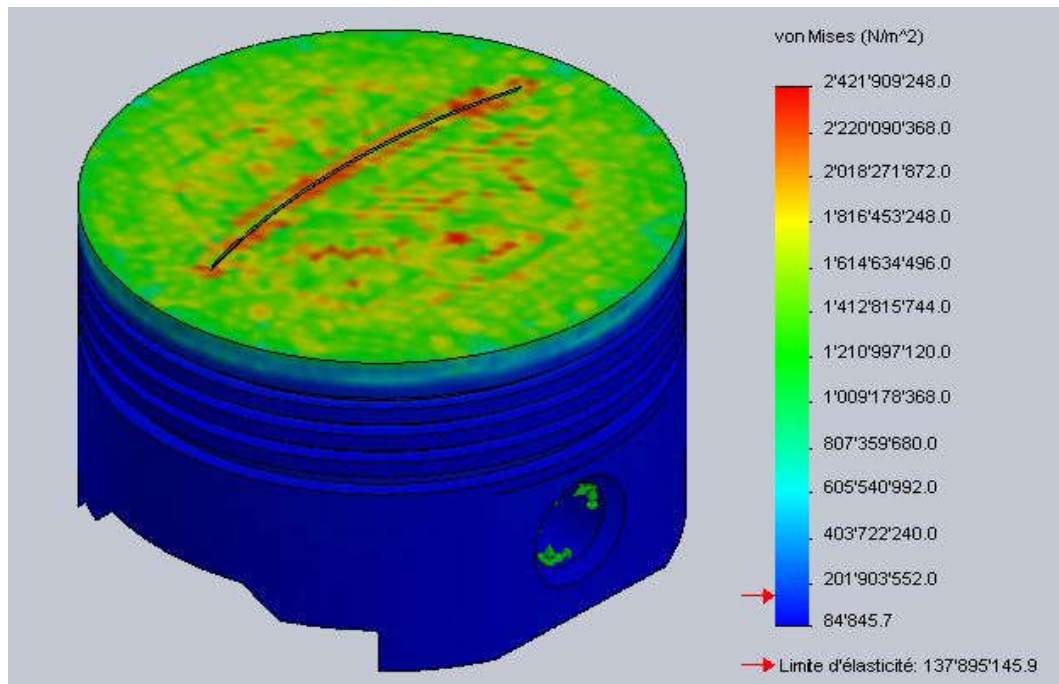


Figure IV.19 : Les valeurs des contraintes thermiques (Acier inoxydable recuit(SS))

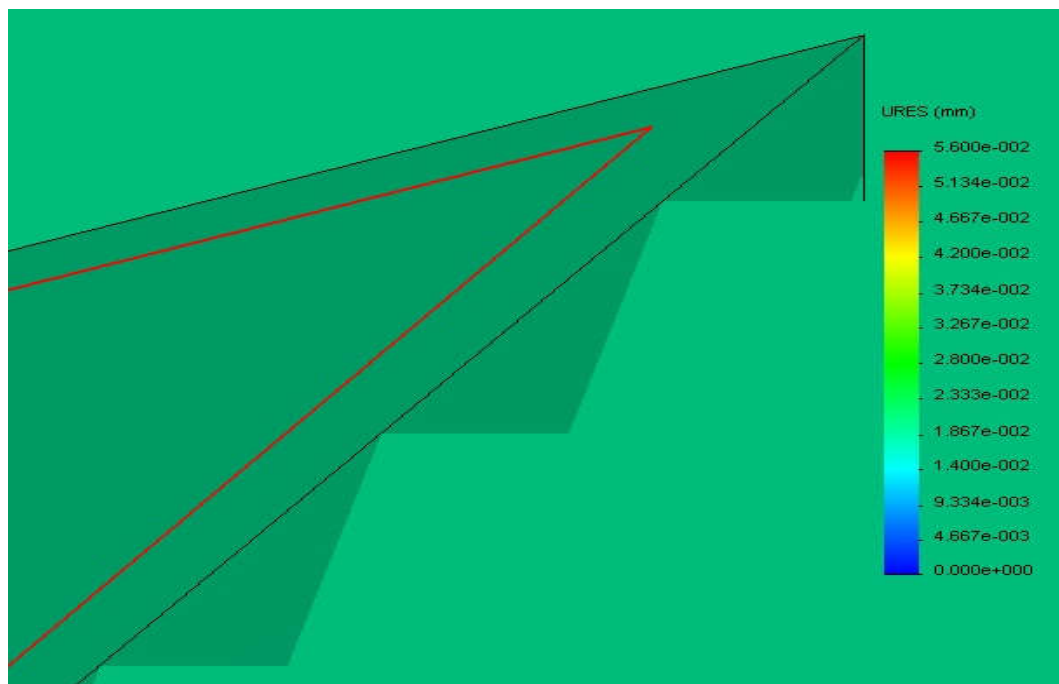


Figure IV.20 : les valeurs des Déplacements de la fissure (Acier inoxydable recuit(SS))

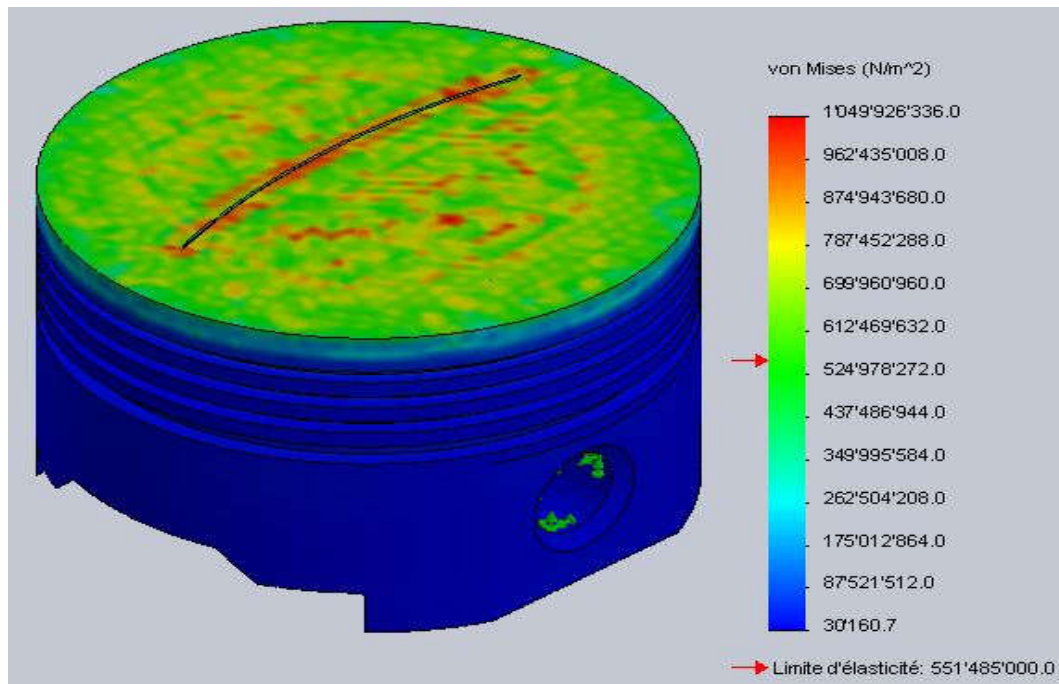


Figure IV.21 : Les valeurs des contraintes thermiques (Fonte ductile)

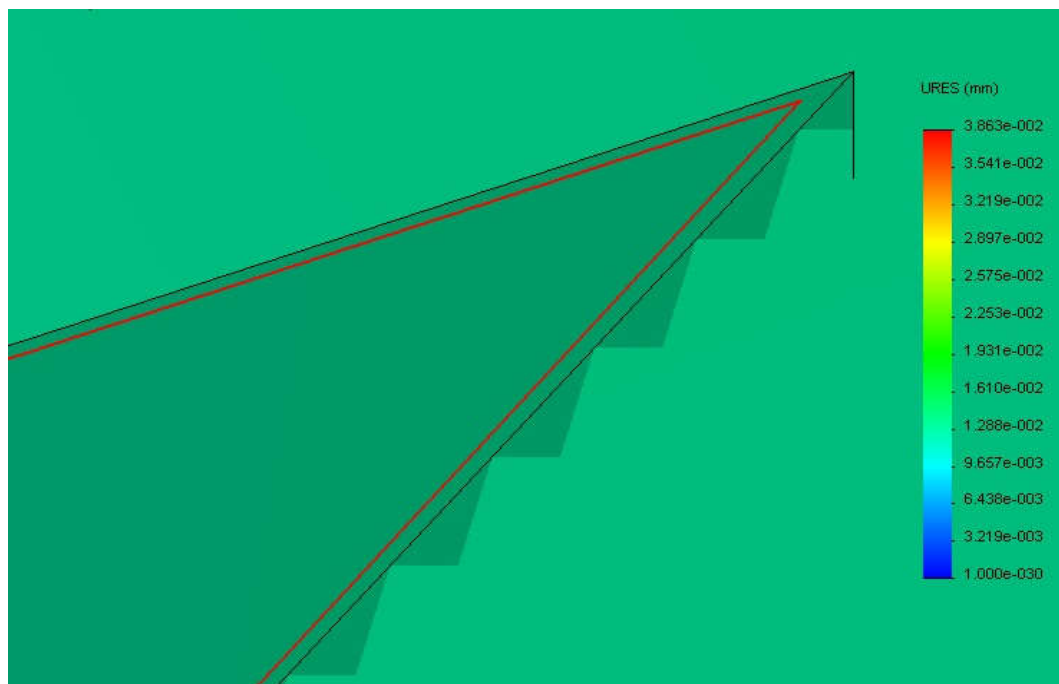


Figure IV.22 : Les valeurs des Déplacements de la fissure (Fonte ductile)

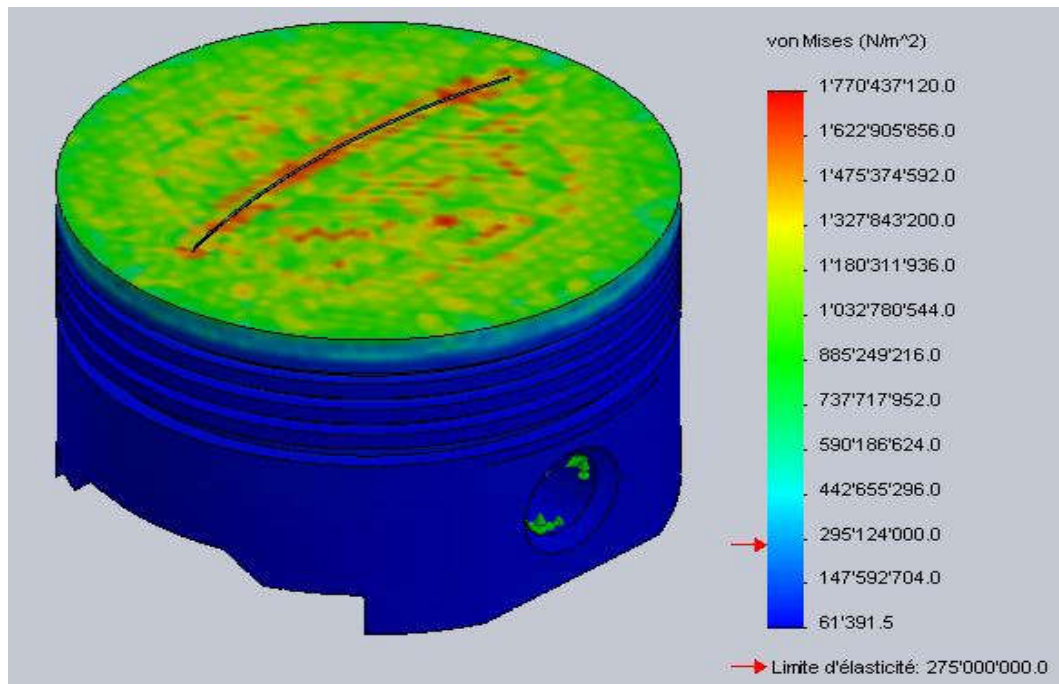


Figure IV.23 : Les valeurs des contraintes thermiques (Acier allié (18Cr Mo4))

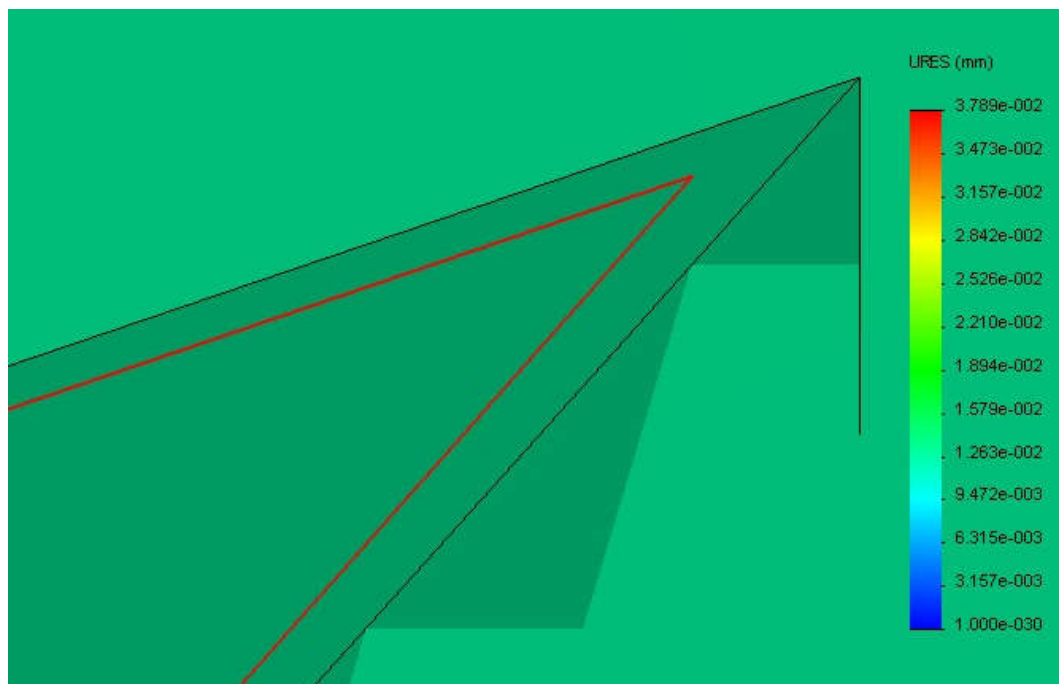


Figure IV.24 : Les valeurs des Déplacements de la fissure (Acier allié (18Cr Mo4))

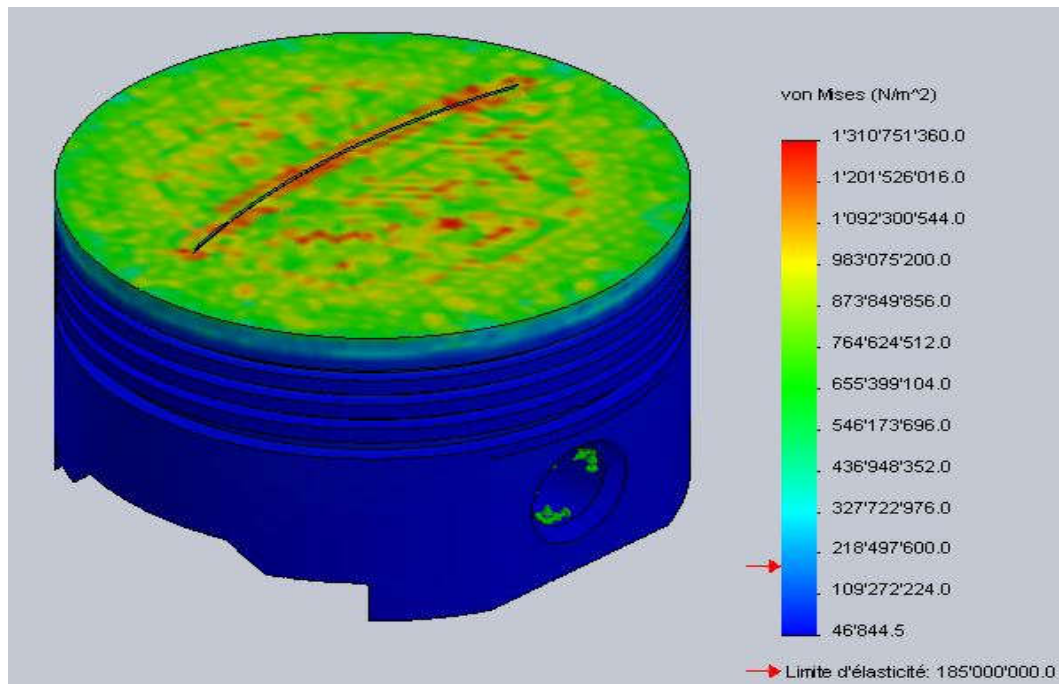


Figure IV.25: Les valeurs des contraintes thermiques
(Alliage Aluminium (3003-H18))

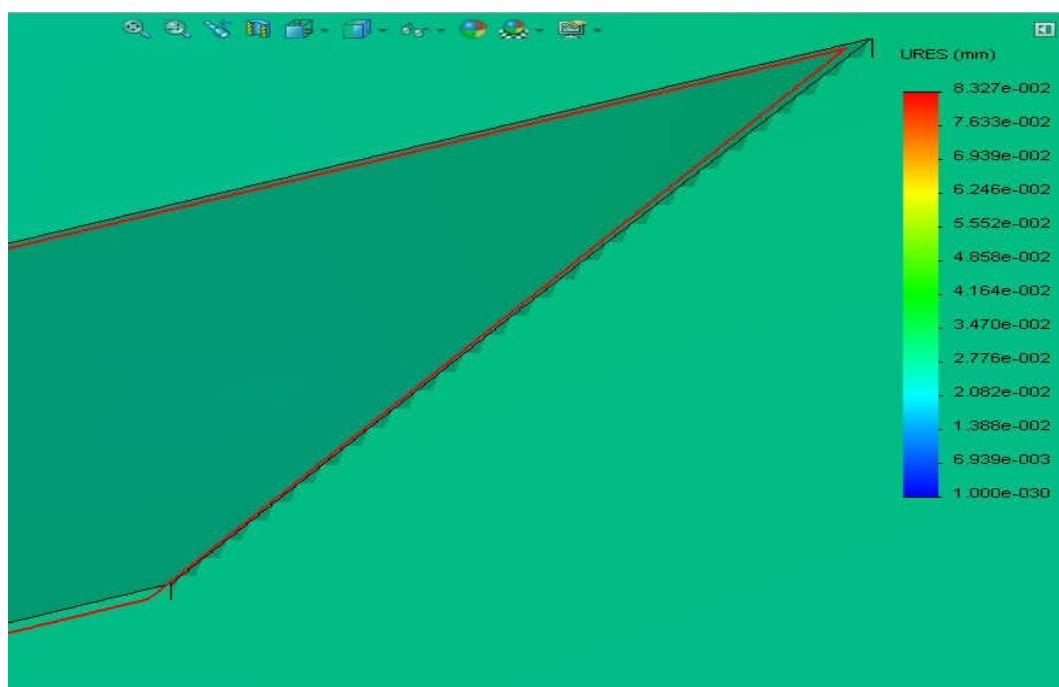


Figure IV.26 : Les valeurs des Déplacements de la fissure
(Alliage Aluminium (3003-H18))

Après l'application de la charge thermique de 886 K et changeait le métal chaque fois que nous notons que la contrainte maximale entoure les fissures avec des rapports variables dans chaque métal et la charge thermique a été affectée sur la fissure et compensée par une certaine valeur selon chaque métal représenté dans les figures (IV.19),(IV.20), (IV.21) , (IV.22),(IV.23), (IV.24) ,(IV.25), (IV.26) . .

IV.8.5. Etude de piston avec fissure sous l'effet de température 2659 K

Après avoir appliqué une charge thermique de 2659 K et une pression de 44,31 ATM sur la tête du piston et en changeant le matériau de fabrication du piston à chaque fois, nous observons les résultats suivants:

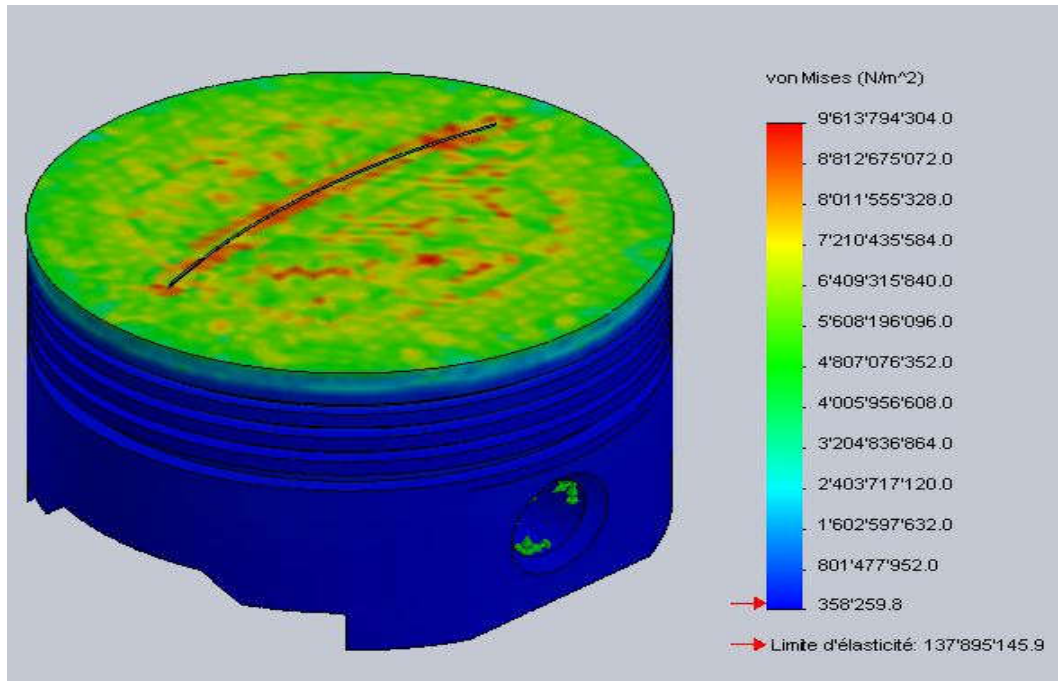


Figure IV.27 : Les valeurs des contraintes thermiques (Acier inoxydable recuit(SS))

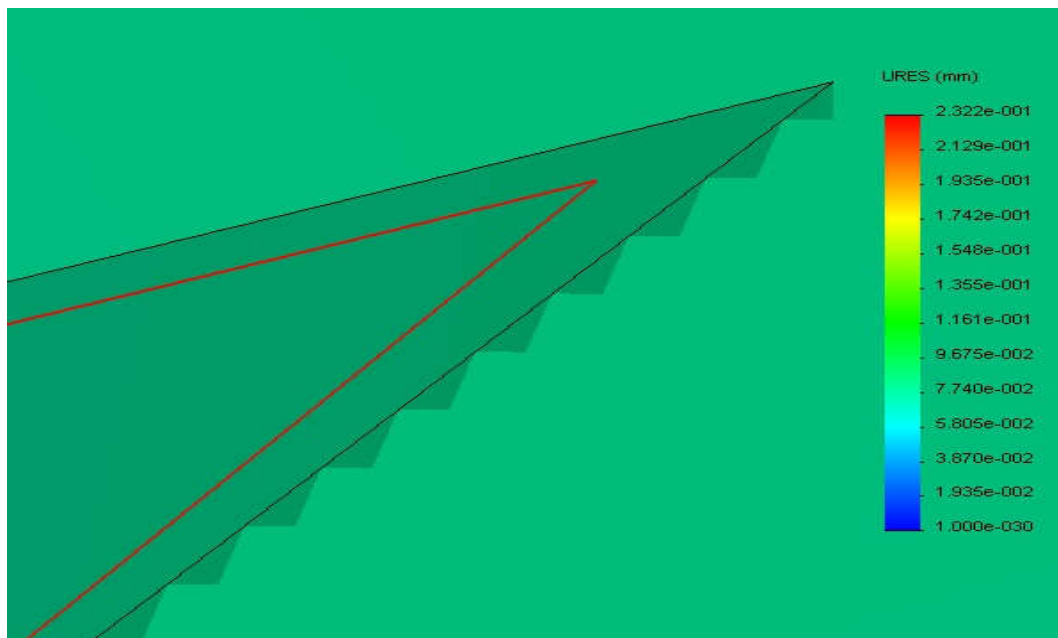


Figure IV.28 : Les valeurs des Déplacements de la fissure (Acier inoxydable recuit(SS))

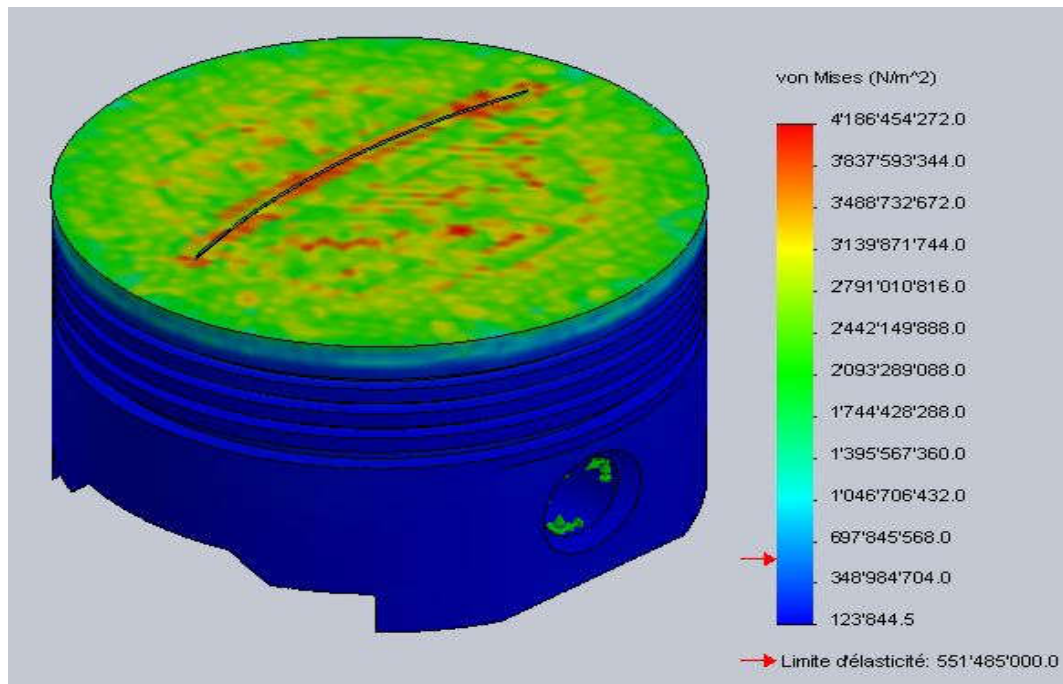


Figure IV.29 : Les valeurs des contraintes thermiques (Fonte ductile)

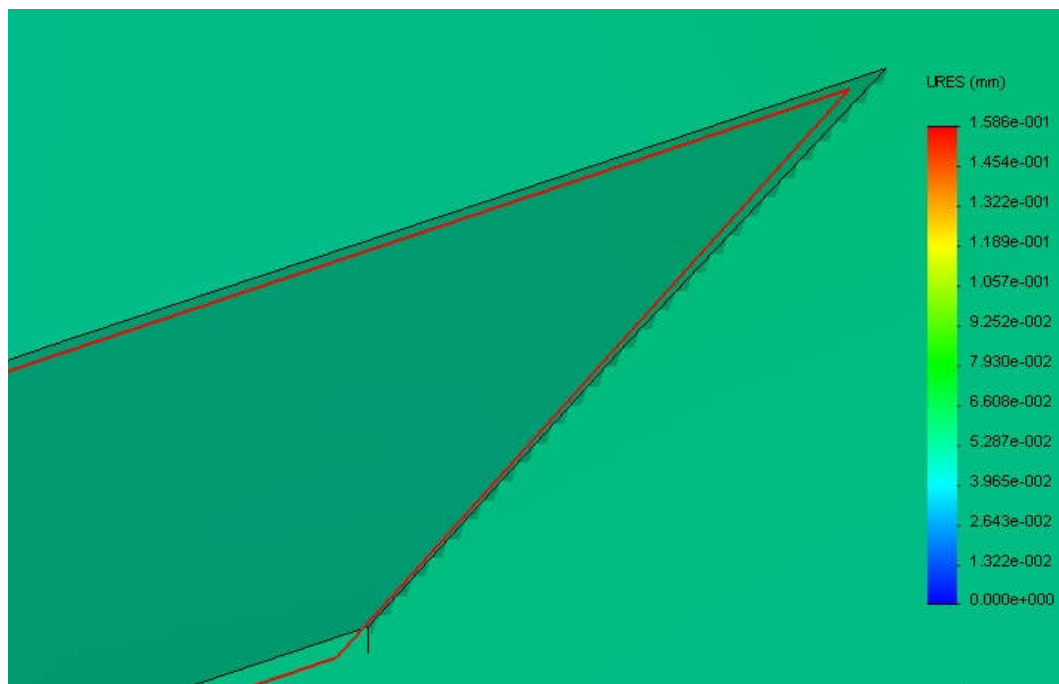


Figure IV.30 : Les valeurs des Déplacements de la fissure (Fonte ductile)

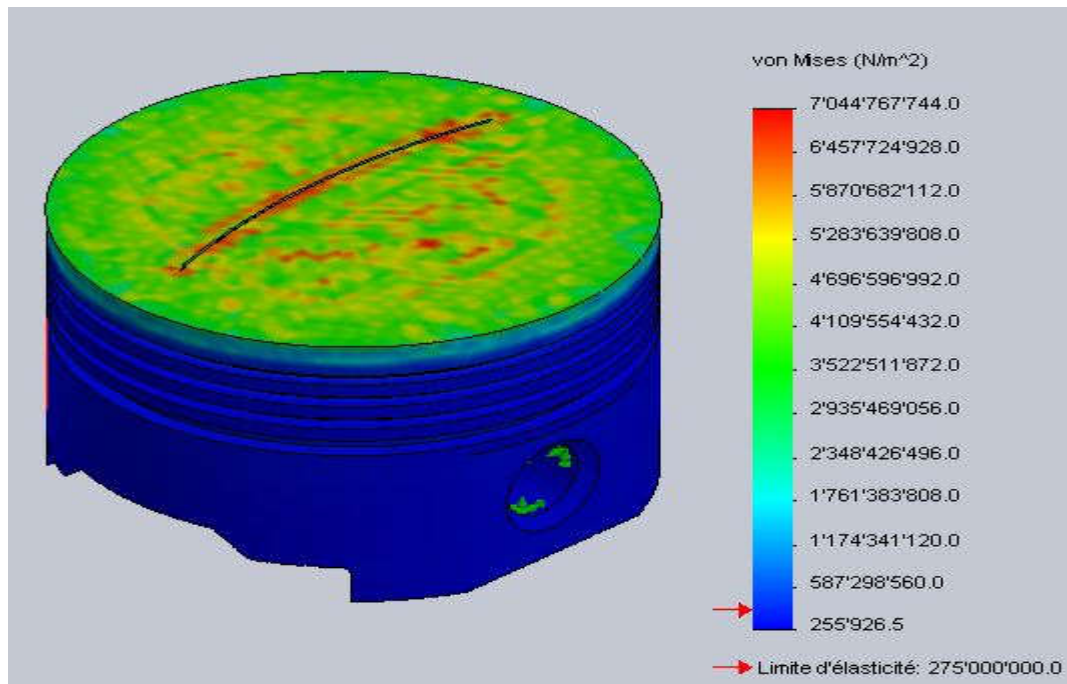


Figure IV.31 :Les contraintes thermiques Acier allié (18Cr Mo4)

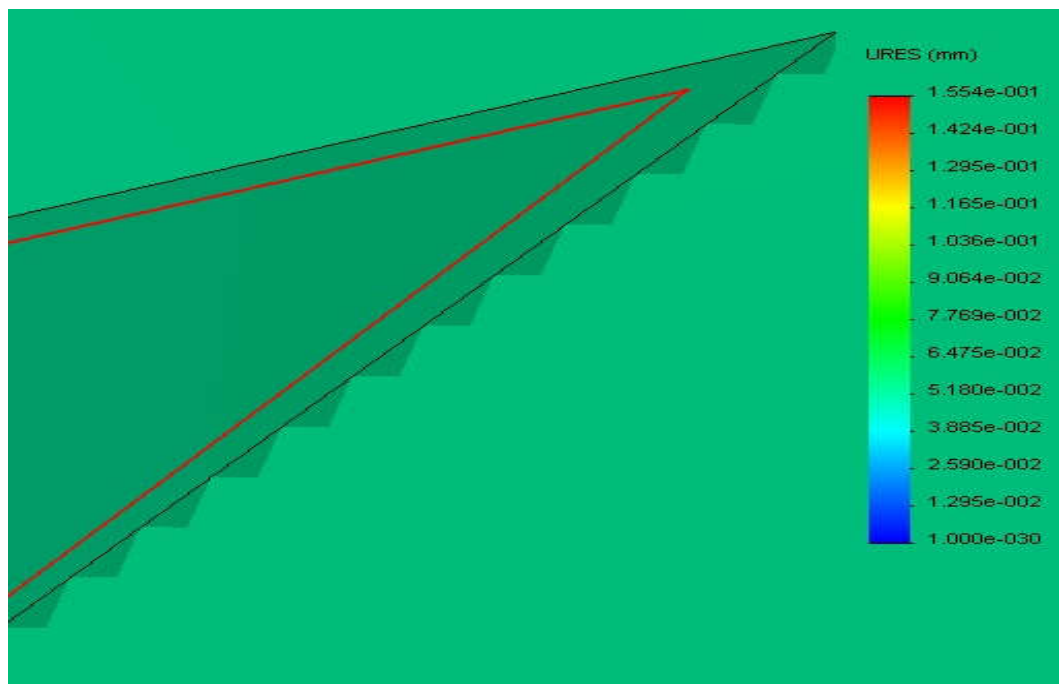


Figure IV.32 :Déplacement de la fissure (Acier allié (18Cr Mo4))

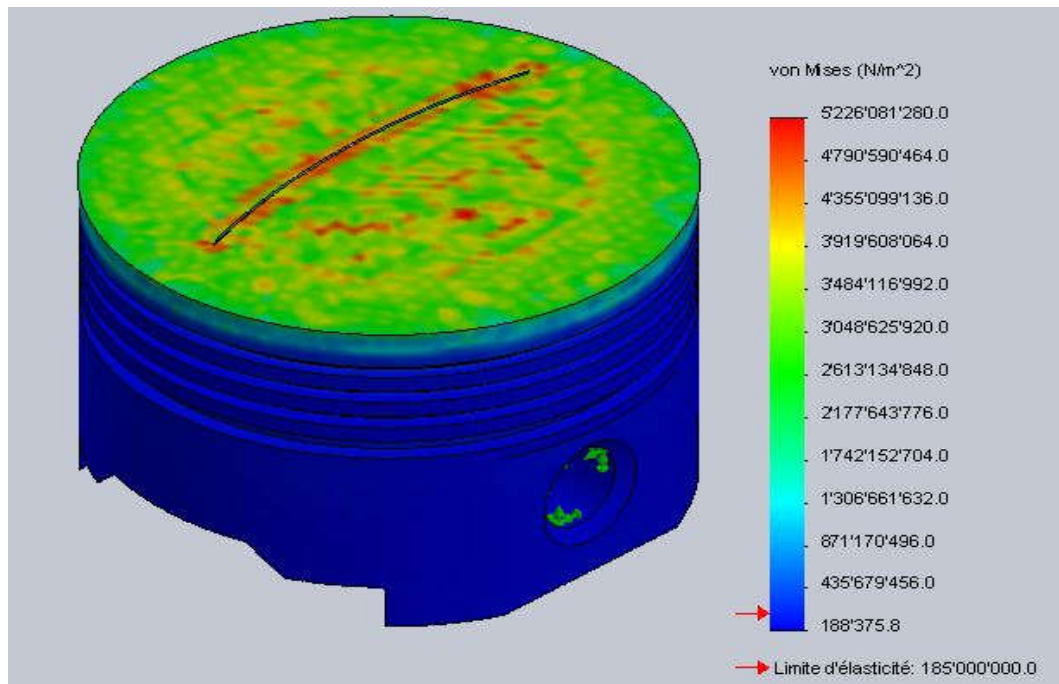


Figure IV.33 : Les contraintes thermiques (alliage Aluminium (3003-H18))

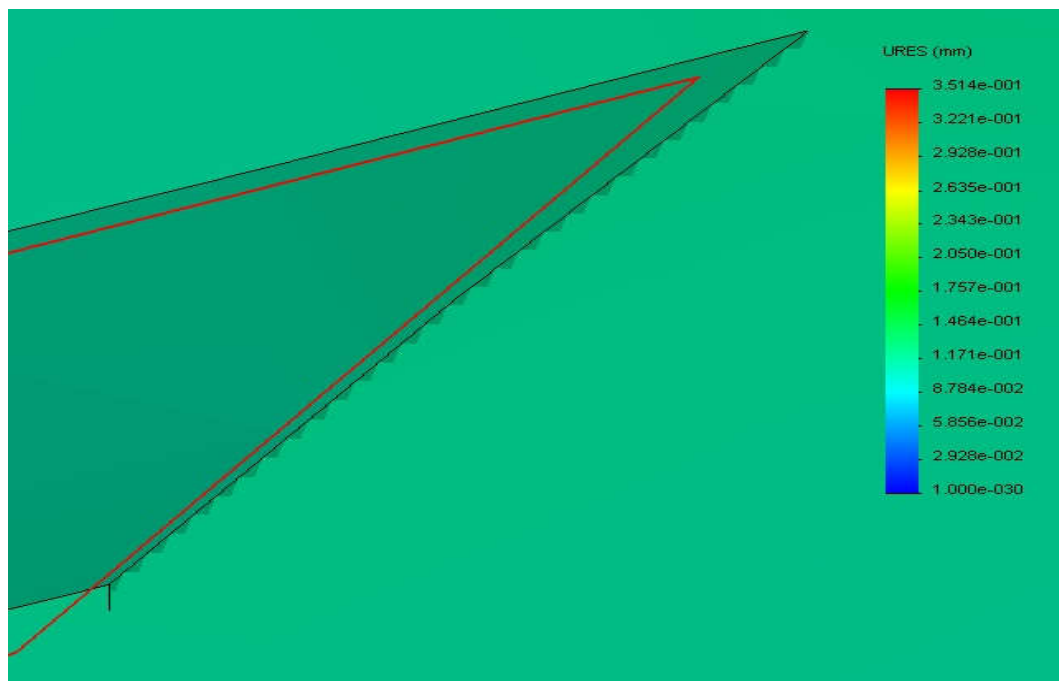


Figure IV.34 : Les valeurs des Déplacements de la fissure
(alliage Aluminium (3003-H18))

Après l'application de la charge thermique de 2659 K sur les quatre matériaux précédents, on remarque les mêmes observations dans la première partie de la simulation, mais nous observons une augmentation de la valeur des contraintes dans chaque métal des quatre métaux autour de contour de la fissure. Comme la valeur du déplacement de la fissure augmente avec la charge thermique et la direction de

déplacement varie en fonction du métal représenté dans les figures (IV.27).(IV.28) (IV.29) . (IV.30) . (IV.31) . (IV.32) . (IV.33) . (IV.34) .

Après la simulation l'appliquait de la charge thermique et affectée également dans le comportement de la fissure sur la tête du piston représenté sur les tableaux ci-dessous, tableau (IV.3), (IV.4) .

Tableau IV.3 : Les Valeurs des contraintes pour les 4 matériaux avec fissure

Matériaux	Acier inoxydable recuit(SS) Avec Fissure		Fonte ductile Avec Fissure		Acier allié (18Cr Mo4) Avec Fissure		Alliage Aluminium (3003-H18) Avec Fissure	
	886	2659	886	2659	886	2659	886	2659
Contrainte (N/m ²)	84845.7	358259.8	30160.7	123844.5	61391.5	255926.5	46844.5	188375.8
	2.02E+08	8.01E+08	87521512	348984704	1.48E+08	587298560	109272224	435679456
	4.04E+08	1.6E+09	1.75E+08	697845568	2.95E+08	1.174E+09	218497600	871170496
	6.06E+08	2.4E+09	2.63E+08	1.047E+09	4.43E+08	1.761E+09	327722976	1.307E+09
	8.07E+08	3.2E+09	3.5E+08	1.396E+09	5.9E+08	2.348E+09	436948352	1.742E+09
	1.01E+09	4.01E+09	4.37E+08	1.744E+09	7.38E+08	2.935E+09	546173696	2.178E+09
	1.21E+09	4.81E+09	5.25E+08	2.093E+09	8.85E+08	3.523E+09	655399104	2.613E+09
	1.41E+09	5.61E+09	6.12E+08	2.442E+09	1.03E+09	4.11E+09	764624512	3.049E+09
	1.61E+09	6.41E+09	7E+08	2.791E+09	1.18E+09	4.697E+09	873849856	3.484E+09
	1.82E+09	7.21E+09	7.87E+08	3.14E+09	1.33E+09	5.284E+09	983075200	3.92E+09
	2.02E+09	8.01E+09	8.75E+08	3.489E+09	1.48E+09	5.871E+09	1.092E+09	4.355E+09
	2.22E+09	8.81E+09	9.62E+08	3.838E+09	1.62E+09	6.458E+09	1.202E+09	4.791E+09
	2.42E+09	9.61E+09	1.05E+09	4.186E+09	1.77E+09	7.045E+09	1.311E+09	5.226E+09

Les contraintes de piston sans fissures et contraintes de piston dans chaque charge thermique par les colonnes de graphiques. Nous obtenons les figurons (IV.35) , (IV.36).

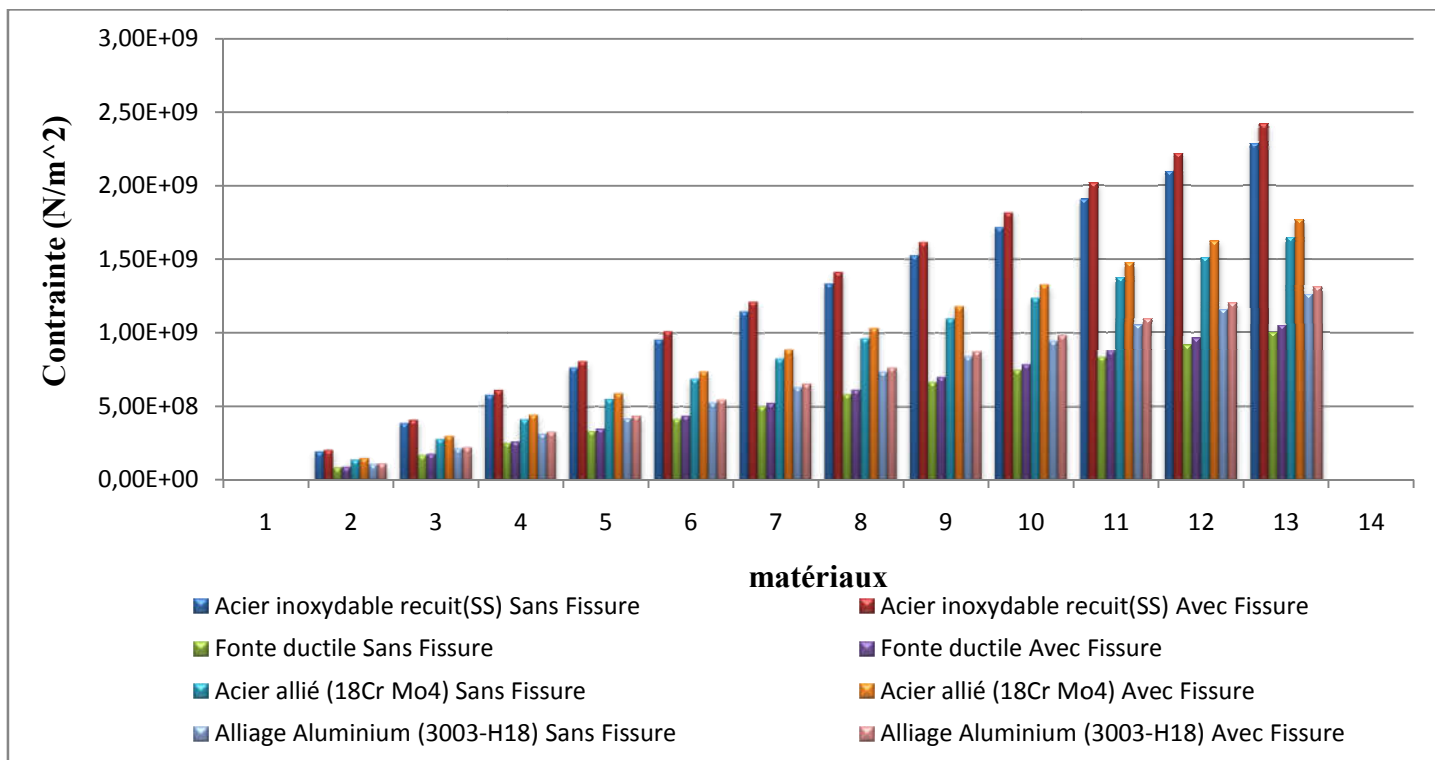


Figure IV.35 : Les Valeurs des contraintes pour les 4 matériaux sans fissure et avec fissure sous l'effet d'une charge thermique de 886K

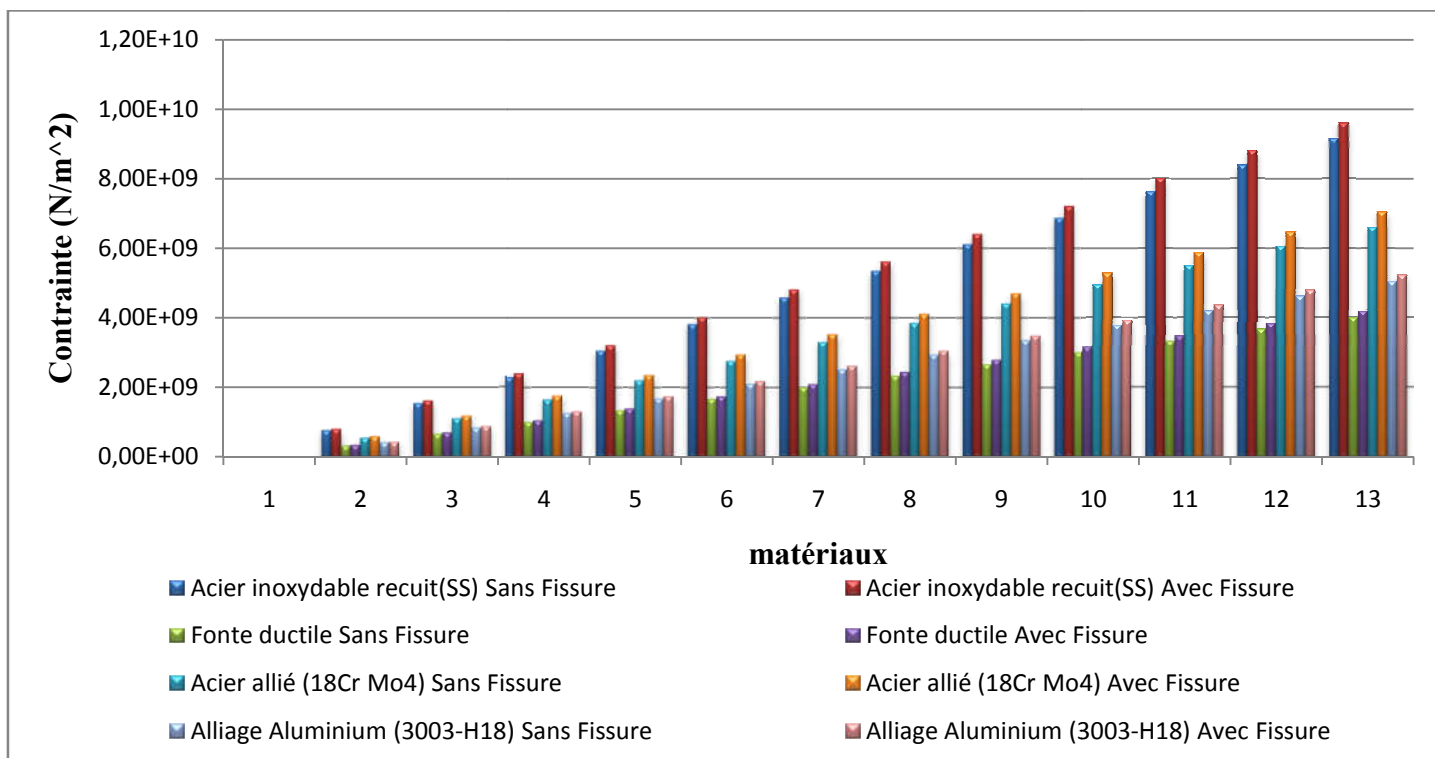


Figure IV.36 : Les Valeurs des contraintes pour les 4 matériaux sans fissure et avec fissure sous l'effet d'une charge thermique de 2659K

En remarquons que les contraintes dans le piston fissuré sont augmentées par rapport le piston sans fissure. Quand la fissure sur la tête de piston plus sensible aux contraintes thermiques.

Tableau IV.4 : Les Valeurs des Déplacements de la fissure pour les 4 matériaux

Matériaux	Acier inoxydable recuit(SS)		Fonte ductile		Acier allié (18Cr Mo4)		Alliage Aluminium (3003-H18)	
	886	2659	886	2659	886	2659	886	2659
Déplacement de la fissure (mm)	0.00E+00	1.00E-03	1.00E-03	0	1.00E-03	1.00E-03	1.00E-03	1.00E-03
	4.67E-03	1.94E-02	3.22E-03	1.32E-02	3.16E-03	1.30E-02	6.94E-03	2.92E-02
	9.33E-03	3.87E-02	6.44E-03	2.64E-02	6.32E-03	2.59E-02	1.39E-02	5.86E-02
	1.40E-02	5.81E-02	9.66E-03	3.97E-02	9.47E-03	3.89E-02	2.08E-02	8.78E-02
	1.87E-02	7.74E-02	1.29E-02	5.29E-02	1.26E-02	5.18E-02	2.78E-02	1.17E-01
	2.33E-02	9.68E-02	1.61E-02	6.61E-02	1.58E-02	6.48E-02	3.47E-02	1.46E-01
	2.80E-02	1.16E-01	1.93E-02	7.93E-02	1.89E-02	7.77E-02	4.16E-02	1.76E-01
	3.27E-02	1.36E-01	2.25E-02	9.25E-02	2.21E-02	9.06E-02	4.86E-02	2.05E-01
	3.73E-02	1.55E-01	2.58E-02	1.06E-01	2.53E-02	1.04E-01	5.55E-02	2.34E-01
	4.20E-02	1.74E-01	2.90E-02	1.19E-01	2.84E-02	1.17E-01	6.25E-02	2.64E-01
	4.67E-02	1.94E-01	3.22E-02	1.32E-01	3.16E-02	1.30E-01	6.94E-02	2.93E-01
	5.13E-02	2.13E-01	3.54E-02	1.45E-01	3.47E-02	1.42E-01	7.63E-02	3.22E-01
	5.60E-02	2.32E-01	3.86E-02	1.59E-01	3.79E-02	1.55E-01	8.33E-02	3.51E-01

La relation entre les contraintes et le déplacement de la fissure ainsi que la mesure dans 4 métaux est affectée par la charge thermique. représente dans les figures (IV.37) .(IV.38).

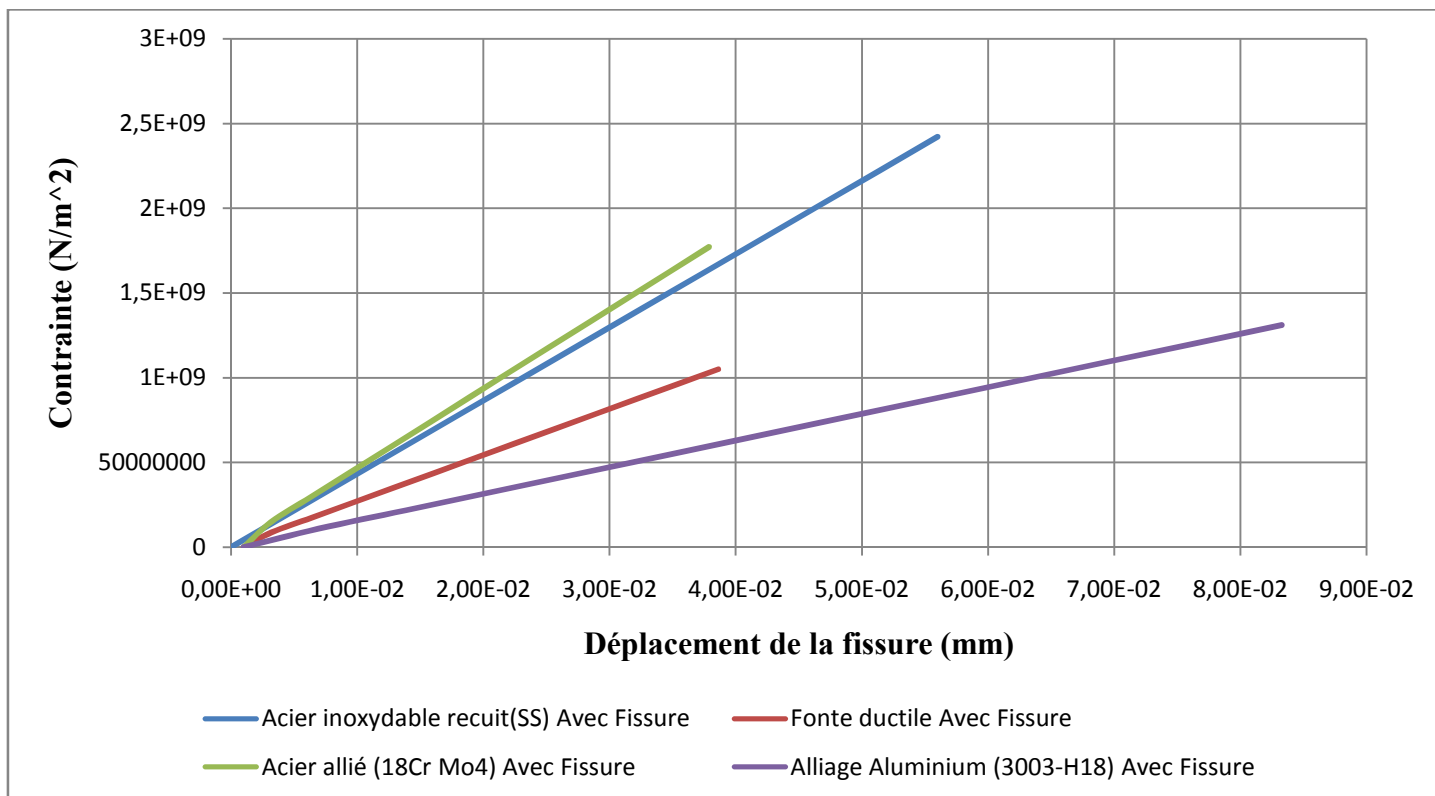


Figure IV.37 : La variation du Déplacements de la fissure En fonction de contraintes sous l'effet d'une charge thermique de 886K

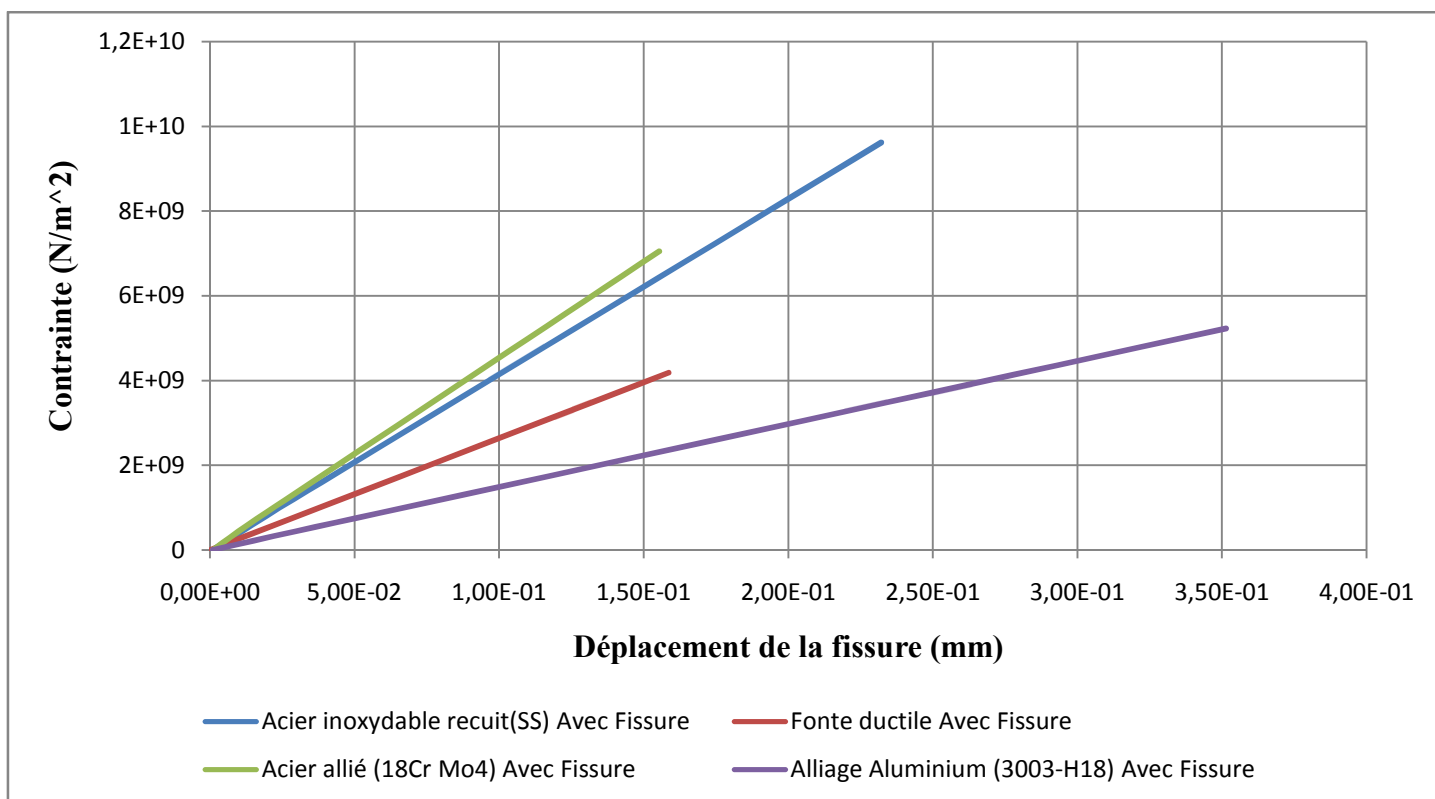


Figure IV.38 : La variation du Déplacements de la fissure En fonction de contraintes sous l'effet d'une charge thermique de 2659K

Le déplacement de la fissure augmente avec l'augmentation des contraintes. De plus, on constate que le piston en acier inoxydable recuit(SS) et *alliage aluminium* (3003-H18) sont plus affectés par la charge thermique. représente dans les figures ci-dessus

Conclusion générale

Cette étude est une contribution très significative à la modélisation de piston pour l'analyse par élément fini de l'effet de charge thermique.

Le travail présenté ici visait à déterminer les températures dans le piston ainsi que la température maximale qui affecte considérablement les propriétés du matériau.

Nous pouvons dire que les résultats obtenus permettent de mieux comprendre le comportement du piston dans des conditions du fonctionnement différent et de contribuer à la meilleure conception géométrique des pistons. Ainsi cette étude nous a permis d'apprécier l'importance du profil de la tête du piston dans un moteur diesel à injection directe.

La modélisation du piston étudié, la distribution du maillage, ainsi que l'analyse de sensibilité effectuée pour obtenir la taille optimale de l'élément, déterminent l'exactitude et la précision de la solution obtenue..

Cette température augmente la vulnérabilité à la fissuration des têtes de piston, compte tenu du niveau élevé des contraintes.

On a déterminé les valeurs maximales des contraintes dans le but d'apprécier le comportement du matériau. Ce qui nous permet de sélectionner le matériau le plus adéquat.

La comparaison des contraintes des différents matériaux, nous a permis aussi de voir le piston le moins sollicité et par conséquent le plus performant.

Le déplacement maximal de la fissure et le comportement de la fissure sur le dessus du piston dans chaque métal des quatre métaux et le choix du meilleur métal.

Références bibliographiques

- [1] Xiwen Deng, Jilin Leia, Jun Wen, Zhigao Wen, Lizhong Shen Multi-objective optimization of cooling galleries inside pistons of a diesel engine Applied Thermal Engineering, Volume 132, 5 March 2018, Pages 441-449
- [2] Markus Söderfjäll , Hubert M.Herbst, Roland Larsson, Andreas Almqvist Influence on friction from piston ring design, cylinder liner roughness and lubricant properties, Volume 116, December 2017, Pages 272-284
- [3] M.Wang , J.C.Pang, M.X.Zhang, H.Q.Liu, S.X.Li , Z.F.Zhang Thermo-mechanical fatigue behavior and life prediction of the Al-Si piston alloy Materials Science and Engineering: A Volume 715, 7 February 2018, Pages 62-72
- [4] Hui Dai , Ronghua Huang , Guiquan Li , Jie Tang, Sheng Huang Memory test system for piston steady-state temperature measurement Applied Thermal Engineering Volume 110, 5 January 2017, Pages 436-441
- [5] Yaohui Lu , Xing Zhang , Penglin Xiang , Dawei Dong Analysis of thermal temperature fields and thermal stress under steady temperature field of diesel engine piston Applied Thermal Engineering Volume 113, 25 February 2017, Pages 796-812
- [6] N.Yu.Dudareva , R.D.Enikeev , V.Yu.Ivanov Thermal Protection of Internal Combustion Engines Pistons Procedia Engineering Volume 206, 2017, Pages 1382-1387
- [7] Ravindra Gehlot , Brajesh Tripathi Thermal analysis of holes created on ceramic coating for diesel engine piston Case Studies in Thermal Engineering Volume 8, September 2016, Pages 291-299
- [8] F.Szmytka , M.Salem , F.Rézaï-Aria , A.Oudin Thermal fatigue analysis of automotive Diesel piston: Experimental procedure and numerical protocol International Journal of Fatigue Volume 73, April 2015, Pages 48-57
- [9] Y.Rozhdestvensky , E.Lazarev , A.Doikin Effect of the Heat Insulating Coating of the Piston Crown on Characteristics of the “Piston-Cylinder Liner” Pair Procedia Engineering Volume 150, 2016, Pages 541-546
- [10] Zhenfeng Zhao , Shan Wang , Shuanlu Zhang , Fujun Zhang Thermodynamic and energy saving benefits of hydraulic free-piston engines Energy Volume 102, 1 May 2016, Pages 650-659
- [11] Etude de la Sensibilité des Paramètres de Transferts Thermiques Conductifs Appliquée sur un Moteur à Combustion Interne Ecole Nationale Polytechnique d'Alger Septembre 2006
- [12] Woshni G., ‘ A univertally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine’, SAE paper N° 670931, 1967.

- [13] A.Benhamou « Analyse de l'influence de la forme de la tête du piston d'un moteur diesel a injection directe sur les contraintes mécanique par éléments finis » 17ème Congrès Français de Mécanique Troyes, septembre 2005
- [14] Furuhami S. and Suzuki H. "Temperature distribution of piston ring and piston in high speed Diesel Engine" Bulletin of the JSME, Volume 22, N°174, pp. 1979, 1996
- [15] M.TAHAR ABBES, M. HADJ MILOUD, P. MASPEYROT « un modèle global de piston de moteur a combustion interne partie III- le modèle thermique » XVème Congrès Français de Mécanique, septembre 2001.
- [16] Joyce MR. Styles CM. Reed PAS. Elevated temperature short crack fatigue. Int J Fatigue 2003
- [17] MAHLE. Pistons for high loaded direct injection diesel engines. Technical Information, p. 12.
- [18] KS service type and information. piston damages; recognizing and rectifying
- [19] MAHL; driven by performance. Part engine and filters 'defects, causes, and remedies'
- [20] Köster A., Fleury E., Vasseur E. and Remy L. Thermal-Mechanical Fatigue Testing, Automation in Fatigue and Fracture : Testing and Analysis, ASTM STP 1231, C. Amzallag, Ed., American Society for Testing and Materials, Philadelphia, 1994, pp. 563-580.
- [21] F. S. Silva. Fatigue on engine piston- A compendium of case studies. Engineering failure analysis (2005) 480-492.
- [22] P. ARQUÈS, « Moteurs Alternatifs À Combustion Interne », Masson 1987.
- [23] M. LEMAIRE, « Moteurs À Combustion Interne », Polycopié du cours des moteurs thermiques, École Centrale de Nantes, Nantes 2003.
- [24] M. MORKOS, « Moteurs À Combustion Interne », Polycopié du cours des moteurs thermiques, Université Libanaise, Beyrouth 2002.
- [25] R. VICHNIEVSKY, « Thermodynamique Appliquée Aux Machines », Masson & CIE, 1967.
- [26] De Vriendt B., ' La transmission de la chaleur', Vol.1 Tome 'La conduction', Gaëtan-Morin, 1982.
- [27] Özisk N., 'Heat conduction', John Wiley & Sons, 1992
- [28] Nicolas RANC ., ' Couplage thermomécanique' Technique d ingénieur, référence AF5 042,juil, 2003
- [29] Singiresu S. Rao., ' The finite element method in engineering fourth edition', Elsevier Science & Technology Books, 2004

- [30] J.N.Reddy et D.k Garthing., ' The finite element method in heat transfer and fluid dynamic', Edition C RC press 1994.
- [31] J.N. Reddy., ' Finite element method introduction', Edition Mc Graw-Hill 1993.
- [32] David .V. hutton., ' Fundamental of finite element analysis Edition MacGraw- Hill, NY 10020, New York 2004.
- [33] G.R.Liu.S. S.Quek., ' The Finite Element Method:A Practical Course', Butterworth-Heinemann, Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP,2003.
- [34] Vijaya Babu M, Krishna Kumar R, Prabhakar O, Gowri Shankar N. Fracture mechanics approaches to coating strength evaluation. Eng Fract Mech 1996 ;55(2):235–48.
- [35] Maiya P.S. Considerations of crack initiation and crack propagation in low cycle fatigue. Scripta metallurgica, 1985, 9, pp. 1141-1146
- [36] Taira S. Relationship between thermal fatigue and low-cycle fatigue at elevated temperature. ASTM STP 520, 1993, pp. 239-254.
- [37] Christian CLOS., ' Technologie des moteurs alternatifs à combustion interne'technique d'ingénieur, volume B2, 2000.
- [38] <http://ressources.univ-lemans.fr/AccesLibre/UM/Pedago/physique/02/>

ملخص

تتناول هذه الدراسة تحليل الإجهادات في مكبس محرك الاحتراق الداخلي تحت التحميل الحراري. الهدف الرئيسي من هذا العمل هو محاكاة المكبس باختلاف المواد. والغرض من هذه الدراسة هو إجراء التحليل الديناميكي الحراري على المكبس لتحديد الأحمال الحرارية المطبقة على رأس المكبس لمحرك الاحتراق الداخلي. للقيام بهذه الدراسة، قمنا بتطبيق العناصر المحدودة التي يتم تحليلها عددياً باستخدام SolidWorks.

الحل العنقدي يعطي إمكانية تحديد مناطق عناصر الشبكة بدقة التي هي أصل تدهور المكبس. الاستنتاجات التي توصلت إليها النتائج تشير إلى أن الأسباب الأكثر احتمالاً لشقوقها المبكرة تعود، إلى سوء ظروف تشغيل المحرك.

الكلمات المفتاحية: المكبس، الديناميكا الحرارية، العناصر المحدودة، محرك الاحتراق الداخلي، التحميل الحراري، الصدع.

Résumé :

Dans ce travail nous avons étudié l'analyse des contraintes dans le piston du moteur à combustion interne sous chargement thermique. L'objectif principal de ce travail est de simuler le piston en différents matériaux. Le but de cette étude est l'analyse thermodynamique a été réalisée sur le piston pour déterminer les charges thermiques appliquées au tête du piston du moteur à combustion interne. En ce qui concerne, pour faire cette étude nous avons utilisé la méthode des éléments finis qui sont analysés numériquement à l'aide de SolidWorks.

La solution nodale a donné la possibilité de localiser avec précision les zones des éléments du maillage qui sont à l'origine de cette dégradation du piston. La conclusion dégagée à partir des résultats laisse affirmer que les causes les plus probables de ses fissures précoces sont dues, beaucoup plus, à des mauvaises conditions d'utilisation du moteur.

Mots clés : piston, Thermodynamique, éléments finis, numérique, moteur à combustion interne, chargement thermique, fissure.

Abstract

This study deals with the analysis of the stresses in the piston of the internal combustion engine under thermal loading. The main objective of this work is to simulate the piston by differing materials .. The purpose of this study is the thermodynamic analysis was performed on the piston to determine the thermal loads applied to the piston head of the internal combustion engine. To do this study, apply the limited elements that are analyzed numerically using SolidWorks.

The nodal solution gave the possibility of precisely locating the areas of the elements of the mesh which are at the origin of this degradation of the piston. The conclusion from the results suggests that the most likely causes of its early cracks are due, much more, to poor conditions of use of the engine.

Key words: piston, thermodynamics, finite elements, numerical, internal combustion engine, thermal loading, crack.