



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université Hassiba Benbouali Chlef
Faculté des Sciences et Sciences de l'Ingénieur
Département de Mécanique
École Doctorale

MÉMOIRE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLÔME DE MAGISTER

Spécialité : Mécanique

Option : Simulation Mécanique

Présenté par :

MECHALIKH Mustapha

**Simulation thermomécanique d'un piston de
moteur diesel à injection directe par le
logiciel abaqus: Influence du matériau**

Présenté le 30/06/2010 devant le jury composé de :

Loukarfi Larbi	Professeur	Président
Aiad Abdelkrim	MC/A	Examineur
Zahloul Hamou	MC/A	Examineur
Bettahar Ahmed	Professeur	Encadreur
Benhamou Abdessoufi	MA/A	Co-encadreur

Table des matières

Remerciements	I
Liste des symboles.....	II
Liste des figures.....	III
Liste des tableaux	V
Résumé	1
Introduction générale	4

Chapitre -I-: Étude bibliographique sur les pistons de moteurs diesel

1.1 Introduction	12
1.2 Études expérimentales dans le piston	12
1.2.1 Champ de températures dans le piston	12
1.2.2 Flux thermiques aux parois du piston	13
1.2.3 Transfert de chaleur entre le piston et l'huile de refroidissement	13
1.2.4 Transfert de chaleur entre le piston, les segments et le cylindre	14
1.3 Modèles décrivant champ de température dans le piston	15
1.3.1 Modèles analytiques	15
1.3.2 Modèles rhéologiques.....	16
1.3.3 Modèles numériques	16
1.4 Modélisation des transferts thermiques entre les gaz de combustion et les parois de la chambre	19
1.4.1 Modélisation utilisant un coefficient d'échange globale	20
1.5 Études des contraintes et des déformations dans les pistons	23

Chapitre -2- : Théorie de calcul des contraintes thermomécaniques dans les pistons

2.1 Introduction	29
2.2 Mise en équation du problème.....	30
2.2.1 Calcul de la distribution de la température	30
2.2.2 Calcul de la distribution de la pression	34
2.2.3 Calcul des contraintes thermomécaniques et des déformations	35

2.3 Formulation de la méthode des éléments finis pour l'analyse du transfert de chaleur dans le piston	40
2.3.1 L'élément fini tétraédrique à 4 nœuds	45
2.4 Formulation variationnelle du problème Thermomécanique tridimensionnel.....	50
2.4.1 Principe de l'énergie potentielle à déformation minimale.....	50
2.4.2 L'élément fini tétraédrique à 4 nœuds	54

Chapitre 3: Simulation thermomécanique du piston.

3.1 Introduction	59
3.1.1 Le logiciel de calcul Abaqus/CAE	59
3.2 Méthodologie de simulation de piston.....	60
3.2.1 Objectif	60
3.2.2 Hypothèses de simulation	60
3.2.2.1 Hypothèses géométriques	60
3.2.2.2 Hypothèses de comportements physiques	61
3.2.3 Construction du modèle géométrique	62
3.2.4 Conditions de chargement thermiques	62
3.2.5 Conditions de chargement mécaniques du piston	69
3.2.6 Conditions aux limites	69
3.2.5 Maillage	71
3.2.6 Résolution du problème	71
3.2.6.1 Calcul des champs de température et de contraintes thermiques	71
3.2.6.2 Calcul des contraintes mécaniques	72
3.2.6.3 Calcul des contraintes thermomécaniques..	72

Chapitre 4: Présentation et discussions des résultats

4.1 Introduction	74
4.2 Répartition du champ de températures dans le piston	74
4.3 Répartition du champ de contraintes thermiques dans le piston	77
4.4 Répartition du champ de contraintes mécaniques dans le piston	78
4.5 Répartition du champ de contraintes thermomécaniques dans le piston.....	80
4.6 Analyse des déplacements	84

Conclusion générales et perspectives	93
Bibliographie	94
Annexes.....	98

Remerciements

*Je tiens à exprimer tout d'abord mes sincères remerciements à
mon promoteur, le professeur **Bettahar Ahmed**
et mon co-promoteur **benhamou Abdessoufi**
qui ont bien voulu me diriger et suivre
mon travail.*

*À tous les enseignants de mécanique qui ont participé à ma formation
durant toutes ces années d'études.*

Au président et aux membres de jury.

*Et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réussite de ce
travail*

Liste Des Symboles

LATINS :

C_p	Chaleur spécifique	[J/kg C°]
D	Matrice d'élasticité	-
E	Module de Young	[Mpa]
g	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
H	Coefficient d'échange thermique	[W/mm ² C°]
K	Coefficient de conductivité thermique	[W/mm C°]
L	Longueur caractéristique	m
N	Fonction d'interpolation	-
N_u	Nombre de Nuselt	-
P_r	Coefficient de Prandtl	-
q	Flux de chaleur	[W/mm ²]
R_e	Nombre de Reynolds	-
S	Surface	[mm ²]
T	Température	[C°]
T_∞	Température ambiante	[C°]
T_g	Température des gaz	[C°]
U	Déplacement	[mm]
U^e	Déplacement d'un élément	[mm]
V	Vitesse	[m/s]
V_c	Vitesse caractéristique	[m/s]

GRECQUES :

α	coefficient de dilatation thermique	[K ⁻¹]
ν	coefficient de poisson	-
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
ω	Vitesse angulaire	[rad/s]
σ_{mec}	Contrainte mécanique	[N/mm ²]
σ_{mec}	Contrainte thermique	[N/mm ²]
τ	Contrainte tangentielle	[N/mm ²]
μ	Viscosité dynamique	[kg/m.s]

LISTE DES FIGURES

- fig.1.1 Champ de température dans un piston en aluminium pour moteur diesel à injection direct
- fig.1.2 Modèle thermique du piston
- fig.1.3 Distribution des contraintes dans la tête du piston VALENTA
- fig.1.4 Diagramme contrainte-température à la surface de la tête due à un changement brusque de régime
- fig.1.5 Déformation thermique radiale du piston
- fig.1.6 Modèle thermique du piston à tête articulée
- fig.1.7 Distribution du champ de température et du champ de contraintes
- fig.2.1 Un corps 3 dimensions soumis à une température limite T_{∞} (x,y,z)
- fig.2.2 Bilan de chaleurs entrantes-sortantes d'un volume élémentaire
- fig.2.3 Echange thermique entre le piston et son environnement
- fig.2.4 Distribution de pression des gaz de combustion dans le piston
- fig.2.5 Courbe de distribution de pression en fonction de l'angle du vilebrequin
- fig.2.6 Discrétisation d'un domaine V en éléments finis
- fig.2.7 Élément fini tétraédrique
- fig.2.8 Coordonnées de volume pour le tétraèdre
- fig.2.9 Élément discrétisé avec numérotation des nœuds
- fig.2.10 Représentation de Coordonnées naturelles de l'élément triangulaire
- fig.2.11 Représentation de l'élément tétraédrique à 4 nœuds
- fig.3.1 Forme réelle du piston
- fig.3.2 Représentation des dimensions du piston
- fig.3.3 Forme de base pour construire le piston
- fig.3.4 Révolution de la forme de base
- fig.3.5.a La nervure avant l'élongation vers la jupe
- fig.3.5.b La nervure après l'élongation vers la jupe
- fig.3.6 Gorges des segments
- fig.3.7 L'augment de l'axe
- fig. 3 8 Trois quart du piston
- fig.3.9 Distribution du coefficient de transfert et des températures ambiantes sur les frontières du piston
- fig.3.10 Application de la pression des gaz de combustion
- fig.3.11 Conditions aux limites du piston
- fig.3.12 Maillage du piston
- fig.4.1 Validation de la distribution du champ de température sur le piston en AS12 UNG
- fig.4.2 Distribution du champ de températures sur le piston
- fig.4.3 Distribution de la température sur le fond du piston
- fig.4.4 Répartition des champs de contraintes thermiques dans le piston (Pa)

- fig.4.5 Distribution de la pression des gaz de combustion sur le piston
- fig.4.6 Répartition des champs de contraintes mécaniques dans le piston (Mpa)
- fig.4.7 Répartition du champ de contraintes thermomécaniques dans le piston
- fig.4.8 Répartition du champ de contraintes thermomécaniques sur le fond du piston
- fig.4.9 Points spécifiques à étudier
- fig.4.10 Valeurs des contraintes thermomécaniques sur les points choisis sur la tête du piston
- fig.4.12 Valeurs des contraintes thermomécaniques dans le piston
- fig.4.13 Déplacement (u_1)
- fig.4.14 Déplacement (u_2)
- fig.4.15 Déplacement (u_3)
- fig.4.16 Déformée globale U
- fig.4.17 Déformée globale U sur le plan du battement
- fig.4.18 Déformée globale U de la paroi externe du plan de battement
- fig.4.19 Déformée globale U sur le plan de l'axe du piston
- fig.4.20 Déformée globale U de la paroi externe du plan de l'axe du piston
- fig.A1 Cycle théorique du moteur Diesel

Liste des tableaux

[Tableau 3.1](#) Caractéristiques des matériaux utilisés dans la fabrication des pistons

[Tableau 3.2](#) Coefficient de transfert thermique entre le piston et son environnement

[Tableau 4.1](#) Valeurs des températures et des contraintes thermomécanique pour les points spécifiques

[Tableau A1](#) Caractéristiques générales du moteur F8L413

[Tableau A2](#) Paramètres thermodynamiques du moteur F8L413

Résumé :

L'objectif principal de cette étude est d'apprécier le choix du matériau du piston d'un moteur diesel à injection directe en se basant sur les contraintes thermo-mécaniques et les déformations. Nous avons axé notre étude sur le piston du moteur Deutz de type F8L413 dont la forme de la cavité est cylindro-sphérique. A cet effet, la méthode de calcul des contraintes utilise les éléments finis dont la résolution a été faite numériquement à l'aide du logiciel Abaqus, conçu pour les calculs des structures. Par la suite une analyse des déformations pour chaque matériau a été faite. Les résultats obtenus ont été comparés pour choisir le piston qui a la meilleure performance.

Abstract :

The main objective of this study is to appreciate the material choice in the diesel engine piston head with direct injection on the thermal-mechanical stresses and deformations. We focused our study on the F8L413 type Deutz engine whose cavity shape is cylindro-spherical. For this study, the calculation in of the stresses uses the finite elements method in which the resolution is made numerically using Abaqus software. Then, an analysis of deformations on each material was made. The obtained results were compared.

Introduction et généralités :

L'analyse des contraintes dans le piston par la méthode des éléments finis donne lieu actuellement à des études de plus en plus approfondies. C'est ainsi qu'un grand nombre de chercheurs se sont penchés sur l'étude des contraintes mécaniques et thermiques par des méthodes numériques perfectionnées dont nous citons celles de R.Brun [3] et Hugues [7].

La complexité de la structure du piston exclut toute possibilité d'utilisation d'une méthode analytique pour la résolution de problème de notre étude. Pour palier à cette difficulté, nous avons opté pour la méthode des éléments finis. Le piston doit assumer de multiples fonctions tout en souscrivant à des impératifs particulièrement discordants, à savoir :

a) Recevoir et transmettre les efforts nés de la pression de combustion sans subir de déformation d'ensemble appréciable et en n'accusant en aucun point de sa structure, même après plusieurs milliers d'heures, des déformations locales atteignant la limite d'apparition de fissures. Cette situation motive le choix d'un matériau dont le module d'élasticité ainsi que l'allongement critique soient aussi élevés que possible aux températures de fonctionnement.

b) Transférer les flux thermiques entrant par la tête du piston sans y subir des températures trop élevées, risquerait des déformations sous contraintes mécaniques. Ce qui motive le choix d'un matériau à bon coefficient de conductivité thermique.

c) Assurer l'étanchéité aux gaz de combustion tout en contrôlant l'accès de l'huile à la chambre de combustion. Cette situation incite à choisir des matériaux à faible coefficient de dilatation thermique, ce qui offre l'intérêt supplémentaire de diminuer les jeux à froid entre le piston et la chemise.

d) Le matériau doit être aussi léger que possible, surtout dans le cas des moteurs à 4 temps rapides afin de limiter les efforts d'origines dynamique dus à l'inertie

provoquant au PMH des contraintes d'extension dans la tête du piston et au niveau de l'assemblage piston-axe.

Dans cette étude, on se propose de déterminer le champ stationnaire de température dans le piston. Par la suite, on détermine les contraintes thermomécaniques sur la base de température et de la pression et on définira les dilatations entre le piston et la chemise. Les résultats obtenus permettent de sélectionner le matériau susceptible d'offrir le bon choix pour notre type de piston .

Ce travail entre dans le cadre d'un projet de recherche de l'institut de mécanique à l'université UHBC de Chlef dont l'objectif est le développement d'un modèle global du piston d'un moteur diesel à injection direct de type F8L413. Cet objectif vise l'amélioration des performances des pistons dans le cadre du développement du secteur industriel.

Nous débuterons ce travail par une étude bibliographique destinée à passer par quelques travaux de recherche antérieurs faites sur le piston.

Dans le deuxième chapitre, nous établirons 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.

La simulation numérique du problème est faite au 3^{ème} chapitre à l'aide des données mécaniques et thermiques qui caractérisent les cinq matériaux utilisés sur la fabrication des pistons.

Dans le 4^{ème} chapitre, on représentera les résultats de la simulation suivie de leurs discussions.

Généralités sur les pistons

Morphologie du piston de moteur diesel

Le piston peut être décomposé en trois parties principales; tête, jupe et logement d'axe (trou d'axe) fig1.

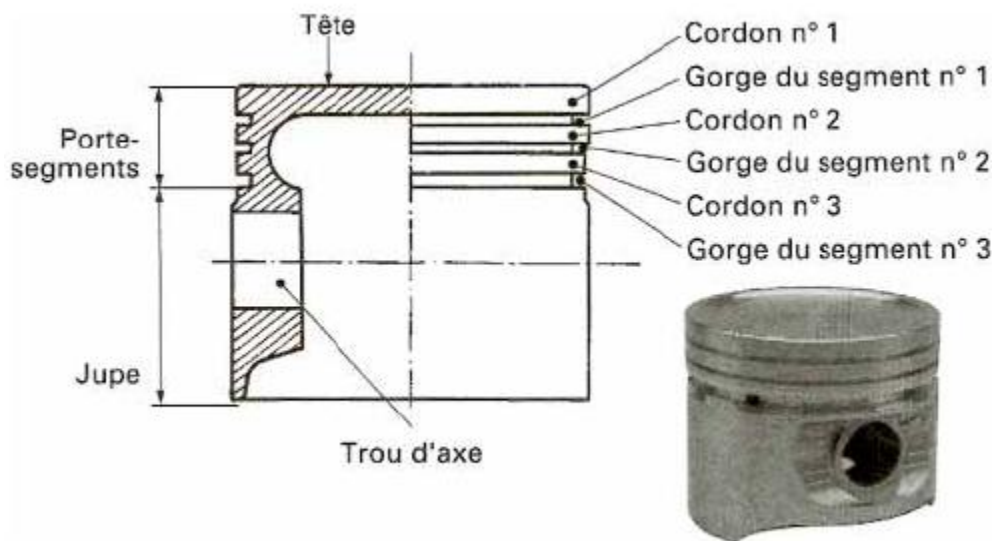


fig1 : piston

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

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

Introduction générale

le piston s'accroît puisque la surface d'échange croît et le coefficient de transfert thermique augmente.

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).

La Jupe, ou partie frottante, 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.

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.

Forme générale du piston

Du fait des déformations lors de la montée en température dans le piston, les formes à froid (figure 2) 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)

Introduction générale

- **oval**, 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.

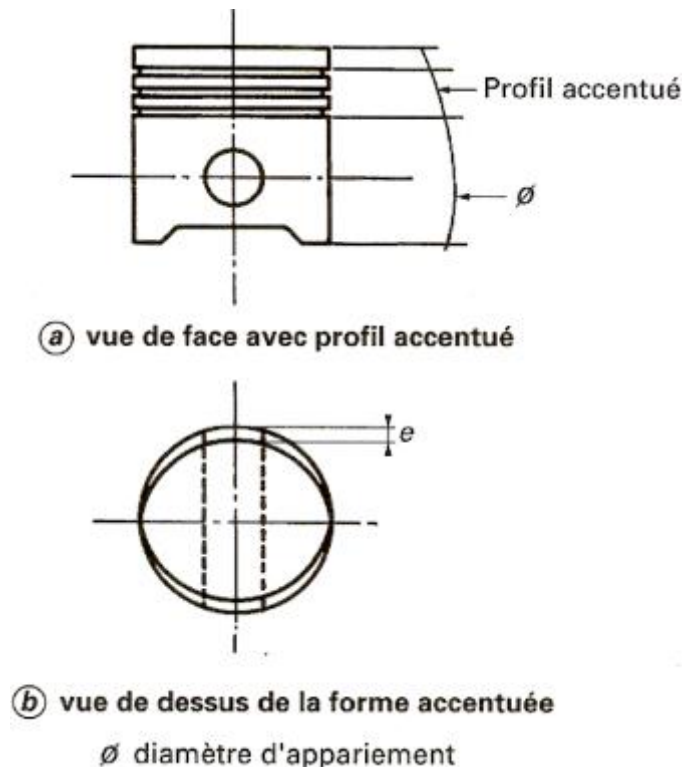


fig 2 : Morphologie du piston

Matériaux utilisés dans la fabrication des pistons

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

- **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.

- **Acier**

L'acier est le métal industriel possédant les meilleures caractéristiques [10]. Mais du fait de sa mauvaise conductivité thermique, il ne peut être utilisé que dans les cas de piston refroidi.

- **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.

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

Les critères de choix des matériaux

Les propriétés des matériaux de fabrication des pistons sont souvent contradictoires (on trouve pas un parmi tous les matériaux répondant à toutes les conditions demandées). Il faut respecter des critères pour tirer un matériau qui offre le bon choix.

- **Les critères technologiques**

- **Sollicitation dans la masse**

Sollicitations statiques:

traction (compression)

flexion

torsion

_ Sollicitations dynamiques:

- fatigue
- résilience

- Sollicitations de surface (superficielles)

- usure
- fatigue
- frottements
 - **Les critères économiques**
- importance de la série
- environnement technologique
- prix de revient des matériaux
- coût des moyens d'obtention

Chapitre I

Étude bibliographique sur les pistons de moteur diesel.

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 dans un premier temps examiner les études expérimentales concernant le piston. Nous examinerons ensuite les travaux portant sur les échanges thermiques, spécifiques au piston. Nous détaillerons les études faites sur la modélisation du champ de température dans le piston. Enfin, nous présenterons quelques exemples des résultats de travaux antérieurs sur les contraintes thermiques et mécaniques.

I.2 Études expérimentales dans le piston

1.2.1 Champ de températures dans le piston

Dès 1939, Eichelberg [14] a mesuré le champ de température dans des pistons de gros moteurs diesel fonctionnant à faible régime (moins de 250 tr/min dans ce cas). Il utilise des thermocouples cuivre-constantin, reliés à une chaîne de mesure au moyen de fils fixés le long de la bielle et guidés aux articulations.

Par la suite, sont apparues d'autres méthodes permettant d'assurer la transmission de l'information en dehors du piston. Chacune de ces méthodes est un compromis entre la qualité du signal, le nombre de voies, la durée de transmission et les limites de fonctionnement (température, régime moteur).

La transmission par contact mécanique [24], [26] ou induction au point mort bas, nécessite un dispositif volumineux qui limite le nombre de voies transmissibles. Les systèmes utilisant un bras articulé fixé sur la tête de bielle [18], [19],[37], sont précis mais résistent mal aux régimes de rotation élevés et exigent le plus souvent un carter spécial.

Les dispositifs basés sur une transmission de signal par onde radio [29], [31], ou plus récemment par signal infrarouge [5],[13], voient leur fonctionnement limité par la durée de vie du générateur de puissance embarqué.

Par ailleurs, Belcher [6], a imposé une méthode de détermination de la température maximale atteinte, par la mesure de la dureté sur certains alliages. Ce procédé est simple et précis mais limite la mesure à un seul point de fonctionnement. Les résultats les plus remarquables ont été publiés par Seal et Taylor [43], pour des moteurs diesel de moyenne cylindrée, et Foruhama [19], pour les diesel rapides. Le plus souvent, ces mesures sont confrontées à des résultats de calcul.

1.2.2 Flux thermiques aux parois du piston

De nombreux auteurs ont mesuré les flux thermiques aux parois des piston de moteurs à combustion interne [15], [30], [44], [50], [52], [55]. Les mesures sont le plus souvent effectuées au moyen de fluxmètre utilisant le principe du thermocouple de surface développé par Bendersky [7]. Le but de ces études est d'évaluer l'influence des principaux paramètres de fonctionnement du moteur sur le flux thermique instantané aux parois et ses disparités locales. Ces travaux permettent de mieux appréhender les phénomènes complexes régissant les transferts de chaleur dans la chambre. Ils procurent également une base de données concernant les valeurs des flux de chaleur, radiatif et convectif, pour différents types de moteur. Ils présentent enfin un aperçu complet des techniques de mesures de flux dans les chambres de moteur à combustion interne.

1.2.3 Transfert de chaleur entre le piston et l'huile de refroidissement

En 1966, SOTTER [47], étudie expérimentalement les modes de refroidissement des pistons. Il a mesuré les flux convectifs échangés entre l'huile et la voûte du piston pour les types de refroidissement suivants : projection de gouttelettes, par l'intermédiaire de pied de bielle, par jet d'huile, ou par galerie "effet shaker".

French [16],[17], a publié en 1972, une étude expérimentale portant sur le refroidissement des pistons. Il a comparé les résultats mesurés des pistons munis de galerie, à ceux obtenus, en utilisant des corrélations établies pour des conduites lisses, il constate des écarts importants. Il propose ainsi de modéliser l'échange dans une galerie "shaker" au moyen de la relation :

$$Nu = 1,6 Re^{0,54} Pr^{0,14} \left(\frac{\mu_H}{\mu_w} \right)^{0,14} \left(\frac{a}{b} \right)^{0,33} \quad (1.1)$$

Où a et b sont respectivement le diamètre et la hauteur de la cavité sous le piston. Le calcul du nombre de Reynolds est basé sur la diamètre caractéristique a et sur la vitesse incidente de l'huile.

En 1971, Seale et Taylor [43], ont étudié expérimentalement les flux thermiques échangés entre le piston et les gaz de combustion. Ils ont déduits de la mesure des températures dans les pistons, une corrélation empirique destinée au calcul du coefficient d'échange thermique par jet d'huile :

$$H = 68,2 \sqrt{\frac{Cp_H \omega_v D_H}{2\mu_H}} \quad (1.2)$$

Où D_H est le diamètre de l'injecteur d'huile.

Les auteurs n'ont pas observé de disparités significatives d'échange sur la voûte de piston.

L'étude en cuve rhéologique réalisée par Woshni & Fieger [34], en 1979 montre une évolution de l'échange thermique entre l'huile et la voûte du piston croissante depuis le sommet de la voûte vers la jupe. La valeur minimale du coefficient d'échange thermique est de l'ordre de $100 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, derrière le troisième segment. Les résultats proposés ne recouvrent malheureusement pas la jupe.

I.2.4 Transfert de chaleur entre le piston, les segments et le cylindre

En 1982, Li [32] a utilisé une description fine de transferts piston-segment-cylindre, utilisant l'analogie thermique-électrique. La valeur des résistances de contact était choisie par l'auteur et est calculée selon les conditions de fonctionnement. Ce calcul une lacune majeure : Li ne modélise pas le cylindre mais se contente de calculer une conductance globale entre un point du piston et le liquide de refroidissement. Il néglige en effet la conductance qui existe entre ce même point

et les gaz de combustion par l'intermédiaire du cylindre, ce qui revient à considérer la température du cylindre comme homogène.

En 1992, Habchi [20] a étudié les transferts de chaleur en contact lubrifié, existant entre l'ensemble piston-segment et le cylindre dans un moteur diesel. La partie expérimentale de son étude est fondée sur une maquette reproduisant les phénomènes observés dans un moteur. Les résultats obtenus sont confrontés à un modèle basé sur la méthode des différences finies, de la maquette. L'auteur suppose que les échanges thermiques entre le piston, les segments et le cylindre sont conductifs. Il utilise un coefficient de répartition de flux de 0,5 pour tous les frottements à contact lubrifié et démontre analytiquement la validité de cette valeur en régime hydrodynamique.

I.3 Modèles décrivant le champ de température dans le piston

I.3.1 Modèles analytiques

Les premières tentatives de résolution du champ de température ont été effectuées analytiquement, en supposant la solution axisymétrique. Dès 1939, Eichelberg [14] a calculé les températures au sein du piston, de la culasse et des soupapes de gros moteurs Diesel. Il a ainsi dégagé les paramètres thermiques prépondérants (régime de rotation, charge ...), et a obtenu une première quantification des échanges de chaleur entre les constituants de la chambre de combustion.

En 1967, Pachernegg [41], a utilisé un modèle analytique très simple pour effectuer une étude de sensibilité très complète. Le piston est représenté par un disque de faible épaisseur; l'environnement thermique est géré par un ensemble de conditions aux limites, basées sur des valeurs expérimentales ou issues de la bibliographie. Grâce à ce modèle, Pachernegg a évalué l'influence des conditions de fonctionnement du moteur, pour divers paramètres affectant la combustion, du mode de refroidissement du piston, et de plusieurs critères géométriques simples (épaisseur de fond, diamètre....)

En 1971, Kruggel [27], propose une modélisation plus fine du piston et de ses interactions avec le cylindre. Le piston est considéré comme un corps de révolution constitué de deux parties : La partie supérieure, correspondant au premier cordon, est représentée par un cylindre plein, tandis que la partie inférieure est modélisée au moyen d'un cylindre creux. Les transferts thermiques entre le piston, les segments et le cylindre sont calculés au moyen d'un réseau électrique équivalent. Le champ de température est alors résolu analytiquement dans chacun des deux corps.

I.3.2 Modèles rhéologiques

Le calcul prédictif du champ de température dans les pistons nécessite la prise en compte de géométries complexes. Les premières résolutions ont été obtenues au moyen de modèles rhéologiques bidimensionnels pendant les années 60 [25],[34], le piston est représenté par une cuve d'électrolyte de même forme, les conditions aux limites sont modélisées au moyen de potentiomètres en contact avec l'électrolyte. La mesure du potentiel électrique en un point de la cuve permet de déterminer la température au point correspondant du piston. Dotés d'une excellente précision géométrique, ces modèles permettent, moyennant certaines hypothèses concernant les conditions aux limites, de calculer le champ de température dans le piston et d'évaluer les disparités d'échanges thermiques sur la tête ou la voûte du piston. En 1979, Woschni & Fieger [34] ont calculé le champ de température dans un piston de moteur diesel à injection directe. Par une comparaison avec des mesures expérimentales, ils ont quantifié les transferts thermiques aux frontières d'un piston de moteur diesel à injection directe, pour différentes configurations : avec ou sans galerie de refroidissement, avec ou sans jet d'huile, en éliminant le deuxième ou le troisième segment ou encore en isolant le premier cordon.

I.3.3 Modèles numériques

Les modèles rhéologiques ont été remplacés au début des années 1980 par des modèles numériques, plus accessibles à l'utilisation.

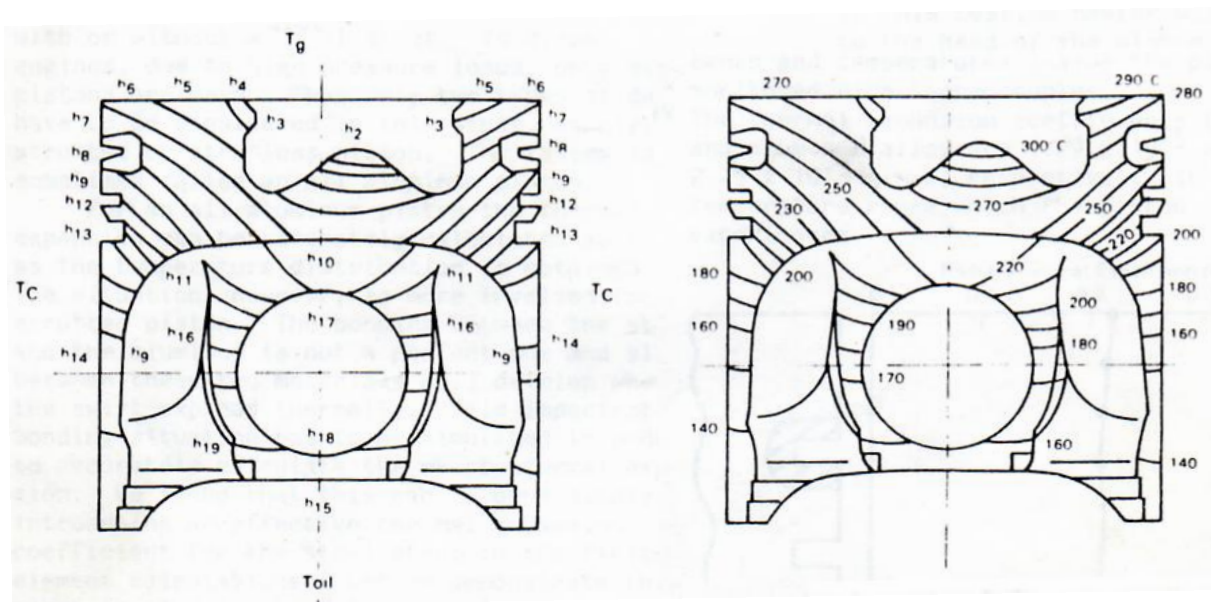
En 1980, Ball & Sinha [4] ont appliqué la méthode des éléments finis à une modélisation tridimensionnelle complexe d'un piston de moteur diesel de moyenne

cylindrée. Les conditions aux limites thermiques employées étaient composées d'un ensemble de couples (coefficient d'échange, température).

Les coefficients d'échange concernant les faces exposées aux gaz de combustion et à l'huile de refroidissement sont calculés au moyen de corrélations trouvées dans la bibliographie. Pour le reste du piston, les auteurs ont utilisé des valeurs choisies à priori. L'écart de température maximal observé avec les résultats expérimentaux était de 20°C, dans la partie supérieure du piston où la température peut atteindre 300°C.

Li [32] a étudié en 1982 les déformations thermiques des pistons de moteurs d'automobiles. Il a utilisé pour cela une modélisation par éléments finis, comparable à celle proposée par Ball & Sinha [4]. L'accent a été mis sur la description des transferts thermiques entre le piston et le liquide de refroidissement, calculés au moyen d'un réseau de conductances thermiques.

Le même auteur a développé en 1987 [33], un modèle de comportement de la jupe du piston et a appliqué ses travaux aux pistons d'aluminium de moteurs diesel, (fig I.1)



a) distribution du coefficient de transfert thermique

b) distribution du champ de températures

fig.I.1 champ de température dans un piston en aluminium pour moteur diesel à injection direct

En 1985, Singh et Al [45], ont publié les résultats d'une étude numérique qualitative, utilisant des hypothèses identiques à celles nécessaires à la mise en œuvre des modèles rhéologiques, à savoir l'axisymétrique du champ de température et les transferts de chaleur modélisés au moyen de réseaux électriques équivalents.

Les auteurs ont ainsi pu prédire l'influence du mode de refroidissement du moteur, par air ou par eau, sur le champ de température dans le piston.

L'utilisation d'un refroidissement par air entraîne des températures plus élevées et des contraintes mécaniques d'origine thermique plus importantes, mais réduit le flux de chaleur cédé à l'environnement.

En 1990, Morel & Keribar [35] ont élaboré un modèle tridimensionnel de piston, intégrant les interactions entre le piston et les composants de la chambre de combustion (cylindre, culasse et soupapes). Le champ de température est résolu de façon simplifiée dans l'ensemble de la chambre, de façon plus fine dans le piston. Les conditions aux limites thermiques ont fait l'objet d'une attention inégale : les transferts gaz-paroi utilisent des modèles convectifs et radiatifs distincts, développés par les auteurs ; la température instantanée de gaz de combustion est calculée au moyen d'un simulateur de cycle ; l'apport de chaleur par frottement est calculé, bien qu'aucun détail ne soit communiqué quant à la méthode employée. Les échanges thermiques entre les fluides de refroidissement, huile ou eau et les parois, sont modélisés au moyen de coefficients d'échange constants choisis à priori. La comparaison avec les résultats expérimentaux est satisfaisante, même si les différences de température peuvent aller jusqu'à 20°C dans le deuxième cordon.

En 2007, Piotr Gustof fait une description mathématique caractérisant l'échange thermique des différentes surfaces d'un piston de moteur diesel avec son environnement. La computation numérique de son modèle pour le calcul de la distribution du champ de température est faite à l'aide de la méthode des éléments finis (fig.1.2)[59]

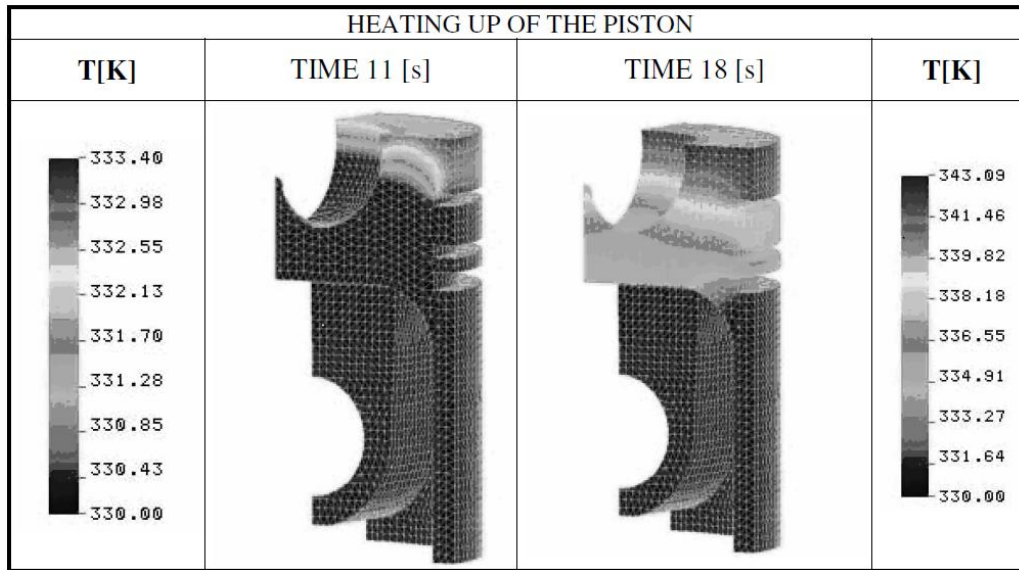


fig.1.2 modèle thermique du piston

I.4 Modélisation des transferts thermiques entre les gaz de combustion et les parois de la chambre

Les échanges thermiques entre les gaz de combustion et les parois de la chambre ont fait l'objet d'un grand nombre de travaux. L'étude bibliographique publiée en 1987 par Borman & Nishiwaki [8] constitue un résumé exhaustif.

Les transferts de chaleur entre les gaz et les parois s'effectuent suivant deux modes : la convection et le rayonnement.

L'échange convectif dépend du gradient de température local à la paroi et est donc fortement influencé par la vitesse des gaz dans la chambre (mouvements de swirl). Il est plus souvent évalué au moyen d'un couple (coefficient d'échange thermique-température des gaz) qui traduit mal, à lui seul, la physique du phénomène. Seuls les travaux les plus récents, basés sur la modélisation tridimensionnelle de l'écoulement dans la chambre, se départissent de cette simplification.

L'échange radiatif représente 7 à 23 % du flux total échangé dans la chambre de combustion d'un moteur Diesel [46]. Il est en revanche, négligeable dans un moteur à essence, par l'absence de suie. Les sources possibles de rayonnement sont la suie, le dioxyde de carbone et la vapeur d'eau. Ces produits de combustion sont présents dans la flamme [46]. Le flux émis par la flamme dépend de l'avancement de

la réaction de combustion (quantité de dioxyde de carbone, de vapeur d'eau et de suie), de la température de la flamme et de la pression.

L'étude et la modélisation des flux de chaleur pariétaux dans la chambre de combustion reposent essentiellement sur des évidences expérimentales. La qualité des mesures conditionne donc fortement la fiabilité des modèles qui en sont déduits.

On peut recenser quatre grandes familles de modèles. Les plus anciens représentent le transfert de chaleur au moyen d'un coefficient d'échange global.

Par ailleurs, les auteurs ont cherché à présenter l'échange au moyen de deux termes, un pour chacune des contributions, convection et radiation. Plus récemment, sont apparus les modèles phénoménologiques, qui permettent de modéliser individuellement l'ensemble des phénomènes intervenant dans la physique des transferts de chaleur : évolution des vitesses moyennes et de la turbulente, formation et oxydation de la suie, température et émissivité de la flamme. Ces modèles sont toutefois incapables de prédire les disparités spatiales du flux de chaleur pariétal. Plus récemment encore, de nombreux auteurs ont mis en œuvre des modèles tridimensionnels destinés aux calculs d'écoulements turbulents réactifs dans les chambres de combustion. L'application de ces travaux à la prédiction des flux de chaleur locaux instantanés aux parois de la chambre de combustion, semble prometteuse, même si elle reste aujourd'hui très lente.

I.4.1 Modélisation utilisant un coefficient d'échange globale

Les premiers travaux de modélisation des échanges thermiques dans les chambres de combustion remontent à Nusselt [39] en 1923. Basés sur des mesures effectuées dans une bombe sphérique, ils reposent sur une hypothèse d'échange par convection naturelle. Leur application est réservée à la prédiction des échanges dans les gros moteurs Diesel à faible régime de rotation.

En 1939, Eichelberg [14] a effectué les premières mesures de flux dans une chambre de moteur à combustion interne. Il propose de modéliser le coefficient d'échange moyen instantané grâce à l'expression suivante:

$$H = 7,67 \sqrt[3]{v_p} \sqrt{P_G T_G} \quad (1.3)$$

Cette corrélation empirique a été établie pour les moteurs Diesel à forte cylindrée; son application aux moteurs automobiles ne donne pas de résultats satisfaisants.

Les modèles purement empiriques ont été abandonnés au cours des années 60. Les travaux publiés par la suite ont utilisé l'analyse dimensionnelle, basée sur le théorème de Vaschy-Buckingham, pour établir une relation de la forme $f(Nu, Re, Pr)=0$, conduisant à :

$$Nu = K Re^a Pr^b \quad \text{ou} \quad Nu = K Re^a \quad (1.4)$$

En 1967, Woschni [10] a publié une étude qui reste aujourd'hui encore parmi les plus utilisées. Constatant expérimentalement d'importantes disparités de transferts thermiques dans la chambre de combustion, l'auteur a préféré utiliser un bilan global sur le moteur pour déterminer la quantité de chaleur cédée aux parois pour chaque phase du cycle.

Il propose de calculer les échanges au moyen de la corrélation suivante :

$$H = 1,30 \cdot 10^{-2} D^{-0,2} P^{0,8} v^{0,8} T^{-0,53} \quad (1.5)$$

La vitesse caractéristique v est donnée par les relations:

$$\left\{ \begin{array}{ll} \text{Admission + échappement} & v = 6,18 \bar{v}_p \quad (a) \\ \text{Compression} & v = 2,28 \bar{v}_p \quad (b) \\ \text{Combustion + détente} & v = 2,28 \bar{v}_p + 3,24 \cdot 10^{-3} \frac{V_c T_o}{V_o P_o} (P_G - P_{G,M}) \quad (c) \end{array} \right. \quad (1.6)$$

Comme on peut le constater, le calcul de la vitesse caractéristique dépend de $P_{G,M}$, qui est la pression dans la chambre en l'absence de combustion, i.e. moteur entraîné.

Le terme $3,24 \cdot 10^{-3} \frac{V_c T_o}{V_o P_o} (P_G - P_{G,M})$ dans la relation (c) représente l'influence de la combustion sur les échanges de chaleur. Moyennant certaines hypothèses concernant la conductivité et la viscosité des gaz, l'équation (1.4) peut s'écrire sous la forme: $Nu = 0,035Re^{0,8}$.

Par la suite, Woschni [34], a modifié cette expression afin d'intégrer l'influence du mouvement de swirl. Il remplace dans les formulations (1.6), les coefficients multiplicatifs de la vitesse moyenne du piston:

$$6,18 \quad \text{est remplacé par} \quad 6,18 + 0,417 \frac{D\omega}{2v_p} \quad \text{-a-} \quad (1.7)$$

$$2,28 \quad \text{est remplacé par} \quad 2,28 + 0,308 \frac{D\omega}{2v_p} \quad \text{-b-}$$

Où ω est la vitesse angulaire de l'hélice utilisée pour les mesures. La vitesse de swirl dans la chambre n'est pas directement égale à la vitesse de rotation de l'hélice, ω . Il semble donc difficile d'utiliser cette expression sans effectuer auparavant les mesures permettant de déterminer la valeur de ω .

En 1971, Seale & Taylor [43] ont étudié les disparités de transfert thermique dans les chambres de combustion de moteurs Diesel à moyenne cylindrée, à injection directe. Les flux thermiques gaz-paroi sont calculés numériquement à partir des valeurs mesurées. Pour chaque type de chambre de combustion, les auteurs proposent une corrélation empirique destinée à évaluer la répartition radiale des échanges. Le champ d'application de ces expressions est toutefois restreint aux moteurs de type analogue à celui de la présente étude.

Hohenberg [22] a mené en 1979 une étude expérimentale complète en utilisant trois méthodes de mesure : des thermocouples de surface, des fluxmètres et une analyse des mesures de pression. Il a proposé une modification des relations (1.5) et (1.6), établie par Woschni [10] afin de prendre en compte les variations de la vitesse et de la longueur caractéristique au cours du cycle moteur. La relation (1.6) est remplacée par l'équation empirique:

$$v^{0,8} = P^{0,2} T^{0,1} (v_P + b)^{0,8}$$

Les exposants pour la température et la pression sont amenés à -0,4 et à 0,8 respectivement, sur la base de considérations empiriques. Par ailleurs, Hohenberg utilise comme longueur caractéristique le diamètre d'une sphère ayant un volume

égal a celui du cylindre à tout instant : $L = \sqrt[3]{\frac{6}{\pi} V_C}$

L'expression (1.5) s'écrit alors :

$$H = a V_C^{-0,06} P^{0,8} T^{-0,4} (v_P + b)^{0,8} \quad (1.8)$$

L'auteur propose pour les constantes de calage les valeurs $a=0,013$ et $b=1,4$. Cette expression est largement utilisée dans les programmes de simulation de cycle.

1.5 Etudes des contraintes et des déformations dans les pistons

Dans les moteurs à injection directe, un problème particulier, non rencontré dans les moteurs à essence, est l'apparition des fissures dans la tête du piston qui diminuent sa longévité. Ces fissures sont aggravées par les contraintes thermiques [48] et ce phénomène a fait l'objet de plusieurs études.

En 1971, Hughes & Al [23] , dans une étude complète d'un moteur V compact équipé de piston de type VALENTA, ont calculé les différents types de contraintes : les contraintes mécaniques dues à la pression des gaz de combustion et les contraintes thermiques. Leurs distributions dans la tête du piston sont données par la figure 1.3

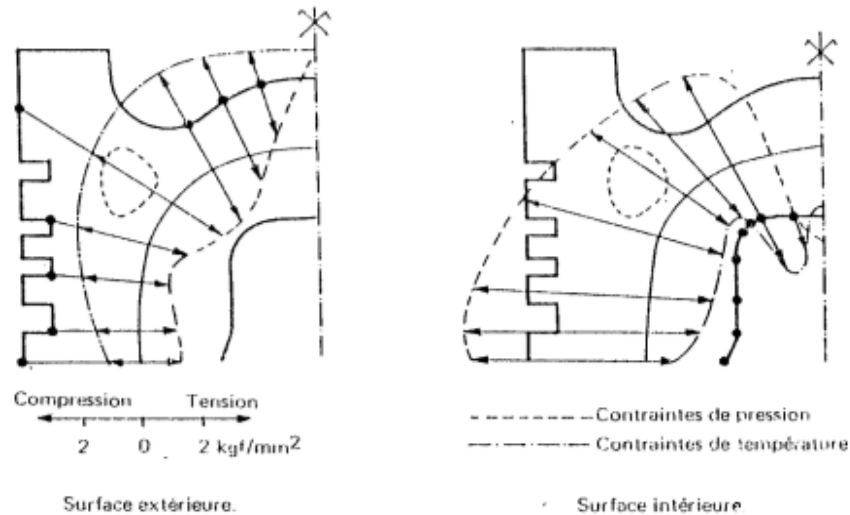


fig 1.3 Distribution des contraintes mécaniques et thermiques dans la tête du piston VALENTA

SWALLOW en 1986 [48], dans ses recherches concernant le développement de nouveaux types de piston, appelés piston X, a abordé également le problème des contraintes thermiques. Celles-ci sont calculées à l'aide d'un modèle tridimensionnel. Ce modèle est résolu par la méthode de éléments finis. Pour effectuer cette analyse, un cycle typique a été utilisé. Ce cycle simule le passage rapide du régime stationnaire au ralenti en régime de pleine charge du moteur. On laisse ensuite le moteur fonctionner pendant un certain temps jusqu'à la stabilisation des températures. Le même processus est utilisé pour le retour au ralenti. Ce changement brusque de régime engendre des niveaux de contraintes élevés. La figure (1.4) montre les résultats obtenus pour un piston de 85 mm de diamètre d'un moteur diesel à injection directe suralimenté.

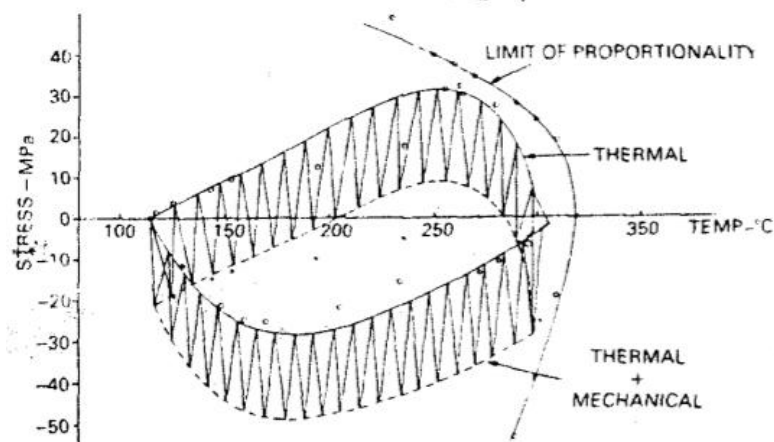


fig.1.4 Diagramme contrainte-température à la surface de la tête Lors d'un changement brusque de régime [48]

En 1987 Li [33] dans son étude du comportement thermoélastique d'un piston en aluminium d'un moteur diesel à injection directe, a calculé les contraintes thermiques considérées par l'auteur comme résultat de la distribution non uniforme de la température. La moitié du piston a été discrétisée à l'aide d'un modèle 3D. La méthode des éléments finis a été utilisée pour résoudre le problème, en vue de déterminer le champ de température, les déformations (fig.1.5) et les contraintes thermiques.

Des contraintes de l'ordre de 50 MPa ont été observées au niveau de la gorge du 2^{ème} segment. Les calculs ont donné des valeurs élevées dans la gorge du segment de feu, dues essentiellement à la différence des dilatations thermiques entre le corps du piston en aluminium et l'anneau de la gorge en acier.

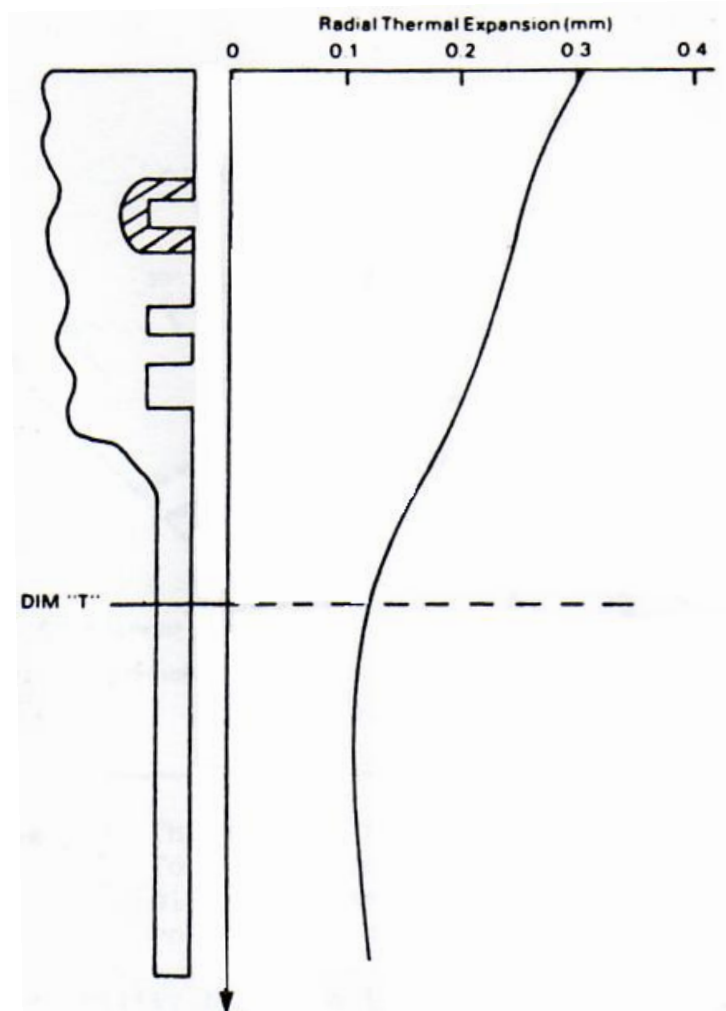


fig.1.5 déformations thermiques radiales du piston

En 1990 R.Munro [38] , en étudiant un piston à tête articulée (tête en acier et jupe en aluminium), a calculé les différents types de contraintes. Le tableau I.1 présente les résultats de calcul dans la tête du piston (fig I.6).

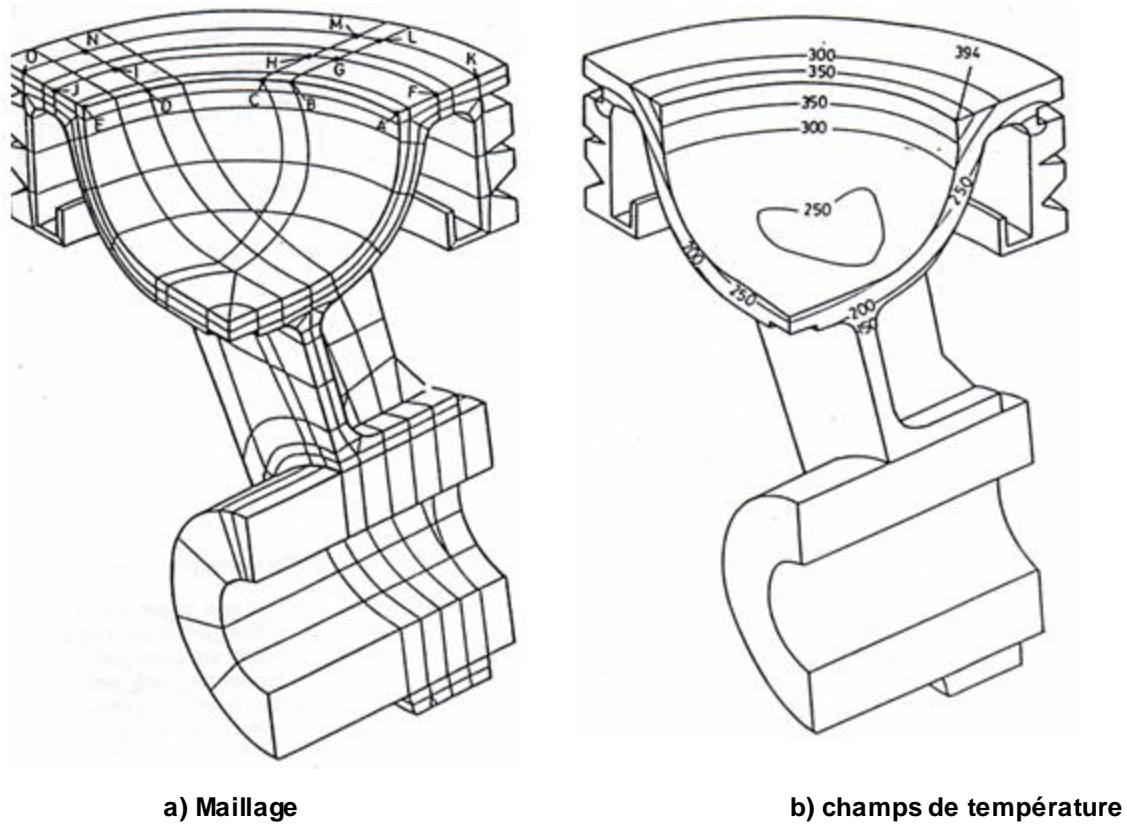


fig.I.6 Modèle thermique du piston à tête articulée

Nœud	Contrainte mécanique (Mpa)	Contrainte thermique (Mpa)
A	177,2	-179,7
B	240,5	-217,2
C	194,5	-199,2
D	96,3	-139,3
E	32,8	-242,5
F	198,7	27,3
G	312,8	4,6
H	271	2,7
I	158,5	-16,1
J	140,2	-17,9
K	116,1	49,8
L	132,1	44,5
M	131,7	42,1
N	101,4	36,2

Tableau I.1 Valeurs des contraintes dans piston à tête articulée (Mpa)

En 2003, Andrzej Niewczas et Cezary Sarnowski ont publiés les résultats d'une étude de simulation par la méthode des éléments finis sur un piston de moteur diesel à injection directe. Ils ont calculés le champ de températures, les contraintes et les déformations. Le piston étudié était en matériau composite (renforcé localement sur la tête par le Al_2O_3), [58]

En 2006, Pramote Dechaumphai et Wiroj Lim ont fait une étude thermomécanique sur le piston utilisant la méthode des éléments finis et calculé la distribution du champ de températures et le champ de contraintes que subir le piston fig.1.7 [60]

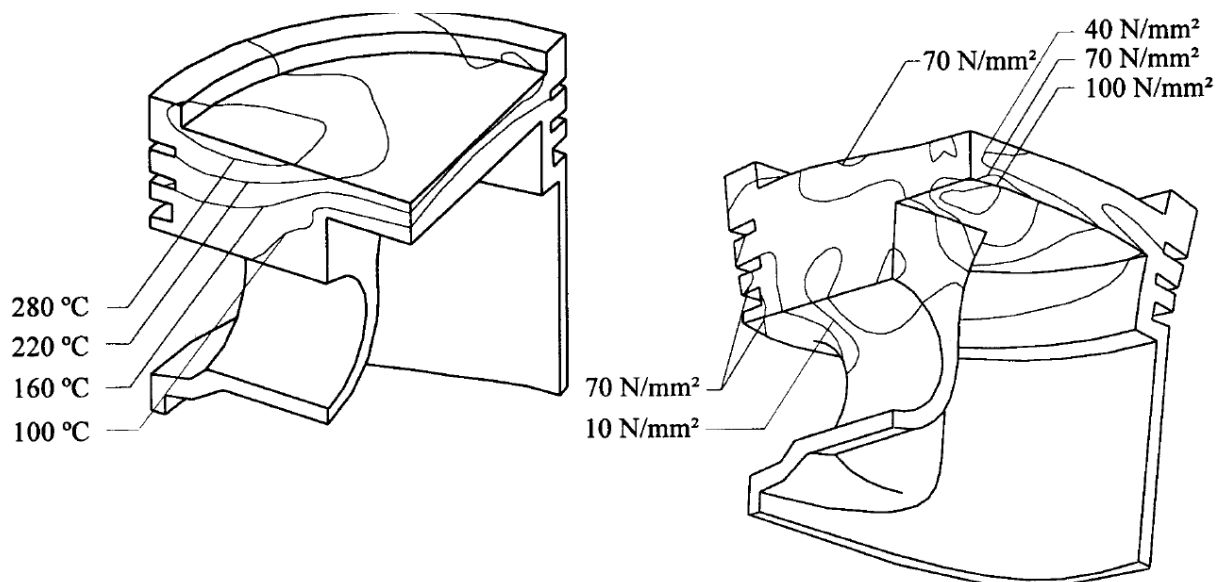


fig.1.7 Distribution du champ de température et du champ de contraintes

Chapitre 2

Théorie de calcul des contraintes thermomécaniques dans les pistons

2-1- Introduction

Les méthodes d'intégration des équations différentielles aux dérivées partielles en général, se subdivisent en deux grandes familles : les méthodes analytiques et les méthodes numériques.

L'utilisation des méthodes analytiques pour la résolution des problèmes physiques est limitée pratiquement aux géométries simples telles que les plaques, les cylindres et les sphères. Pour les formes complexes, leur utilisation est quasiment impossible.

La méthode des différences finies et la méthode des éléments finis sont les principales méthodes numériques utilisées.

La méthode des éléments finis est un outil très performant pour l'analyse des systèmes physiques. Elle s'applique dans divers domaines (mécanique, thermique, génie civil, etc...)

La structure du piston est le siège de contraintes mécaniques et thermiques. Les contraintes mécaniques résultent de la pression de combustion et celles thermiques sont dues aux différences de température (donc de dilatation) régnant entre les divers points de la structure. Les équations de base pour le calcul thermomécanique sont :

- L'équation régissant le champ de température dans le piston.
- L'équation régissant le champ de contraintes thermomécaniques dans le piston.

On applique ensuite la méthode des éléments finis et on détaillera la formulation pour chaque problème.

2-2- Mise en équation du problème

2-2-1 Calcul de la distribution de la température

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

Le piston est traité comme un système tridimensionnel isolé, (fig 2.1) 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.

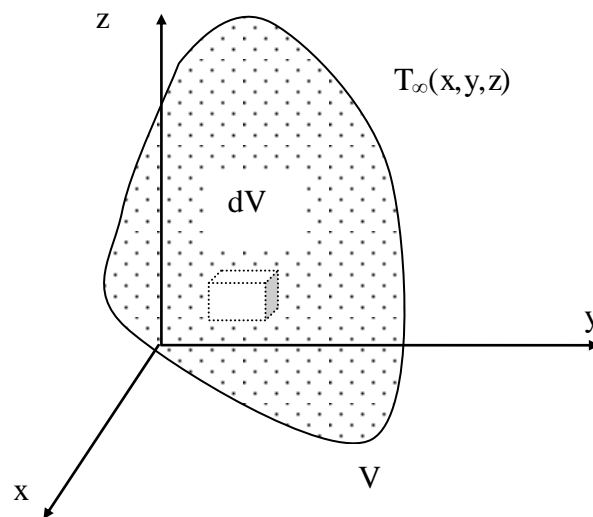


fig.2.1 Un corps 3 dimensions soumis à une température limite $T_{\infty}(x,y,z)$

La distribution de la température dans le piston est donnée par la loi de Fourier [12], [40] :

$$\vec{q} = -k \overrightarrow{\text{grad}T} \quad (2.1)$$

Avec :

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

\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 (fig 2.2)

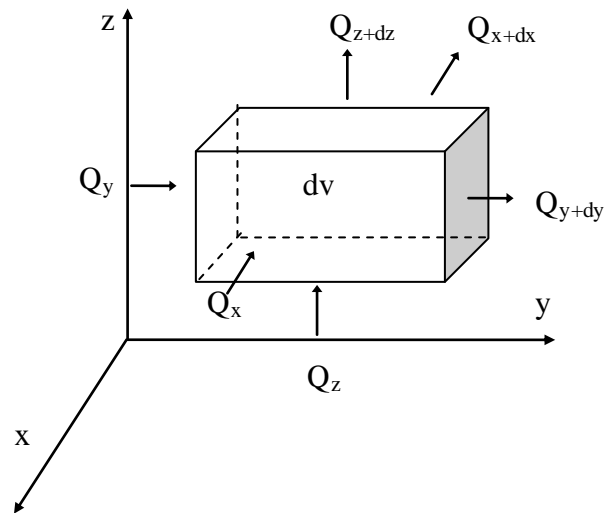


fig.2.2 bilan de chaleurs entrantes-sortantes d'un volume élémentaire

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 :

$$Q_x + Q_y + Q_z + QV = Q_{x+dx} + Q_{y+dy} + Q_{z+dz} \quad (2.2)$$

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 :

$$\begin{aligned} Q_x &= dz \cdot dy \cdot q_x \\ Q_y &= dz \cdot dx \cdot q_y \\ Q_z &= dx \cdot dy \cdot q_z \end{aligned} \quad (2.3)$$

De même pour les flux sortants :

$$\begin{aligned}
 Q_{x+dx} &= dz.dy \left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} . dx \right) \\
 Q_{y+dy} &= dz.dx \left(q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} . dy \right) \\
 Q_{z+dz} &= dx.dy \left(q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} . dz \right)
 \end{aligned}
 \tag{2.4}$$

En substituant (2.3) et (2.4) dans l'équation (2.2), on obtient l'équation de la conduction de la chaleur :

$$-dxdydz \left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} + Q \right) = 0
 \tag{2.5}$$

Ou plus simplement

$$- \left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} \right) + Q = 0
 \tag{2.6}$$

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 :

$$q_x = -k_x \frac{\partial T}{\partial x}$$

$$q_y = -k_y \frac{\partial T}{\partial y}$$

$$q_z = -k_z \frac{\partial T}{\partial z}$$

La relation (2.6) s'écrit alors :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q = 0
 \tag{2.7}$$

Supposons le coefficient de conductivité thermique $k=k_x=k_y=k_z$ constant (matériau isotrope), l'équation (2.7) devient :

$$\vec{\nabla} (k \vec{\nabla} T) + Q = 0
 \tag{2.8}$$

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 :

$$\vec{n}k\vec{\nabla}T = 0 \quad (2.9)$$

Sur les surfaces frontières (fig 2.3), 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.

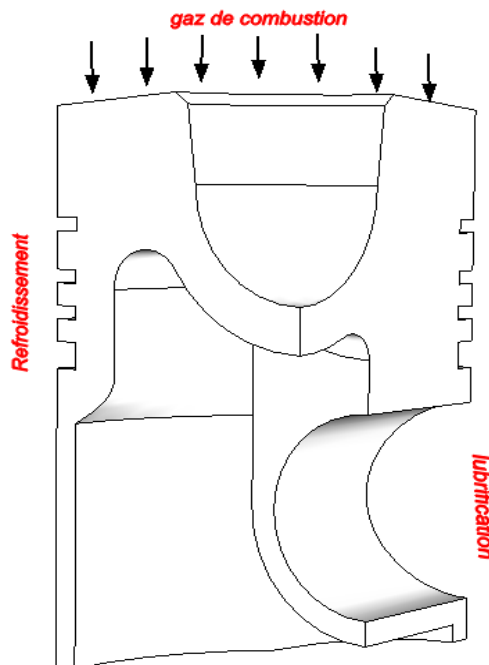


fig.2.3 Echange thermique entre le piston et son environnement

En introduisant une condition de type de Neumann, l'équation (2.9) prend la forme :

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

Soit :

$$\vec{n}k(\nabla T) = h_i (T_\infty - T_{paroi})_i \quad (2.10)$$

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 :

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{k}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = h_i (T_\infty - T_{paroi})_i \quad (2.11)$$

2.2.2 Calcul de la distribution de la pression

La pression agissant sur le fond du piston, due à l'action des gaz de combustion (fig 2.4), est supposée uniforme, elle est donnée par la pression maximale réelle, calculée sur le cycle réel thermodynamique, à l'aide des données caractéristiques spécifiques au moteur F8L413. La courbe qui montre la variation de pression en fonction de l'angle de vilebrequin, est donnée sur la figure (2.5) [9]. La pression maximale de combustion caractérise les contraintes mécaniques induites dans le piston.

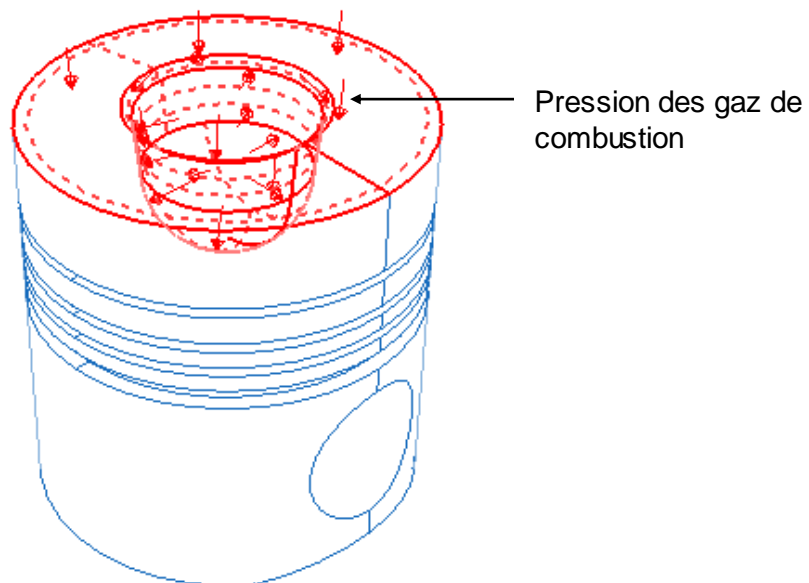


fig.2.4 Distribution de pression des gaz de combustion dans le piston

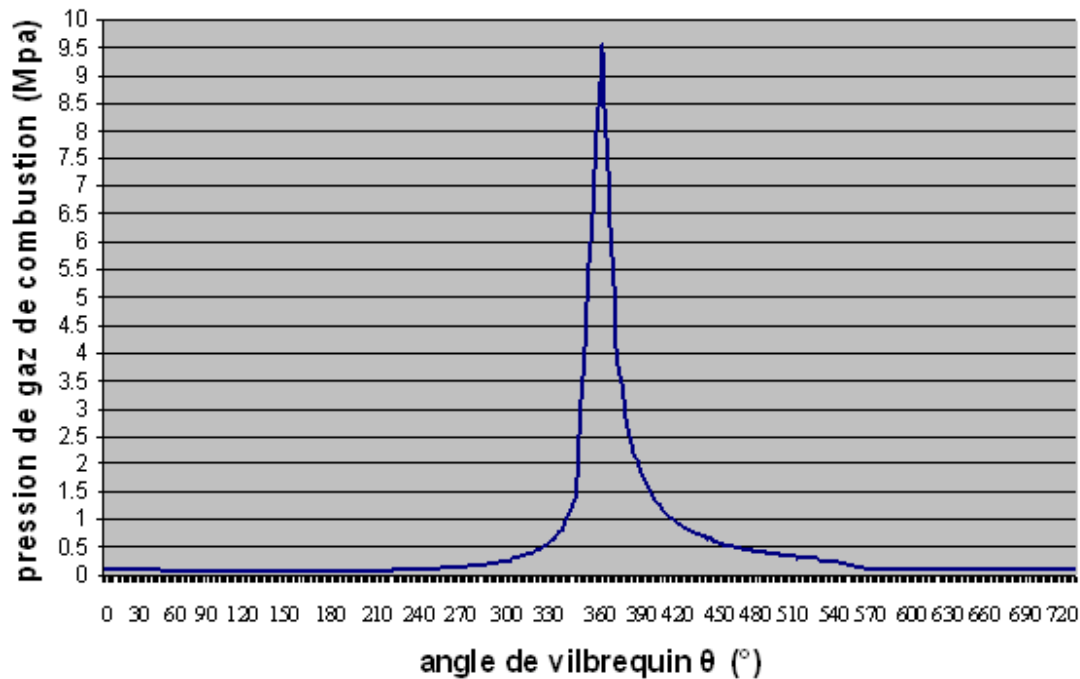


fig.2.5 Courbe de la distribution de la pression dans la chambre de combustion en fonction de l'angle du vilebrequin

2.2.3 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 $\rho \vec{g}$ (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** [57] :

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

$$\underbrace{\int_V \vec{f} dV}_{\text{Force de volume}} + \underbrace{\int_{dV} \vec{\sigma} \vec{n} da}_{\text{Force de surface}} = \underbrace{\int_V \rho \vec{\gamma} dV}_{\text{force d'inertie}} \quad (2.12)$$

Avec $\vec{\gamma} = \frac{d\vec{V}}{dt}$ et $\vec{f} = \rho \vec{g}$

- **La formulation locale [57] :**

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

$$\text{div} \sigma + \vec{f} = \rho \vec{\gamma} \quad (2.13)$$

qui se simplifie dans le cas statique et devient :

$$\text{div} \sigma + \vec{f} = 0 \quad (2.14)$$

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

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + F_x &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + F_y &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + F_z &= 0 \end{aligned} \quad (2.15)$$

Avec

$$\begin{aligned}
 \sigma_x &= \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)]\varepsilon_x + \nu(\varepsilon_y + \varepsilon_z) \\
 \sigma_y &= \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)]\varepsilon_y + \nu(\varepsilon_x + \varepsilon_z) \\
 \sigma_z &= \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)]\varepsilon_z + \nu(\varepsilon_x + \varepsilon_y) \\
 \tau_{xy} &= \frac{E}{(1-\nu)} \gamma_{xy} \\
 \tau_{xz} &= \frac{E}{(1-\nu)} \gamma_{xz} \\
 \tau_{yz} &= \frac{E}{(1-2\nu)} \gamma_{yz}
 \end{aligned} \tag{2.16}$$

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 $\ell + d\ell$. La variation de longueur est proportionnelle à la variation de température.

$$d\ell / \ell = \alpha(T)dT \tag{2.17}$$

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 $\Delta T = T - T_0$:

$$\varepsilon_{th} = \Delta\ell / \ell = \alpha(T - T_0) \tag{2.18}$$

avec

T_0 température initiale

$\Delta\ell$ Accroissement de longueur

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

$$\varepsilon_{th} = \alpha(T - T_0)\mathbf{1} \quad (2.19)$$

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 (2.19) de la déformation thermique. On écrit :

$$\sigma = [D](\{\varepsilon\}_{mec} - \{\varepsilon\}_{th}) \quad (2.20)$$

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

$$[D] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} (1-\nu) & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & (1-\nu) & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & (1-\nu) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

Le vecteur des déformations thermiques s'écrit :

$$\{\varepsilon\}_{th} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} \end{Bmatrix}_{th} = \alpha\Delta T \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.22)$$

• **Loi de Hooke-Duhamel**

Cette loi généralise la loi de Hooke pour l'élasticité linéaire en milieu isotrope lorsque l'on prend en compte les contraintes et les dilatations thermiques et elle s'écrit sous la forme suivante [28] :

$$\varepsilon = \underbrace{\frac{1+\nu}{E}\sigma - \frac{\nu}{E}s1}_{\text{déformation mécanique}} + \underbrace{\alpha(T-T_0)1}_{\text{déformation thermique}} \quad (2.23)$$

ε : Tenseur de déformations

Le tenseur des contraintes est donné par :

$$\sigma = \lambda e1 + 2\mu\xi - K\alpha(T - T_0)1 \quad (2.24)$$

avec

$$K = 3\lambda + 2\mu = \frac{E}{1-2\nu} \quad \text{coefficient de compressibilité}$$

E : le module de Young

ν coefficient de poisson

e : trace de ε

s : trace de σ

λ et μ : coefficients de Lamé

En coordonnées cartésiennes, le tenseur des déformations s'écrit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_x = \frac{1}{E}[\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] + \alpha(T - T_0) \\ \varepsilon_y = \frac{1}{E}[\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] + \alpha(T - T_0) \\ \varepsilon_z = \frac{1}{E}[\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] + \alpha(T - T_0) \\ \gamma_{xy} = \frac{1+\nu}{E}\tau_{xy} \\ \gamma_{yz} = \frac{1+\nu}{E}\tau_{yz} \\ \gamma_{xz} = \frac{1+\nu}{E}\tau_{xz} \end{array} \right. \quad (2.25)$$

2.3 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 [21], [22] et [23] .

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

$$I = \frac{1}{2} \iiint_V \left[K_x \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + K_y \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + K_z \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 + 2QT \right] dv \quad (2.26)$$

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

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

- Condition de Neumann 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) (2.27)

- Condition de Neumann 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 :

$$I_{C.L} = \iint_{S_2} qT dS_2 + \iint_{S_3} \frac{1}{2} hA(T - T_\infty)^2 dS_3 \quad (2.28)$$

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

$$I = \frac{1}{2} \iiint_V \left[K_x \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + K_y \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + K_z \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 + 2QT \right] dv + \iint_{S_2} qT dS_2 + \iint_{S_3} \frac{1}{2} hA(T - T_\infty)^2 dS_3 \quad (2.29)$$

La description des différentes étapes par la méthode des éléments finis par approche variationnelle, est faite selon les étapes suivantes :

Etape 1 : discrétisation du domaine V en éléments finis (NE : nombre d'éléments, NN : nombre de nœuds du domaine V), (fig 2.6)

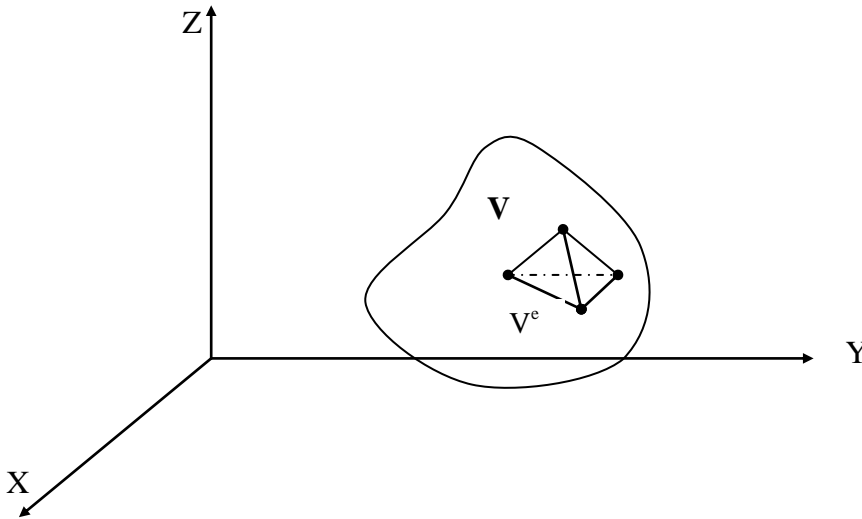


fig.2.6 Discrétisation d'un domaine V en élément finis

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

On a :

$$T^e(x, y, z) = [N(x, y, z)] \{T^e\} \quad (2.30)$$

$[N(x, y, z)]$ 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 $N_i(x, y, z)$: fonction de forme associée au nœud i de l'élément e

$\{T^e\}$ = Variable nodale à déterminer

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

T_i^e Température nodale associée au nœud 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 e , nous avons :

$$I = \sum_{e=1}^{NE} I^e \quad (2.31)$$

Où

$$I^e = \frac{1}{2} \iiint_V \left[K_x \left(\frac{\partial T^e}{\partial x} \right)^2 + K_y \left(\frac{\partial T^e}{\partial y} \right)^2 + K_z \left(\frac{\partial T^e}{\partial z} \right)^2 + 2QT^e \right] dv + \iint_{S_2^e} qT^e dS_2 + \iint_{S_3^e} \frac{1}{2} hA(T^e - T_\infty)^2 dS_3 \quad (2.32)$$

La minimisation de I se fait par la condition :

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

D'après l'équation (2.32) on a :

$$\begin{aligned} \frac{\partial I^e}{\partial T_i} = & \iiint_{V^e} \left[K_x \frac{\partial T^e}{\partial x} \cdot \frac{\partial}{\partial T_i} \left(\frac{\partial T^e}{\partial x} \right) + K_y \frac{\partial T^e}{\partial y} \cdot \frac{\partial}{\partial T_i} \left(\frac{\partial T^e}{\partial y} \right) + K_z \frac{\partial T^e}{\partial z} \cdot \frac{\partial}{\partial T_i} \left(\frac{\partial T^e}{\partial z} \right) + Q \frac{\partial T^e}{\partial T_i} \right] dV + \\ & \iint_{S_2^e} q \frac{\partial T^e}{\partial T_i} dS_2 + \iint_{S_3^e} h(T^e - T_\infty) \cdot \frac{\partial T^e}{\partial T_i} dS_3 \end{aligned} \quad (2.33)$$

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 (2.33), s'écrit alors :

$$\frac{\partial I^e}{\partial \{T^e\}} = [K_{1ij}^e] \{T^e\} - \{F_i^e\} + [K_{2ij}^e] \{T^e\}$$

Où les expressions des éléments $[K_1^e]$, $[K_2^e]$, $\{F^e\}$ sont trouvées par :

$K_{1ij}^e = \iiint_{V^e} \left[K_x \frac{\partial N_i}{\partial x} \cdot \frac{\partial N_j}{\partial x} + K_y \frac{\partial N_i}{\partial y} \cdot \frac{\partial N_j}{\partial y} + K_z \frac{\partial N_i}{\partial z} \cdot \frac{\partial N_j}{\partial z} \right] dv$ 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.

$\{F_i^e\} = \iiint_{V^e} Q N_i dV - \iint_{S_2^e} q N_i dS_2 + \iint_{S_3} h T_\infty N_i dS_3$ exprime le terme de sollicitation.

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

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

$$\frac{\partial T^e}{\partial \{I^e\}} = \sum_{e=1}^{NE} \frac{\partial I^e}{\partial \{T^e\}} = \sum_{e=1}^{NE} ([K_1^e] + [K_2^e]) \{T^e\} - \{F^e\} = 0 \quad (2.34)$$

Etape 4 : résolution du système $[K]\{T\} = \{F\}$ (2.35)

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

$$\{F\} = \sum_{e=1}^{NE} \{F_i^e\} \quad \text{qui exprime vecteur de sollicitation global} \quad (2.36)$$

et

$$\{T\} = \begin{Bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ \vdots \\ T_{NN} \end{Bmatrix} \quad \text{qui exprime le vecteur nodale global du domaine V} \quad (2.37)$$

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

$$[K_1^e] = \iiint_{V^e} [B]^T [D][B] dV \quad (2.38)$$

$$[K_2^e] = \iint_{S_3^e} h[N]^T [N] dS_3 \quad (2.39)$$

$$\{F^e\} = \{F_1^e\} - \{F_2^e\} + \{F_3^e\} \quad (2.40)$$

avec :

$$\{F_1^e\} = \iiint_{V^e} Q[N]^T dV = \text{sollicitation due à la chaleur générée Q par le corps} \\ \text{sur un élément fini e} \quad (2.41)$$

$$\{F_2^e\} = \iint_{S_2^e} q[N]^T dS_2 = \text{sollicitation due au flux de chaleur appliqué sur } S_2 \quad (2.42)$$

$$\{F_3^e\} = \iint_{S_3^e} hT_\infty [N]^T dS_3 = \text{sollicitation due au flux de chaleur de convection} \\ \text{appliqué sur } S_3 \quad (2.43)$$

avec :

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

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

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

2.3.1 L'élément fini tétraédrique à 4 nœuds

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 fig 2.7

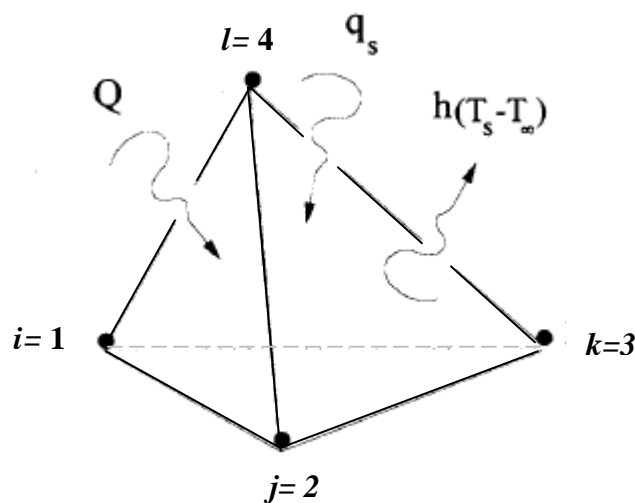


fig.2.7 Élément fini tétraédrique

b) fonctions d'interpolation

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

Rappelons l'équation (2.30) : $T^e(x, y, z) = [N(x, y, z)]\{T^e\}$

Où

$$[N(x, y, z)] = [N_i \ N_j \ N_k \ N_l] \equiv [\ell_1 \ \ell_2 \ \ell_3 \ \ell_4]$$

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

avec :

$\ell_1, \ell_2, \ell_3, \ell_4$ qui sont les coordonnées de volume utilisées pour développer les fonctions de la forme :

Pour le nœud 1 on a $\ell_1 = \frac{V_{p234}}{V_{1234}}$

Où V_{p234} et V_{1234} sont respectivement le volume de tétraèdre p234 et 1234 montrée sur la fig.2.8. Les autres coordonnées sont définies de la même façon :

$$\ell_2 = \frac{V_{p134}}{V_{1234}}, \ell_3 = \frac{V_{p124}}{V_{1234}}, \ell_4 = \frac{V_{p123}}{V_{1234}}$$

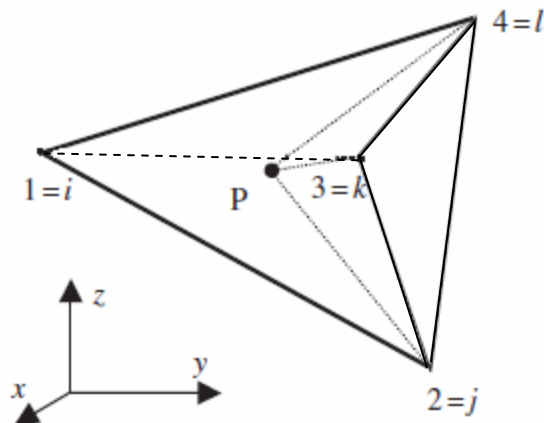


fig.2.8 Coordonnées de volume pour le tétraèdre

On peut confirmé facilement que $\ell_1 + \ell_2 + \ell_3 + \ell_4 = 1$ (2.44)

Puisque $V_{p_{234}} + V_{p_{134}} + V_{p_{124}} + V_{p_{123}} = V_{1234}$ (2.45)

Il est aussi facile de confirmer que :

$$\ell_i = \begin{cases} 1 & i \\ 0 & j,k,l \end{cases} \quad (2.46)$$

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

$$\begin{aligned} x &= \ell_1 x_1 + \ell_2 x_2 + \ell_3 x_3 + \ell_4 x_4 \\ y &= \ell_1 y_1 + \ell_2 y_2 + \ell_3 y_3 + \ell_4 y_4 \\ z &= \ell_1 z_1 + \ell_2 z_2 + \ell_3 z_3 + \ell_4 z_4 \end{aligned} \quad (2.47)$$

Les équations (2.43) et (2.47) peuvent alors être exprimées comme une équation de matrice unique comme suit:

$$\begin{Bmatrix} 1 \\ x \\ y \\ z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ x_1 & x_2 & x_3 & x_4 \\ y_1 & y_2 & y_3 & y_4 \\ z_1 & z_2 & z_3 & z_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ell_1 \\ \ell_2 \\ \ell_3 \\ \ell_4 \end{Bmatrix} \quad (2.48)$$

L'inversement de l'équation (2.48) donne:

$$\begin{Bmatrix} \ell_1 \\ \ell_2 \\ \ell_3 \\ \ell_4 \end{Bmatrix} = \frac{1}{6V} \begin{bmatrix} a_1 & b_1 & c_1 & d_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 & d_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 & d_3 \\ a_4 & b_4 & c_4 & d_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ x \\ y \\ z \end{Bmatrix}$$

Où

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

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

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 :

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

Et enfin les expressions (2.38-2.43) s'écrivent comme suit :

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

$$[K_1^e] = \frac{k_x}{36V^e} \begin{bmatrix} b_1^2 & b_1b_2 & b_1b_3 & b_1b_4 \\ b_1b_2 & b_2^2 & b_2b_3 & b_2b_4 \\ b_1b_4 & b_2b_4 & b_3b_4 & b_4^2 \end{bmatrix} + \frac{k_y}{36V^e} \begin{bmatrix} c_1^2 & c_1c_2 & c_1c_3 & c_1c_4 \\ c_1c_2 & c_2^2 & c_2c_3 & c_2c_4 \\ c_1c_4 & c_2c_4 & c_3c_4 & c_4^2 \end{bmatrix} +$$

$$\frac{k_z}{36V^e} \begin{bmatrix} d_1^2 & d_1d_2 & d_1d_3 & d_1d_4 \\ d_1d_2 & d_2^2 & d_2d_3 & d_2d_4 \\ d_1d_4 & d_2d_4 & d_3d_4 & d_4^2 \end{bmatrix}$$

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

$$k_1^e = \frac{k}{36V^e} \begin{bmatrix} (b_1^2 + c_1^2 + d_1^2) & (b_1b_2 + c_1c_2 + d_1d_2) & (b_1b_3 + c_1c_3 + d_1d_3) & (b_1b_4 + c_1c_4 + d_1d_4) \\ & (b_2^2 + c_2^2 + d_2^2) & (b_2b_3 + c_2c_3 + d_2d_3) & (b_2b_4 + c_2c_4 + d_2d_4) \\ & & (b_3^2 + c_3^2 + d_3^2) & (b_3b_4 + c_3c_4 + d_3d_4) \\ symmetric & & & (b_4^2 + c_4^2 + d_4^2) \end{bmatrix} \quad (2.49)$$

La matrice $[K_2^e]$ devient :

$$[K_2^e] = \iint_{S_2^e} h \begin{bmatrix} N_i^2 & N_iN_j & N_iN_k & N_iN_l \\ & N_j^2 & N_jN_k & N_jN_l \\ & & N_k^2 & N_kN_l \\ & & & N_l^2 \end{bmatrix} dS_3$$

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

$$[K_2^e] = \frac{hA_{ijk}}{12} \begin{bmatrix} 2 & 1 & 1 & 0 \\ 1 & 2 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.50)$$

Les vecteurs sollicitations deviennent aussi :

$$F_1^e = \iiint_{V^e} Q \begin{Bmatrix} N_i \\ N_j \\ N_k \\ N_l \end{Bmatrix} dV = \frac{Q V^e}{4} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (2.51)$$

$$F_2^e = \iint_{S_2^e} \dot{q} \begin{Bmatrix} N_i \\ N_j \\ N_k \\ N_l \end{Bmatrix} dS_2 = q \iint_{S_2^e} \begin{Bmatrix} L_1 \\ L_2 \\ L_3 \\ 0 \end{Bmatrix} dS_2 = \frac{qA_{ijk}}{3} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.52)$$

$$K_3^e = \iint_{S_3^e} hT_\infty \begin{Bmatrix} N_i \\ N_j \\ N_k \\ N_l \end{Bmatrix} dS_3 = hT_\infty \iint_{S_3^e} \begin{Bmatrix} L_1 \\ L_2 \\ L_3 \\ L_4 \end{Bmatrix} dS_3 = \frac{hT_\infty A_{ijk}}{3} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.53)$$

2.4 Formulation variationnelle du problème thermomécanique tridimensionnel

2.4.1 Principe de l'énergie potentielle à déformation minimale [1],[2,]

On applique le principe de l'énergie potentielle de déformation minimale pour obtenir les équations d'équilibre. L'énergie potentielle (Π) 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.

$$\{U\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{Bmatrix} = [N]\{U^e\} \quad (2.54)$$

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

$$\begin{aligned} u(x, y, z) &= \sum_{i=1}^M N_i(x, y, z)u_i \\ v(x, y, z) &= \sum_{i=1}^M N_i(x, y, z)v_i \\ w(x, y, z) &= \sum_{i=1}^M N_i(x, y, z)w_i \end{aligned} \quad (2.55)$$

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 de déplacement s'écrit :

$$\{U^e\} = [u_1 \quad u_2 \dots u_M \quad v_1 \quad v_2 \dots v_M \quad w_1 \quad w_2 \dots w_M]^T \quad (2.56)$$

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 :

$$\Pi^e = \frac{1}{2} \iiint_{V^e} \{\varepsilon_{mec}\}^T [D] \{\varepsilon_{mec} - 2\varepsilon_{th}\} dV - \iint_{S_1^e} \{U^e\}^T \{\Phi\} dS_1 - \iiint_{V^e} \{U^e\}^T \{\varphi\} dV \quad (2.57)$$

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 :

$$\{\varepsilon_{mec}\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = [L] \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} \quad (2.58)$$

On pose :

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

Substituons les équations (2.54) et (2.58) dans (2.57), alors il vient :

$$\begin{aligned} \Pi^e = & \frac{1}{2} \iiint_{V^e} \{U^e\}^T [B]^T [D][B] \{U^e\} dV - \iiint_{V^e} \{U^e\}^T [B]^T [D][\varepsilon_{th}] \{U^e\} dV - \\ & \iint_{S_1} \{U^e\}^T [N]^T \{\Phi\} dS_1 - \iiint_{V^e} \{U^e\}^T [N]^T \{\varphi\} dV \end{aligned} \quad (2.59)$$

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 :

$$\Pi = \sum_{e=1}^E \Pi^e - \{\bar{U}\}^T \{\bar{P}_c\} \quad (2.60)$$

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 (2.59) dans l'équation (2.60), on obtient :

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2} \{\bar{U}\}^T \left[\sum_{e=1}^E [B]^T [D][B] dV \right] \{\bar{U}\} \\ & - \{\bar{U}\}^T \sum_{e=1}^E \left(\iiint_{V^e} [B]^T [D] \{\varepsilon_{th}\} dV + \iint_{S_1} [N]^T \{\Phi\} dS_1 + \iiint_{V^e} [N]^T \{\varphi\} dV \right) - \{\bar{U}\}^T \{\bar{P}_c\} \end{aligned} \quad (2.61)$$

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 :

$$\frac{\partial \Pi}{\partial U} = 0 \text{ ou, } \frac{\partial \Pi}{\partial u_1} = \frac{\partial \Pi}{\partial v_1} = \frac{\partial \Pi}{\partial w_1} = \dots \dots \dots \frac{\partial \Pi}{\partial w_M} = 0 \quad (2.62)$$

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

$$\left(\sum_{e=1}^E [K^e] \right) \{\bar{U}\} = \{\bar{P}_c\} + \sum_{e=1}^E (\{P_i^e\} + \{P_s^e\} + \{P_v^e\}) = \{\bar{P}\} \quad (2.63)$$

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

Les termes de l'équation (2.63) sont définis comme suit :

La matrice de rigidité de l'élément :

$$[K_e] = \iiint_V [B]^T [D][B] dV \quad (2.64.1)$$

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

$$\{P_i^e\} = \iiint_{V^e} [B]^T [D] \{\varepsilon_{th}\} dV \quad (2.64.2)$$

Le vecteur sollicitation du aux forces de surfaces :

$$\{P_s^e\} = \iint_{S_1} [N]^T \{\Phi\} dS_1 \quad (2.64.3)$$

Le vecteur sollicitation du aux forces de volume :

$$\{P_v^e\} = \iiint_{V^e} [N]^T \{\varphi\} dV \quad (2.64.4)$$

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

$$[\bar{K}]\{\bar{U}\} = \{\bar{P}\} \quad (2.65)$$

Où $[\bar{K}] = \sum_{e=1}^E [K^e]$ 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 (2.65) nous permettra donc de calculer les déplacements nodaux et les contraintes dans les éléments.

2.4.2 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 (fig 2.9).

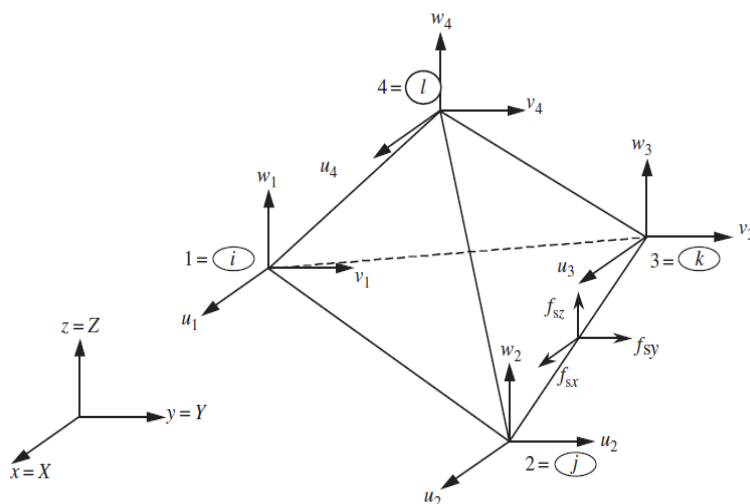


fig.2.9 représentation de L'élément tétraédrique à 4 nœuds

Le vecteur de déplacement de cette élément est défini par :

$$\{U^e\} = [u_1 \quad v_1 \quad w_1 \quad u_2 \quad v_2 \quad w_2 \quad u_3 \quad v_3 \quad w_3 \quad u_4 \quad v_4 \quad w_4]^T \quad (2.66)$$

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

$$N = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \quad (2.67)$$

Avec un système particulier de coordonnées naturelles, les fonctions de forme dans la matrice de l'équation (2.67) peuvent être écrites sous forme :

$$\begin{aligned} N_1 &= (1 - \xi)\zeta \\ N_2 &= \xi\eta\zeta \\ N_3 &= \xi\zeta(1 - \zeta) \\ N_4 &= (1 - \zeta) \end{aligned} \quad (2.68)$$

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

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial x}{\partial \eta} & \frac{\partial x}{\partial \zeta} \\ \frac{\partial y}{\partial \xi} & \frac{\partial y}{\partial \eta} & \frac{\partial y}{\partial \zeta} \\ \frac{\partial z}{\partial \xi} & \frac{\partial z}{\partial \eta} & \frac{\partial z}{\partial \zeta} \end{bmatrix} \quad (2.69)$$

On utilise les équations (2.68), (2.69) pour déterminer le Jacobien :

$$\det[J] = \begin{vmatrix} \zeta x_{21} + \eta \zeta x_{31} & \xi \zeta x_{31} & -x_{41} + \xi x_{21} + \xi \eta x_{31} \\ \zeta x_{21} + \eta \zeta x_{31} & \xi \zeta x_{31} & -x_{41} + \xi x_{21} + \xi \eta x_{31} \\ 0 & z_4 & 0 \end{vmatrix} = -6V \xi \zeta^2 \quad (2.70)$$

Donc la matrice de rigidité globale est obtenue par :

$$K = \int_{V^e} [N]^T [N] dV = \int_0^1 \int_0^1 \int_0^1 \rho [N]^T [N] \det[J] d\xi d\eta d\zeta \quad (2.71)$$

qui donne :

$$K = -6V_e \int_0^1 \int_0^1 \int_0^1 \xi \zeta^2 \begin{bmatrix} N_{11} & N_{12} & N_{13} & N_{14} \\ N_{21} & N_{22} & N_{23} & N_{24} \\ N_{31} & N_{32} & N_{33} & N_{34} \\ N_{41} & N_{42} & N_{43} & N_{44} \end{bmatrix} d\xi d\eta d\zeta \quad (2.72)$$

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

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

Ou encore :

$$= \frac{E \cdot \alpha \cdot T \cdot V^e}{(1 - 2\nu)} [B]^T \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} + \frac{V^e}{4} \begin{Bmatrix} \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \\ \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \end{Bmatrix} + \frac{S_{ijk}}{3} \begin{Bmatrix} \Phi_x \\ \Phi_y \\ \Phi_z \\ \Phi_x \\ \Phi_y \\ \Phi_z \end{Bmatrix} \quad (2.73)$$

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

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

$$\{\sigma\} = [D] \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} \end{Bmatrix} - \frac{E \cdot \alpha \cdot T}{1 - 2\nu} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.74)$$

Chapitre 3

Simulation thermomécanique du piston

3.1 Introduction

Cette étude est faite sur le piston du moteur Deutz F8L413 équipant le camion TB230, fabriqué par le complexe des véhicules industriels (SNVI) de Rouiba (Algérie). La forme réelle est présentée (fig 3.1)



fig.3.1 Forme réelle du piston

3.1.1 Le logiciel de calcul Abaqus/CAE

Fondé en 1978, ABAQUS est l'un des premiers fournisseurs mondiaux de logiciels et services pour l'analyse par éléments finis. La gamme de logiciels d'ABAQUS est particulièrement réputée pour sa technologie, sa qualité et sa fiabilité. Elle s'est imposée comme partie intégrante des processus de conception de sociétés de renommée mondiale dans tous les secteurs industriels et domaines physiques (mécanique, Thermique, Électrique, Problèmes couplés). Ce logiciel également très utilisé dans les milieux universitaires, pour la recherche et l'enseignement.

ABAQUS offre les meilleures solutions aux problèmes linéaires, non linéaires, explicites et dynamiques. Il fournit un environnement inégalé pour l'analyse par éléments finis,

3.2 Méthodologie de simulation de piston

3.2.1 Objectifs

Le travail de simulation est divisé en trois parties :

- *La première partie* concerne la détermination du champ stationnaire de température dans le modèle 3D du piston et les contraintes thermiques
- *La deuxième partie* concerne la détermination du champ de contraintes mécaniques dues à la charge de pression des gaz de combustion.
- *La troisième partie* permet de déterminer les champs de contraintes thermomécaniques et de déformations sur la base des champs de température et de pression.

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

3.2.2 Hypothèses de simulation

3.2.2.1 Hypothèses géométriques

a) Système d'unités utilisé

Nous travaillerons dans le système d'unités « kg, m, s, N, °C ».

b) 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.

c) Dimensions caractéristiques

A titre d'information, les grandeurs caractéristiques de la pièce sont données dans la (fig 3.2) :

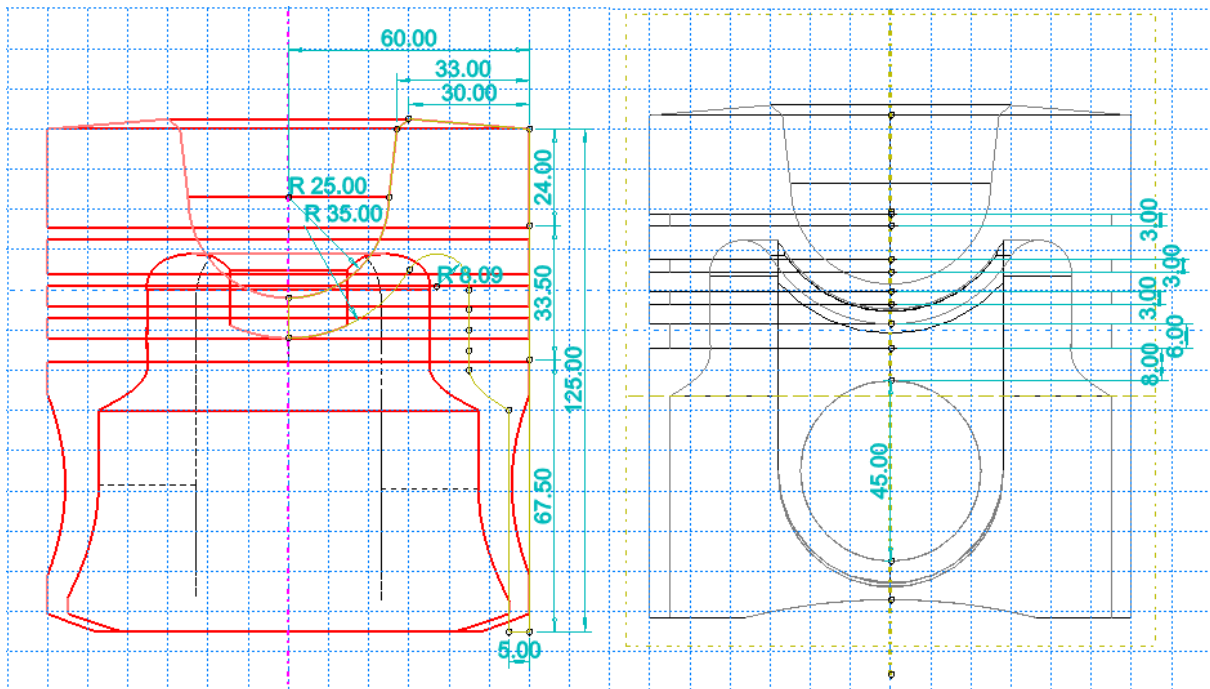


fig.3.2 Dimensions du piston

d) type de modélisation

Une modélisation du phénomène en 3D, sera adoptée car il s'avère qu'elle est la plus proche de la réalité.

3.2.2.2 Hypothèses de comportements physiques

a) Descriptions des matériaux

On a cinq (05) types de matériaux dont les propriétés mécaniques et thermiques nous sont fournies par le tableau 3.1. Ces propriétés sont les paramètres de notre simulation [56].

Tableau 3.1 Caractéristiques des matériaux utilisés dans la fabrication des pistons [56]

Caractéristiques	Acier austénitique	Acier (Cr-Mo)	AS12 UNG	AS12 UNG renforcé par fibre	Fonte GS
Module de Young (Gpa)	190	190	55	55	160
Coeff. de Poisson	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
Masse volumique (Kg/m ³)	7800	7800	2700	2700	7200
Conductivité thermique (W/m.K)	20	40	150	100	35
Coefficient de dilatation thermique (10 ⁻⁶ K ⁻¹)	12	13	24	20	35

b) Modèle de comportement physique

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

c) Sections

S'agissant d'une modélisation 3D, nous aurons des « sections » 3D avec matériaux homogènes.

d) Assignation des comportements

Le piston n'est constitué que d'un seul matériau, assigné à toute la pièce.

3.2.3 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.

Etape 1 : construction de la forme du piston modélisé sur la base des dimensions réelles du piston de la (fig.3.1) : la figure (3.3) illustre en effet cette construction.

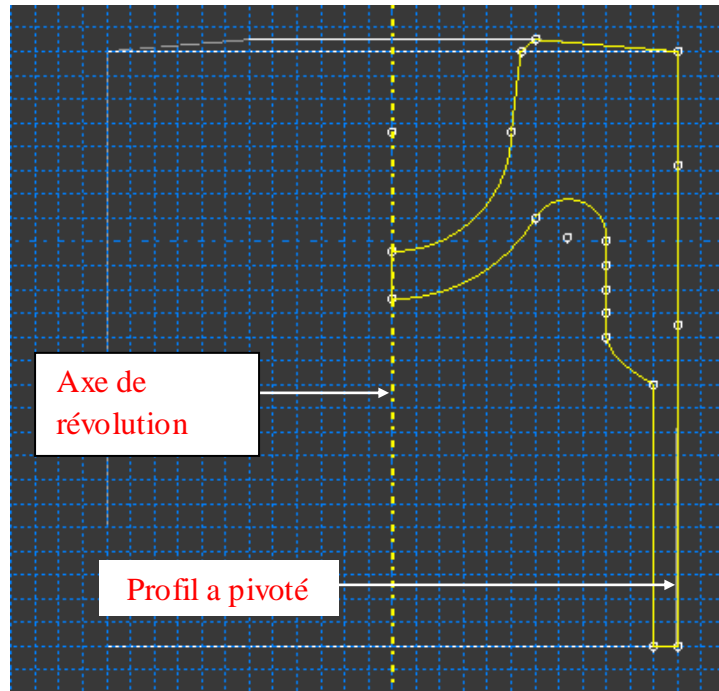


fig.3.3 Profil de construction du piston

Etape 2 : Créer le modèle volumique par rotation de 360° de la face définie précédemment autour de l'axe de révolution. La figure 3.4 montre des formes obtenues après la révolution avec les angles 90° , 270° et 360° .

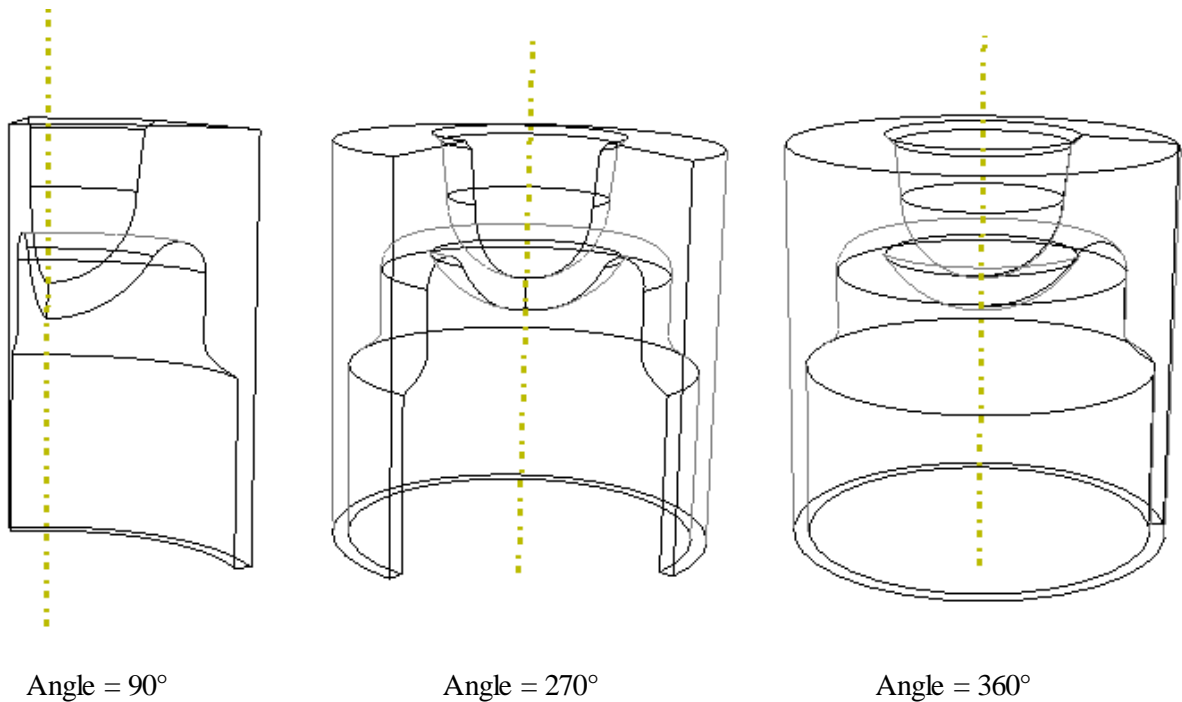


fig.3.4 Formes pivotées du profil de base

Etape 3 : Construction des nervures : on trace la forme des nervures sur un plan 2D comme le montre la figure 3.5.a, puis on fait une élongation vers la face intérieure de la jupe. La forme finale des nervures est présentée dans la figure 3.5.b

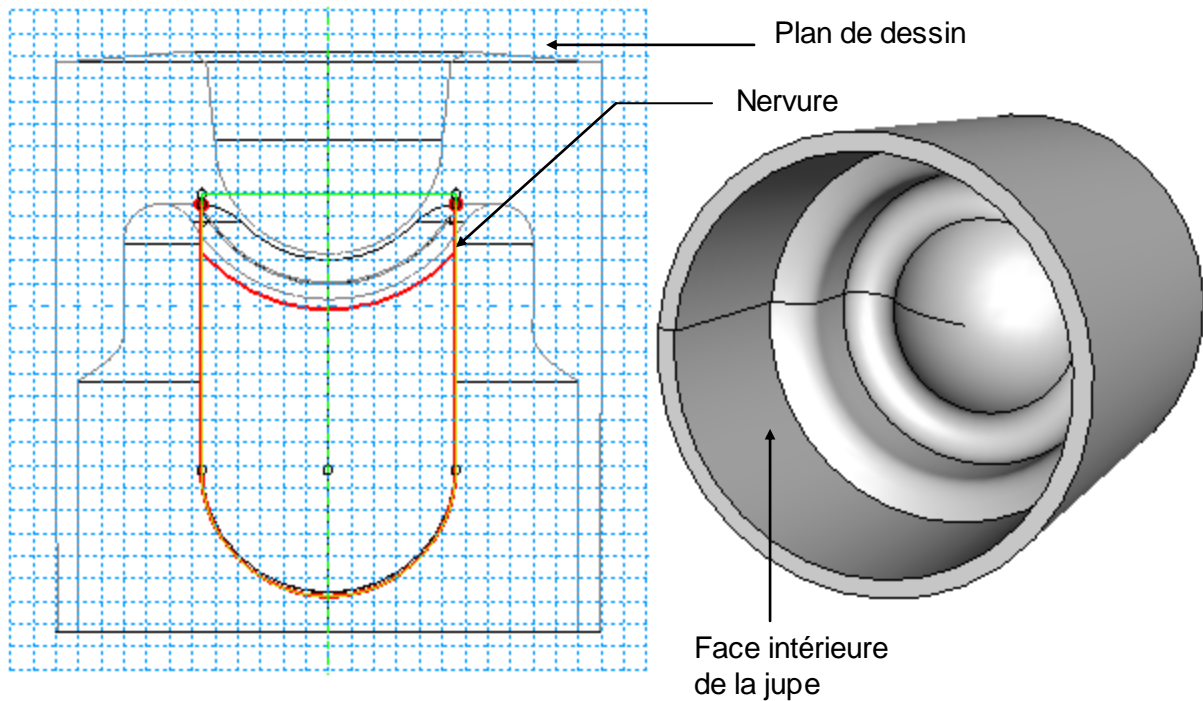


fig.3.5.a Nervures avant l'élongation vers la jupe

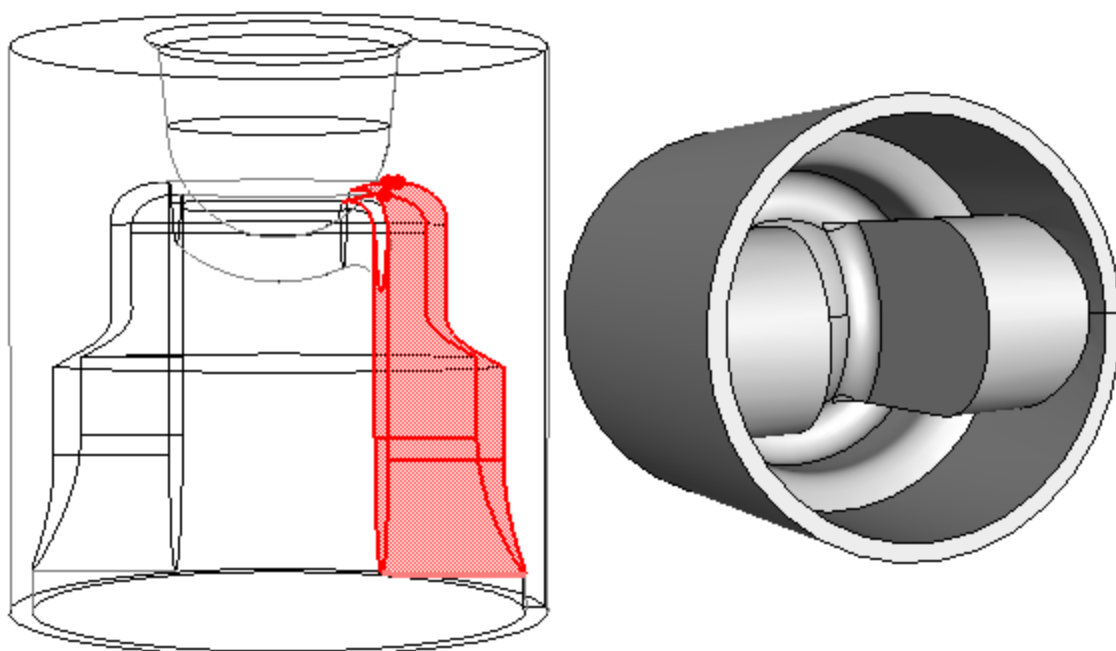


fig.3.5.b Nervures après l'élongation vers la jupe

Etape 4 : Constructions des gorges des segments à l'aide du plan de dessin 2D et par enlèvement de matière de la jupe comme le montre la figure 3.6

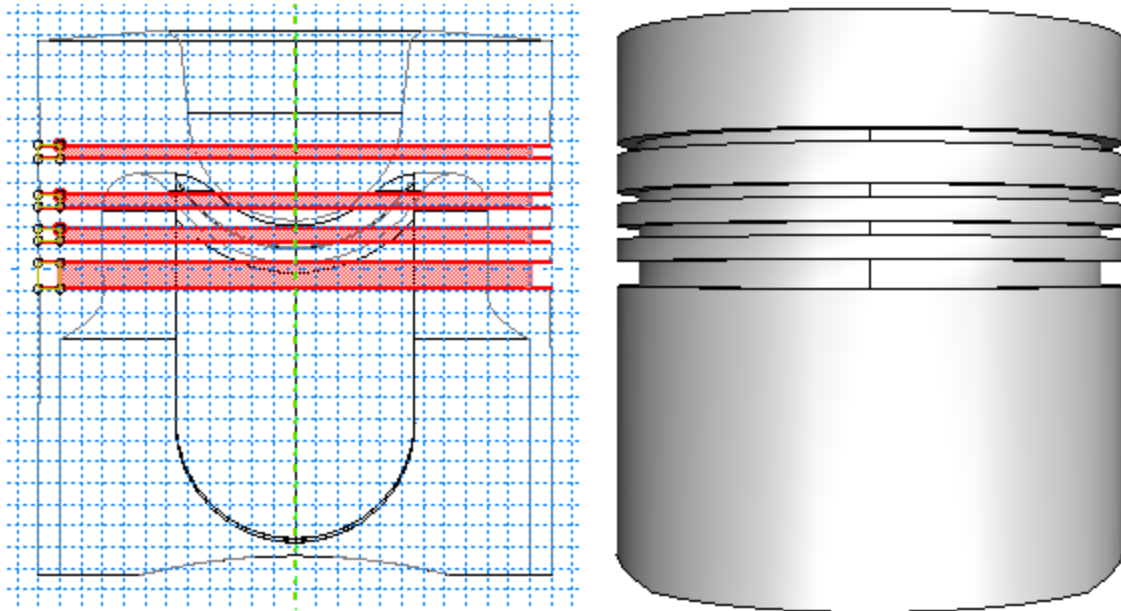


fig.3.6 Gorges des segments

Etape 5 : Construction de l'augment de l'axe, en réalisant un perçage circulaire sur la jupe comme présenté sur la figure 3.7

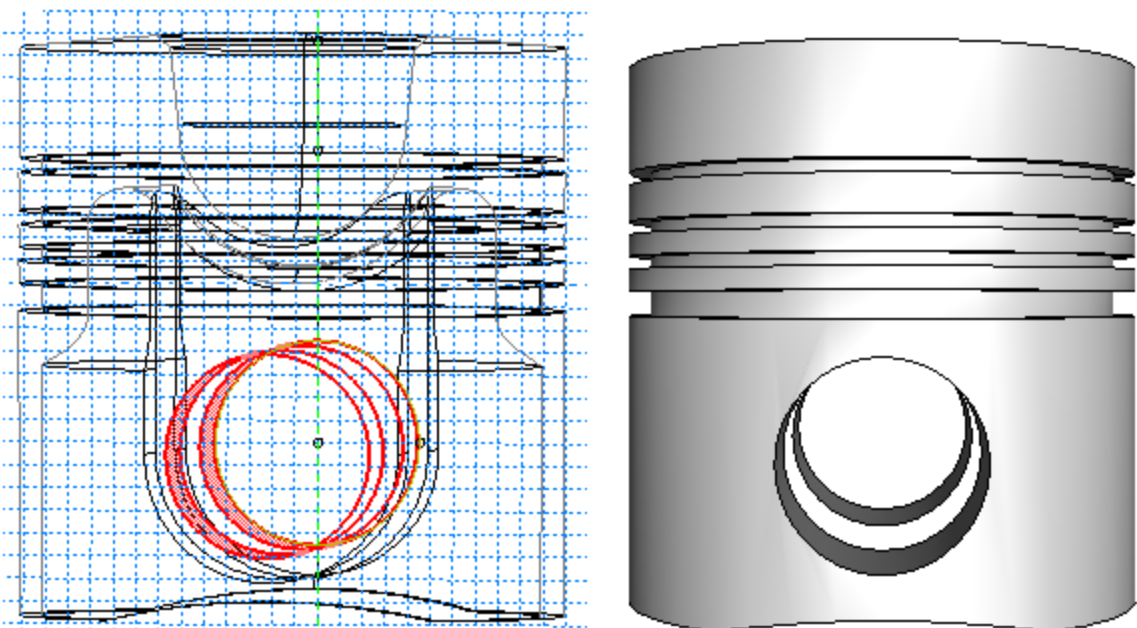


fig.3.7 L'augment de l'axe

Après les étapes de construction, on obtient la forme finale du piston, la figure 3.8 représente une vue de trois quarts de piston sur sa forme finale.

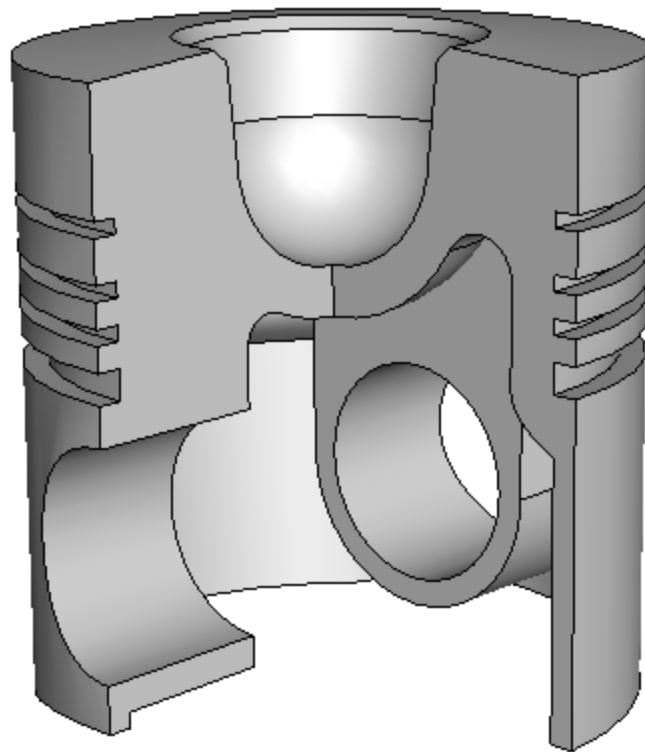


fig.3.8 Trois quarts de piston

3.2.4 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 transféré par convection vers la tête puis traverse l'intérieure 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).

On peut modéliser le transfert de chaleur entre le piston et son environnement de

deux manières :

1) A l'aide d'un coefficient de transfert thermique global calculé par des formules semi-empiriques [10,14,22]. La température moyenne des gaz de combustion prise en compte étant une température calculée à l'aide de la formule suivante [33] :

$$\bar{T}_g = \frac{1}{4\pi\bar{H}_g} \int_0^{4\pi} H_g T_g .d\psi \quad (3.1)$$

Où \bar{H}_g représente le coefficient d'échange thermique moyen, calculé sur un cycle complet à l'aide de la formule suivante [33] :

$$\bar{H}_g = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} H_g .d\psi \quad (3.2)$$

H_g : coefficient de transfert thermique spécifique à chaque phase du cycle.

2) A l'aide des mesures expérimentales relevées de la littérature.

Pour notre étude, nous avons opté pour la deuxième solution [33], car elle est plus proche de la réalité et elle prend en considération la disparité de flux thermique dans les différents points de la surface de la tête de piston.

Les conditions aux limites données par l'équation (2.10) sont de type de Neumann car l'échange thermique entre le piston et l'environnement est considéré comme purement convectif. Elles sont spécifiées selon l'hypothèse de la répartition du couple (h, T_∞) sur les différentes surfaces frontières (figure 3.9). Les températures de l'entourage T_∞ sont représentées par T_g, T_h, T_r , respectivement température moyenne des gaz dans la chambre de combustion durant un cycle moteur, température de l'huile de lubrification et température de l'air de refroidissement.

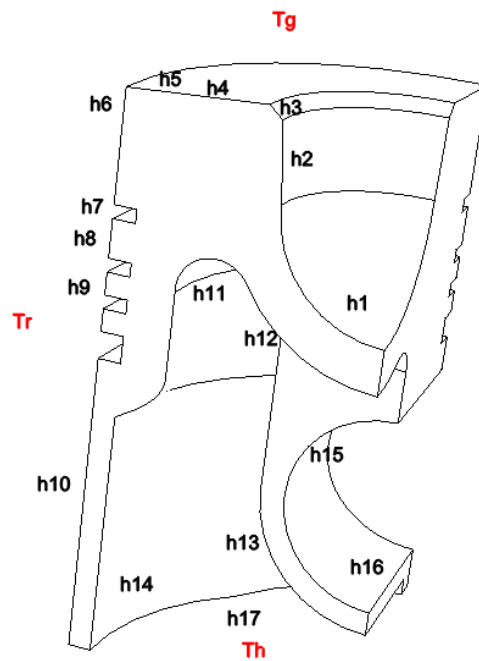


fig.3.9 Distribution du coefficient de transfert thermique et des températures ambiantes sur les frontières du piston

Les valeurs des coefficients de transfert thermique sont données par le tableau 3.2,[33]

Tableau 3.2 Coefficient de transfert thermique entre le piston et son environnement

($\times 10^{-4} \text{W} \cdot \text{mm}^{-1} \text{K}^{-1}$)

h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	h_7	h_8	h_9
2.1	2.3	1.4	1.4	3.0	0.9	18.2	3.2	13
h_{10}	h_{11}	h_{12}	h_{13}	h_{14}	h_{15}	h_{16}	h_{17}	
8.0	7.0	2.0	3.0	3.2	25.0	0.5	0.5	

Les valeurs des températures de l'entourage sont :

$$T_g = 900 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_h = 127 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_r = 95 \text{ }^\circ\text{C}$$

3.2.5 Conditions de chargement mécaniques du piston

La pression agissant sur le fond du piston, due à l'action des gaz de combustion, est supposée uniformément répartie avec une valeur de 9.57 Mpa (fig 3.10).

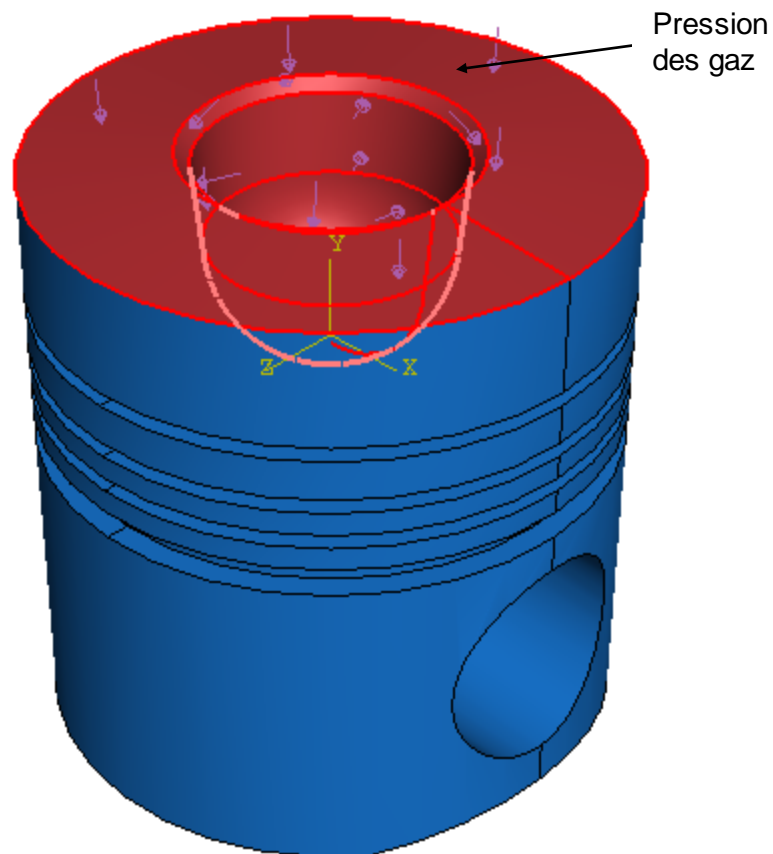


fig.3.10 Application de la pression des gaz de combustion

3.2.6 Conditions aux limites

Tous les nœuds qui se trouvent au niveau de l'axe du piston sont fixés en translation et en rotation (fig.3.11).

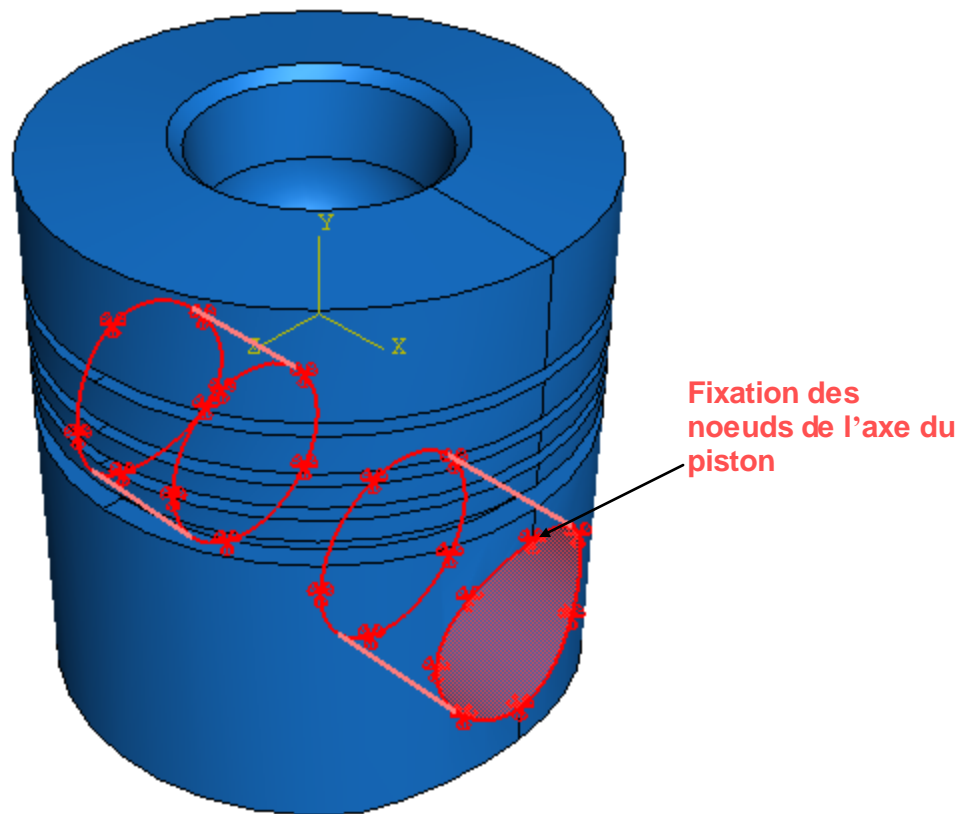


fig.3.11 Condition aux limites du piston

3.2.7 Maillage

a) Choix du type d'éléments finis

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.

b) Méthode(s) 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 fig (3.12)

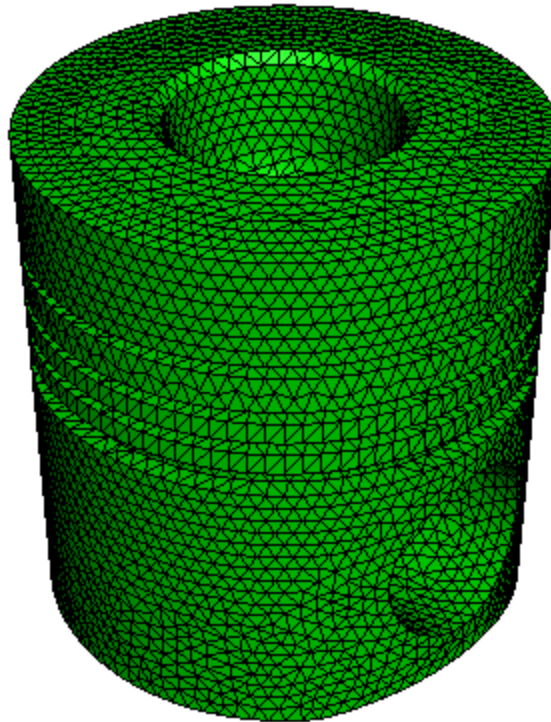


fig.3.12 Maillage de piston d'étude

3.2.8 Résolution du problème

3.2.8.a. Calcul des champ de températures et de contraintes thermiques

Nous effectuons l'analyse de l'équation du problème stationnaire de transfert de chaleur ($\vec{\nabla}(k\vec{\nabla}T) = 0$) pour déterminer la distribution de la température sur le piston. On utilise la méthode des éléments finis. Cette équation différentielle est transformée en un système d'équation de la forme :

$$[K]\{T\} = \{F\}$$

Le logiciel abaqus donne la résolution de cette équation pour déterminer la répartition des températures sur tout le piston. A l'aide des résultats obtenus des températures, on calcule les contraintes thermiques dues aux variations de température sur les différents points de la structure du piston.

3.2.8.b Calcul des contraintes mécaniques

De la même façon, pour calculer les contraintes mécaniques, on applique la charge provenant de la pression que subit le fond du piston par les gaz de combustion. La pression est considérée comme uniformément répartie. La réaction des forces de pression est assurée par la fixation des bossages de l'axe de piston en translation sur les trois axes x, y et z .

3.2.8.c Calcul des contraintes thermomécaniques

En considérant les deux types de contraintes mécanique et thermique, que l'on associe pour former un couplage thermomécanique Ce sera donc un calcul de contraintes thermomécaniques. Ceci est l'objectif de notre étude.

Le problème mécanique et le problème thermique sont résolus en parallèle et de façon simultanée. La résolution de couplage peut se résumer dans les étapes suivantes :

- un incrément de déplacement de la charge de pression est fixé afin d'avoir une déformation dans les éléments pas trop importante.
- Un calcul thermique est ensuite fait afin de calculer le champ de température en tenant compte des résultats de cet incrément de calcul mécanique.
- On passe ensuite à un incrément suivant de déplacement et ainsi de suite jusqu'au déplacement final désiré.

Chapitre 4

Présentation des résultats et discussions

4.1 Introduction

On présentera dans ce chapitre la répartition des températures dues au flux thermique et la distribution du champ de contraintes thermiques dues à la variation de la température entre le piston et son environnement et la distribution du champ de contraintes mécaniques dues la charge de pression des gaz de combustion. Puis on présente les résultats du couplage thermomécanique du aux charges thermiques et mécaniques.

4.2 Répartition du champ de températures dans le piston

La répartition des températures dans le piston est présentée sur les figures (4.1-4.2) pour chaque matériau. Pour cela, on prend des coupes sur le plan de battement pour visualiser la distribution de température sur toute la structure du piston.

Pour valider nos résultats nous comparerons le piston de type de matériau (AS12UNG) ayant des caractéristiques proches du matériau caractérisant le modèle de Li [33], fig (4.1).

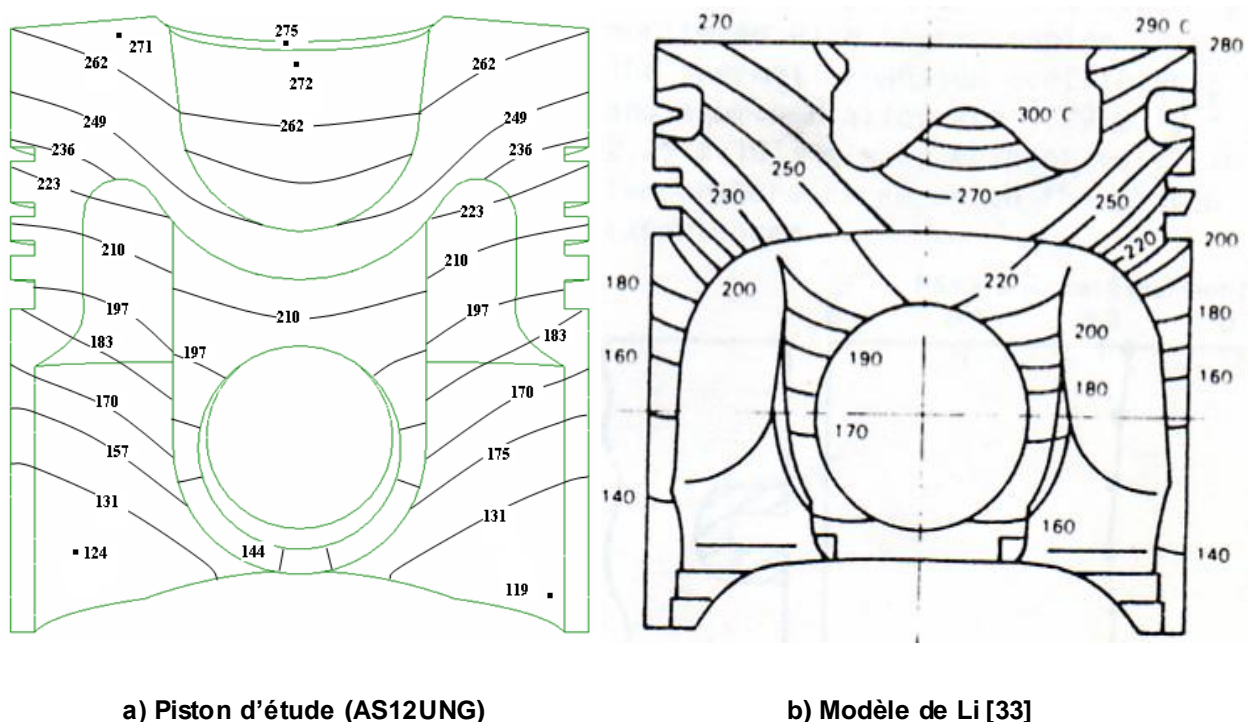


fig.4.1 Validation de la distribution du champ de température sur le piston

On remarque que l'allure du champ de températures est comparable à celle de Li. La température est maximale sur le fond et elle diminue vers le bas du piston.

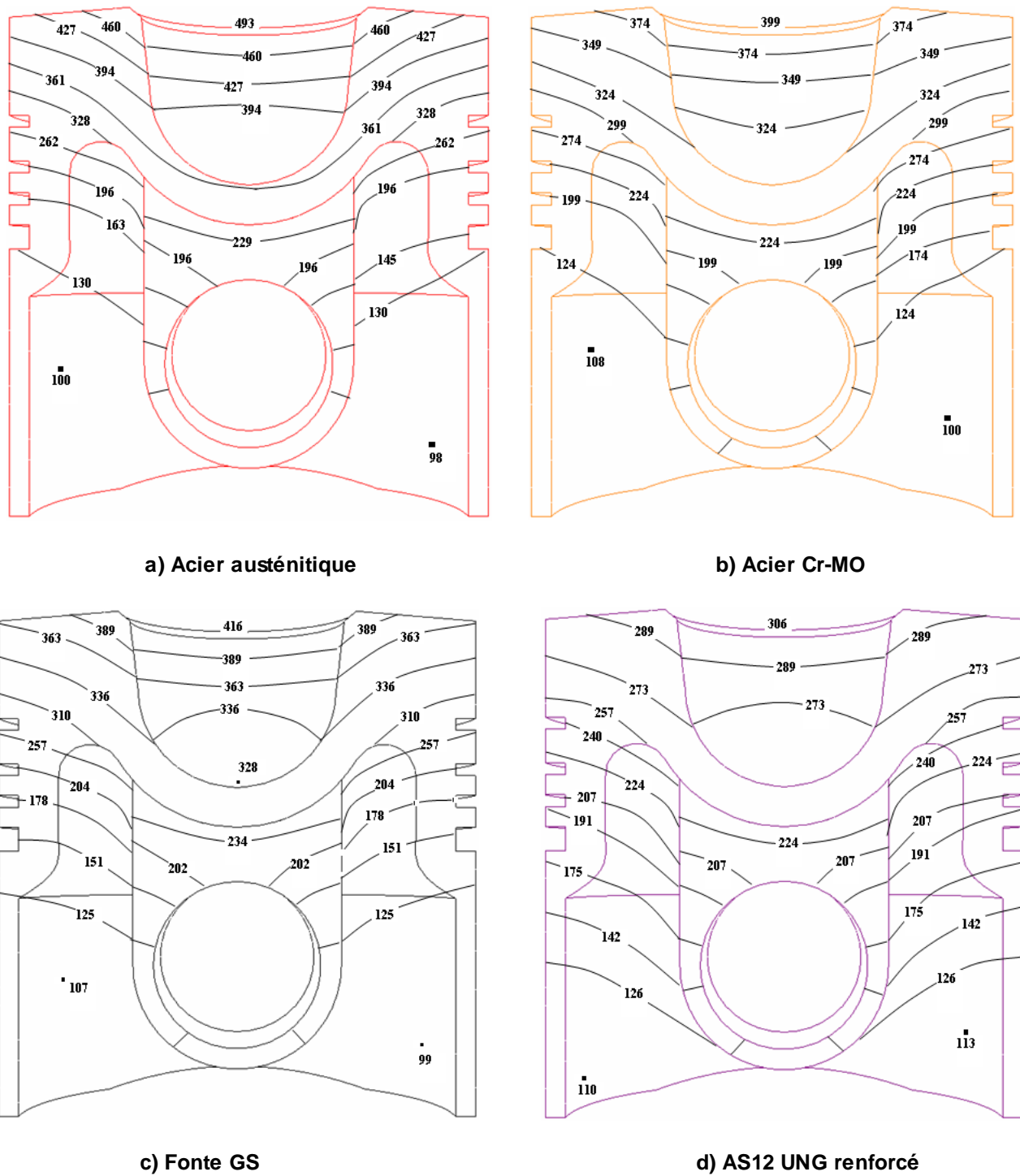


fig.4.2 Distribution du champ de températures sur le piston

Pour les autres matériaux, les figures (4.2 a,b,c,d) montrent que le champ de températures décroît progressivement de la tête du piston vers le bas du piston quelque soit le matériau. Ainsi, la température maximale pour le cas du piston en acier austénitique est environ 493 °C au niveau des chanfreins de la cavité de la tête. Des températures d'environ 416°C, 399°C, 307°C sont obtenues respectivement pour la fonte GS,

l'acier CrMo et AS12UNG renforcé par fibre. Les températures les plus basses sont localisées au bas de la jupe.

La figure 4.3 présente la distribution du champ de température sur le fond du piston

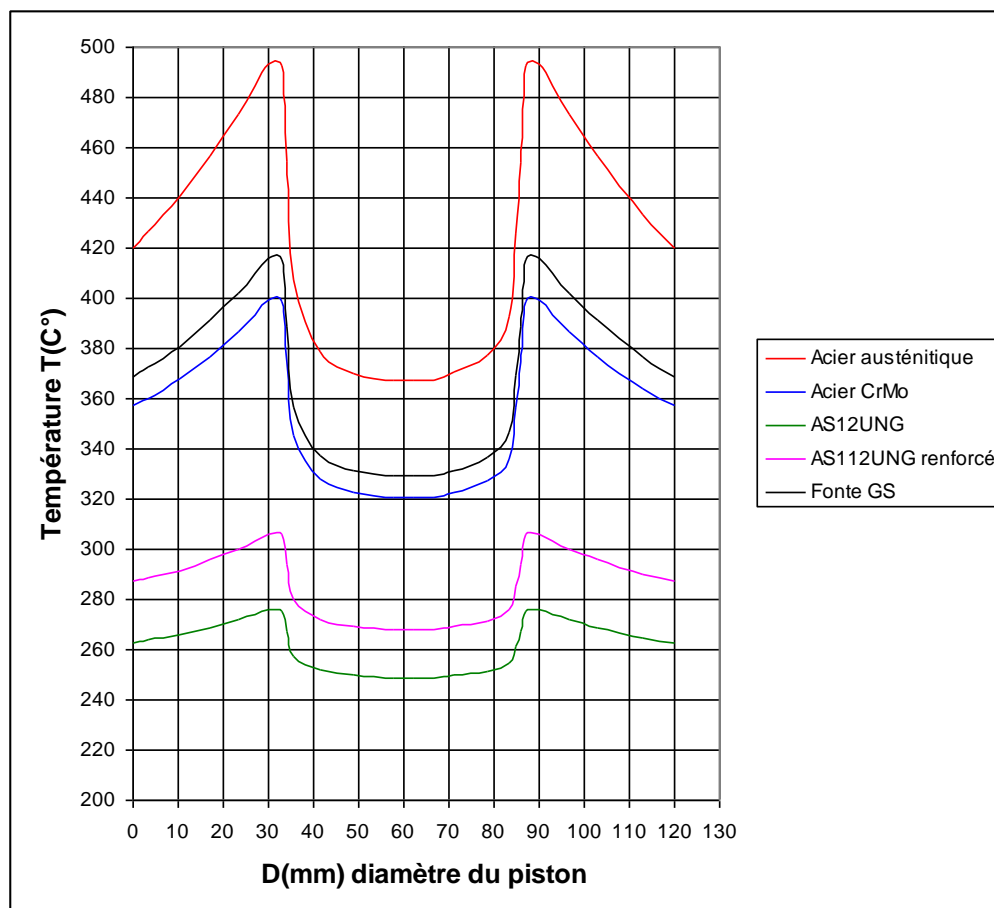


fig.4.3 Distribution de la température sur le fond du piston

On voit que la température sur la partie latérale de la tête augmente jusqu'à la cavité, où elle prend sa valeur maximale puis elle diminue progressivement du côté intérieur de la cavité.

4.3 Répartition des champs de contraintes thermiques dans le piston

On tient en compte seulement des interactions thermiques pour la détermination des contraintes thermiques, car elles sont dues aux variations des températures aux différents points du piston. Les résultats pour chaque matériau sont présentés dans la figure 4.4.

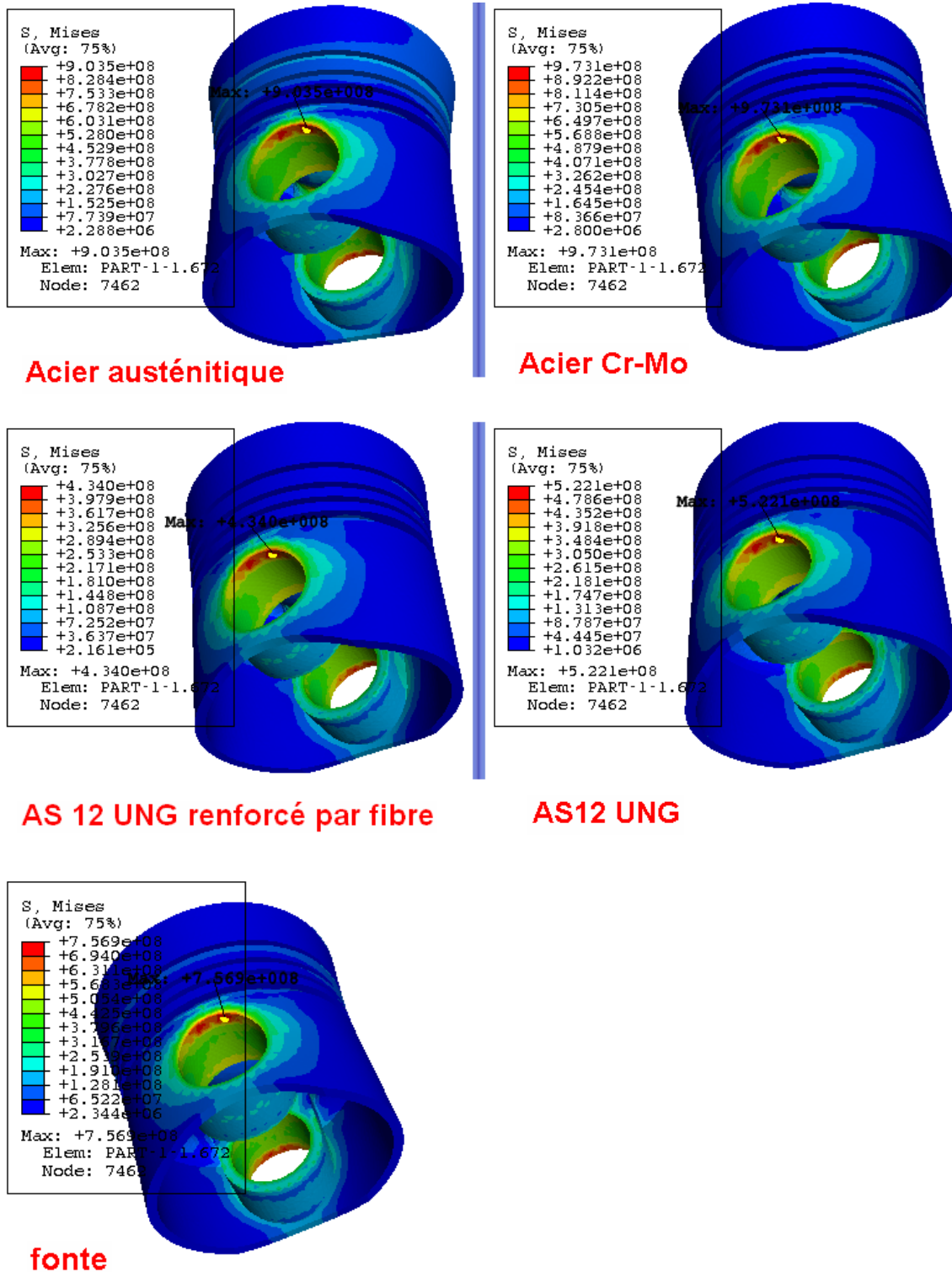


fig.4.4 Répartition des champs de contraintes thermiques dans le piston (Pa)

On remarque que la valeur maximale de la contrainte de Van Mises due à l'effet thermique est localisée au niveau de l'axe du piston.

4.4 Répartition des champs de contraintes mécaniques dans le piston

Si on élimine l'effet de la température, seul la charge de pression due aux gaz de combustion qui va agir sur le fond du piston (fig4.5). Ce qui permet de calculer les contraintes mécaniques.

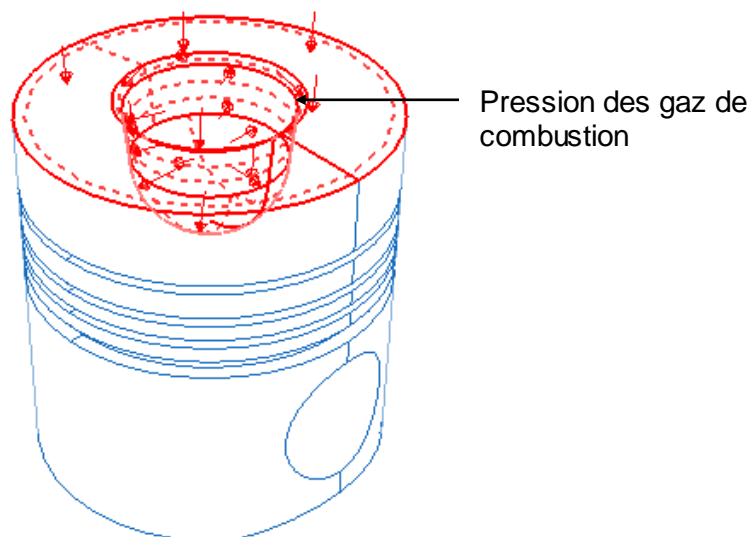


fig.4.5 Distribution de la pression des gaz de combustion sur le piston

La figure.4.6 présente la distribution du champ de contraintes mécaniques sur le modèle 3D du piston pour les différents matériaux.

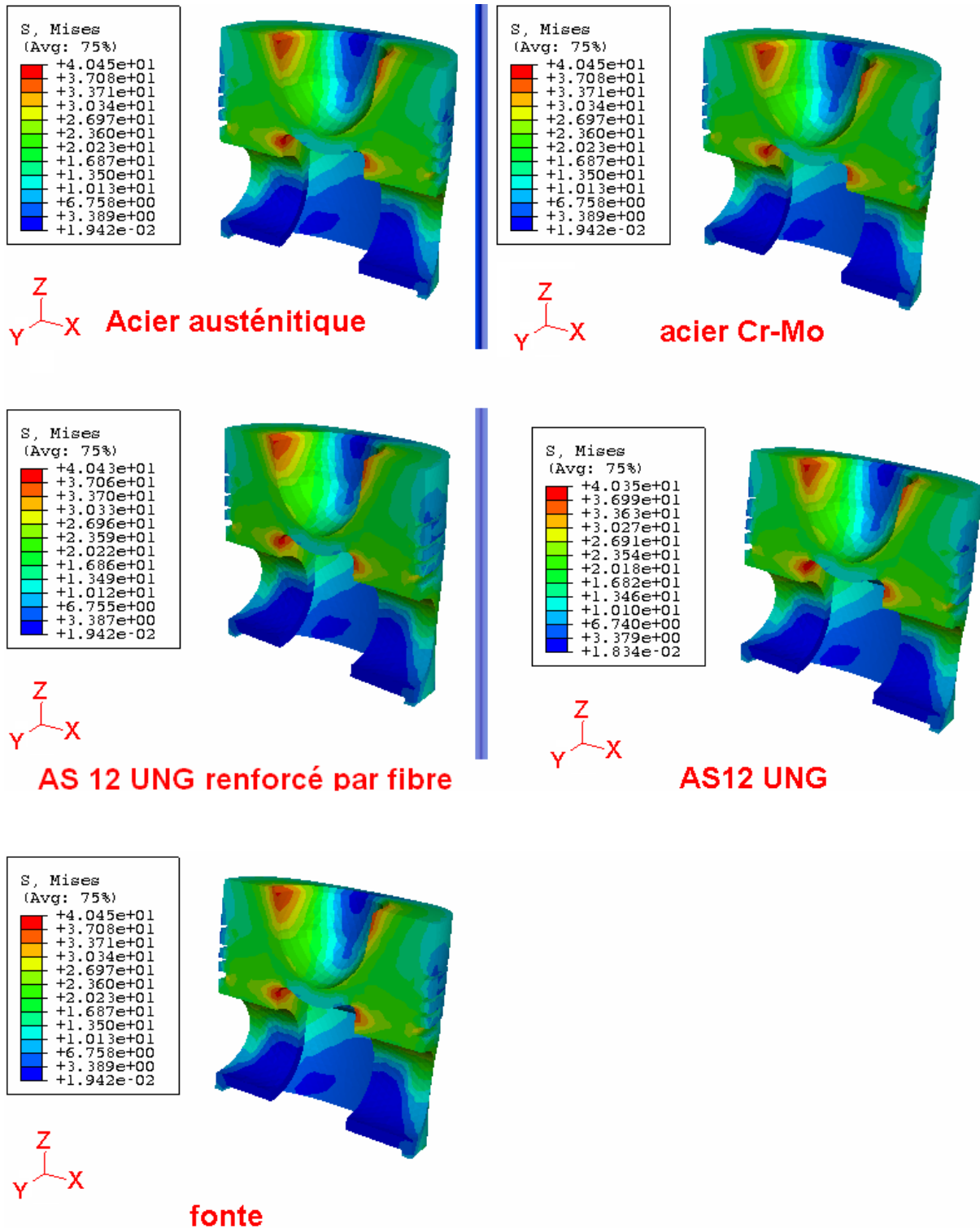


fig.4.6 Répartition des champs de contraintes mécaniques dans le piston (Mpa)

La figure 4.6 montre qu'il y'a une petite différence de contraintes mécaniques entre les cinq matériaux. On remarque une concentration des contraintes mécaniques proche des chanfreins de la cavité et sur les points d'assemblage des nervures avec la partie intérieure de la tête du piston.

4.5 Répartition des champs de contraintes thermomécaniques dans le piston

Le bilan des charges thermiques et mécaniques permet de calculer les contraintes globales subies par le piston. Après le couplage entre les deux sollicitations, on obtient les résultats qui sont présentés sur la figure 4.7

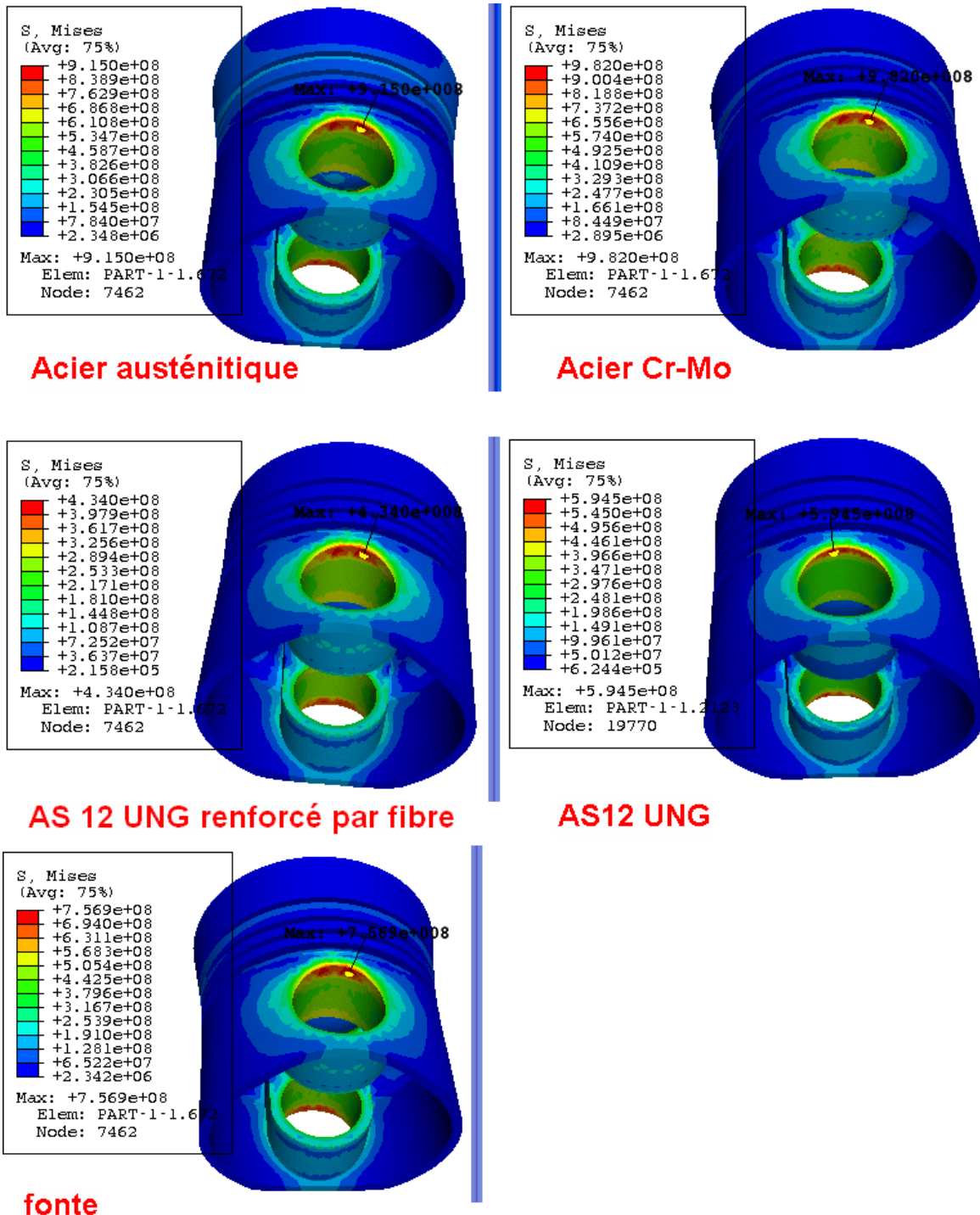
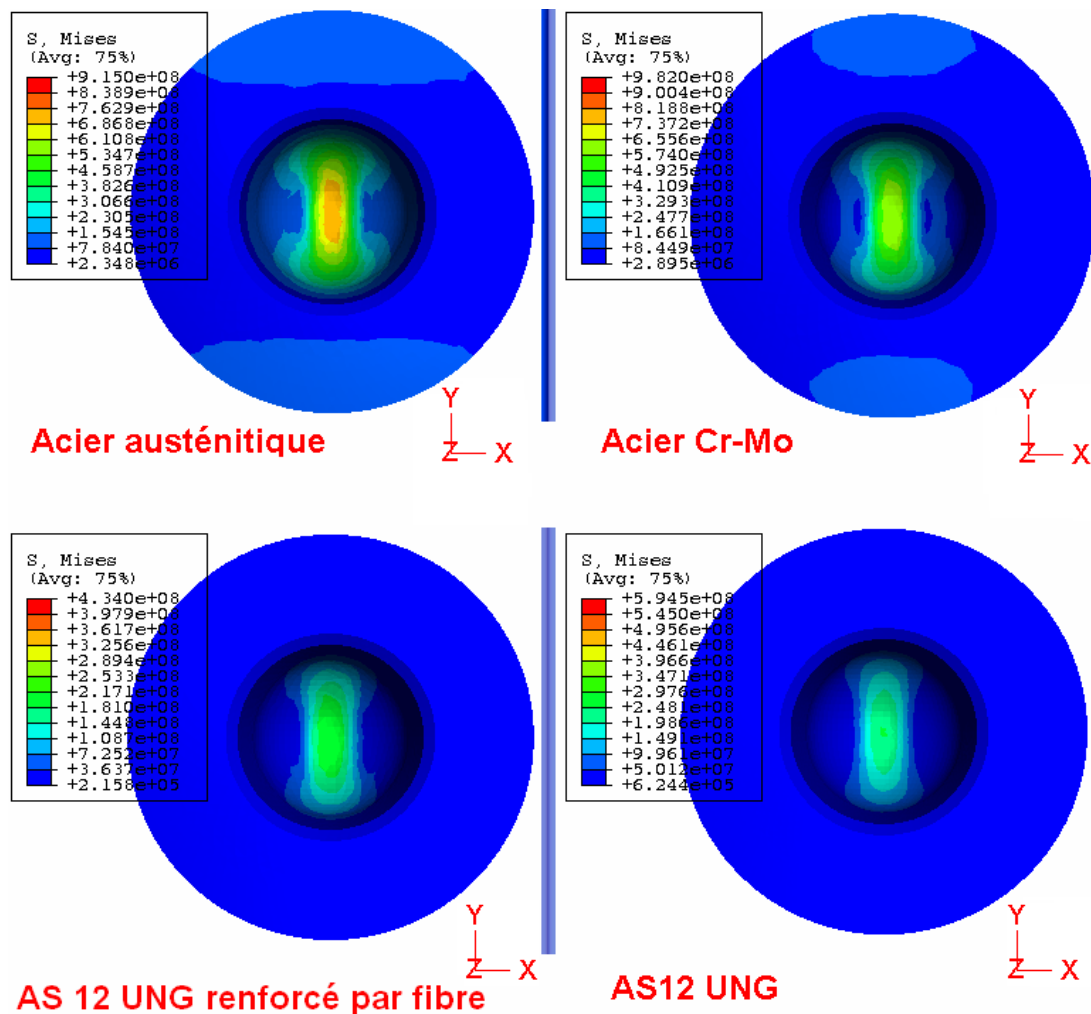


fig.4.7 Champ de contraintes thermomécaniques dans le piston

On remarque que l'influence des contraintes mécaniques est faible par rapport aux contraintes thermiques, les valeurs maximales des contraintes thermomécaniques se trouvent au niveau de l'axe du piston.

On remarque aussi que le piston le moins sollicité est celui ayant le type de matériau en aluminium (AS12UNG renforcé par fibre). C.a.d que ce matériau offre une meilleure résistance par rapport aux autres matériaux.

La distribution des contraintes thermomécaniques sur le fond du piston est représentée sur la figure 4.8



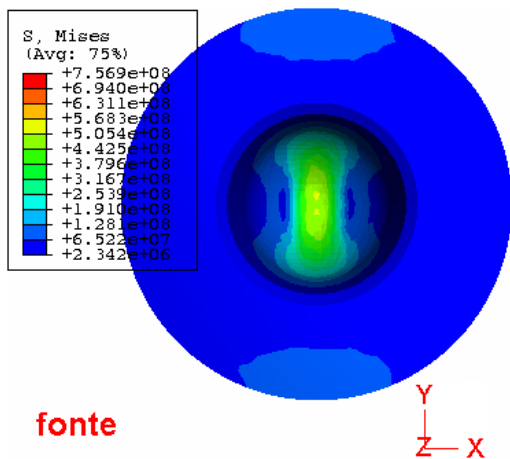


fig.4.8 Champ de contraintes thermomécaniques sur le fond du piston

On remarque que la concentration des contraintes thermomécaniques est au niveau du fond de la cavité du piston. Le piston le moins sollicité est celui qui a le type de matériau AS12UNG renforcé par fibre. Alors ce matériau offre-t-il au piston une meilleure résistance

Sur la base des résultats précédents on choisit quelques points sur les parties les plus sollicitées du piston (fig.4.9) pour faire la comparaison. Le tableau 4.1 donne les valeurs de températures et de contraintes correspondant aux points spécifiés du piston.

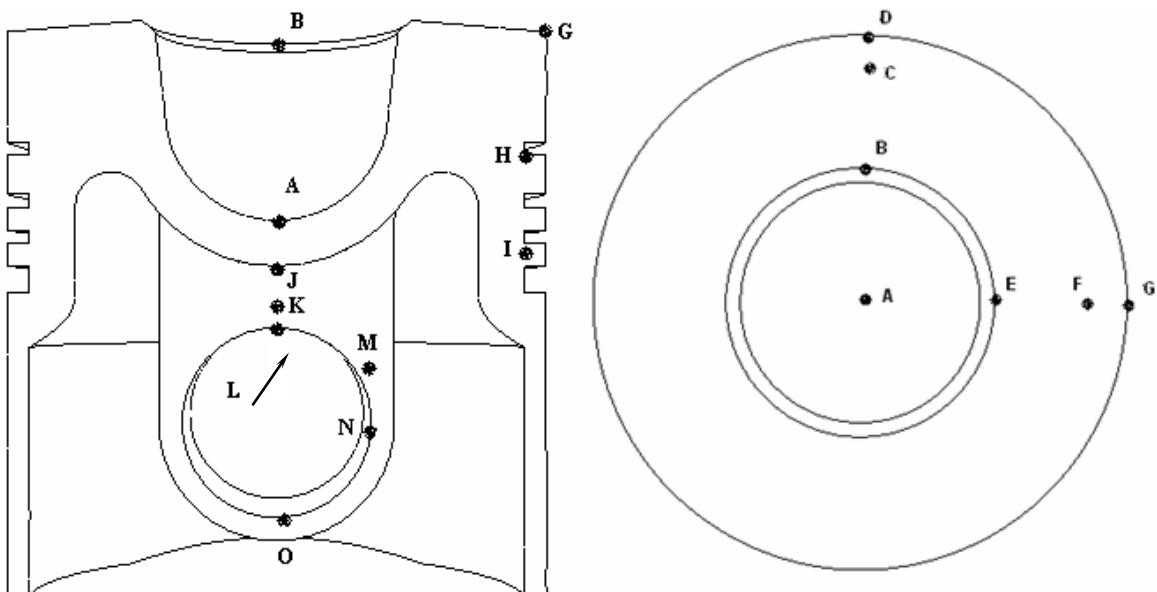


fig.4.9 Points spécifiques à étudier

Tableau 4.1 Valeurs des températures et des contraintes thermomécaniques pour les points spécifiés

Noeud	Acier austénitique		Acier CrMO		AS12UNG		AS12UNG renforcé par fibre		Fonte	
	T (C°)	σ (pa)	T(C°)	σ (pa)	T(C°)	σ (pa)	T(C°)	σ (pa)	T(C°)	σ (pa)
A	367.037	7.27E+08	320.343	6.30E+08	248.83	2.51E+08	267.911	2.15E+08	328.932	5.04E+08
B	493.623	6.75E+07	399.388	7.46E+07	275.845	3.44E+07	306.157	2.94E+07	416.023	4.85E+07
C	433.545	1.12E+08	363.809	9.80E+07	264.656	2.49E+07	289.959	3.28E+07	376.432	7.29E+07
D	420.161	1.23E+08	357.161	9.87E+07	262.978	3.30E+07	287.394	3.07E+07	368.809	7.49E+07
E	492.991	1.19E+07	398.502	2.01E+07	275.348	1.04E+07	305.519	9.84E+06	415.138	1.52E+07
F	435.587	3.87E+07	364.89	2.12E+07	265.002	1.49E+06	290.452	1.87E+06	377.651	1.95E+07
G	421.414	4.50E+07	357.945	1.99E+07	263.3	2.92E+06	287.827	221355	369.665	1.95E+07
H	243.106	9.07E+07	247.234	5.39E+07	225.554	2.22E+07	234.352	9.37E+06	247.613	4.57E+07
I	157.753	2.69E+07	176.59	3.33E+07	191.565	2.32E+07	190.009	2.10E+07	173.43	2.75E+07
J	130.682	2.05E+08	148.158	2.26E+08	173.338	1.27E+08	167.793	9.90E+07	144.761	1.75E+08
K	215.735	4.23E+08	218.688	4.45E+08	209.105	2.47E+08	213.696	1.89E+08	218.581	3.45E+08
L	208.209	9.15E+08	213.058	9.82E+08	206.58	5.94E+08	210.366	3.57E+08	212.581	7.57E+08
M	171.485	3.75E+08	182.668	3.90E+08	190.678	2.03E+08	190.219	1.68E+08	180.796	3.02E+08
N	139.908	4.65E+08	151.128	5.05E+08	169.446	3.06E+08	164.92	2.28E+08	148.895	3.92E+08
O	115.677	4.44E+08	121.676	4.80E+08	144.219	2.71E+08	136.464	2.14E+08	120.115	3.73E+08

La comparaison entre les valeurs de contraintes dans les différents points spécifiés est donnée dans les figures 4.10 et 4.11.

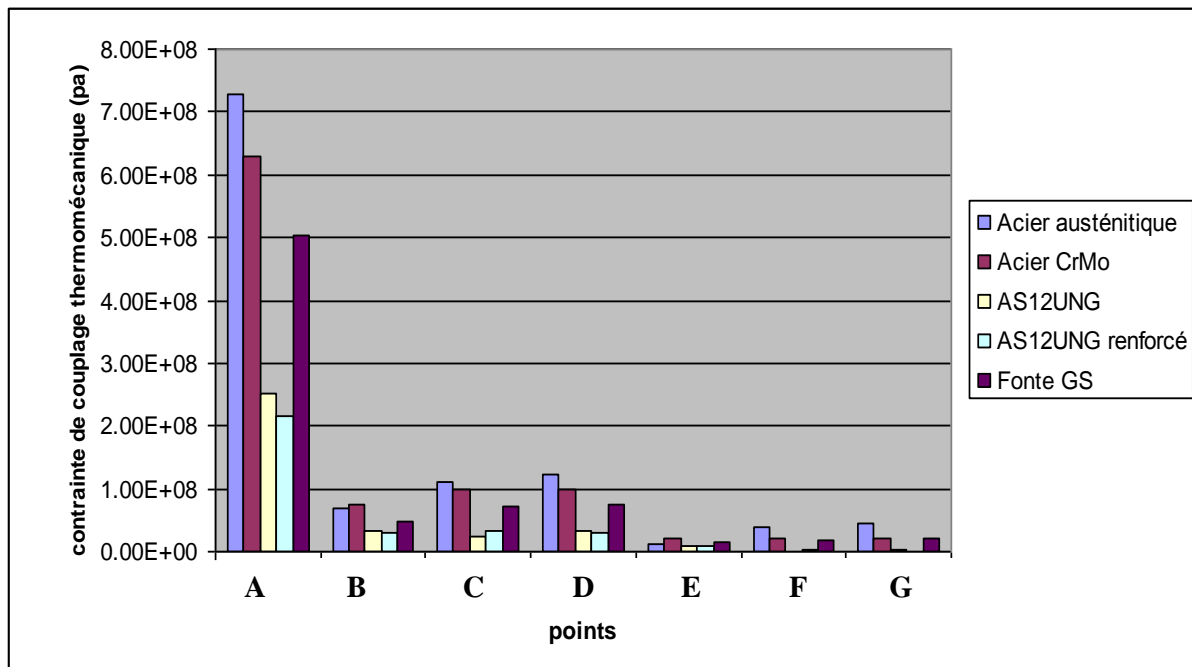


fig.4.10 Valeurs des contraintes thermomécaniques sur les points spécifiés dans la tête du piston

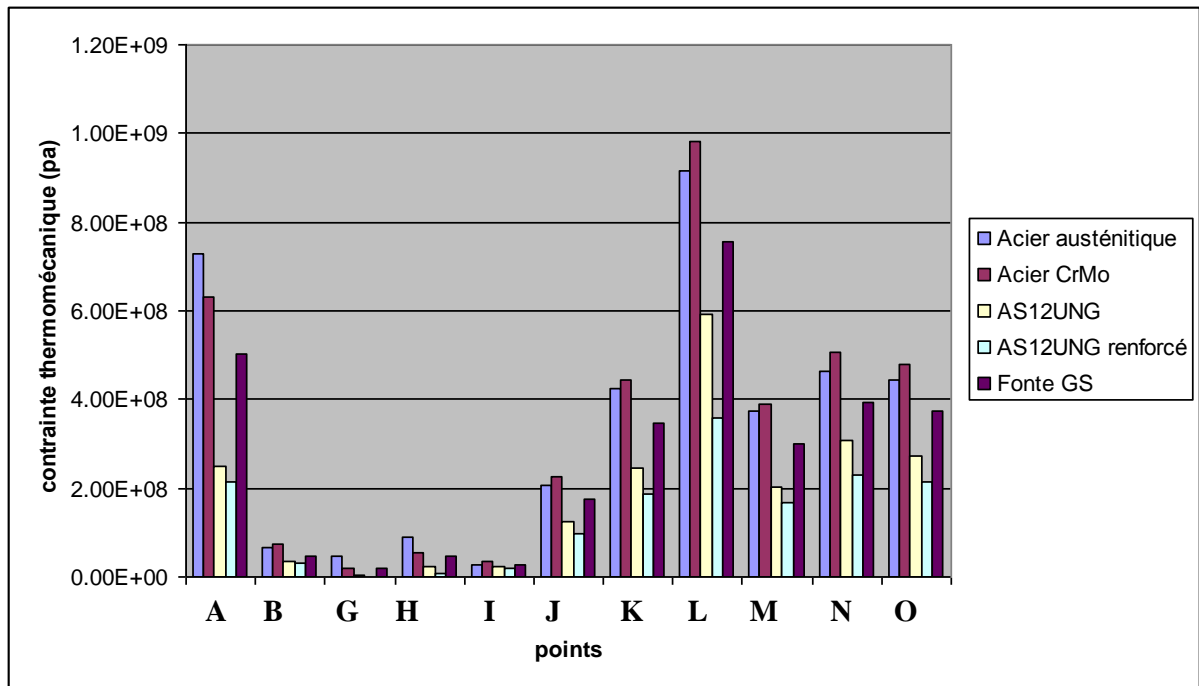


fig.4.11 Valeurs des contraintes thermomécaniques sur les points spécifiés dans le piston

On remarque que parmi les points choisis sur le fond du piston, la valeur maximale de la contrainte est celle au centre de la cavité (A) et que la valeur maximale pour tout le piston est celle au point « L » qui se trouve au niveau de l'axe du piston (fig 4.9).

La valeur minimale des contraintes thermomécaniques de ce point est celle correspondante au matériau AS12UNG renforcé par fibre.

4.6 Analyse des déplacements

Le piston subit des déformations sur les trois axes x, y et z , dues aux charges thermiques et mécaniques. Nous présenterons les allures des trois composantes de déplacement $u=u_1, v=u_2, w=u_3$ (figs 4.12-4.14) et pour la déformée globale, nous illustrons les résultats sur une vue 3D puis les courbes correspondantes sur les plans de l'axe et de battement du piston.

La composante du déplacement (u_1) des cinq matériaux est présentée sur la figure.4.12.

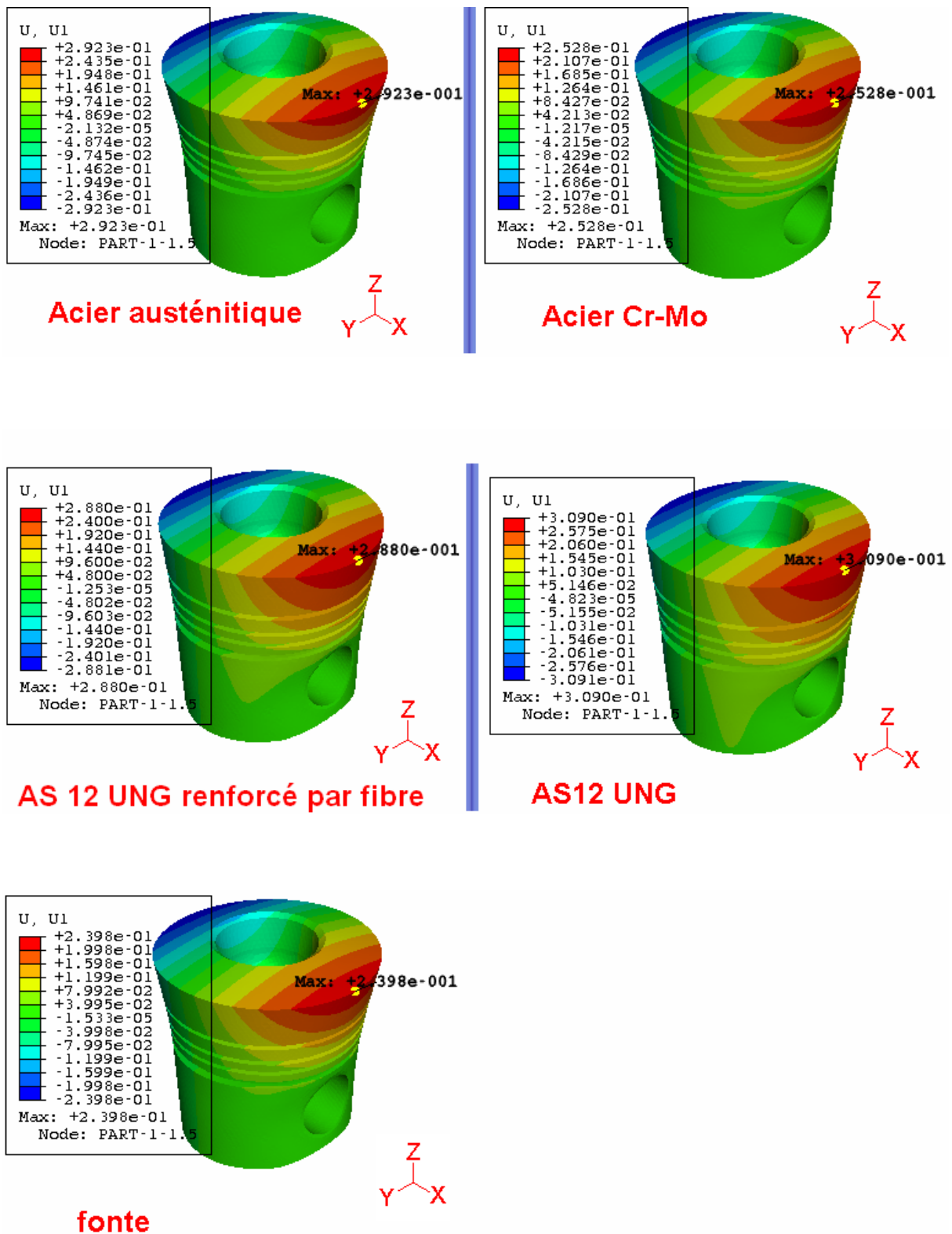


fig.4.12 Déplacement (u_1)

La figure 4.12 montre que la valeur maximale de la composante du déplacement u_1 se situe sur le plan de l'axe, au niveau du point le plus haut du fond de tous les pistons et que le piston ayant le type de matériau en fonte correspond la valeur minimale sur ce point.

La composante du déplacement (u_2) des cinq matériaux est présentée sur la figure.4.13.

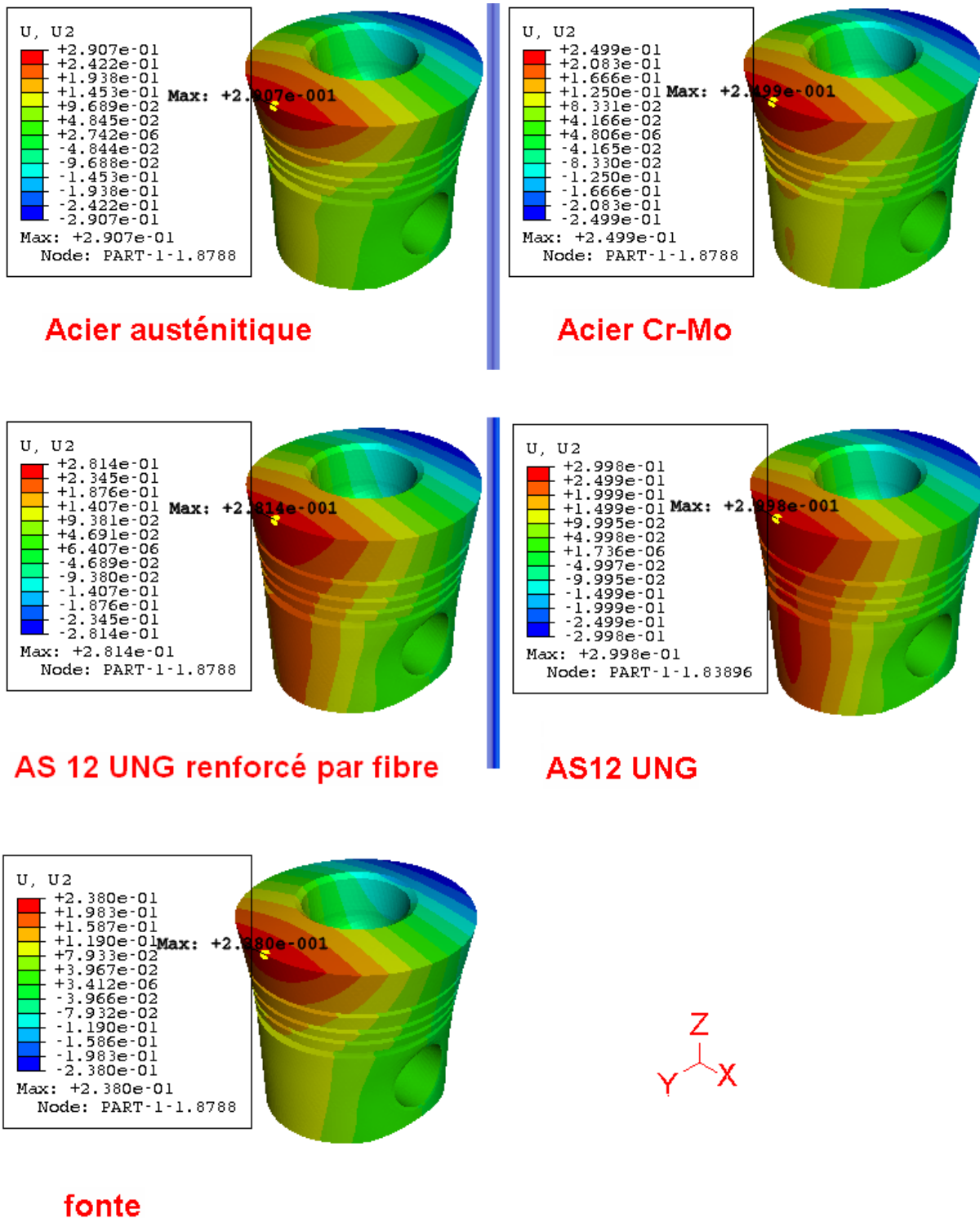


fig.4.13 Déplacement (u_2)

La figure 4.13 montre que la valeur maximale de la composante du déplacement u_2 se situe sur le plan de battement au niveau du point le plus haut du fond de tous les pistons et que le piston en fonte correspond la valeur minimale sur ce point.

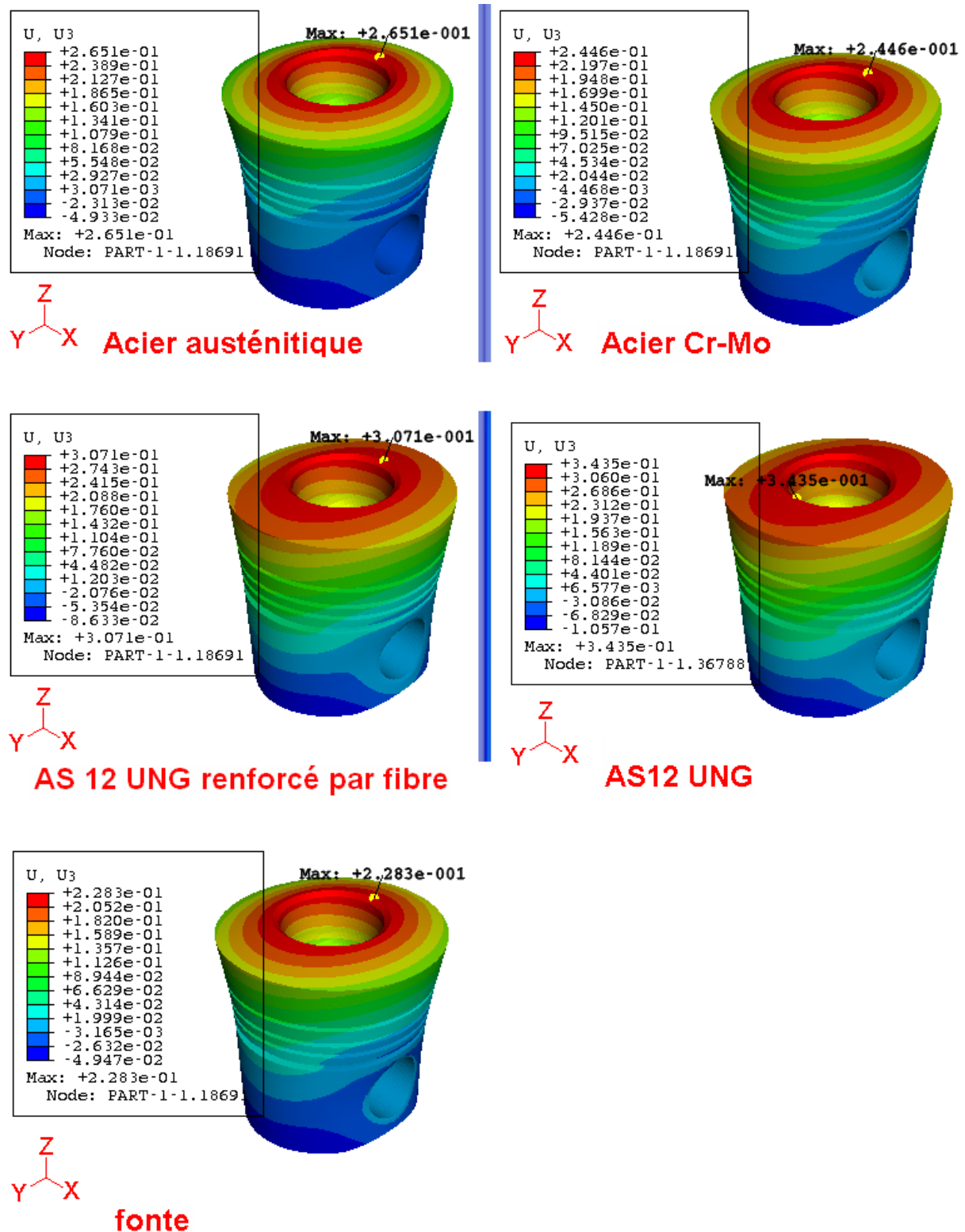


fig.4.14 Déplacement (u_3)

La figure 4.14 montre que la valeur maximale de la composante du déplacement u_3 se situe sur le fond du piston au niveau des chanfreins de la cavité du piston et que le piston en fonte correspond la valeur minimale sur ce point.

La figure 4.15 représente la déformé globale des cinq matériaux en 3D

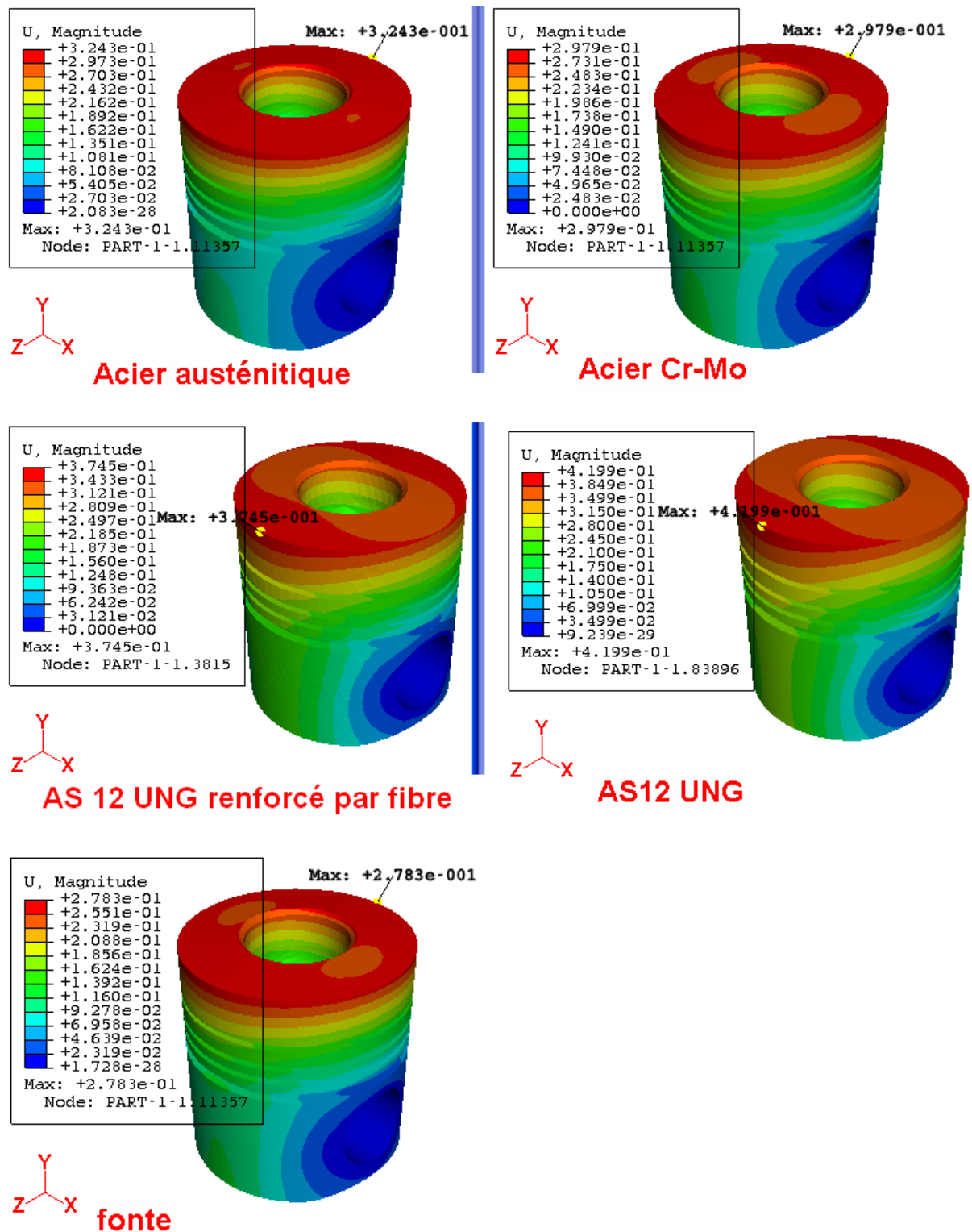


fig.4.15 Déformée globale U

La figure 4.15 montre que la valeur maximale du déplacement globale se situe sur le plan du battement au niveau de la partie latérale supérieure de la tête du piston.

Pour illustrer les résultats obtenus, nous présenterons les allures des déplacements dans le plan de battement (figs.4.16-4.17) et dans le plan de l'axe (figs.4.18-4.19).

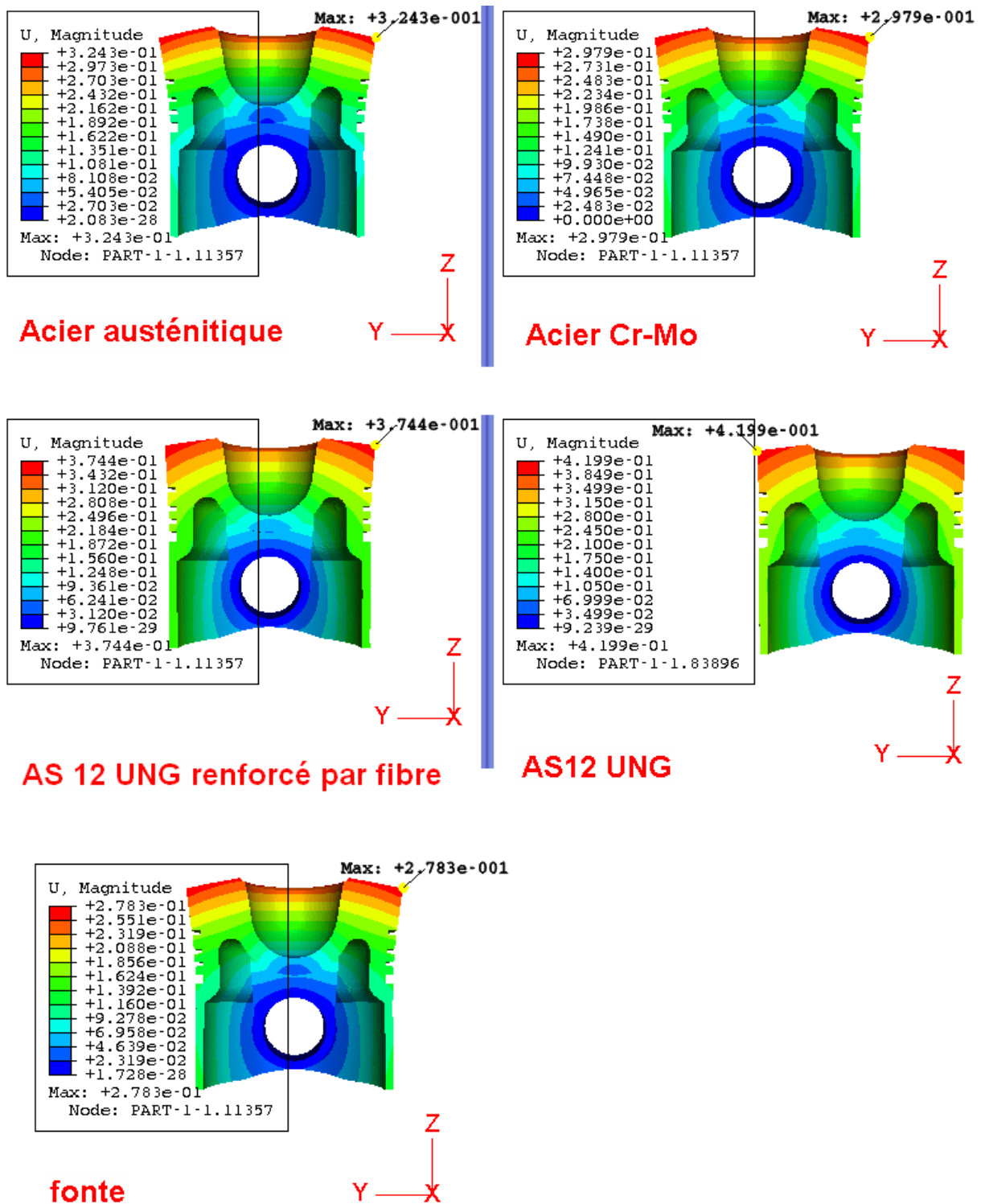


fig.4.16 Déformée globale U sur le plan du battement

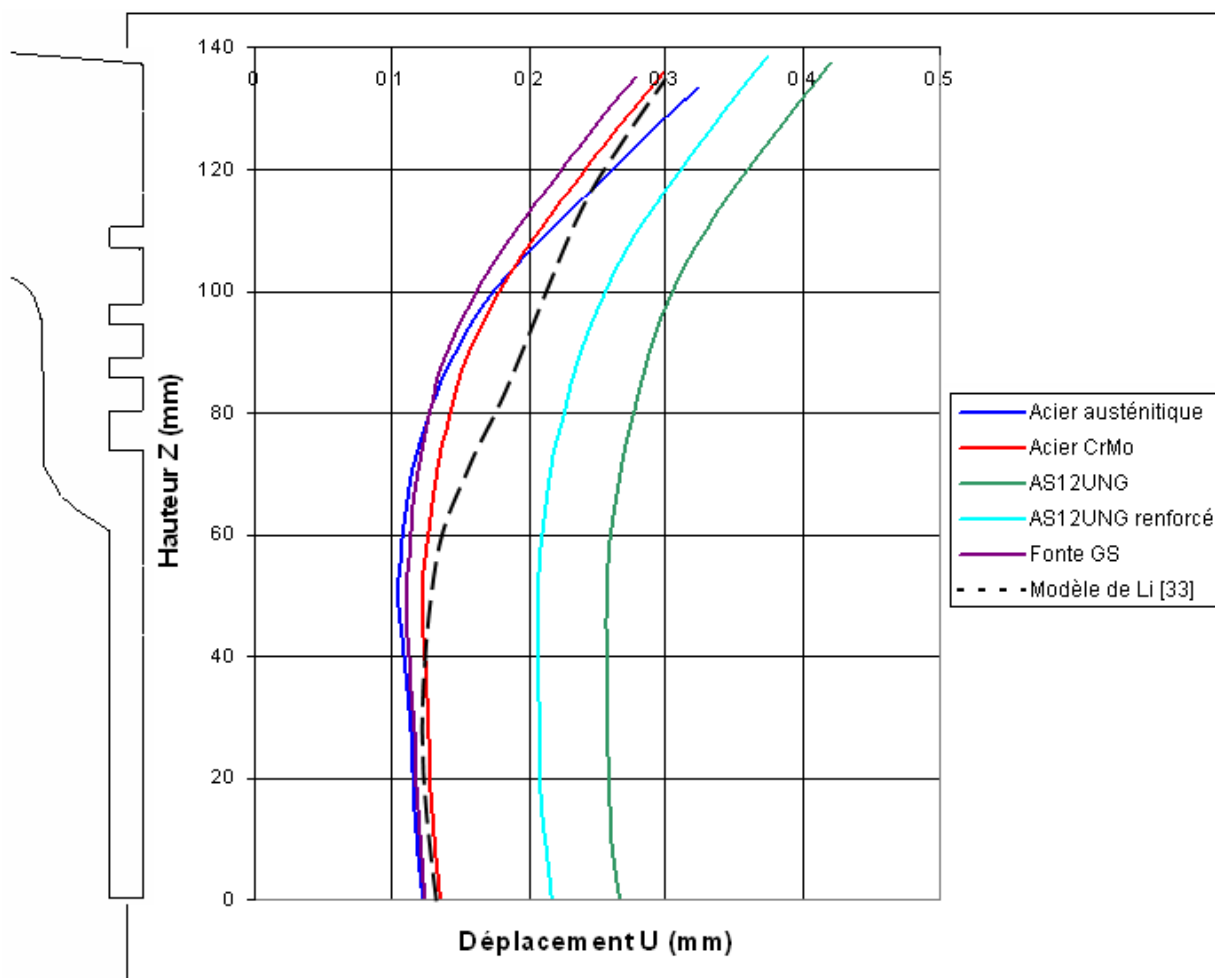


fig.4.17 Déformée globale U de la paroi externe du plan de battement

La figure 4.17 montre que les déplacements sont faibles en bas de la jupe et augmentent vers la tête où il atteignant des valeurs importantes au niveau des points les plus hauts de la partie latérale de la tête du piston. La valeur maximale du déplacement est celle correspondante au matériau AS12UNG, de l'ordre de 0.419 mm. Par contre, la valeur minimale correspond au matériau en fonte environ 0.278 mm.

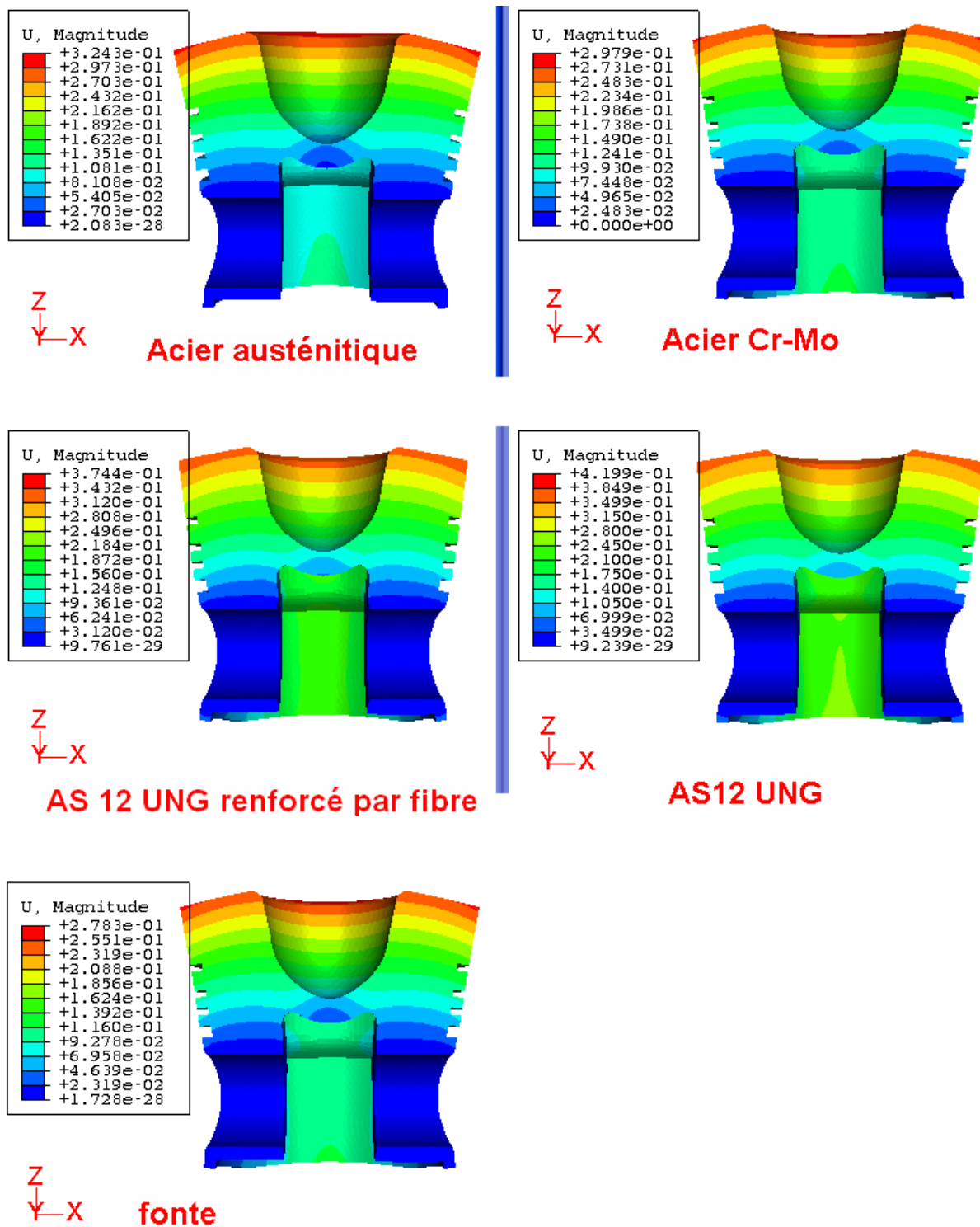


fig.4.18 Déformée globale U sur le plan de l'axe du piston

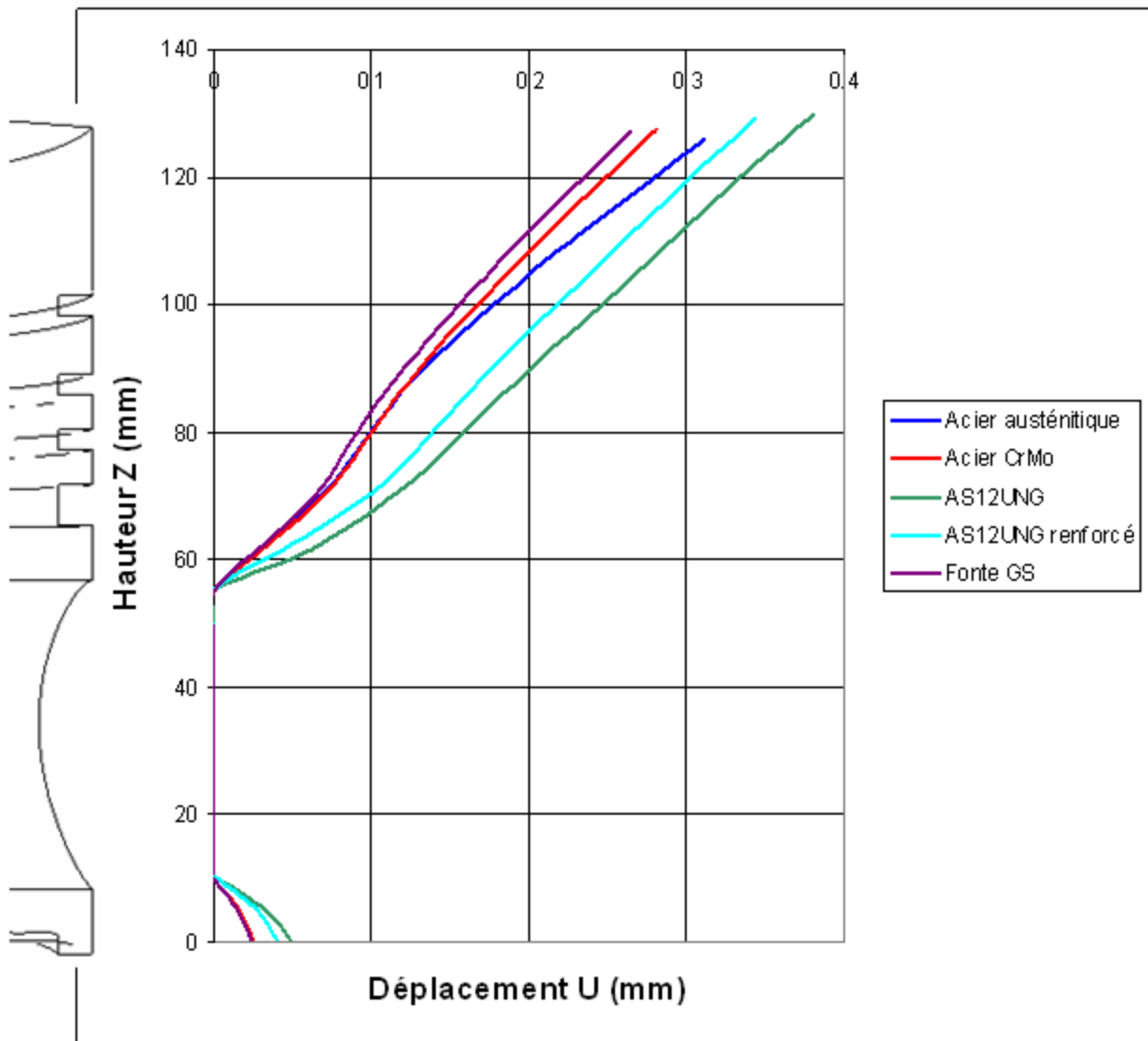


fig.4.19 Déformée globale U de la paroi externe du plan de l'axe

Les déplacements dans ce plan (figs 4.18-4.19) du bas de la jupe vers la tête du piston, ne sont pas importants comme dans le plan du battement, on remarque qu'ils sont presque nuls au niveau de l'axe à cause de la fixation des bossages et commencent à atteindre des valeurs sur les premier point du bas de la jupe, telles que les valeurs minimales sont aussi remarquée au niveau de la tête pour le piston ayant le type de matériau en fonte.

Conclusion générale

Cette étude constitue une contribution assez importante à la modélisation du piston pour l'analyse par éléments finis de l'influence de l'effet thermomécanique.

Elle permet de déterminer les températures caractéristiques dans le piston ainsi que la température maximale qui affecte considérablement les propriétés du matériau.

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

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

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

La déformation maximale dans le plan de poussée maximale, se trouve au niveau de la tête du piston. Ce qui nous permet de prévoir le jeu entre le piston et la chemise.

On a pu trouver des résultats sur la température et sur les dilatations, comparables à ceux obtenues par Li [33]. Ce qui donne un sens plus réaliste à cette étude.

Perspectives

A ces charges (charges mécaniques et charges thermiques qui ont fait l'objet de notre étude), le piston est soumis en plus aux charges de pressions hydrodynamiques et aux forces d'inertie. Cela complètera sans doute cette étude en donnant des résultats plus proches de la réalité quant au comportement du piston.

Bibliographie

- [1] **David .V. hutton.,** ' *Fundamental of finite element analysis* ' Edition MacGraw- Hill, NY 10020, New York 2004.
- [2] **G.R.Liu.S. S.Quek.,** ' *The Finite Element Method:A Practical Course* ', Butterworth-Heinemann, Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP,2003.
- [3] **R.Brun.,** 'parties mobiles piston et segments', *Techniques de l'ingenieurs, Volume B3, ISTRA, pp.1-17,1990.*
- [4] **Ball K and Sinha S. K.,** 'Prediction of the temperature of pistons of some highly rated medium speed Diesel engines', *GEC Journal of science & technology , Vol. 46, N°2, pp.61-66, 1980.*
- [5] **Barna G.L., Brumm D. B., and Aderson C. L** ' *An infraredtelemetry technique for making piston temperature measurement* ',SAE paper N°910051, 1991.
- [6] **Belcher B.R., and Wilson R.W,** ' *Templugs* ', *The Engineer*, pp. 305-308, feb.25,1966
- [7] **R.V Hugues, W.R.Dingle, M.F. Clover and J.R.Towers.,**' *Designing a compact engine for 4.5 BHP/SQ inch of piston area* ', *CIMAC (A16), pp.20 et 32, 1972.*
- [8] **Alkidas A. C. and Cole R. M.,** ' *Transient heat flux measurements in a divided chamber Diesel engine* ', *Journal of heat transfer, Vol. 107, pp. 439-444, May 1985.*
- [9] **Ben hamou.A.,**' *Influence de la forme de la cavité du piston d'un moteur diesel à injection directe sur les contraintes mécaniques* ', *mémoire de majister,chlef,1999.*
- [10] **Woshni G.,** ' *A univertally applicable equation for the instantaneuous heat transfer coefficient in the internal combustion engine* ', *SAE paper N° 670931, 1967.*
- [11] **Burhamm R. W., Davis.J.K., Perry W.D., and De Los Santos. A.,** ' *Development of a piston temperature telemetry system* 'SAE paper N° 920232, 1992
- [12] **De Vriendt B.,** ' *La transmission de la chaleur* ', Vol.1 Tome 1 : 'La conduction', Gaëtan-Morin, 1982.
- [13] **Assanis D.N., and Friedmann F.,** ' *An telemetry linkage system for piston temperature measurement in a diesel engine* ' SAE paper N°910299, 1991.
- [14] **Echelberg G.,** ' *Some new investigation on old combustion engine problem,* ' *Engineering, vol. 148, 1939.*
- [15] **Alkidas A. C.,** ' *Heat transfer characteristics of spark ignition engine* *Journal of heat transfer, Vol. 102, pp. 189-193, May 1980.*
- [16] **French C.C.J.,** ' *Piston cooling* ', *SAE Paper n°720024, 1972.*

- [17] **French C.C.J.**, 'Taking the heat off the highly boosted Diesel', SAE Paper n°690463, 1969.
- [18] **Furuhama S. and Enotomo Y.**, 'Piston temperature of automobile gasoline engine in driving on the road', Bulletin of JSME, Vol. 16, N°99, P.324, Sept.1973.
- [19] **Furuhama S. and Suzuki H.**, 'Temperature distribution of piston rings and piston in high speed diesel engine', Bulletin of JSME, Vol. 22 N° 147-1788, Dec.1973.
- [20] **Habchi F.**, 'Etude expérimentale et numérique des transferts de chaleur en contact lubrifié localisé en vue d'une application aux moteurs', Thèse de Doctorat de l'Université de Paris, Spécialité mécanique-énergétique,1992.
- [21] **Singiresu S. Rao.**, 'The finite element method in engineering fourth edition', Elsevier Science & Technology Books, 2004
- [22] **J.N.Reddy et D.k Garthing.**, 'The finite element method in heat transfer and fluid dynamic', Edition CRC press 1994.
- [23] **J.N. Reddy.**, 'Finite element method introduction', Edition Mc Graw-Hill 1993.
- [24] **Iida Y, Tanaka K. and Fuse S.**, 'Contact point method for measuring sliding face temperature and its application', SAE Paper n° 830311, 1983
- [25] **IP E. S.**, 'Temperature distribution in Diesel engine piston', The Engineer, pp. 935-929, Nov. 30 1962.
- [26] **kazachkov R.V.**, 'Measurement of the piston temperature of high speed internal combustion engines', Izmeritelnaya, N° 5, May 1960.
- [27] **Kruggel O.**, 'Calculation and measuring of piston temperatures of air cooled tmostroke gasoline engines', SAE Paper n°710578, 1971.
- [28] **Laroz S.**, 'Mécanique des structures', Tome 3 : 'Thermique des structure, Dynamique des structures',PP.39-65, Masson, 1992.
- [29] **Lawrason G. C. and Rollwitz W. L.**, 'A temperature telemetry technique for reciprocating engines', Sae Paper n° 670026, 1967.
- [30] **Lefevre T., Myers P. S. and Uyehara O. A.**, 'Experimental instantaneous heat fluxes in a Diesel engine and their correlation', SAE Paper n°690464, 1969.
- [31] **Westbrook M. H.**, 'A telemetry system for piston engine research', international telemetring conference, Vol. 1 pp, 154- 161, 1963
- [32] **Li C.H.**, 'Piston thermal deformation and friction consideration', SAE Paper n°820086, 1982.
- [33] **Li C. H.**, 'Thermoelastique behavior of an aluminium diesel engine piston', SAE paper N°860163, 1987.

- [34] **Woschni G. and Fieger J.**, 'Determination of local heat transfer coefficients at the piston of a high speed Diesel engine by evaluation of measured temperature distribution', SAE Paper n°790834, 1979.
- [35] **Morel T., Keribar R. and Harman S. T.**, 'Detailed analysis of heat flow pattern in a piston', Proceedings of the international symposium COMMODIA 90, Tokyo, pp 309-314, 1990.
- [36] **Morel T. Wahiduzzaman S., Tree D.R. and De Witt D. P.**, 'Effect of speed, load, and location on heat transfer in a diesel engine-Measurement and predictions', SAE paper N° 870154, 1987.
- [37] **Munro R., Laws A.M. et Rhodes L.P.**, 'Techniques de recherche et développement concernant les pistons et les segments', Ingénieurs de l'automobile, N°42, pp. 536-579, 1979.
- [38] **Munro R., Bibois.F and Matteoda.P** 'Ferrous piston diesel for highway application', T & N Technologie for the 90's, paper N°17,1990.
- [39] **Nusselt W.**, der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine', Z.Verdt. ing. N°67,pp.692-708,1923.
- [40] **Özisk N.**, 'Heat conduction', John Wiley & Sons, 1992
- [41] **Peschernegg S.J.**, 'Heat flow in engine pistons. SAE Paper n°670928,1967.
- [42] **hadj miloud.**, 'Etude du comportement thermomécanique du piston d'un moteur diesel à injection directe' thèse de majiser,UST Oron ,2001.
- [43] **Seal W.J., and Taylor D.H.C.**, 'Spatial variation of heat transfer to piston and liners of some medium speed diesel engines', Proc.inst.Mech.Eng., Vol 185 17/71, pp. 203-218, 1970.
- [44] **Shiling K., and Woschni G.**, 'Experimental investigation of the instantaneous heat transfer in the cylinder of high speed Diesel engine', SAE Paper n°790833, 1979.
- [45] **Singh V.P., Upadhyay P. C., Samria N.K.**, 'Some heat transfer studies on Diesel engine piston', International journal of heat and mass transfer, Vol. 29, N°5, pp. 812-814, 1986.
- [46] **Sitkei G., and Ramanaiah G. V.**, 'A rational approach for calculation of heat transfer in Diesel engines', SAE Paper n°720027, 1972.
- [47] **Sotter A.**, 'heat transfer in piston cooling', SAE paperN°660757, 1967
- [48] **Swallow.D., Bruni.L., and Kinsella F.H.**, 'The design and development of piston for high speed direct injection diesel engine', Symposium 'AE group, paperN°4,1986.
- [49] **Whitehouse N. D.**, 'Heat transfer in a quiescent chamber Diesel engine', Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 185, 72/71, 1970.

- [50] **Tremoulière G., Haupais A. et Brun M.,** ‘ Les transferts thermiques dans une chambre de combustion de moteur Diesel et leurs disparités locales’, *Entropie*, N°122, pp. 57-66, 1985.
- [52] **Van Gerpen J. H., Huan C.-W. and Borman G. L.,** ‘The effect of swirl and injection parameters on Diesel combustion and heat transfer’, *SAE Paper n°850265*, 1985
- [56] **Christian CLOS.,** ‘Technologie des moteurs alternatifs à combustion interne’ *technique d’ingénieur*, volume B2, 2000.
- [57] **Nicolas RANC .,** ‘Couplage thermomécanique’ *Technique d’ingénieur*, référence AF5 042,juil, 2003.
- [58] **Andrzej Niewczas, Cezary Sarnowski.,** ‘Analysis of deformation in composite pistons of a diesel engine’, *Journal of KONES Internal Combustion Engines*, vol. 10, 3-4, Poland, 2003.
- [59] **Piotr GUSTOF*,.,** ‘modelling of the heat load in the piston of turbo diesel engine – continuation’, *Tom 2 Zeszyt 4, Krasieńskiego St. 8, 40-019 Katowice, Poland*, 2007.
- [60] **Pramote Dechaumphai and Wiroj Lim.,** ‘finite element thermal structural analysis of heated products’, *Chulalongkorn University, Bangkok 10330, Thailand*, 2006.

Annexe 1

Caractéristiques du moteur F8L413

Le moteur F8L413 est un moteur diesel à injection directe de marque Deutz. C'est un moteur à 8 cylindres en V refroidi par air. Il équipe le camion TB 230 de la société nationale des véhicules industriels (SNVI). Il a les caractéristiques générales suivantes : tableau A1

Tableau A1 : Caractéristiques générales du moteur F8L413

Mode de fonctionnement	4 temps
Principe de l'injection	Injection directe
Cylindrée totale (C)	11310 cm ³
Alésage du cylindre	120 mm
course	125 mm
Nombre de cylindre (n)	8
Diamètre du piston	119.89 mm
Taux de compression (ϵ)	18
compression	25-35 bars
Régime max nominal	2650 tr/min
Alésage de l'axe du piston	45 ^{+0.006}
Consommation du carburant	2500 g/min

Annexe 2

Calcul thermodynamique du cycle du moteur F8L413

L'étude thermodynamique consiste à étudier les différentes transformations que subit le carburant dans le cylindre pendant un cycle complet qui correspond à un cycle 720° de la rotation du vilebrequin.

Un cycle comprend les phases suivantes fig A1:

- Admission d'air
- Compression de l'air sous l'action du piston dans sa course montante.
- Injection et combustion à la fin de compression (PMH).
- Détente des gaz qui repousse le piston vers le point mort bas (PMB).
- Echappement des gaz.

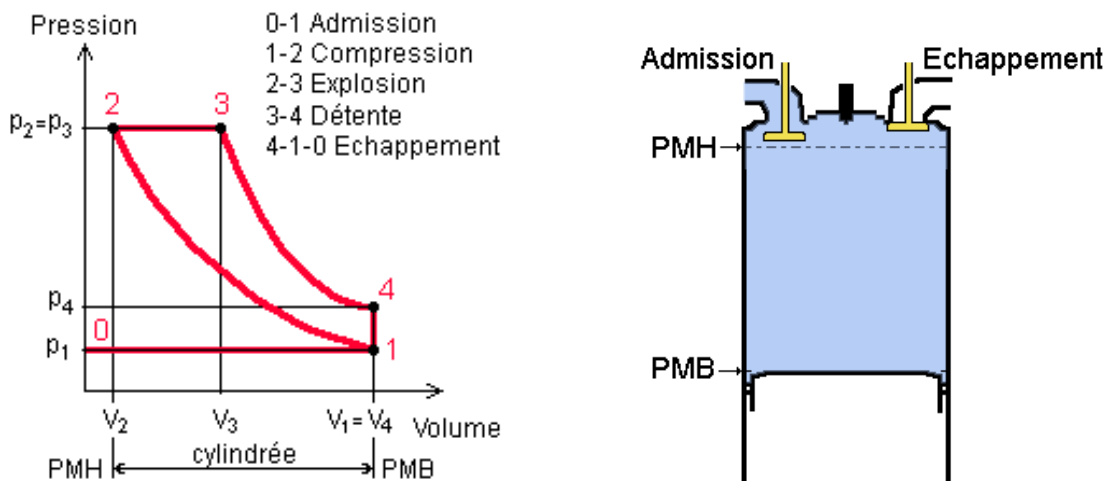


Fig.A1 Cycle théorique du moteur Diesel

Pour faire le calcul thermodynamique nous avons besoin de certaines données et de quelque pré requis.

Le constructeur du moteur donne, en général, la cylindrée totale (C), le nombre de cylindres (n) et le rapport de compression volumétrique (ϵ), rapport entre le volume maximum du cylindre et son volume minimum. ($\epsilon = V_1 / V_2$). De ces 3 valeurs on tire:

La cylindrée unitaire (utile par cylindre) $V_u = V_1 - V_2 = C / n$

$$V_1 = \epsilon \cdot V_u / (\epsilon - 1)$$

$$V_2 = V_u / (\epsilon - 1)$$

Donnés de l'air :

A l'admission : On définit la pression et la température de l'air qui entre dans le cylindre. Pour un moteur -atmosphérique- la pression d'admission (p_1) est égale à la

pression atmosphérique (autour de 100 000 Pa) et pour un moteur -suralimenté- cette pression dépend du turbo ou de la pompe de suralimentation

A l'échappement : il se fait quasiment toujours à l'air libre donc la pression d'échappement est égale à la pression atmosphérique

Toujours pour cet air, on définit 2 grandeurs thermodynamiques :

- la constante massique (ou de Meyer) $r = C_p - C_v$ qui est la différence des chaleurs massiques appliquées à des transformations à pression constante (C_p) et à volume constant (C_v). Pour l'air $r = 287 \text{ J/kg/K}$
- le coefficient isentropique $\gamma = C_p / C_v = 1,4$ pour l'air

Avant de se lancer dans les valeurs numériques sur les différents points du cycle il pourrait nécessaire de mesurer 2 masses : la masse d'air entrant dans le cylindre et la masse de gaz participant aux transformations.

Pour un moteur à essence on considère qu'il reste des gaz imbrûlés en fin d'échappement. Mais pour un diesel, le phénomène de -balayage- fait qu'en fin d'admission il n'y a plus que de l'air. On est donc conduit à considérer, pour un moteur diesel, que la masse d'air entrant est égale à la masse de gaz participant aux transformations : $m = (p_1 \cdot V_1) / (r \cdot T_1)$ d'après la loi de Mariotte

Dans le diagramme, on voit apparaître trois types de courbes

- Courbe verticale (à volume constant) appelée isochore
- Courbe horizontale (à pression constante) appelée isobare
- Courbe arrondie (arc d'exponentielle) appelée isentropique ou adiabatique

A chaque courbe correspond un type de calcul

Entre les points 1 et 2

Compression adiabatique. Elle est régie par la loi : $p_1 \cdot V_1^\gamma = p_2 \cdot V_2^\gamma$

Comme on connaît p_1 , V_1 , V_2 et γ on peut calculer p_2

Ensuite, par application de $p_2 \cdot V_2 = m \cdot r \cdot T_2$ (loi de Mariotte), on trouve T_2

Entre les points 2 et 3

Combustion isobare. Comme la pression reste constante $p_3 = p_2$

L'apport énergétique dû à la combustion du gazole donne une quantité de chaleur

$Q_{2-3} = mc \cdot pci$ (masse de gazole x pouvoir calorifique).

Pour une transformation isobare, ce terme Q_{2-3} est égal à :

$[(m \cdot r \cdot \gamma / (\gamma - 1))] (T_3 - T_2)$ ce qui permet de calculer T_3 puis V_3 (avec la loi de Mariotte).

Entre les points 3 et 4

Détente adiabatique. On retrouve la même loi que pour la transformation 1-2. Et

comme $V_4 = V_1$ on peut calculer p_4 et T_4

Entre les points 4 et 1

Détente isochore. Aucun calcul n'est nécessaire puisqu'on retombe sur le point 1 dont on connaît déjà les caractéristiques

L'application numérique pour notre modèle donne les valeurs des paramètres thermodynamiques au tableau A2

Tableau A2 : Paramètres thermodynamiques du moteur F8L413

Pression d'admission	0.08 Mpa
Température d'admission	340,45 k
Pression de fin de compression	3,427 Mpa
Température de fin de compression	810,49 k
Température max de combustion	1173 k
Pression max de combustion	9,57 Mpa