

**ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC**

**MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE**

**COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M.Ing.**

**PAR
CARL CHAMBERLAND**

**MODÉLISATION D'UN MOTEUR DIESEL MARIN AVEC TUBULURE POUR
CAPTEUR DE PRESSION**

MONTRÉAL, LE 18 JUILLET 2006

**CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :**

**M. Patrice Seers, directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure**

**M. Henry Champliaud, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure**

**M. Louis Dufresne, membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure**

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 16 JUIN 2006

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

MODÉLISATION D'UN MOTEUR DIÉSEL MARIN AVEC TUBULURE POUR CAPTEUR DE PRESSION

Carl Chamberland

SOMMAIRE

Les moteurs diesels sont utilisés pour assurer le système de propulsion de la majorité des navires marchands. L'installation de nouvelles technologies pour réduire la production de gaz à effet de serres peut provoquer une grande perte de puissance allant même jusqu'à provoquer certaines avaries. L'installation d'un système d'acquisition de données est nécessaire pour effectuer un contrôle du moteur pour toutes les conditions d'opération. Ces systèmes d'acquisition de données requièrent l'utilisation d'un capteur de pression en contact direct avec la chambre de combustion.

La géométrie complexe de la tête de cylindre permet rarement un montage direct du capteur de pression et les chocs thermiques violents réduisent considérablement la durée de vie des capteurs piézoélectriques, ce qui oblige à les installer à distance de la tête de cylindre. Évidemment, ceci cause une erreur lors du calcul des divers paramètres thermodynamiques tel que la puissance indiquée et la chaleur dégagée.

Un modèle développé en conception assistée par ordinateur a été solutionné grâce à un logiciel de résolution numérique de dynamique des fluides. Les résultats nous montrent que le positionnement du capteur de pression est crucial. Les effets sont loin d'être négligeables car chacune des courbes présente un déphasage angulaire et une augmentation de la pression maximale ainsi qu'une oscillation causée par la présence du tuyau de raccord. L'étude permet de vérifier l'effet de la vitesse de rotation, de la charge moteur et de la longueur de tuyau de raccord sur le diagramme de pression. La charge moteur ne cause aucun effet notable. L'écart maximal lors du calcul du travail indiqué est de 0.97 % pour une charge de 85 %. Par contre, la vitesse de rotation cause une variation inversement proportionnelle de la fréquence naturelle de l'oscillation de la courbe de pression. Un écart maximal de 0.17 % à 500 rpm a été obtenue pour le calcul du travail indiqué. La longueur du tuyau de raccord est proportionnelle à l'écart calculé pour le travail indiqué. Le tuyau de raccord de 237 mm possède une fréquence naturelle de 543 Hz comparativement à 176 Hz pour le tuyau de 694 mm.

L'utilisation de cette méthode permet de réduire grandement les coûts reliés au développement et à l'installation des systèmes d'acquisition de données. Ceci permettra de fournir des informations importantes à l'ingénieur maritime lui permettant d'effectuer un ajustement plus adéquat du moteur présentement sous investigation.

MARINE DIESEL ENGINE MODELING FITTED WITH A PRESSURE TRANSDUCER AT THE END OF A DUCT

Carl Chamberland

ABSTRACT

Diesel engines are commonly used in propulsion system of merchant ships. New technologies applied to these engines tend to reduce the production of greenhouse gases. While these solutions are installed, the engine can suffer a severe loss of power or even a breakdown due to the installation of after market emissions reduction devices. Therefore, data acquisition systems are used in combination with emission reduction devices to monitor the engine in every operating condition. These data acquisition systems require the installation of pressure transducers directly connected to the combustion chamber.

Since the geometry of the cylinder head rarely permits flush mounting of the pressure transducer and that high temperature causes high risk of thermal shock that will greatly reduce the life-time of piezoelectric transducers, the only other way is to install them at the far end of a duct. This configuration results in possible errors in the measured pressure diagram which is used in calculating indicated power and heat release.

For this purpose, a computer assisted design model of the cylinder and duct was developed. The model was later solved using computational fluid dynamics software. The results show that the positioning of the pressure transducer is crucial. The effect is far from negligible since a phase difference and a maximum pressure overshoot were recorded for every operating condition. We also noted a pressure oscillation due to the natural frequency of the duct which is directly connected to its length. We further investigated the effect of engine load, speed and length of the duct on the measured pressure diagram. Load seems to have no effect on the pressure diagram. The maximum error regarding the indicated work was 0.97 % at 85 % load. On the other hand, the speed has a strong effect on the pressure diagram and on the natural frequency. The speed is inversely proportional to the natural frequency. A maximum error of 0.17% at 500 rpm was found for the indicated work calculation. The error is proportional to duct length in the indicated work calculation. The short duct of 237 mm has a natural frequency of 543 Hz compared to 176 Hz for the 694 mm duct.

The proposed method will greatly reduce the development and installation cost of a data acquisition system. This will inform the service engineer of the effect of the duct on the measured pressure diagram for the diesel engine under investigation providing him with better knowledge on how to adjust the engine.

AVANT-PROPOS ET REMERCIEMENTS

Après avoir navigué pendant quelques années, j'ai remarqué plusieurs lacunes tant au niveau du respect de l'environnement qu'au niveau de la maintenance des différents équipements faisant partie de la machinerie des navires. Après avoir fait le saut universitaire, j'ai tout de suite eu la chance de travailler en recherche et développement au Centre de développement des transports de Transport Canada. Ceci m'a permis de continuer à travailler directement sur les moteurs diesels marins et cette fois-ci, directement à la conception et à l'installation d'un système de réduction des émissions polluantes et d'acquisition de données. De plus, ce système devait être installé sur un navire canadien, soit le N.M. Cabot de la compagnie Océanex (1997) inc. Cette expérience m'a permis de travailler tout en développant mon goût pour la recherche et au développement. C'est dans cette optique que j'ai proposé mon sujet à mon directeur. Ce projet constitue une continuité de ce qui avait déjà été entrepris lors de mes stages universitaires.

En utilisant une approche par résolution numérique en dynamique des fluides, je vais essayer de voir l'effet du tuyau de raccord installé entre la chambre de combustion et le capteur de pression. Ceci constitue une nouvelle optique voulant démontrer l'effet engendré par le tuyau de raccord. Presque qu'aucun article scientifique ne fait mention de cette approche pour montrer ce phénomène.

Je tiens à remercier mon directeur de recherche, M. Patrice Seers pour m'avoir épaulé durant toutes les étapes de la réalisation de ce projet. Je le remercie aussi pour avoir partagé ses connaissances scientifiques comme directeur et professeur. Je ne peux pas passer sous silence le respect qu'il a accordé à mes idées ainsi que le soutien et la confiance qu'il m'a accordé durant ces deux années.

Je remercie l'École de technologie supérieure et le Fonds québécois de la recherche sur la nature et les technologies pour m'avoir accordé une bourse afin de poursuivre mes études aux cycles supérieurs. Je remercie l'École de technologie supérieure aussi d'avoir mis à ma disposition des locaux, des équipements permettant de réussir un tel projet dans une atmosphère où la recherche est valorisée. Je remercie aussi tout le personnel informatique du département de mécanique du support qu'ils m'ont offert.

Je destine aussi un merci spécial à Charles Gautier et au Centre de développement des transports, pour m'avoir fait confiance en m'embauchant et aussi en étant pour moi une très grande source de motivation. Merci d'avoir mis à disposition des courbes expérimentales et diverses informations relatives au projet qui demeure la propriété de Transport Canada.

Je ne pourrai jamais oublier le soutien de toute ma famille, mes amis et surtout de mon père durant toutes ces années. Je ne t'oublierai jamais et je suis certain que tu es fier de

moi. Ce mémoire restera pour moi une constante source de motivation et un témoin me rappelant de mordre dans la vie...repose en paix.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
SOMMAIRE	iii
ABSTRACT	iv
AVANT-PROPOS ET REMERCIEMENTS.....	v
LISTE DES TABLEAUX.....	x
LISTE DES GRAPHIQUES	xi
LISTE DES FIGURES.....	xiii
LISTE DES ABRÉVIATIONS ET SIGLES	xiv
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE.....	3
1.1 Système d’acquisition de données	3
1.2 Effet du tuyau entre la CC et le capteur de pression.....	5
1.3 Développement et application d’une méthode de diagnostic pour moteur diesel marin.....	7
1.4 Autre méthode de diagnostic pour moteur diesel marin	10
CHAPITRE 2 INFORMATIONS TECHNIQUES	12
2.1 Réduction des GES et protocole de Kyoto.....	12
2.2 Implication de Transport Canada et système d’acquisition de données.....	13
2.3 Description du moteur diesel 4 temps et moteur de référence	14
2.4 Type de résolution utilisée	19
2.5 Présentation du logiciel Vectis.....	19
CHAPITRE 3 DÉVELOPPEMENT DU MODÈLE DE BASE	29
3.1 Présentation du modèle développé en DAO	30
3.2 Résultats et validation du modèle	34
3.2.1 Exemple de résultats	34
3.2.2 Diagramme Pθ à la CC.....	35
3.2.3 Diagramme Pθ au bout du tuyau de raccord	37

3.3	Analyse des oscillations des courbes obtenues par calcul numérique	41
3.4	Analyse vibratoire de la courbe fournie par le CDT de TC	47
3.5	Bilan du chapitre 3	52
CHAPITRE 4	COMPARAISON DES DIFFÉRENTS CAS	54
4.1	Effet de la charge moteur	54
4.1.1	Diagramme P θ à la CC.....	55
4.1.2	Diagramme P θ au bout du tuyau de raccord.....	58
4.2	Effet de la vitesse de rotation.....	60
4.2.1	Diagramme P θ à la CC.....	60
4.2.2	Diagramme P θ au bout du tuyau de raccord	64
4.3	Variation de la longueur du tuyau de raccord	69
4.3.1	Diagramme P θ au bout du tuyau de raccord	70
4.4	Travail indiqué	75
4.4.1	Variation de la charge moteur.....	76
4.4.2	Variation de la vitesse de rotation.....	77
4.4.3	Variation de la longueur du tuyau de raccord	79
4.5	Bilan du chapitre 4	81
CONCLUSION	83
RECOMMANDATIONS	85
ANNEXE 1	Graphique de tendance des émissions et cibles canadiennes du protocole de Kyoto	87
ANNEXE 2	Tableau des coordonnées des points de surveillances du modèle.....	89
ANNEXE 3	Fichier permettent l'analyse du signal temporel par FFT	91
BIBLIOGRAPHIE	94

LISTE DES TABLEAUX

	Page	
Tableau I	Paramètres étudiés.....	6
Tableau II	Descriptions des différents canaux du SAD.....	14
Tableau III	Caractéristiques du N.M. Cabot	16
Tableau IV	Caractéristiques du moteur diesel de référence.....	17
Tableau V	Résultats du calcul des intégrales à la CC et au bout du tuyau de raccord	41
Tableau VI	Comparaison des méthodes de calcul des fréquences d'oscillation.....	51
Tableau VII	Valeurs des paramètres testés.....	54
Tableau VIII	Quantité de combustible en fonction de la charge moteur	55
Tableau IX	Quantité de combustible en fonction de la charge moteur	60
Tableau X	Positions angulaires d'évènements du cycle de combustion (graphiques 15, 16 et 17).....	64
Tableau XI	Positions angulaires d'évènements du cycle de combustion (graphiques 18, 19 et 20).....	67
Tableau XII	Résultats des fréquences d'oscillation	75
Tableau XIII	Travail indiqué (charge moteur)	76
Tableau XIV	Travail indiqué (vitesse de rotation)	78
Tableau XV	Travail indiqué (longueur de tuyau de raccord).....	79

LISTE DES GRAPHIQUES

	Page	
Graphique 1	Diagramme P θ à la CC au point global.....	36
Graphique 2	Diagramme de compression P θ au tuyau de raccord sans combustion	37
Graphique 3	Diagramme P θ au tuyau de raccord avec combustion	39
Graphique 4	Diagramme P θ à la CC et au point 07.....	40
Graphique 5	Agrandissement de l'oscillation à la pression maximale	42
Graphique 6	Contenu fréquentiel de la courbe de pression au point 07	43
Graphique 7	Vitesse en Y aux points 08 et 10.....	46
Graphique 8	Diagramme pression temps au capteur de pression	48
Graphique 9	Les 4 étapes du traitement du signal	49
Graphique 10	Contenu fréquentiel de la courbe brute au capteur de pression	50
Graphique 11	Diagramme P θ à la CC (charge moteur).....	56
Graphique 12	Agrandissement du diagramme P θ à la CC (charge moteur).....	57
Graphique 13	Diagramme P θ au bout du tuyau de raccord (charge moteur)	58
Graphique 14	Diagramme P θ adimensionnel au bout du tuyau de raccord (charge moteur)	59
Graphique 15	Diagramme P θ à la CC (vitesse de rotation).....	61
Graphique 16	Agrandissement du diagramme P θ à la CC (vitesse de rotation).....	62
Graphique 17	Diagramme adimensionnel P θ à la CC (vitesse de rotation)	63
Graphique 18	Diagramme P θ au bout du tuyau de raccord (vitesse de rotation)	65
Graphique 19	Agrandissement du diagramme P θ au bout du tuyau de raccord (vitesse de rotation)	66
Graphique 20	Agrandissement du diagramme P θ au bout du tuyau de raccord (vitesse de rotation)	67
Graphique 21	Position angulaire de la pression maximale (vitesse de rotation)	68
Graphique 22	Position angulaire du début de la combustion (vitesse de rotation).....	69
Graphique 23	Diagramme P θ à la CC (longueur du tuyau de raccord).....	71

Graphique 24	Diagramme P θ au bout du tuyau de raccord (longueur du tuyau de raccord)	72
Graphique 25	Contenu fréquentiel au bout du tuyau de raccord court (237 mm)	74
Graphique 26	Écart de mesure des intégrales (charge moteur)	77
Graphique 27	Écart de mesure des intégrales (vitesse de rotation)	78
Graphique 28	Écart de mesure des intégrales (longueur du tuyau de raccord).....	80

LISTE DES FIGURES

	Page	
Figure 1	Moteur diesel Lister & Petter LV1.....	6
Figure 2	Résultats comparatifs (source : Kouremenos et al., 1996).....	9
Figure 3	Résultats comparatifs en bar (source : Kouremenos et al., 1996).....	9
Figure 4	Vitesse de rotation instantanée du moteur (source : Liu et al., 2000)	11
Figure 5	Cycles du moteur diesel 4 temps (source Formatrans)	15
Figure 6	Photo du N.M. Cabot de Océanex (source : Océanex (1997) inc.).....	16
Figure 7	Diagramme de synchronisation du moteur de référence.....	18
Figure 8	Interface Vectis 3.8 (importation et géométrie)	24
Figure 9	Interface Vectis 3.8 (paramétrisation et résolution)	25
Figure 10	Utilisation de Vectis pour la recherche	26
Figure 11	Raffinement automatique utilisé par le logiciel Vectis 3.8 (source : Vectis, 2004)	27
Figure 12	Culasse du moteur de référence	29
Figure 13	Modèle développé en DAO.....	30
Figure 14	Images de la géométrie définie par des triangles .stl	31
Figure 15	Utilisation d'un raffinement 2^2 autour d'un trou (source : Vectis, 2004)	32
Figure 16	Points de surveillance à la CC.....	32
Figure 17	Points de surveillance dans le tuyau de raccord.....	33
Figure 18	Vue isométrique et en coupe de la température à la CC	35
Figure 19	Distribution de température à l'intérieur du tuyau de 694 mm.....	45
Figure 20	Positionnement des nouveaux points de contrôle	70
Figure 21	Distribution de température à l'intérieur du tuyau de 237 mm.....	73

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET SIGLES

Lettres minuscules :

a	Célérité du fluide (m/s)
f_n	Fréquence naturelle (Hz)
g	Unité de masse (gramme)
k	Énergie cinétique de turbulence (J)
m	Unité de longueur (mètre)
min	Unité de temps (minute)
n	Vitesse de rotation du moteur (tour/s)
nœuds	Unité de vitesse (1 nœuds = 1.852 km/h)
p	Pression (Pa)
q_w	Flux de chaleur au travers des parois (W)
q_{rad}	Flux de chaleur radiatif (W)
s	Unité de temps (seconde)
t	Unité de masse (tonnes métrique)
u,v et w	Vitesse linéaire en X, Y et Z (m/s)

Lettres majuscules :

F_i	Force agissant sur un corps d'indice i (N)
H	Enthalpie absolue (kJ)
Hz	Hertz (s^{-1})
J	Unité de travail (Joule)
N	Vitesse de rotation par minute du moteur
P	Pression relative à l'intérieur du cylindre (MPa)
Pr	Nombre adimensionnel de Prandtl
R	Constante des gaz parfaits $R = 0.287 \text{ kJ/(kg*K)}$,
S_d^m	Contribution de masse due à l'évaporation de la phase liquide
S_d^H	Contribution énergétique de la phase liquide

S_d^U	Contribution du moment de la phase liquide
T	Température ($^{\circ}\text{C}$) ou période d'oscillation
U_i	Vitesse moyenne de la masse locale (m/s)
V	Volume interne du cylindre (m^3)
W	Unité de puissance (Watts)
Y	Fraction massique de l'espèce chimique

Lettres grecques :

γ	Index isentropique
ω	Taux de production d'une espèce chimique
ω_{ext}	Masse de l'espèce ajoutée de l'extérieur du domaine
θ	Angle du vilebrequin du moteur ($^{\circ}$)
μ_L	Viscosité dynamique moléculaire
μ_t	Viscosité de turbulence
ρ	Densité locale (kg/m^3)
σ_H	Nombre adimensionnel de Schmidt
$^{\circ}$	Unité angulaire (degré)

Abréviations :

AOA	Avance à l'ouverture de l'admission
AOÉ	Avance à l'ouverture de l'échappement
CC	Chambre de combustion du moteur
CDT	Centre de développement des transports
CFD	Dynamique des fluides assistée par ordinateur (Computationnal fluid dynamics)
CO_2	Dioxyde de carbone
DAO	Dessin assisté par ordinateur
DI	Début d'injection
ÉP	Émissions polluantes

EVP	Équivalent Vingt Pieds (Conteneurs)
FFT	Transformée de Fourier rapide (Fast Fourier Transform)
FI	Fin d'injection
GES	Gaz à effet de serre
IFO	Combustible provenant du distillat moyen (Intermediate fuel oil)
MDO	Combustible diesel marin (Marine diesel oil)
N.M.	Navire moteur
NO _x	Oxydes d'azote
PMB	Point mort bas
PMH	Point mort haut
PV	Diagramme pression – volume
Pθ	Diagramme pression – angle de vilebrequin (θ)
RFA	Retard à la fermeture de l'admission
RFE	Retard à la fermeture de l'échappement
SAD	Système d'acquisition de données
TC	Transport Canada
U-RANS	Unsteady Reynolds Average Navier-Stokes

INTRODUCTION

Chaque année au Canada 720000 ktonnes (Environnement Canada [1]) de dioxyde de carbone (CO₂) sont produites et le secteur des transports est responsable à lui seul de 187000 ktonnes, soit environ 26% de la production totale. Avec la signature du protocole de Kyoto, le Canada doit maintenant offrir des solutions viables afin de réduire sa production des gaz à effet de serre (GES).

Le transport maritime étant responsable de 3% de la production des GES au Canada, des mesures doivent être prises pour en réduire sa production totale. Étant donné que l'âge moyen de la flotte canadienne se situe à environ 38.9 ans (Ronald Carré, 2002), des solutions très versatiles doivent être développées. Comme les solutions peuvent avoir des effets divers sur différents types de moteurs de propulsion, des systèmes d'acquisition de données (SAD) ont été développés. Ces différents systèmes permettent d'effectuer la maintenance préventive, l'ajustement des différents cylindres, et aussi de vérifier l'effet à long terme des solutions de réduction des émissions polluantes installés sur des moteurs diesels de propulsion.

Pour être en mesure de vérifier l'état thermodynamique des moteurs diesels, le moyen le plus utilisé est le diagramme pression-volume (PV) ou pression-thêta (Pθ). Il suffit alors d'avoir un capteur de pression qui échantillonne la pression interne de la chambre de combustion en fonction de l'angle de vilebrequin souvent appelé angle thêta. Ceci permet entre autre de calculer le travail indiqué, soit l'intégrale de PdV et la chaleur dégagée en faisant un bilan thermique (1^{ère} loi de la thermo) en système ouvert. On peut alors utiliser ces informations pour constater l'état de chacun des cylindres du moteur. Pour être en mesure d'avoir le plus de précision sur la pression, le capteur devrait être installé directement à la chambre de combustion (CC). Pour se simplifier la vie et étant donné les contraintes d'espace, le capteur de pression est installé au bout d'un tuyau de raccord. Celui-ci est situé entre le robinet indicateur et la tête de cylindre et il assure un contact direct entre le capteur et la CC. La longueur non négligeable et le faible

diamètre interne du tuyau induisent une variation et un déphasage de la pression lue au capteur. Ceci se traduit en une erreur lors de l'utilisation du diagramme PV pour les calculs thermodynamiques.

L'objectif de la présente recherche, faite en collaboration avec le Centre de développement des transports (CDT) de Transport Canada (TC), est de quantifier la différence entre le comportement de la pression à la CC et celui à l'extrémité d'un tuyau de raccord. Pour ce faire, un cylindre du moteur diesel marin sera modélisé. Par la suite, des simulations tridimensionnelles seront effectuées en faisant varier les caractéristiques opérationnelles du moteur diesel marin.

Le mémoire est divisé en 4 chapitres. Une revue de la littérature sera présentée au premier chapitre. Le deuxième chapitre présentera les informations techniques nécessaires pour la compréhension du projet à l'étude. Le troisième chapitre présentera les résultats obtenus pour le cas de base et ils seront comparés aux résultats expérimentaux fournis par le Centre de développement des Transports (CDT) de Transport Canada (TC). Ceci permettra de faire la validation de notre modèle. Finalement, le quatrième chapitre présentera la comparaison des différents cas étudiés, soit en variant la vitesse de rotation, la charge du moteur et la longueur du tuyau de raccord.

À la fin de ce travail nous serons en mesure de voir l'influence des caractéristiques opérationnelles du moteur sur la pression mesurée. Le modèle servira à comparer le travail de pression mesuré au travail réel. Ceci pourra permettre de réduire les coûts de développement et d'installation d'un SAD pour obtenir l'effet du tuyau de raccord sur la lecture de la pression au capteur de pression.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

Afin d'être en mesure de cerner le sujet à l'étude, une recherche bibliographique a été effectuée. Le premier chapitre présente une revue de littérature cernant le projet. Comme le sujet de cette recherche est une nouvelle approche, très peu d'articles scientifiques sont disponibles. Voyons tout d'abord les différents articles présentant des SAD utilisés dans l'industrie et pour des fins de recherche.

1.1 Système d'acquisition de données

À bord d'un navire, le livre de bord (log book) est encore l'outil le plus utilisé pour faire le suivi de toute la machinerie. On y inscrit directement les paramètres sur lesquels un suivi est nécessaire et il suffit de les relever à un intervalle de temps fixe. Ceci permet de voir l'évolution de la condition du paramètre par rapport au temps. Il permet aussi d'avoir une référence dans le cas où une avarie à une machinerie surviendrait.

Avec l'arrivée des nouvelles technologies électroniques, les SAD, les systèmes de télémétrie et de support à distance ont fait leur apparition. Ces systèmes permettent maintenant d'avoir toutes les informations de contrôle de la machinerie à tout moment et même en temps réel. Plusieurs types de SAD sont largement utilisés pour diverses applications. Ceux qui ont un intérêt direct sont ceux utilisés à des fins de diagnostic et de recherche. Plusieurs articles mentionnent l'utilisation de ces systèmes.

La majeure partie des SAD utilisent un capteur de pression (Kouremenos et al., 1996; Hountalas et Kouremenos, 1999; Leonhardt et al., 1995; Sharkey et al., 2000) qui permet de connaître la pression à l'intérieur de la CC du moteur à l'étude. De plus, d'autres

capteurs sont installés afin d'échantillonner les données auxiliaires du moteur tel que la température d'échappement, la pression du collecteur d'admission, la vitesse de rotation, etc. Toutes ces données sont alors enregistrées à l'aide d'un ordinateur et permettent de faire le suivi et le diagnostic du moteur à l'étude.

Par contre, d'autres systèmes n'utilisent pas de capteur de pression. Ils utilisent plutôt un capteur de couple moteur (Liu et al., 2000) installé directement sur la ligne d'arbre de propulsion. Deux autres capteurs complètent le SAD, soit un de vitesse de rotation et un de particules (ferrograph) pour l'huile de lubrification. Ce système quant à lui permet aussi de faire le diagnostic et le suivi du moteur à l'étude. Évidemment, il est plus limité car les informations à l'intérieur des cylindres ne sont pas connues.

Finalement, certains systèmes utilisent seulement la vitesse de rotation (Leonhardt et al., 1995) comme paramètre de contrôle. En utilisant la vitesse instantanée, ils sont en mesure de voir la qualité de la combustion et déterminer les cylindres fautifs. Il existe aussi une autre méthode par échantillonnage des vibrations (Grover, Z.-V., 2001). Cette méthode n'est pratiquement pas utilisée car il est très difficile de faire le diagnostic de la condition du moteur diesel de propulsion en mesurant les vibrations car la fréquence de combustion du moteur de propulsion est très basse. Par exemple, un moteur diesel de 4 temps avec une vitesse de rotation de 500 rpm aura une fréquence correspondante de combustion de 4.2 Hz. De plus, l'interférence des autres sources de vibrations produites par la machinerie qui est directement installée sur une assise soudée sur le métal constituant l'armature du navire cause plusieurs autres problèmes. Évidemment ceci cause une interférence multiple entre les diverses sources de vibrations et aussi des fréquences de résonance non prévisibles.

Voyons maintenant un article très important pour la compréhension du projet qui présente une étude de la position du capteur de pression sur la pression mesurée en utilisant une méthode analytique.

1.2 **Effet du tuyau entre la CC et le capteur de pression**

L'article (Hountalas et. Anestis, 1998) présente une étude sur l'effet du positionnement du capteur de pression sur le diagramme de pression d'un moteur diesel marin.

Le capteur de pression est installé au bout d'un tuyau de raccord de longueur et de diamètre variable. Le positionnement du capteur induira une écart de mesure entre la pression de la CC et celle au capteur. Les auteurs affirment que le tuyau de raccord est difficilement modélisable. Ceci est causé par un écoulement non permanent et un déplacement de masse des gaz à l'intérieur de celui-ci. L'étude ainsi réalisée présente une approche par différence finie du tuyau combiné à différents modèles permettant de modéliser la combustion dans la CC.

Tout d'abord, un modèle de combustion calcule la quantité de chaleur dégagée par la combustion du combustible. Un autre modèle thermodynamique permet alors de calculer les conditions présentes à l'intérieur du cylindre, soit la pression et la température, qui seront utilisées comme conditions aux frontières du tuyau. Il ne faut pas oublier le modèle de transfert de chaleur utilisé pour permettre le refroidissement des parois du cylindre. Pour être en mesure de solutionner le problème d'écoulement non permanent à l'intérieur du tuyau, un modèle unidimensionnel par différence finie est utilisé. Ce modèle tient compte de l'échange d'énergie et de masse entre la CC et le tuyau et de la friction entre le fluide et les parois.

L'étude de Hountalas et Anestis montre la différence entre la pression à la CC et celle au bout du tuyau en faisant varier différents paramètres tel qu'illustrés à la figure 1 et au tableau I.

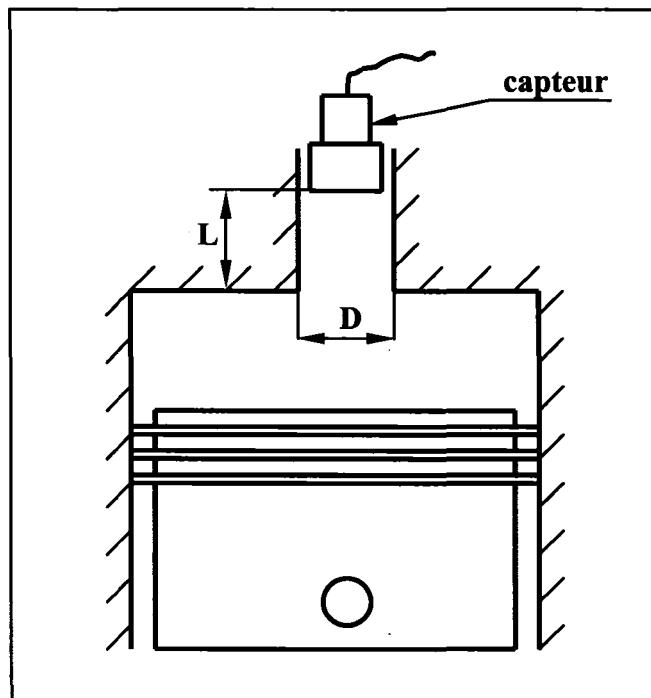


Figure 1 Moteur diesel Lister & Petter LV1

Tableau I
Paramètres étudiés

Paramètres variables	Variation étudiée
Charge du moteur	40, 50, 75 et 100 %
Vitesse de rotation	1000, 1500, 2000, 2500, 3000 et 3500 rpm
Longueur du tuyau (L)	50, 100, 150, 200 mm
Diamètre du tuyau (D)	2, 3, 4, 5 mm

Les résultats indiquent que la variation de la charge n'a aucun effet notable. Par contre, l'augmentation de la vitesse de rotation, l'augmentation de la longueur et la réduction du diamètre du tuyau causent une augmentation du déphasage et de la pression maximale. L'augmentation de la longueur du tuyau est la source dominante des erreurs, soit

l'augmentation de la pression maximale et le calcul de la puissance indiquée. Il est à noté qu'une légère variation du déphasage angulaire de la courbe de pression d'un seul degré peut causer une variation de 15 % sur le calcul de la puissance indiquée. Cette étude est d'une très grande importance car tout le diagnostic d'un moteur diesel est basé sur les courbes de pression obtenues à l'aide du capteur de pression installé au bout du tuyau de raccord. L'ampleur de cet écart de lecture sur l'ajustement d'un moteur diesel peut s'avérer coûteuse. Nous sommes maintenant en mesure de comprendre l'effet sur les courbes de pression en fonction de la position du capteur de pression et du dimensionnement des raccords utilisés.

1.3 Développement et application d'une méthode de diagnostic pour moteur diesel marin

La majorité des navires utilisent des moteurs diesels pour leur système de propulsion dû à leurs efficacités thermiques élevées, leurs concentration de puissance et leurs fiabilités. L'état de ceux-ci est alors très important car il affectera directement le temps de transport des marchandises présentes à son bord. Il faut alors s'assurer qu'il soit toujours en bonne condition d'opération afin de minimiser le temps de transport maximisant ainsi les profits de l'armateur.

Pour être en mesure d'effectuer le diagnostic d'un moteur diesel, plusieurs moyens sont disponibles. La majorité du temps la pression est une mesure acceptable de la condition du moteur. Que ce soit avec la pression moyenne effective, le diagramme PV ou P₀, l'ingénieur peut calculer les différents paramètres thermodynamiques tel que la puissance indiquée et la chaleur dégagée. Par contre, l'utilisation de ces outils ne permet pas de connaître la source d'une basse puissance délivrée pour un cylindre donné. Habituellement les ingénieurs utilisent la méthode dite "essai et erreur" et ils se basent surtout sur leur grande expérience pour solutionner les problèmes reliés à la performance

des moteurs diesels marins. Que ce soit une basse puissance délivrée par un cylindre ou une haute température d'échappement les causes de ces problèmes peuvent être multiples.

Plusieurs méthodes ont été développées pour déterminer la source des problèmes mais elles sont majoritairement basées sur des outils statistiques et n'offrent pas un grand taux de réussite (Kouremenos et al., 1996). De plus, celles-ci doivent être développées pour chacun des différents moteurs à l'étude. La méthode de diagnostic présentée (Kouremenos et al., 1996) se base sur des outils purement thermodynamiques et sur les courbes de pression PV ou Pθ et celle du système d'injection. La méthode repose sur le calcul de plusieurs constantes qui décrivent l'état du moteur et de ses sous-systèmes. Les constantes sont ainsi indépendantes des paramètres d'opération et sont représentées par des paramètres géométriques du moteur. On utilise donc la même méthode pour tous les types de moteurs.

Les constantes représentent l'état des sous-systèmes suivants : le procédé de compression (6 constantes), le procédé de combustion et d'échappement (4 constantes), le système d'injection de combustible (3 constantes) et finalement l'ensemble refroidisseur d'air et turbocompresseur (2 constantes).

Afin de déterminer la relation entre les constantes et les composantes du moteur, une analyse de sensibilité entre celles-ci permet de faire ressortir les variables les plus importantes. Cette analyse de sensibilité est appliquée à trois moteurs diesels marins différents. Afin de limiter cette section, les résultats d'un seul moteur seront présentés car ils sont similaires pour les autres moteurs. Le moteur à l'étude est un moteur diesel lent 2 temps, qui souffrait d'un gros problème de renversement d'écoulement d'air de balayage (surging) au turbocompresseur à des vitesses supérieures à 115 rpm même, si sa vitesse maximale est de 125 rpm. L'augmentation de la consommation de combustible et l'augmentation des températures d'échappement montrait qu'il souffrait

d'une basse efficacité thermique. Les figures 2 et 3 présentent le diagramme de puissance des différents cylindres avant et après le réajustement de ceux-ci.

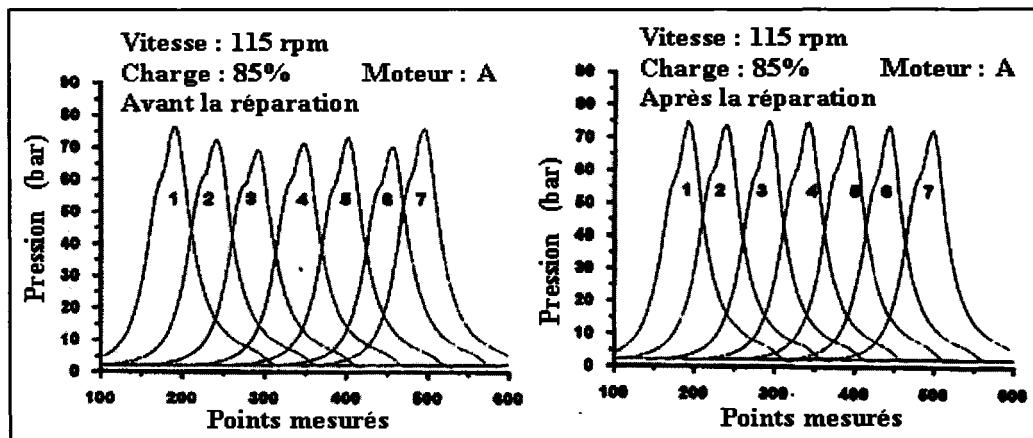


Figure 2 Résultats comparatifs (source : Kouremenos et al., 1996)

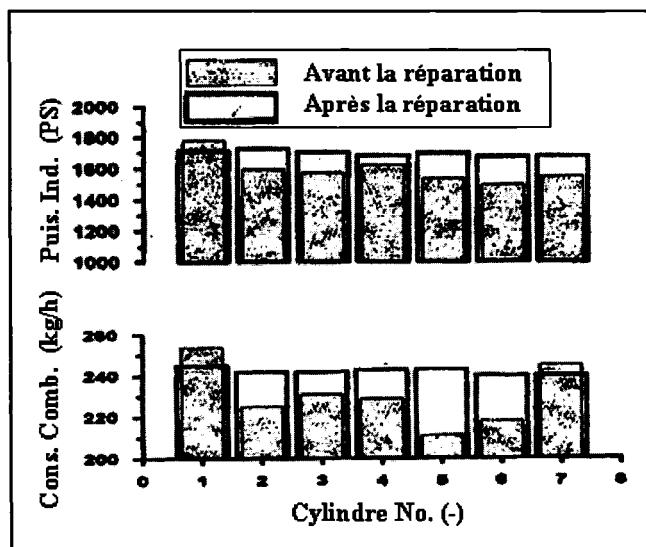


Figure 3 Résultats comparatifs en bar (source : Kouremenos et al., 1996)

Les résultats (Kouremenos et al., 1996) montrent que le moteur a retrouvé des performances similaires à celles présentes lors des tests sur banc d'essai chez le

manufacturier. Tous les cylindres montrent maintenant une courbe de pression similaire après avoir été ajusté. Cette méthode permet alors de réduire grandement les pertes de temps et d'argent reliées au diagnostic. De plus, cette méthode permet de voir l'évolution de la condition générale du moteur et de ses sous-systèmes afin de prévoir les réparations subséquentes.

1.4 Autre méthode de diagnostic pour moteur diesel marin

En contre partie, d'autres méthodes existent afin de faire le diagnostic du moteur diesel de propulsion. Une autre méthode largement utilisée (Liu et al., 2000) est celle qui utilise un capteur de couple moteur et de vitesse couplé avec un ferrographe qui analyse l'huile de lubrification du moteur diesel de propulsion. Le ferrographe est l'indicateur de la condition du moteur et de son usure. Il détecte la variation de la qualité de l'huile de lubrification par sa capacitance. Une légère variation de la constante diélectrique de l'huile de lubrification montrera par exemple une haute teneur en polluants tel que de l'eau de refroidissement ou du combustible. Le capteur de vitesse permettra aussi de montrer les changements instantanés de la vitesse de rotation du moteur renseignant ainsi sur la qualité de la combustion de tous les cylindres. Si la combustion dans un des cylindres est mauvaise, la vitesse de rotation instantanée sera affectée à la baisse lorsque ce cylindre est dans son cycle de puissance. Les réparations et les inspections pourront être prévues en fonction des résultats obtenus avec ce type de SAD. La figure 4 présente un exemple de la vitesse instantanée présenté dans l'article.

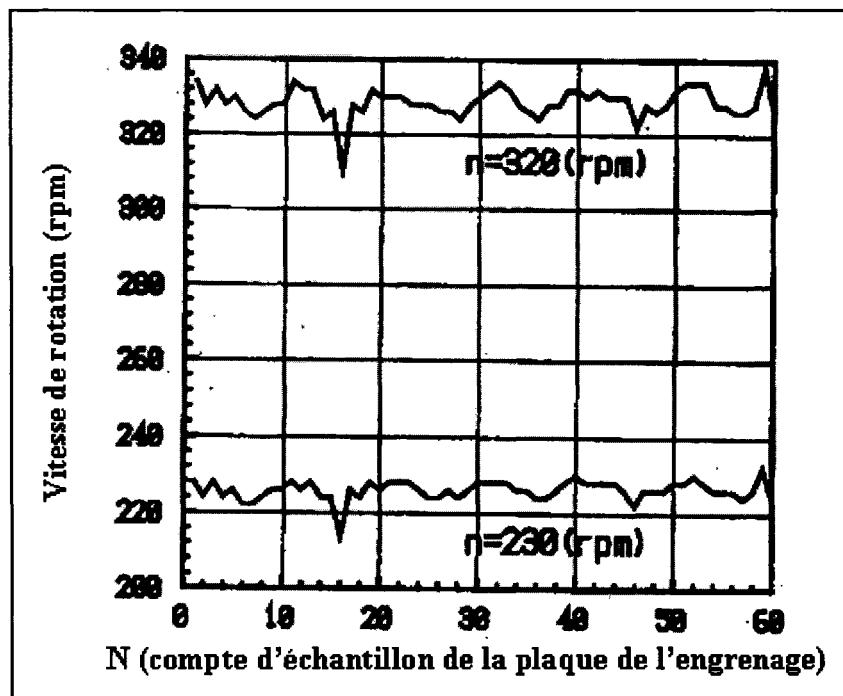


Figure 4 Vitesse de rotation instantanée du moteur (source : Liu et al., 2000)

Les résultats de cette méthode de diagnostic ne sont pas présentés dans cet article. Il ne fait que présenter l'utilisation de cette méthode. Par contre, si une courbe de vitesse de rotation échantillonnée est différente des courbes de références, ceci indiquera que le moteur est dans un état problématique et qu'une investigation est requise.

CHAPITRE 2

INFORMATIONS TECHNIQUES

Ce chapitre permettra au lecteur d'être en mesure de posséder les outils nécessaires pour la compréhension du présent projet.

2.1 Réduction des GES et protocole de Kyoto

Malgré sa faible concentration de population par km², le Canada est quand même un grand producteur de GES. Étant membre de la Convention-cadre des Nations-Unies sur les changements climatiques (CCNUCC) avec 160 autres pays, il se doit de mettre en œuvre des mesures de réduction de production des GES. Le Canada doit, conformément au protocole de Kyoto, réduire sa production de GES de 6% par rapport à sa production totale de 1990 (Environnement Canada [1]). La période limite pour l'accomplissement de cette rédaction est de 2008 à 2012 (annexe 1). Évidemment, ceci représente beaucoup de travail de la part des citoyens et des différentes industries. L'investissement est donc considérable mais nécessaire pour assurer un futur propre. Trois milliards de dollars (Environnement Canada [2]) ont déjà été investis dans des mesures pour réduire la production des GES depuis 1998. Dernièrement le Gouvernement du Canada annonçait son plan sur les changements climatiques pour honorer notre engagement de Kyoto. Plus pratiquement, les différentes mesures touchent tous les aspects de l'économie.

2.2 Implication de Transport Canada et système d'acquisition de données

Lors de mes stages universitaires au CDT de TC pendant plus d'un an, j'ai été en mesure de travailler sur l'élaboration, le design et la mise en opération d'un système de réduction des émissions polluantes conjointement avec la compagnie Océanex (1997) inc. Ce système repose sur le principe de réduction des températures de combustion qui résulte en une diminution de la production d'oxydes d'azote (NO_x). La baisse de température est effectuée en ajoutant une quantité d'eau dans l'air d'admission du moteur diesel. L'ajout d'eau peut aller jusqu'à 50 % de la quantité de combustible consommée par le moteur diesel. Pour être en mesure de voir l'effet de l'ajout d'eau sur la puissance délivrée, la chaleur dégagée et la consommation de combustible du moteur diesel, un SAD a été installé sur un des moteurs du N.M. Cabot. Le système n'est pas un système commercial et a été développé par le CDT. Il consiste en un système qui échantillonne à haute vitesse les différents paramètres du moteur. Ceci permet d'effectuer un contrôle continu du moteur échantillonné en temps réel. Les détails du système d'acquisition sont la propriété du CDT (Gautier, 2001). Le système d'acquisition de données est alors capable de produire des diagrammes PV et $P\theta$ bruts, filtrés ou moyennés. Ces diagrammes constitueront une référence expérimentale pour interpréter les résultats obtenus avec le logiciel de CFD lors de ce projet. Le tableau II présente les différentes données acquises par le système d'acquisition du CDT de TC.

Tableau II
Descriptions des différents canaux du SAD

Description
Pression lue par le capteur de pression (cylindre 1 à 12)
Pression dans le collecteur d'échappement (bâbord et tribord)
Pression dans le collecteur d'admission (bâbord et tribord)
Masse de carburant consommée par le moteur
Position du bras de contrôle des pompes à combustible
Température d'échappement (cylindre 1 à 12)
Température du turbocompresseur (bâbord et tribord)
Température d'entrée de l'eau de refroidissement au moteur
Température de sortie de l'eau de refroidissement au moteur
Température de l'air dans le collecteur de balayage (bâbord et tribord)
Angle des pales de l'hélice à pas variable (HPO)
Température interne du capteur de pression (capteur 1 à 12)

2.3 Description du moteur diesel 4 temps et moteur de référence

Le moteur de propulsion du N.M. Cabot est un moteur diesel semi-rapide de 4 temps. La figure 5 (Formatrans) présente les différents temps composant le cycle complet du moteur. Le 1^{er} temps est l'admission caractérisé par l'ouverture des soupapes d'admission, le remplissage en air frais du cylindre et enfin la fermeture des soupapes d'admission.

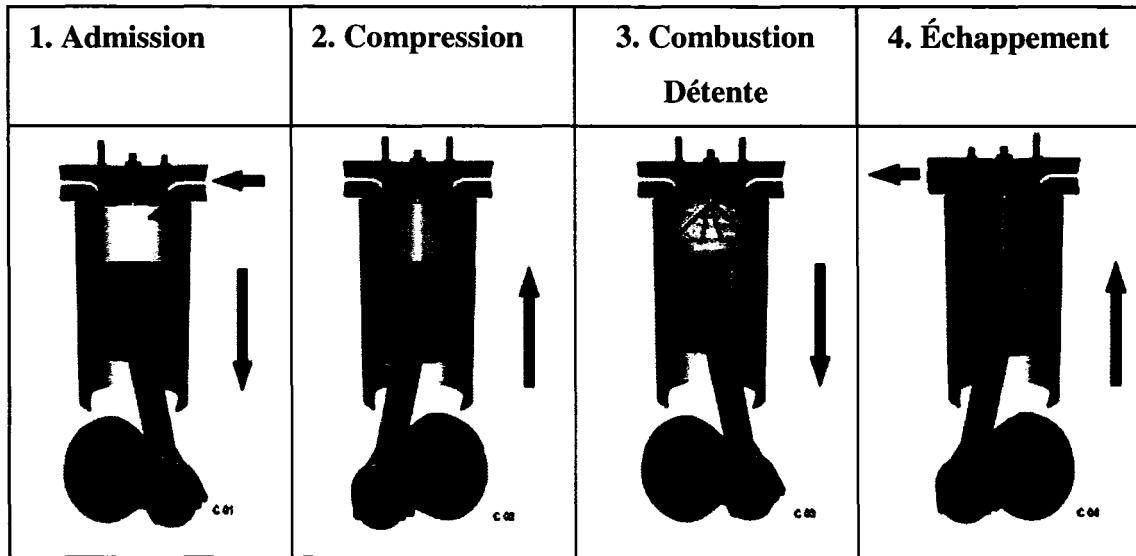


Figure 5 Cycles du moteur diesel 4 temps (source Formatrans)

Le 2^{ième} temps est la compression de la masse d'air emprisonnée dans le cylindre afin d'obtenir une haute température et une haute pression. Par la suite, le 3^{ième} temps, la course de détente ou de puissance et est caractérisée par l'injection à haute pression, l'auto-allumage et la combustion du combustible. Finalement, le 4^{ième} temps, l'échappement est caractérisé par l'ouverture des soupapes d'échappement et l'évacuation des gaz brûlés présents dans le cylindre.

Étant donné que ce projet est exécuté en collaboration avec le CDT de TC, le moteur diesel marin de référence sera celui déjà instrumenté par le CDT. Le moteur diesel est en opération permanente sur le N.M. Cabot (Océanex (1997) inc.) de la compagnie Océanex. Les différentes caractéristiques du N.M. Cabot sont présentées au tableau III et la figure 6 présente une photo du M.N. Cabot.

Tableau III
Caractéristiques du N.M. Cabot

N.M. Cabot	
Itinéraire :	Montréal QC. vers St-Jean TN.
Longueur :	185.30 m
Largeur :	22.50 m
Jauge brute :	14597 t
Jauge nette :	4379 t
Capacité :	644 EVP
Vitesse de croisière :	18 noeuds



Figure 6 Photo du N.M. Cabot de Océanex (source : Océanex (1997) inc.)

La propulsion du N.M. Cabot est assurée par deux moteurs diesel marin SEMT Pielstick 12PC2V d'environ 3000 kW chacun. Le moteur de référence possède des caractéristiques importantes pour l'élaboration des différents modèles. Le tableau IV présente les différentes caractéristiques importantes du moteur de référence.

Tableau IV
Caractéristiques du moteur diesel de référence

Caractéristique	Valeur
Moteur	SEMT Pielstick 12PC2V
Design	Configuration en V
Cycle de travail	4 temps avec 2 turbocompresseurs
Alésage	400 mm
Course	460 mm
Longueur de la bielle	940 mm
Vitesse de rotation	300-600 rpm
Volume de l'espace mort	5.51 E-03 m ³
Type de combustible utilisé	MDO – IFO 180
Ordre de feu	1-7-3-9-5-11-6-12-4-10-2-8

Pour être en mesure de connaître les angles importants qui devront être utilisés lors de la résolution numérique voici un résumé de ceux-ci sous forme de diagramme angulaire de synchronisation du moteur de référence qui est présenté à la figure 7. La compréhension de diagramme angulaire est fort simple. Elle explique la synchronisation du moteur. On se place sur le diagramme à la position correspondant à midi sur la partie ayant le rayon le plus grand. On retrouve deux lignes, soit la noire et la bleue. Ceci indique que les soupapes d'admission et d'échappement sont ouvertes en même temps donc le croisement des soupapes.

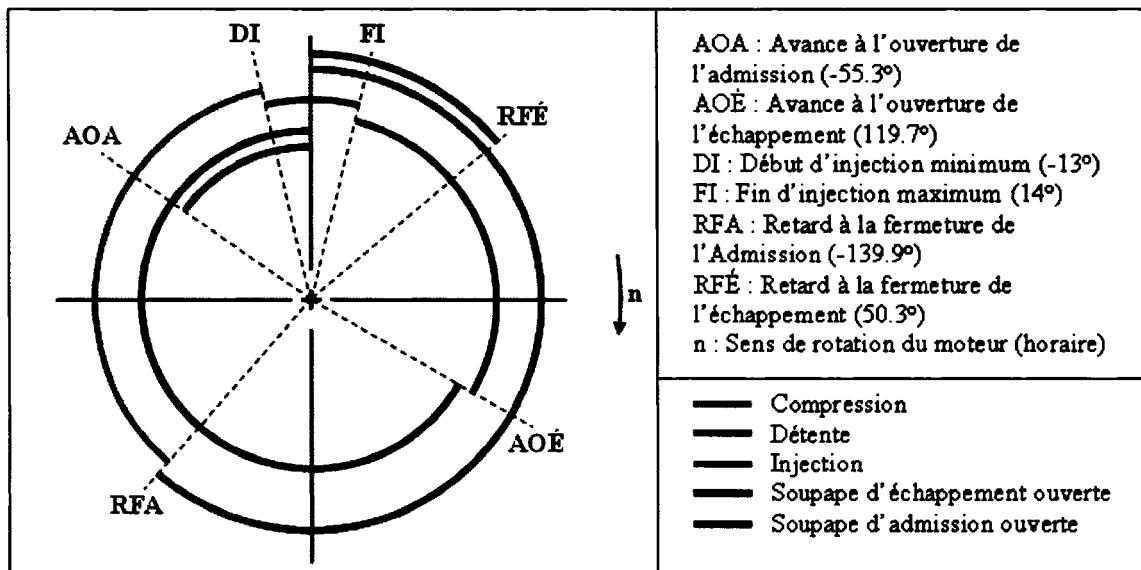


Figure 7 Diagramme de synchronisation du moteur de référence

Ensuite, on tourne dans le sens de rotation indiqué par la flèche n (horaire). On fait environ 45 degrés et on croise le premier changement qui correspond au retard à la fermeture de l'échappement (RFÉ), ce qui nous renseigne sur la fermeture des soupapes d'échappement. La ligne bleue continue jusqu'au retard à la fermeture de l'admission (RFA). Maintenant les soupapes d'admission sont fermées et on commence le temps de compression (ligne grise). Cette ligne continue jusqu'au début de l'injection (DI). Les prochains 27° sont l'injection et on atteint ensuite la fin de l'injection (FI). Maintenant on est à la course de détente ou de puissance représentée par la ligne verte. La fin de cette ligne est l'avance à l'ouverture de l'échappement (AOÉ) ce qui nous permet de commencer à ouvrir les soupapes d'échappement pour commencer l'évacuation des gaz brûlés. Finalement, on croise l'avance à l'ouverture de l'admission (AOA) qui correspond à l'ouverture des soupapes d'admission et au croisement des soupapes, et le cycle recommence à tous les 720°.

Le SAD installé sur le moteur permet d'obtenir des informations essentielles pour assurer la bonne condition de marche du moteur ainsi que pouvoir prévenir différentes avaries en effectuant un bon diagnostic et une bonne maintenance préventive.

2.4 Type de résolution utilisée

Il existe plusieurs approches de résolution pour un problème, soit expérimental, analytique ou par résolution numérique. Pour ce projet, une approche par résolution numérique sera utilisée car nous possédons déjà les courbes expérimentales fournies par le CDT de TC. Ceci permettra de comparer les résultats obtenus avec ceux de TC. L'approche analytique serait beaucoup trop laborieuse, si elle est possible, et nécessiterait beaucoup trop de temps pour le développement des équations pour un problème d'écoulement non permanent. L'utilisation d'un logiciel de CFD déjà utilisé dans l'industrie permettra ainsi de réduire le temps nécessaire pour appliquer les différentes conditions de résolution au modèle.

2.5 Présentation du logiciel Vectis

Pour être en mesure d'effectuer la résolution numérique des différents modèles, un logiciel de résolution de CFD (commercial) est nécessaire. Pour le projet, le logiciel Vectis 3.8, de la compagnie Ricardo sera utilisé. Vectis 3.8 a été préféré car il est le logiciel le plus utilisé pour des applications propres aux moteurs à combustion interne. Par exemple, plusieurs modèles de combustion et d'injection sont offerts à l'usager. Bien entendu le logiciel se base sur plusieurs équations différentielles. Le logiciel solutionne les équations de conservation de quantité de mouvement, de masse et d'énergie. Les équations qui vont suivre sont extraites du manuel de théorie du logiciel Vectis 3.8 (Vectis, 2004). Il faut spécifier que les différentes équations sont présentées

sous forme tridimensionnelle en utilisant la notation indicelle et la convention d'Einstein aussi appelée convention de sommation cartésienne (Aris, 1990). Évidemment tous les indices i, j et k prennent successivement les valeurs de 1 à 3. De plus, étant donné que les différents problèmes sont en majorité des problèmes non stationnaires, le champ de vitesse sera moyenné et le calcul sera en fait un calcul "Unsteady Reynolds Average Navier-Stokes" (U-RANS) (Pope, 2000).

L'équation de conservation de masse est la suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = +S_d^m \quad (2.1)$$

Où ρ est la masse volumique locale,

U_i est la vitesse moyenne de la masse locale,

S_d^m est la contribution de masse due à l'évaporation de la phase liquide.

Ensuite, le logiciel solutionne l'équation de conservation de la quantité de mouvement qui est la suivante :

$$\frac{\partial(\rho U_j)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i U_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu_L + \mu_t) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] - \frac{\partial(p + \rho k)}{\partial x_i} + F_i + S_d^U \quad (2.2)$$

Où μ_L est la viscosité dynamique moléculaire,

μ_t est la viscosité de turbulence (voir les équations 2.6 et 2.7),

F_i est la force agissant sur le corps,

k est l'énergie cinétique de la turbulence (intensité de la turbulence),

S_d^U est la contribution de la quantité de mouvement de la phase liquide.

L'équation de conservation d'énergie est la suivante :

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i H) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu_L}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_H} \right) \frac{\partial H}{\partial x_i} \right] + \frac{\partial p}{\partial t} + S_d^H + q_w + \omega_{ext} H_{ext} + q_{rad} \quad (2.3)$$

Où H est l'enthalpie absolue,

q_w est le flux de chaleur au travers des parois,

q_{rad} est le flux de chaleur radiatif,

Pr est le nombre adimensionnel de Prandtl,

σ_H est le nombre adimensionnel de Schmidt,

ω_{ext} est la masse de l'espèce ajoutée de l'extérieur du domaine,

S_d^H est la contribution énergétique de la phase liquide.

Pour être en mesure de suivre les réactions chimiques impliquées dans le calcul de différents modèles, le logiciel solutionne aussi une autre équation relative au transport d'espèces chimiques. Cette équation prend la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho Y}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i Y) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu_L}{\sigma_Y} + \frac{\mu_t}{\sigma_{Y-t}} \right) \frac{\partial Y}{\partial x_i} \right] + \omega \quad (2.4)$$

Où Y est la fraction massique de l'espèce chimique en question,

ω est le taux de production de cette espèce.

Finalement, le logiciel utilise l'équation des gaz parfaits pour permettre de compléter la solution pour toutes les cellules.

Elle prend la forme habituelle suivante :

$$p = \rho R T \quad (2.5)$$

Où p est la pression,
 ρ est la masse volumique,
 R est la constante des gaz parfaits,
 T est la température.

Pour chacune des différentes équations présentées ci-haut, une résolution matricielle est utilisée car Vectis est basé sur une structure de résolution par volumes finis. Pour les équations 2.1 à 2.3 une interpolation d'ordre deux est utilisée tandis que toutes les autres interpolations sont d'ordre un. Le critère global de convergence est de l'ordre de 1 E-06.

Pour être en mesure de résoudre les problèmes complexes de combustion et d'atomisation, la turbulence doit être prise en considération lors de leurs résolutions. Le problème à l'étude est complexe et un modèle de turbulence inhomogène doit être utilisé. Le modèle $k - \varepsilon$ est gouverné par un système à deux équations. Il est le modèle par défaut utilisé par le logiciel Vectis. Les deux équations suivantes gouvernent ce modèle :

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu_L + \frac{\mu_t}{\sigma_{k-t}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] - \rho u_i u_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu_L + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon-t}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \frac{\varepsilon}{k} \left(c_1 G - c_2 \rho \varepsilon + c_3 \rho k \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right) \quad (2.7)$$

Où $k = \frac{u_i u_j}{2}$ est l'énergie cinétique de turbulence (intensité de la turbulence),

$\varepsilon = \nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$ est l'atténuation de l'énergie de turbulence (dissipation),

$\mu_t = c_\mu u' l = \rho v_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$ est la viscosité de turbulence,

c_1, c_2, c_3, c_μ et $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, \sigma_H, \sigma_{Y-t}$ sont des constantes présentées au tableau V.

Le logiciel utilise des valeurs fixes pour les différentes constantes du modèle $k - \varepsilon$ qui ont été optimisées pour des applications moteurs telles que la combustion et l'atomisation. Les valeurs de ces constantes sont présentées au tableau V.

Tableau V

Valeurs des différentes constantes du modèle $k - \varepsilon$

Constantes	σ_k	σ_ε	σ_H	σ_{Y-t}	c_μ	c_1	c_2	c_3
Modèle $k - \varepsilon$	1.0	1.22	0.9	0.9	0.09	1.44	1.92	0.373

Plusieurs autres modèles sont disponibles dans la version 3.8. Pour le projet deux autres modèles seront utilisés, soit l'atomisation et la combustion. Les différentes espèces disponibles sont par ordre : le combustible, les oxydants, les produits de combustion et les gaz inertes. Elles sont calculées à l'aide des différents modèles de combustion disponibles dans le logiciel.

Pour être en mesure de montrer un aperçu du logiciel, la figure 8 présente l'interface de Vectis lors de la phase d'importation et de géométrie. Nous sommes présentement en train de générer les positions transitoires du piston aux différents angles de vilebrequin afin de les utiliser lors des phases subséquentes. La figure 9, quant à elle, présente l'interface de la phase de paramétrisation et de résolution du logiciel Vectis 3.8. On est en train de modifier les paramètres d'injection du modèle d'atomisation.

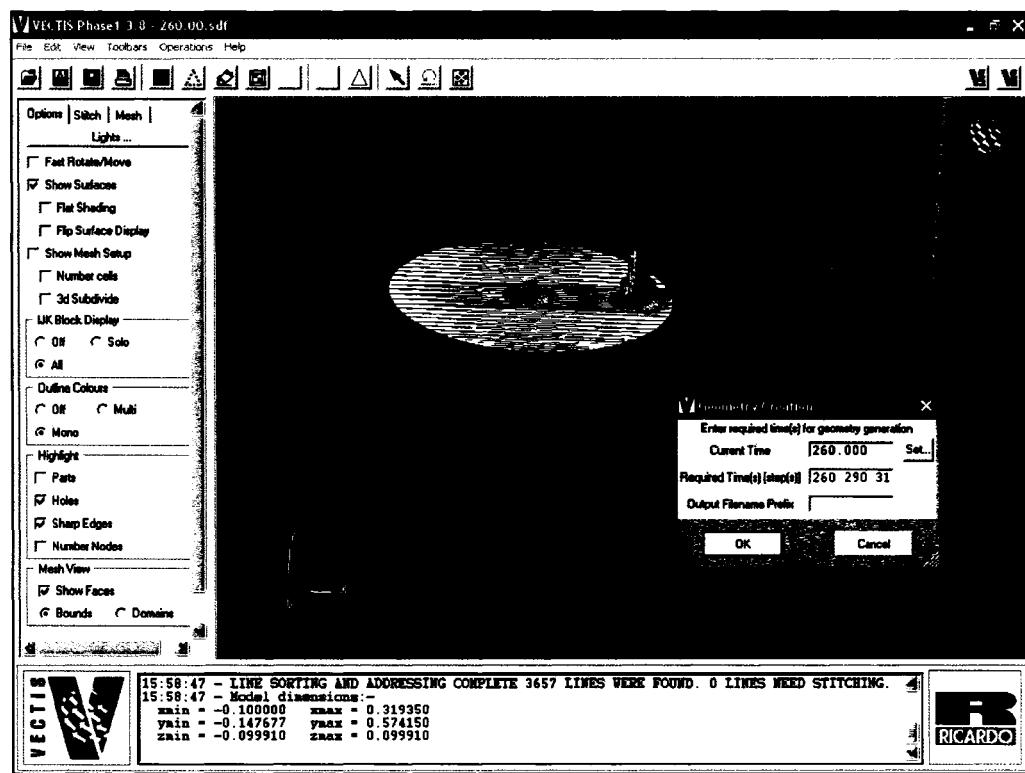


Figure 8 Interface Vectis 3.8 (importation et géométrie)

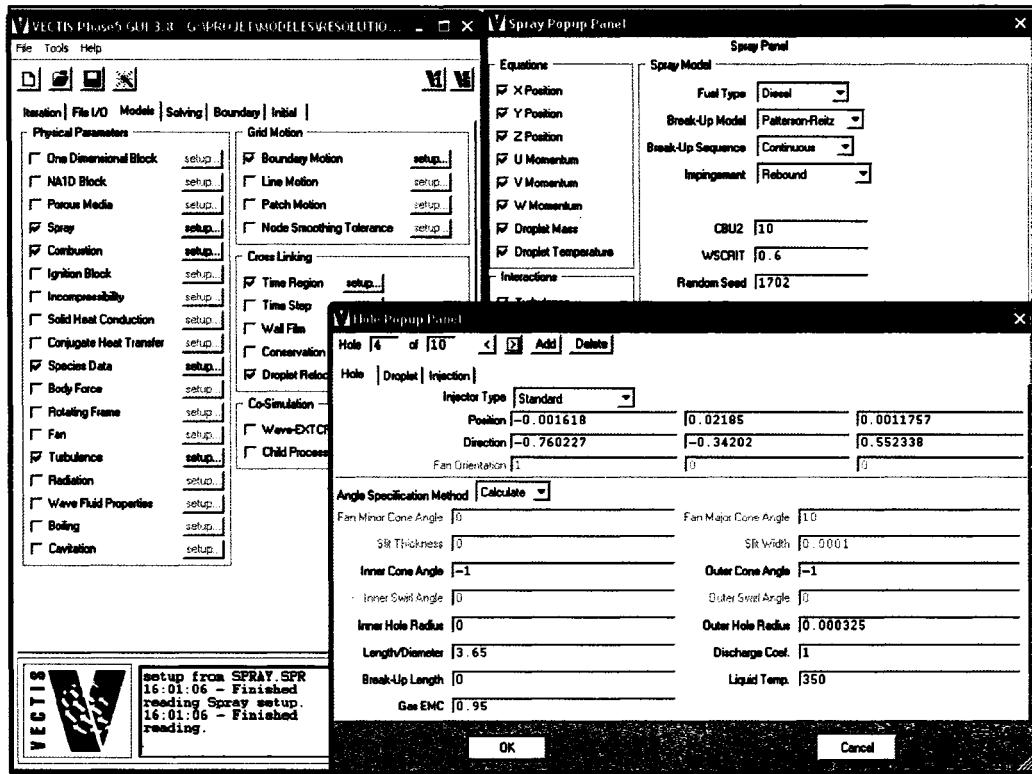


Figure 9 Interface Vectis 3.8 (paramétrisation et résolution)

La figure 10 illustre les différentes étapes de l'utilisation du logiciel Vectis 3.8. La première étape consiste à obtenir et aller chercher toutes les informations géométriques et les caractéristiques du moteur de référence chez TC et Océanex (1997) inc. Un modèle est ensuite conçu grâce à un logiciel de DAO. Il est exporté en format .stl (géométrie surfacique définie par des triangles) du logiciel de DAO et importé dans Vectis. La prochaine étape est la vérification du modèle dans le module d'importation et de géométrie. Les différentes surfaces sont nommées et paramétrées et on génère maintenant les positions transitoires du cylindre (différents angles moteurs). Par la suite, on définit les lignes de maillage pour toutes les positions ou pour une combinaison de celles-ci. Les étapes suivantes sont automatiques et elles constituent un générateur de maillage et un assebleur de cellules. Lors de ces deux étapes automatiques, le logiciel génère les coordonnées des volumes qui seront utilisés lors des calculs.

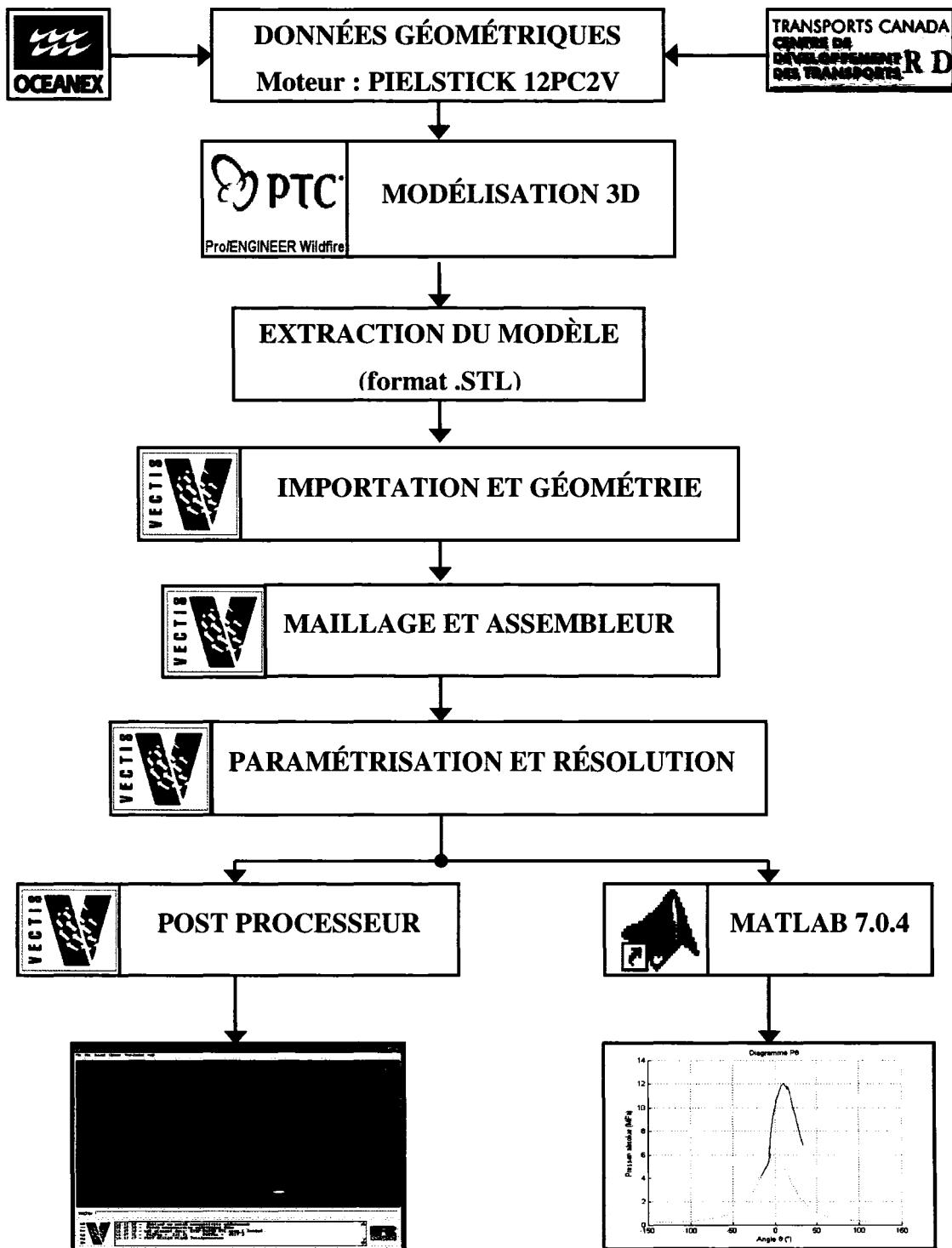


Figure 10 Utilisation de Vectis pour la recherche

Il est à noter que le logiciel effectue un raffinement automatique du maillage aux parois spécifiées par l'usager. La figure 11 illustre la méthode de raffinement utilisée automatiquement par le logiciel.

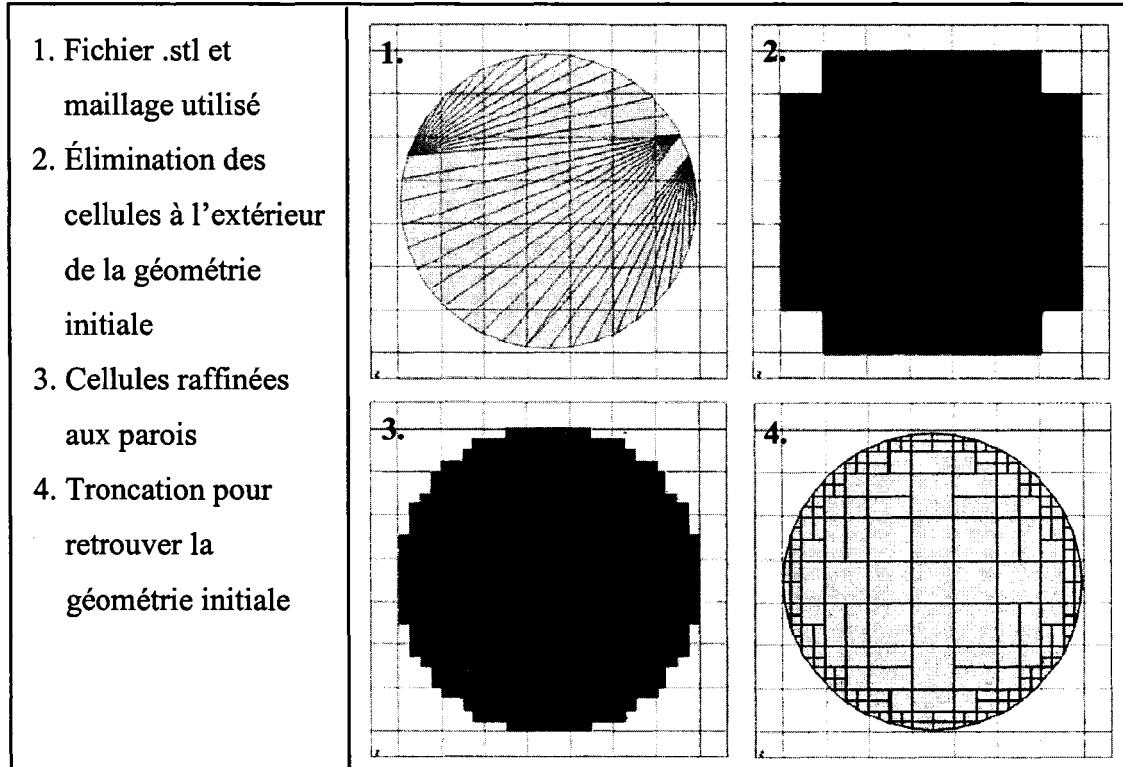


Figure 11 Raffinement automatique utilisé par le logiciel Vectis 3.8

(source : Vectis, 2004)

Par la suite, on doit définir les paramètres de résolution : les équations, le type de résolution numérique utilisée, les critères de convergence, les conditions initiales, les propriétés des fluides, le déplacement des éléments, etc. La résolution numérique peut maintenant être lancée.

Finalement, la dernière étape est la visualisation des résultats. Un module de post processeur est disponible directement dans Vectis 3.8. Un autre logiciel est aussi utilisé

pour générer les graphiques en utilisant les matrices de sortie du logiciel Vectis 3.8. Matlab 7.0.4 se voit un outil très important et permet une grande flexibilité de présentation graphique. Un fichier a été créé et sera utilisé pour le traitement et l'affichage des données.

CHAPITRE 3

DÉVELOPPEMENT DU MODÈLE DE BASE

Après avoir pris connaissance des différentes recherches qui ont fait l'objet de publications et d'avoir assimilé certaines notions nécessaires à la compréhension de ce projet, il est temps d'entrer dans le vif du sujet. Le présent chapitre comportera les étapes subséquentes pour bâtir, concevoir, tester et résoudre le modèle. Il présente aussi les différentes analyses des résultats obtenus pour la validation du modèle.

Pour être en mesure de développer le modèle qui sera utilisé par le logiciel de CFD, il faut tout d'abord le construire à l'aide d'un logiciel de DAO. Il faut alors connaître les données géométriques du moteur de référence, soit le PIELSTICK 12PC2V présenté à la section 2.3. Évidemment, les données présentées dans cette section ne sont pas suffisantes. Une visite sur le N.M. Cabot a été organisée en collaboration avec la compagnie Océanex (1997) inc. pour mesurer les dimensions réelles des différentes pièces. La figure 12 présente une photo de la culasse assemblée d'un des moteurs diesel de propulsion du N.M. Cabot.



Figure 12 Culasse du moteur de référence

3.1 Présentation du modèle développé en DAO

Le logiciel Pro/E permet de construire le modèle en utilisant toutes les dimensions recueillies lors de la visite sur le navire. Le modèle ainsi développé est présenté à la figure 13. Pour respecter le rapport volumétrique du moteur de référence, le logiciel Pro/E permet de calculer les volumes des différentes géométries.

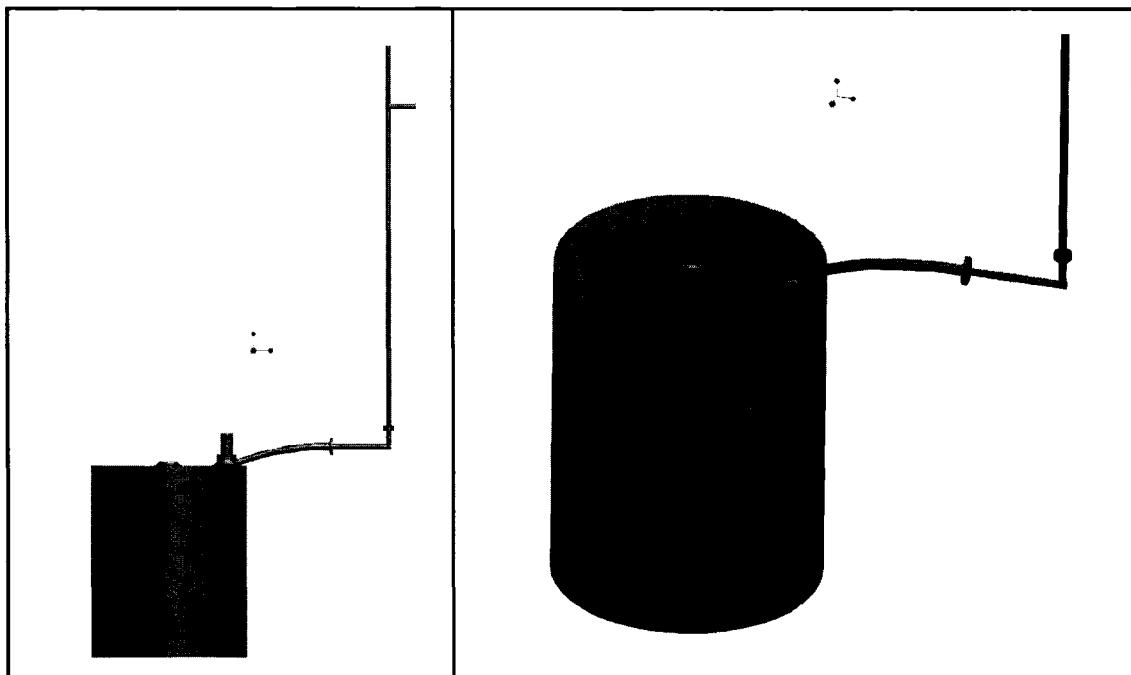


Figure 13 Modèle développé en DAO

Le volume total a été comparé au volume de l'espace mort et un réajustement de ce dernier a été effectué pour conserver le rapport volumétrique de 11.5 pour 1. Ceci permet alors de conserver la même pression maximale de compression que le moteur de référence. Le modèle a ensuite été exporté en format .stl (géométrie définie par des triangles) vers le logiciel de CFD. La figure 14 présente un aperçu du fichier d'exportation et celui une fois importé dans Vectis.

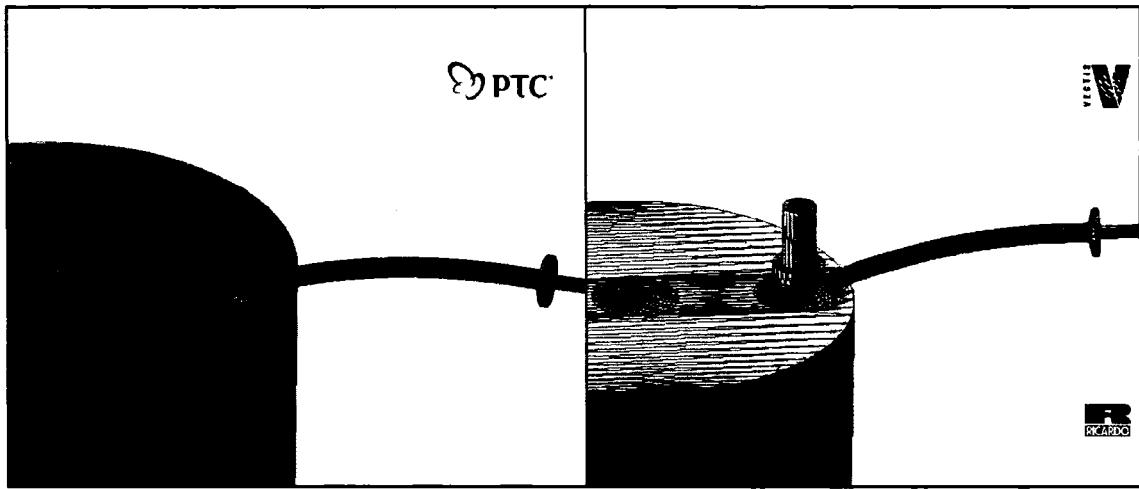


Figure 14 Images de la géométrie définie par des triangles .stl

La convergence du maillage a été vérifiée tout d'abord en utilisant seulement le temps de compression et d'expansion. La grosseur du maillage n'a pratiquement aucun effet sur la valeur de pression trouvée à la CC. Par contre, le logiciel suggère d'utiliser des cellules de 1 mm^3 maximum pour avoir une bonne définition lors de l'utilisation des modèles de combustion et d'atomisation. Les cellules utilisées sont de dimension de $4 \times 4 \times 4 \text{ mm}$ avec un raffinement lors des phases d'atomisation et de combustion de 2^2 . La figure 15 présente un aperçu d'un raffinement 2^2 autour d'un trou (Vectis, 2004) pour permettre la compréhension du raffinement. L'utilisation des blocs de raffinement permet de respecter les normes établies par Vectis pour les différents modèles et aussi de ne pas dépasser la limite physique du logiciel au niveau du nombre maximal d'éléments qui est rapidement atteint avec des blocs de raffinement. Par exemple, pour une cellule de $4 \times 4 \times 4 \text{ mm}$ avec un raffinement de 2^2 on obtient 64 cellules de $1 \times 1 \times 1 \text{ mm}$, donc 64 plus d'espace mémoire requis.

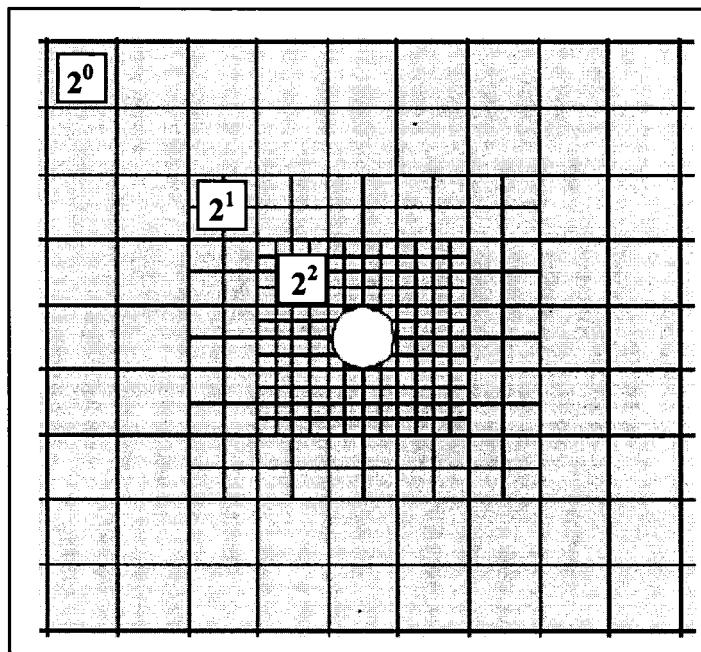


Figure 15 Utilisation d'un raffinement 2^2 autour d'un trou (source : Vectis, 2004)

Pour être en mesure de comparer les résultats obtenus à l'aide du logiciel VECTIS, six points de contrôle ont été utilisés pour la CC et huit le long du tuyau de raccord entre la CC et le capteur de pression. Le logiciel fournit aussi un fichier de sortie pour le point de surveillance globale localisé à l'intérieur de la CC. Les figures 16 et 17 présentent la position des points de surveillance à la CC et le long du tuyau de raccord.

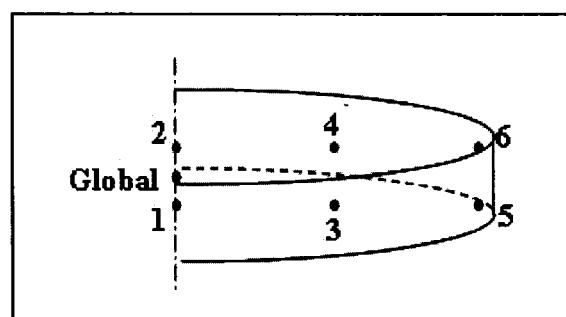


Figure 16 Points de surveillance à la CC

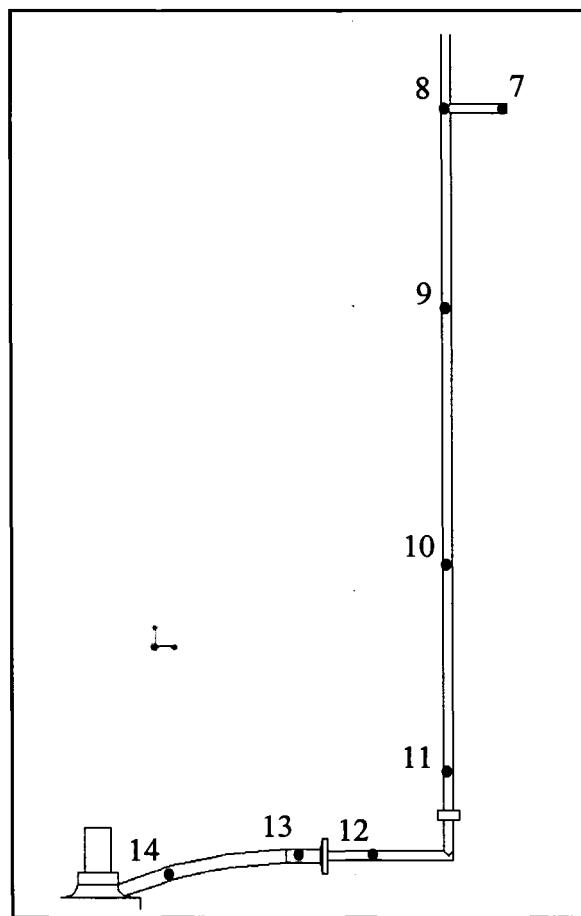


Figure 17 Points de surveillance dans le tuyau de raccord

L'annexe 2 présente les coordonnées cartésiennes x, y, et z des points de surveillance de la CC et le numéro de maille des points de surveillance dans la tubulure de raccord. Après avoir préparé le fichier de résolution dans Vectis, c'est-à-dire, appliquer les conditions aux frontières, les conditions initiales, etc., la résolution du modèle a été démarrée. Le pas de temps utilisé pour la résolution est de 0.1° . Ceci permet alors d'avoir une fréquence d'échantillonnage de 30 kHz pour interpréter les résultats. La plateforme de calcul utilisé est un PC avec processeurs dual Xeon de 3.6 MHz avec 3 Gigaoctets de mémoire Ram. Malgré la puissance de cette plateforme, sept jours sont nécessaires pour obtenir les résultats de ce calcul numérique.

3.2 Résultats et validation du modèle

À priori, les résultats du premier cas sont présentés afin de faire la validation du modèle utilisé. Évidemment, un grand nombre d'informations de sortie sont disponibles dans le logiciel Vectis mais elles ne seront pas toutes présentées car elles ne présentent pas toutes un intérêt direct avec la recherche en cours. La validation fut faite pour une vitesse de rotation de 500 rpm et une charge de 100% qui correspond à une quantité de 0.0015 kg de combustible diesel injecté sur 27°. Ces valeurs correspondent à une mesure effectuée sur le navire. Par contre, il est à noter que toutes les conditions d'opération du moteur lors de la prise de données ne sont pas connues tels que la quantité d'eau injectée, la température et la pression ambiante, le taux d'humidité, etc. Ceci ne nous permet malheureusement pas de faire la validation en comparant les courbes Pθ expérimentale et numérique à la CC et au bout du tuyau de raccord. La validation sera faite par rapport à l'analyse fréquentielle des différentes courbes contenant des oscillations causées par la résonance présente dans le tuyau de raccord.

3.2.1 Exemple de résultats

On peut d'abord vérifier le profil d'injection dans le post processeur en utilisant la température à l'intérieur de la CC. Ceci permet de voir la forme des jets de l'injecteur. La figure 18 présente une vue isométrique du modèle et une coupe au travers de la CC en Z égal 0.

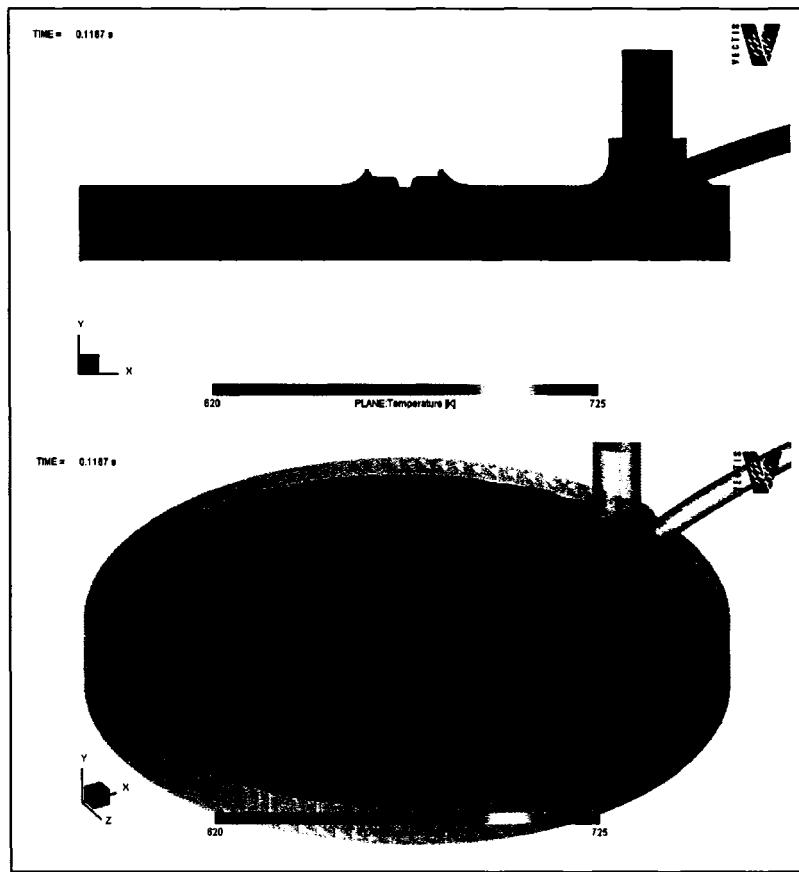


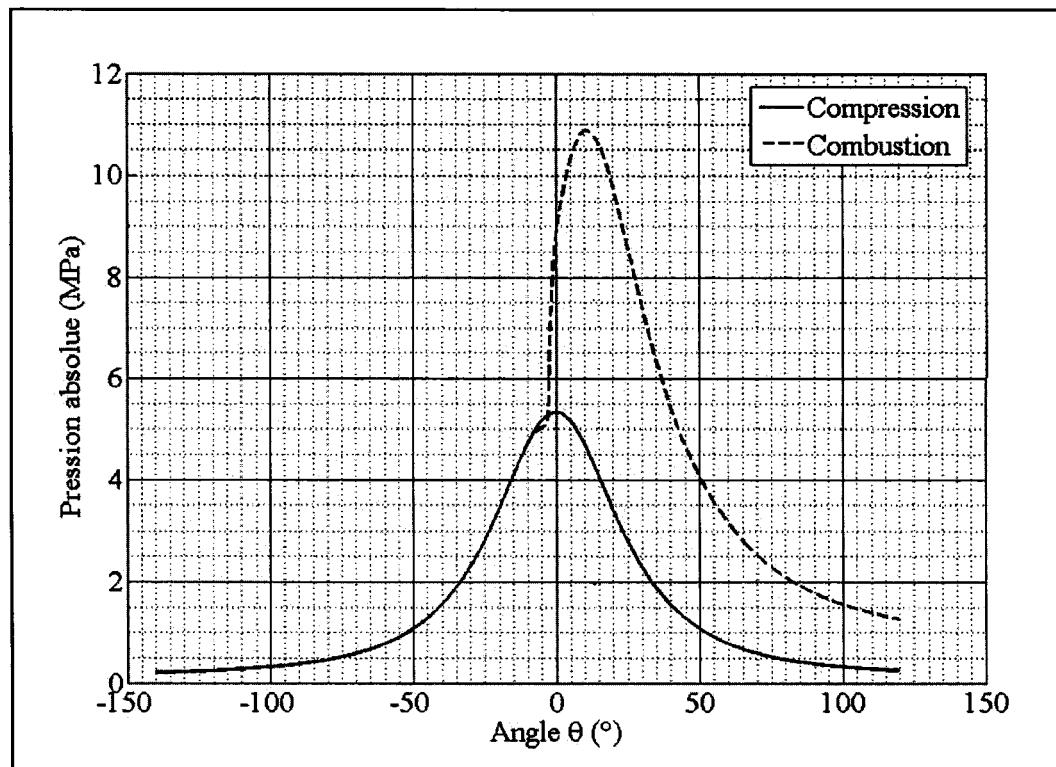
Figure 18 Vue isométrique et en coupe de la température à la CC

On voit bien les différents jets de carburant provenant de l'injecteur car le carburant est injecté à une température de 350 K et que la température à l'intérieur de la CC est plus élevée. On voit aussi la distribution des différents jets par rapport à l'axe central du cylindre. La prochaine section présente l'analyse qualitative du cas de base.

3.2.2 Diagramme Pθ à la CC

Tel que présenté au Chapitre 1, le diagramme PV et Pθ sont les informations les plus importantes nous renseignant sur la condition actuelle du cylindre à l'étude. Les

conditions d'opération importantes sont les suivantes : charge moteur à 100 % et vitesse de rotation à 500 rpm. Le graphique 1 présente le diagramme $P\theta$ à la CC au point global.

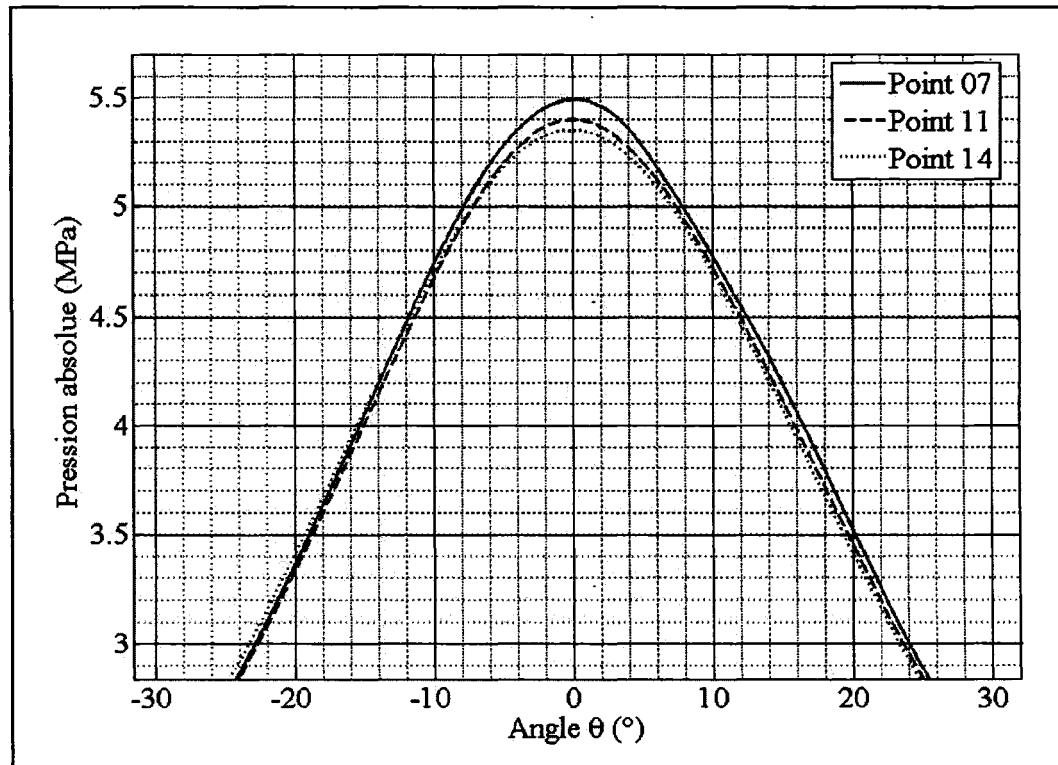


Graphique 1 Diagramme $P\theta$ à la CC au point global

En regardant le graphique 1 on distingue facilement la première portion de la courbe qui est le temps moteur de compression (ligne pleine) de -140 à 0° . Le reste de la ligne pleine est l'expansion dans le cas où il n'y a pas d'injection de combustible. On note ensuite une augmentation subite de la pression aux environs de -3° qui correspond au début de la combustion (ligne pointillée) du combustible injecté dans la CC. Finalement, on remarque une baisse graduelle de la pression qui montre la course de puissance ainsi que l'augmentation du volume dû au déplacement du piston vers le bas.

3.2.3 Diagramme Pθ au bout du tuyau de raccord

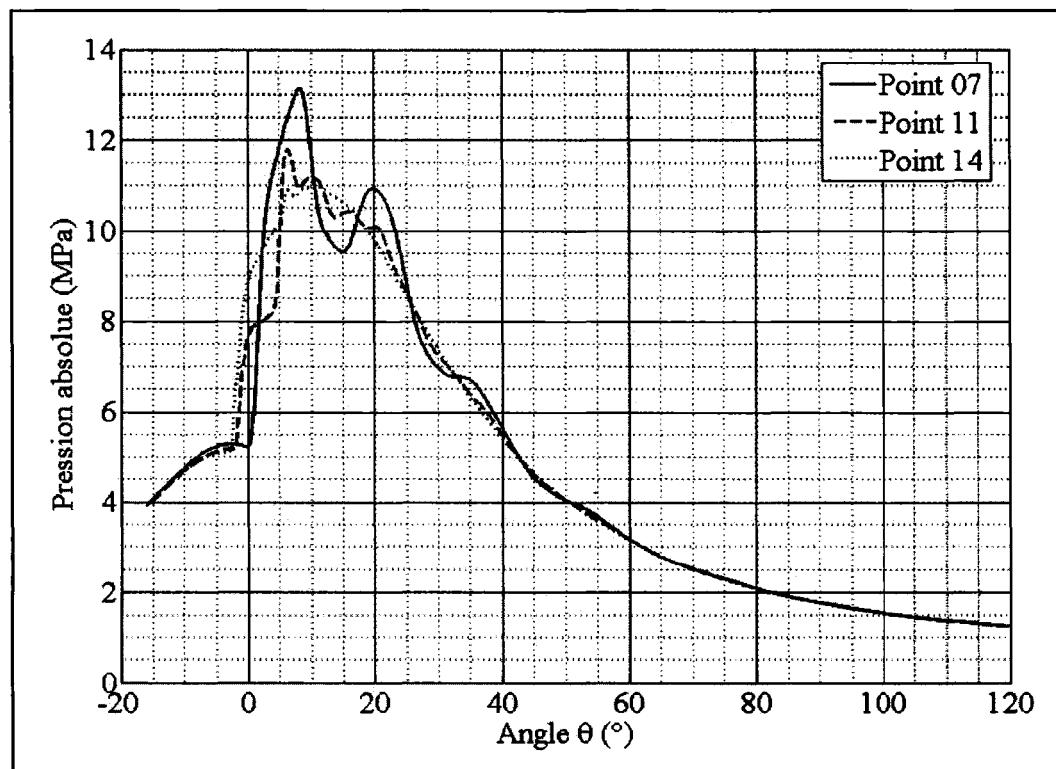
Étant donné que le capteur de pression est situé au bout du tuyau de raccord, les courbes à la CC et au bout du tuyau de raccord seront différentes car le tuyau cause plusieurs effets tels que la variation de la valeur de la pression maximale et de sa position ainsi que déplacement angulaire de la courbe complète (Hountalas et Anestis, 1998). Le modèle est toujours le même mais il a été simulé sans ajout de combustible en premier lieu. Les prochaines courbes présentées au graphique 2 présentent la phase de compression et expansion pour trois points de contrôle, soit le point 07, localisé au capteur de pression, le point 11, localisé à mi-chemin entre le capteur et la CC, et le point 14, localisé tout de suite après l'entrée dans le tuyau de raccord.



Graphique 2 Diagramme de compression Pθ au tuyau de raccord sans combustion

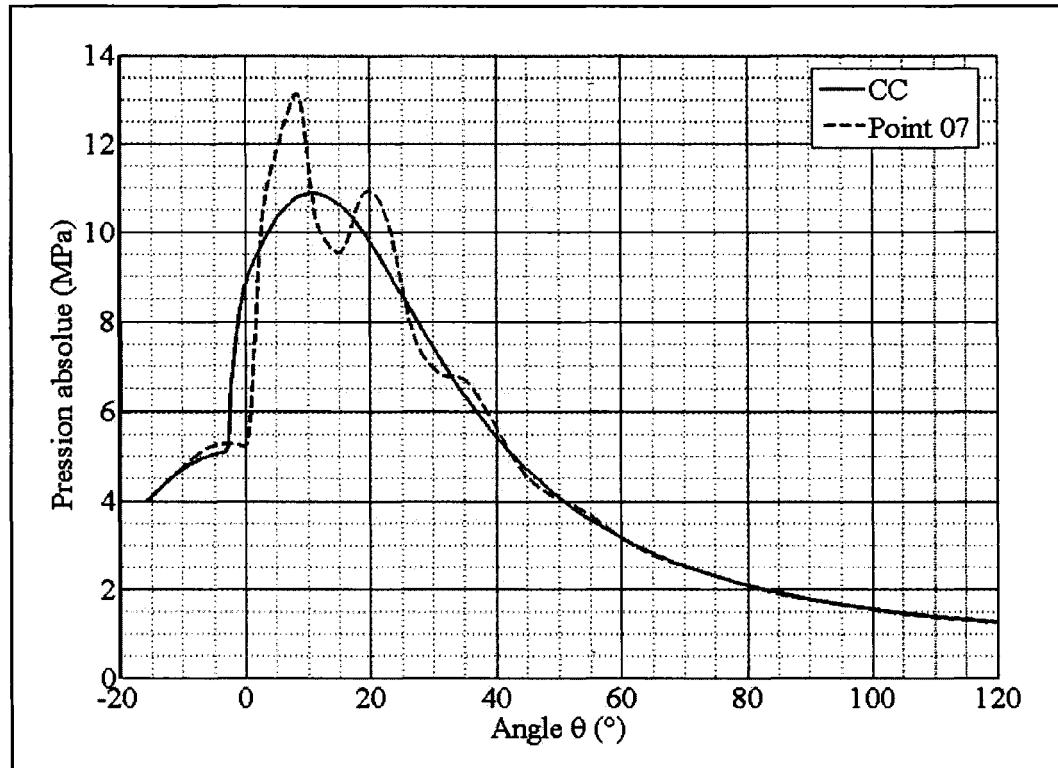
On remarque que l'effet n'est pas très marqué car la pression n'augmente pas aussi rapidement que s'il y avait injection de combustible et combustion de celui-ci. Par contre, on distingue une légère augmentation de la pression maximale en fonction de la position du point de contrôle. Ceci montre que, plus le point de contrôle est éloigné de la CC, plus la pression augmente. De plus, on note aussi un léger décalage ou déphasage entre les courbes des trois points de contrôle. Encore une fois, plus le point de contrôle est éloigné plus la courbe de pression subit un déphasage. Par exemple, à -13° il y a un déphasage d'environ 0.5° entre le la courbe des points 07 et 11. Ceci s'explique car la pression augmente à l'intérieur de la CC. La pression en amont du tuyau de raccord est alors supérieure à celle en aval (position du point 07). Ceci crée une onde de pression qui voyage à l'intérieur de tuyau jusqu'à ce quelle frappe le bout du tuyau de raccord et soit réfléchie en sens inverse. Évidemment, la vitesse avec laquelle cette onde voyage est fonction de la vitesse acoustique locale, donc de la température du fluide. Donc, comme elle voyage avec une certaine vitesse, la pression au bout du tuyau n'augmentera pas aussi vite que celle à la CC. Par contre, la pression au bout du tuyau de raccord sera plus élevée qu'à la CC. Ceci est causé par le ralentissement de l'onde de pression qui frappe la cloison (bout du tuyau). L'énergie cinétique de l'onde de pression est transformée localement en augmentation de pression.

Ajoutons maintenant les modèles d'atomisation et de combustion pour avoir les courbes complètes du cycle moteur. Les effets constatés lors de la compression et de l'expansion seront toujours présents mais à une échelle beaucoup plus importante. Le graphique 3 présente le diagramme Pθ des points de contrôle 07, 11 et 14 avec l'injection de carburant.



Graphique 3 Diagramme $P\theta$ au tuyau de raccord avec combustion

On remarque maintenant que les différentes courbes de pression sont grandement déformées. Cette déformation semble être fonction de la position du point de contrôle dans le tuyau de raccord. La courbe du point 14 n'est presque pas affectée car le point est situé directement à l'entrée du tuyau de raccord. On constate tout de même une légère déformation de la courbe par rapport à celle dans la CC (voir graphique 1 courbe pointillée de combustion). Plus on s'éloigne de la CC et plus la distorsion est prononcée. En regardant la courbe du point 07, on remarque tout de suite que l'oscillation présente dans la courbe semble provenir de la présence du tuyau de raccord. On remarque aussi le déphasage qui est induit même au tout début de l'augmentation rapide de la pression due à la combustion. Pour être en mesure de bien comparer la courbe au point 07 situé à la position du capteur de pression avec la courbe directement à la CC, le graphique 4 les présente en superposition.



Graphique 4 Diagramme Pθ à la CC et au point 07

On remarque que la pression maximale au point 07 est augmentée d'environ 25 % comparativement à celle à la CC. Cette différence pourrait engendrer une forte variation du travail calculé à l'aide du diagramme PV par l'intégral de PdV. Pour voir la différence on calcule simplement l'aire sous la courbe à la CC et au point 07 de la courbe Pθ et de la courbe PV. Le tableau V présente les résultats obtenus en calculant cette intégrale par la méthode des rectangles. L'équation utilisée est la suivante :

$$Travail_{indiqué} = \int P dV = \Delta V \sum_{i=0}^{n-1} P_{gauche} \quad (3.1)$$

Où n est le nombre de points utilisés pour la sommation

ΔV est la variation de volume (se rappeler que $f_{échantillonage} = 30 \text{ kHz}$)

Tableau V

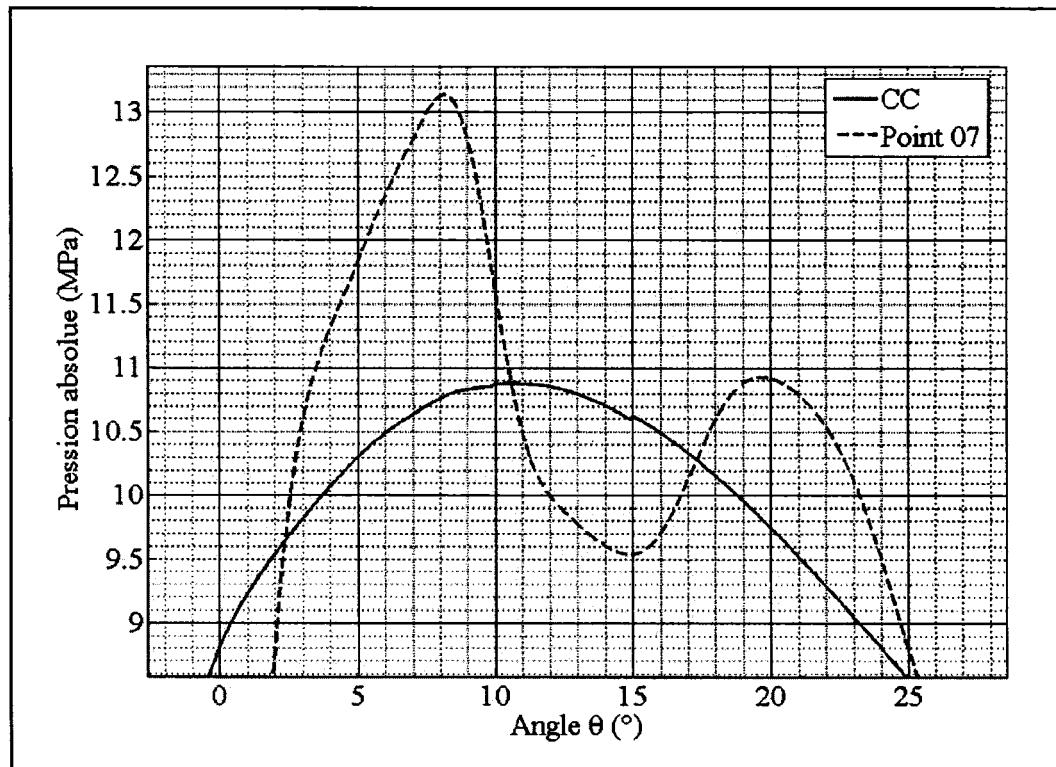
Résultats du calcul des intégrales à la CC et au bout du tuyau de raccord

Intégrale	Position de la courbe		Écart [%]
	À la CC	Au point 07	
Pdθ [MPa * °]	635.97	637.02	0.17
PdV [Pa * m³] ou [J]	19112.6	19250.4	0.72

On voit que les valeurs obtenues sont très près les unes des autres. Par exemple, l'écart lors du calcul de l'intégrale de PdV entre les valeurs obtenues à la CC et au bout du tuyau de raccord est seulement de 0.72 %. Ceci nous indique que même s'il y a une oscillation résultant de la présence du tuyau de raccord, les courbes ne montrent pas vraiment de différence lors de leur utilisation pour le calcul des différents paramètres thermodynamiques, notamment pour le calcul de travail indiqué.

3.3 Analyse des oscillations des courbes obtenues par calcul numérique

Après avoir vu les oscillations présentes aux courbes présentées au graphique 3, on peut déterminer certaines propriétés importantes nécessaires pour faire la comparaison entre elles. Calculons d'abord la fréquence de cette oscillation bien visible. Avec la méthode dite crête-à-crête, on est en mesure de calculer la première période visible d'oscillation. Le graphique 5 montre un agrandissement de l'oscillation à la pression maximale permettant de faire ce calcul.



Graphique 5 Agrandissement de l'oscillation à la pression maximale

Pour calculer la fréquence il suffit de déterminer l'angle correspondant à la période entre deux crêtes. Nous sommes limités à une seule période car la troisième crête n'est pas précise (graphique 4). Ensuite, on utilise la formule suivante pour calculer la fréquence :

$$f_n = \frac{N}{T} \cdot \frac{360}{60} \quad (3.2)$$

Où f_n est la fréquence naturelle en Hz (s^{-1}),

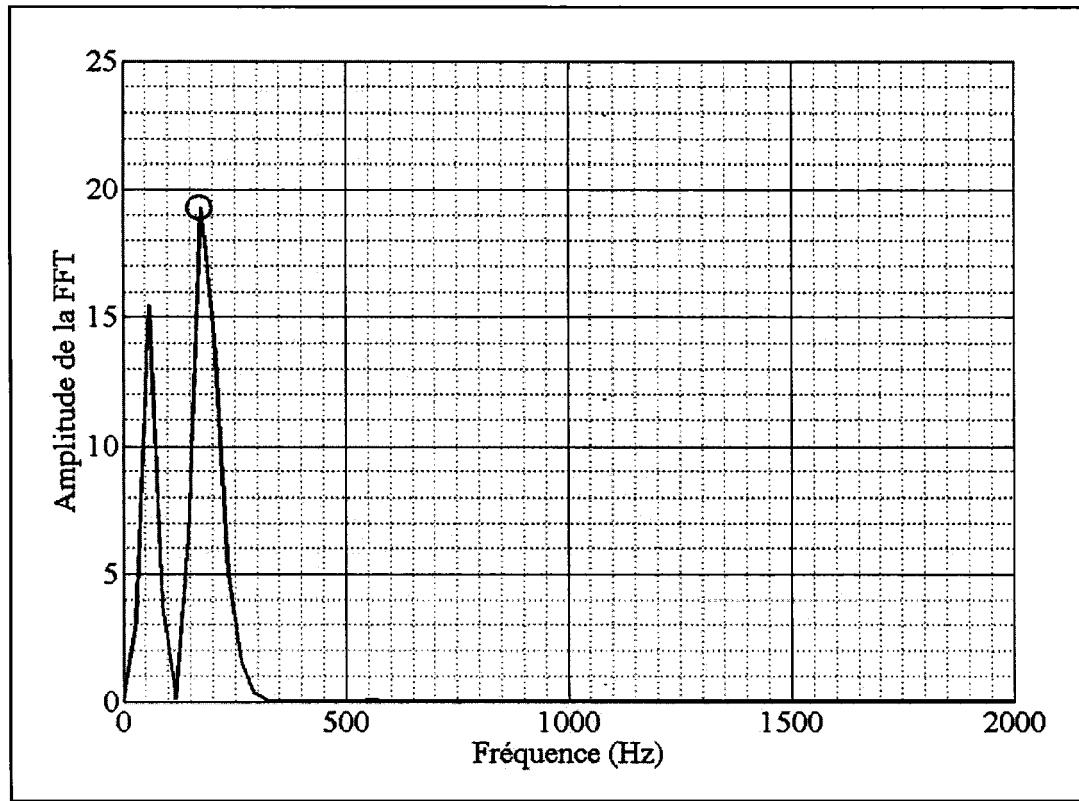
N est la vitesse de rotation par minute du moteur en rpm,

T est la période entre deux crêtes en $^{\circ}$,

$\frac{360}{60}$ est le ratio $\frac{^{\circ}}{s/min}$.

Pour une vitesse de rotation de 500 rpm et une période de 11.5° , on obtient une fréquence naturelle de 261 Hz.

Il existe aussi la transformée de Fourier rapide (FFT) qui permet d'extraire le contenu fréquentiel d'un signal. Le logiciel Matlab possède une fonction qui effectue la FFT d'un signal. La méthode complète est expliquée en détail à la section 3.4 de ce chapitre. Le graphique 6 présente le contenu fréquentiel de la courbe au bout point 07 présentée aux graphiques 4 et 5.



Graphique 6 Contenu fréquentiel de la courbe de pression au point 07

Pour calculer cette FFT, un échantillon de 1024 points a été utilisé, ce qui permet de borner la portion de courbe à l'étude. La fréquence d'échantillonnage de 30 kHz a été

utilisée (0.1°). La plage de fréquence de sortie de la FFT est de 0 Hz à 15 kHz. Pour être en mesure de cerner le phénomène à l'étude, l'échelle des x (fréquences) a été réduite. Ceci permet d'agrandir la partie des basses fréquences où se situent les fréquences recherchées. En analysant cette courbe on obtient une fréquence d'oscillation dominante de 176 Hz.

Il existe aussi dans la littérature un autre moyen de calculer approximativement la fréquence d'oscillation du tuyau de raccord. La formule suivante, présenté par Hsu (Hsu, 2002), nous permet d'obtenir cette fréquence :

$$f_n = \frac{a}{4 \cdot l} \quad (3.3)$$

Où f_n est la fréquence naturelle du tuyau de raccord en Hz (s^{-1}),
 a est la célérité du fluide en m/s (ou vitesse acoustique locale),
 l est la longueur du tuyau de raccord en m.

L'auteur suggère d'utiliser une valeur moyenne de $a = 600$ m/s pour les calculs impliquant une application ou un moteur est utilisé. Afin de vérifier si cette valeur est acceptable pour notre cas, il faut vérifier la valeur de la célérité du fluide (a) à une température moyenne régnant à l'intérieur du tuyau de raccord. À l'aide des fichiers de sortie du logiciel, une coupe a été faite au travers du tuyau de raccord pour permettre de quantifier la valeur de la température moyenne à l'intérieur de celui-ci. L'analyse qualitative nous permet d'utiliser une température moyenne de 650 K. La figure 19 présente la coupe au travers du tuyau de raccord.

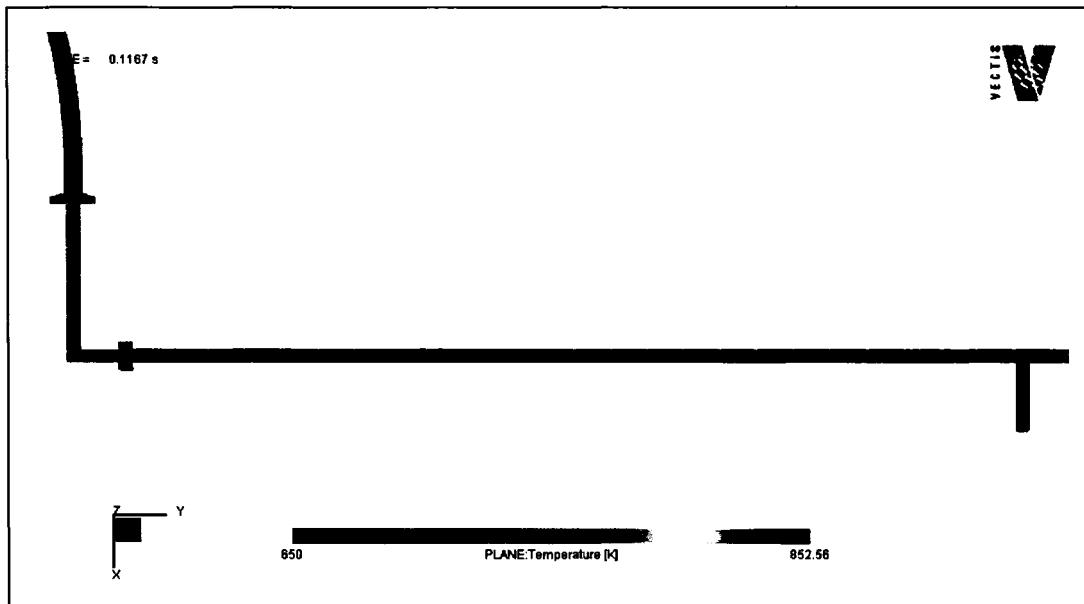


Figure 19 Distribution de température à l'intérieur du tuyau de 694 mm

On voit que la température moyenne le long du tuyau de raccord est d'environ 650 K. La célérité pour un gaz parfait isentropique (adiabatique réversible) est exprimée par la formule suivante :

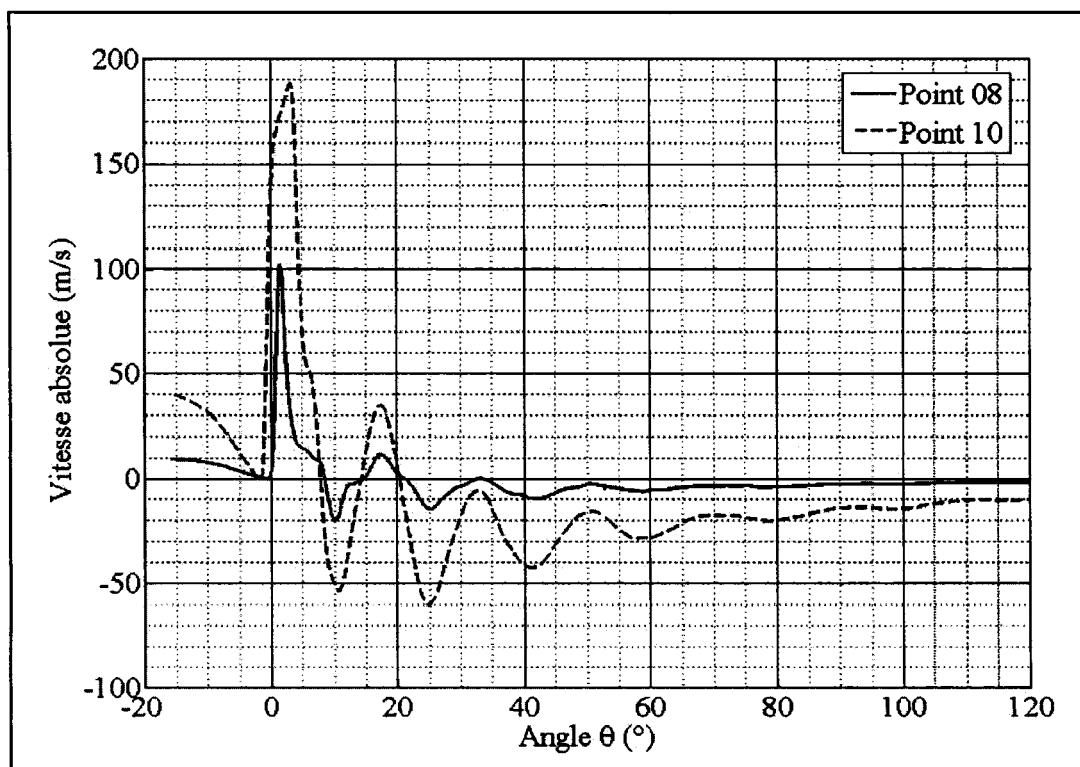
$$a = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T} \quad (3.4)$$

Où R est la constante des gaz parfaits ($R = 287 \text{ J/(kg*K)}$),
 T est la température locale en K,
 γ est l'index isentropique ($\gamma_{650K} = 1.37$).

La valeur de γ est fonction de la température, donc on trouve pour une température de 650 K une célérité de 505.5 m/s. La différence est assez grande car le tuyau de raccord est long. On obtient pour un tuyau de raccord de longueur de 694 mm et une célérité de 600 m/s, une fréquence naturelle de 216 Hz. En comparant avec la célérité calculée avec

l'aide de la formule 3.4 on obtient une fréquence naturelle de 182 Hz. Ceci ne constitue qu'une approximation de la célérité car il ne s'agit pas d'un procédé isentropique au niveau du tuyau de raccord (transfert de chaleur et friction) mais plutôt irréversible.

Pour être en mesure de mieux comprendre ce qui se passe à l'intérieur du tuyau de raccord, notamment la provenance de l'oscillation, concentrons-nous sur la circulation des gaz à l'intérieur de celui-ci. Étant donné le système d'axe actuel, le piston se déplace en Y+. Comme la plus longue partie du tuyau de raccord est orientée dans cette même direction nous devrions voir une oscillation positive et ensuite négative pour les points 08 à 11. Ceci montrerait qu'une masse de gaz est bel et bien en circulation dans le tuyau de raccord. Le graphique 7 montre la vitesse en Y au point 08 et 10.

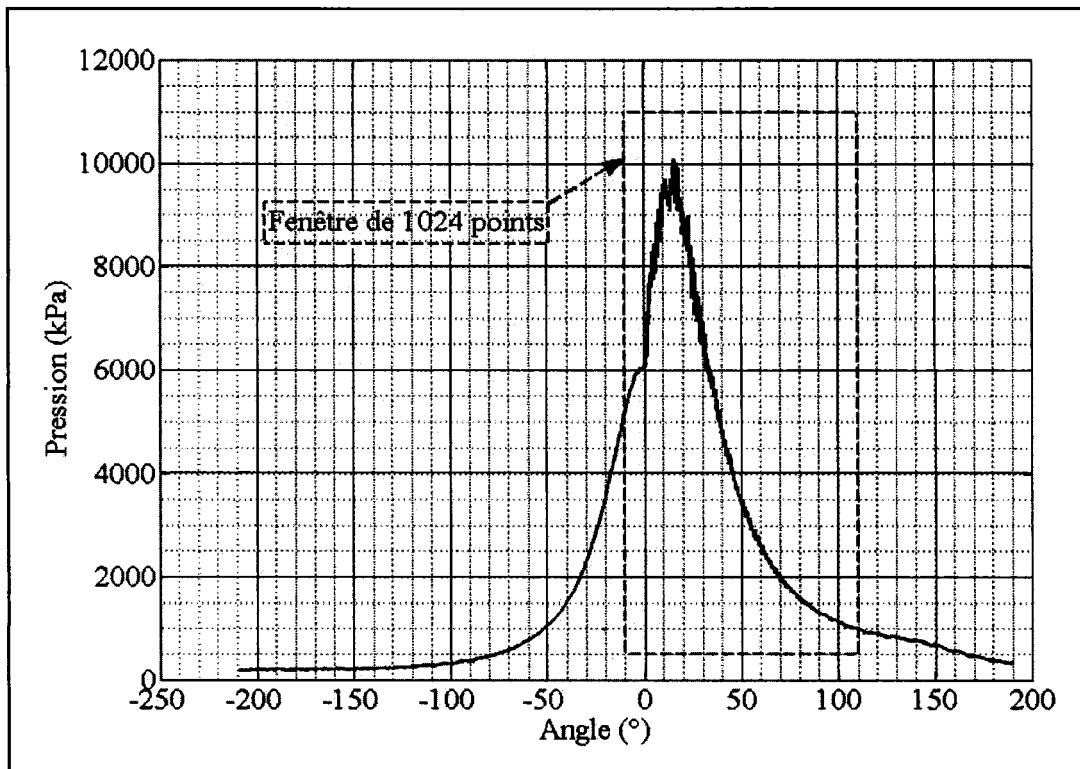


Graphique 7 Vitesse en Y aux points 08 et 10

En regardant la courbe du point 10, qui est situé dans la portion verticale juste après le coude de 90° , on distingue très nettement une oscillation qui passe par le positif et ensuite par le négatif. Ceci indique bien que les gaz circulent de façon oscillatoire dans le tuyau de raccord. On voit aussi sur la courbe du point 08, situé très près du capteur de pression, que la vitesse oscille beaucoup moins. C'est normal car le point est beaucoup plus près du bout du tuyau de raccord. Ceci cause un ralentissement de la vitesse au profit de l'augmentation de la pression tel qu'illustré au graphique 3. En regardant la courbe du point 10 on peut faire le calcul de la fréquence d'oscillation avec la méthode crête-à-crête présentée auparavant. On obtient, pour une vitesse de rotation de 500 rpm et une période de 15.7° , une fréquence correspondante de 191 Hz ce qui est encore aux alentours de la fréquence naturelle trouvée précédemment.

3.4 Analyse vibratoire de la courbe fournie par le CDT de TC

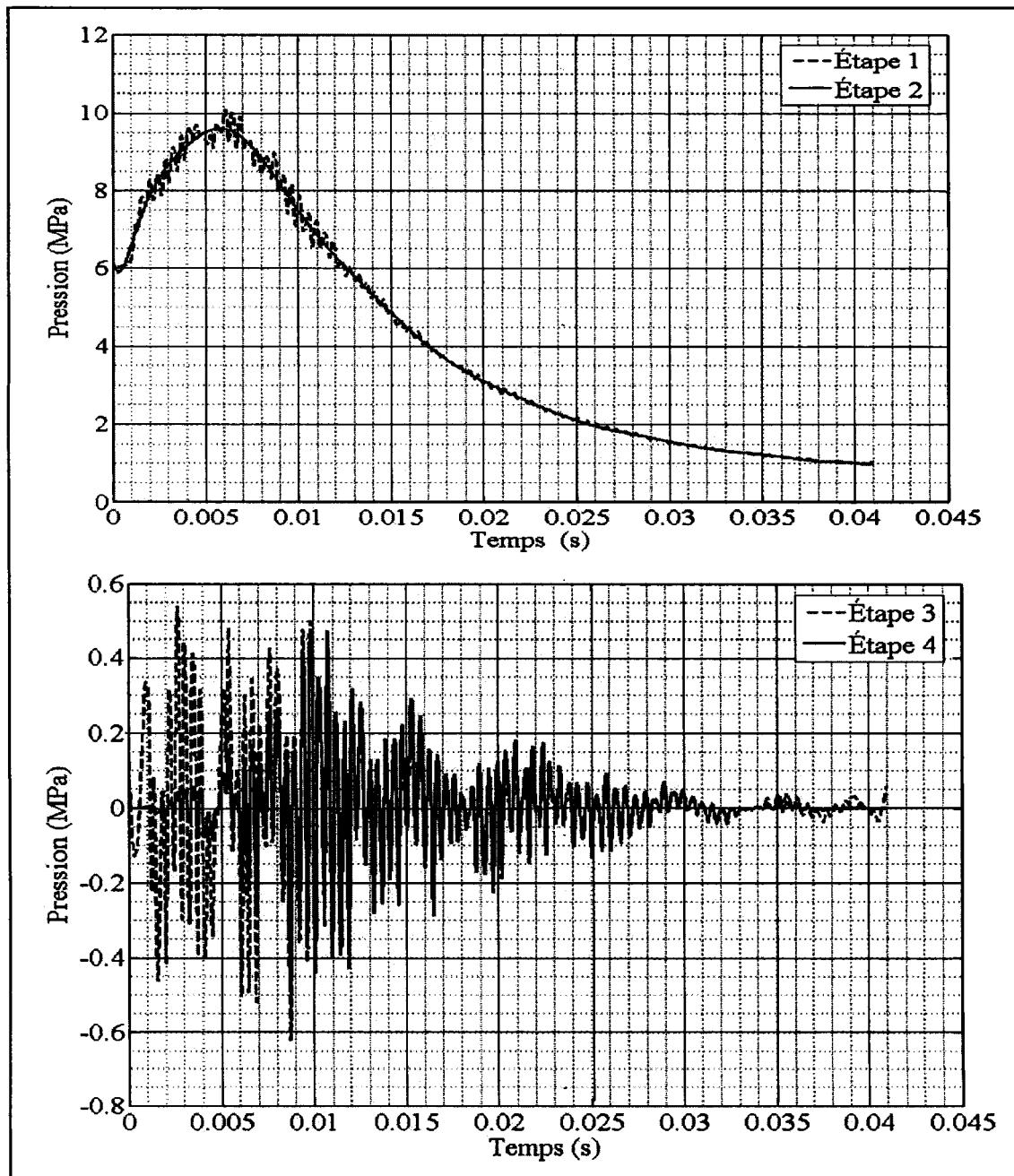
En utilisant une des courbes fournies par le CDT de TC on peut aussi calculer la fréquence d'oscillation du tuyau de raccord. Comme nous ne connaissons pas réellement toutes les conditions présentes au moteur lors de la prise des données de cette courbe, nous allons l'utiliser telle quelle. Le graphique 8 présente la courbe au capteur de pression obtenu par le CDT.



Graphique 8 Diagramme pression temps au capteur de pression

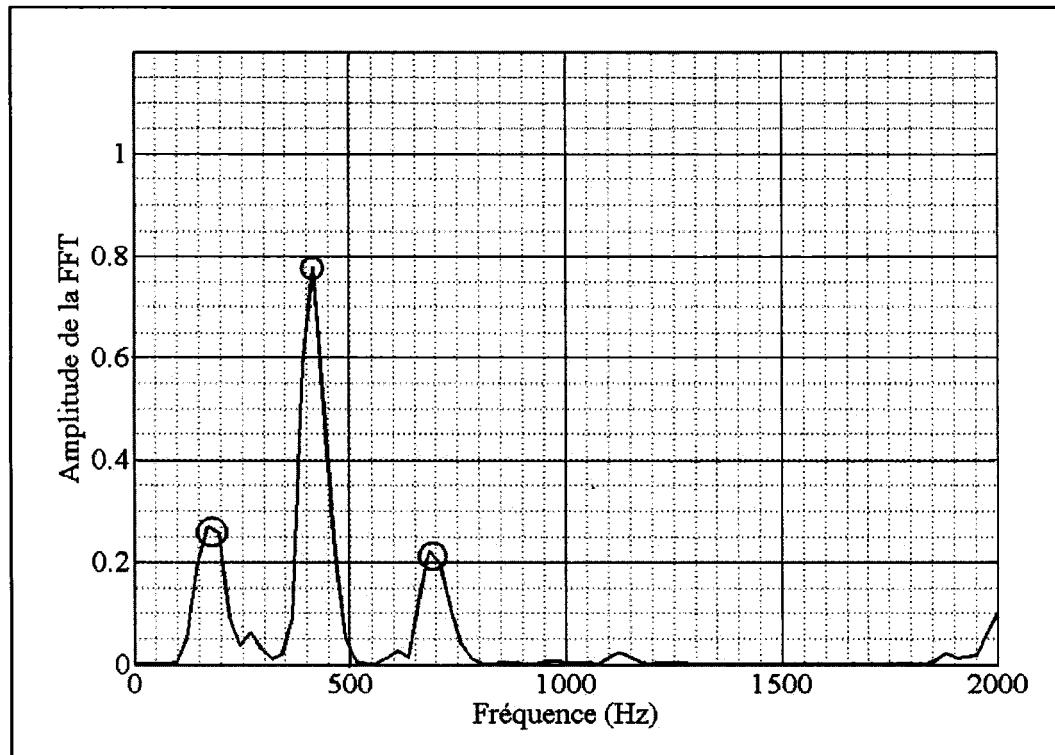
On remarque tout de suite qu'il y a une oscillation présente aux alentours de la pression maximale. La boîte montre la portion de la courbe qui sera utilisée pour effectuer la FFT et comprend un échantillon de 1024 points. Pour être en mesure de bien montrer le contenu fréquentiel de la courbe on doit utiliser une méthode en 4 étapes. Premièrement, on utilise comme signal de base les données comprises dans la boîte montrée sur le graphique 8. Deuxièmement, on utilise un polynôme de degré n pour tenter de reproduire la courbe. Troisièmement, on soustrait le signal de base à la courbe du polynôme pour permettre de centrer le signal autour de 0. Finalement, on applique une fenêtre de type Hanning (Oppenheim, A. V., Schafer, R. W., 1989) pour adoucir les extrémités du signal pour ne pas induire des fausses fréquences. Le graphique 9 présente les différentes courbes correspondant aux 4 étapes. Nous utilisons un

polynôme de degré $n = 16$ pour générer une courbe qui suit la tendance du signal à analyser, ce qui donne des résultats très satisfaisants.



Graphique 9 Les 4 étapes du traitement du signal

En utilisant un fichier permettant l'utilisation de la fonction fft.m, présenté à l'annexe 3, on peut afficher le contenu fréquentiel du signal obtenu après l'étape 4. Le graphique 10 présente le contenu fréquentiel du signal à l'étape 4.



Graphique 10 Contenu fréquentiel de la courbe brute au capteur de pression

On distingue plusieurs pics qui pourraient correspondre à des fréquences naturelles d'oscillation du tuyau de raccord. Il y a 175 Hz, 415 Hz, et 693 Hz. Pour ne pas entrer dans le domaine du traitement de signal car il ne fait pas partie intégrale de ce projet, on peut considérer que toutes ces fréquences pourraient correspondre à la fréquence de résonance du tuyau de raccord. Pour les besoins du rapport nous allons prendre la première fréquence qui correspond à 174 Hz. Elle est la fréquence d'oscillation qui est la plus près de ce qu'on trouve avec les différentes méthodes présentées dans ce chapitre.

En conclusion toutes les données analysées permettent de montrer qu'il existe bel et bien une fréquence d'oscillation naturelle causée par le tuyau de raccord. Le tableau VI présente le résumé des différentes fréquences trouvées par les différentes méthodes présentées aux sections 3.3 et 3.4 de ce chapitre.

Tableau VI

Comparaison des méthodes de calcul des fréquences d'oscillation

Méthode	Graphique	Fréquence [Hz.]	Écart [%]
Crête-à-crête	Pθ par CFD	261	50.0
	Vitesse en Y+	191	9.8
Formule 3.3	-----	216	24.1
Formule 3.3 corrigée	-----	182	4.6
Fourier	Pθ par CFD	176	1.1
	Pθ par expérimentale	174	

Les pourcentages d'écart sont calculés par rapport à la fréquence obtenue par la FFT de la courbe expérimentale. En regardant le tableau VI on remarque tout de suite que les fréquences d'oscillation sont sensiblement dans le même ordre de grandeur. Elle se situe donc dans la plage 174 Hz à 261 Hz. En regardant les pourcentages d'écart on remarque qu'ils sont sensiblement aux alentours de 10 % à l'exception de la méthode crête-à-crête pour la courbe Pθ obtenue par CFD et de la formule 3.3 sans correction de température. La fréquence naturelle du tuyau de raccord, de longueur de 694 mm, se situe donc dans les environs de 200 Hz. Il est alors vrai d'affirmer que la présence du tuyau de raccord affecte grandement l'aspect des différentes courbes au bout du tuyau de raccord.

3.5 Bilan du chapitre 3

Le troisième chapitre présentait les résultats du cas de base permettant de faire la validation du modèle qui sera utilisé lors de ce projet. On peut alors affirmer que les données recueillies au bout du tuyau de raccord possèdent bel et bien une augmentation de la pression maximale et subissent aussi un déphasage angulaire par rapport à celles à la CC. Par contre, l'utilisation de celles-ci pour calculer les différents paramètres thermodynamiques est valable. On se rappelle qu'il y avait seulement une variation de 0.72 % entre l'intégrale PdV à la CC et au bout du tuyau de raccord donnant le travail indiqué.

On a aussi montré que la courbe de pression au bout du tuyau de raccord possédait une oscillation induite par la présence de celui-ci. En utilisant plusieurs méthodes nous avons déterminé la fréquence de cette oscillation. La méthode crête-à-crête nous donne une fréquence de 261 Hz avec la courbe $P\theta$ et de 191 Hz avec la courbe de vitesse en Y^+ . La formule 3.3 nous permet d'approximer cette fréquence et nous obtenons 216 Hz et 182 Hz en corrigeant la célérité du fluide en fonction de la température à l'intérieur du tuyau de raccord. La dernière méthode qui utilise la fonction fft de Matlab nous donne 176 Hz pour la courbe $P\theta$ obtenu par CFD et 174 Hz pour la courbe expérimentale (CDT de TC). En effectuant les calculs d'écart, nous obtenons un écart maximale de 50.0 % pour la fréquence obtenue par la méthode crête-à-crête de la courbe $P\theta$ par CFD. Évidemment, il ne faut pas oublier que l'analyse des autres fréquences présentes dans la courbe expérimentale fournie par le CDT de TC n'a pas été effectuée car ce projet n'est pas dirigé vers l'analyse fréquentielle de cette courbe et de la source de toutes les fréquences présentes dans celle-ci.

À la lumière de tous les résultats présentés dans le chapitre 3, nous sommes en mesure d'affirmer que la validation de notre modèle a été effectuée et qu'il représente adéquatement les phénomènes à l'étude lors de ce projet.

Le prochain chapitre présentera l'analyse des résultats obtenus à la suite de la résolution des différents cas.

CHAPITRE 4

COMPARAISON DES DIFFÉRENTS CAS

Pour être en mesure de voir l'effet de certains paramètres sur le diagramme de pression au capteur de pression, une étude comparative a été effectuée. L'effet de trois paramètres différents sera vérifié soit : la charge moteur, la vitesse de rotation du moteur et la longueur du tuyau de raccord. Le tableau VII présente les différents paramètres et les valeurs qui seront testées. Voyons tout d'abord l'effet de la charge moteur.

Tableau VII

Valeurs des paramètres testés

Paramètres	Valeurs utilisées
Charge moteur [%]	70, 85 et 100
Vitesse de rotation du moteur [rpm]	400, 500 et 600
Longueur totale du tuyau [mm]	237 (raccourci) et 694 (complet)

4.1 Effet de la charge moteur

Tout d'abord, la charge moteur est directement reliée à la quantité de combustible injectée, donc à la puissance délivrée par le moteur. Pour être en mesure de vérifier l'effet de la charge moteur sur le diagramme de pression, tous les autres paramètres ont été fixés, c'est-à-dire que la vitesse de rotation du moteur est de 500 rpm et on utilise le tuyau de raccord pleine longueur (694 mm). Ceci permet d'isoler la contribution de la charge moteur et de montrer les changements au niveau du diagramme de pression au bout du tuyau de raccord.

Il est très important de comprendre que la quantité de combustible est injectée sur la même période angulaire soit 27° . Étant donné que la vitesse de rotation est fixe, ceci cause une augmentation du taux d'ajout de combustible. Par exemple, si la vitesse de rotation est de 500 rpm et que la quantité de combustible injectée est de 0.0015 kg sur un angle de 20.5° , on obtient :

$$500 \frac{\text{tour}}{\text{min}} \cdot \frac{1}{60} \frac{\text{min}}{\text{s}} \cdot 360 \frac{^\circ}{\text{tour}} \cdot \frac{0.0015 \text{ kg}}{20.5^\circ} = 0.2195 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (4.1)$$

Ce calcul montre que le taux d'ajout de combustible varie en fonction de la charge moteur. Le tableau VIII présente les quantités de combustible et le débit correspondant pour les différentes charges moteurs.

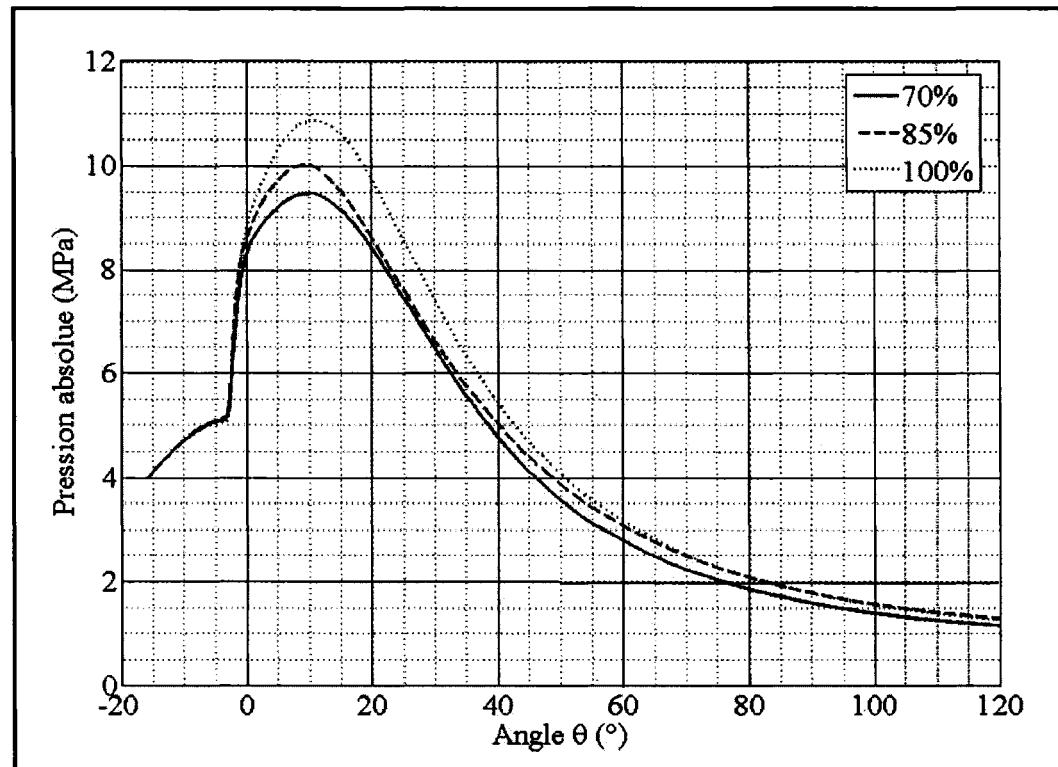
Tableau VIII

Quantité de combustible en fonction de la charge moteur

Charge moteur [%]	Masse injectée [kg]	Débit massique [kg/s]
70	0.00105	0.1537
85	0.00125	0.1829
100	0.0015	0.2195

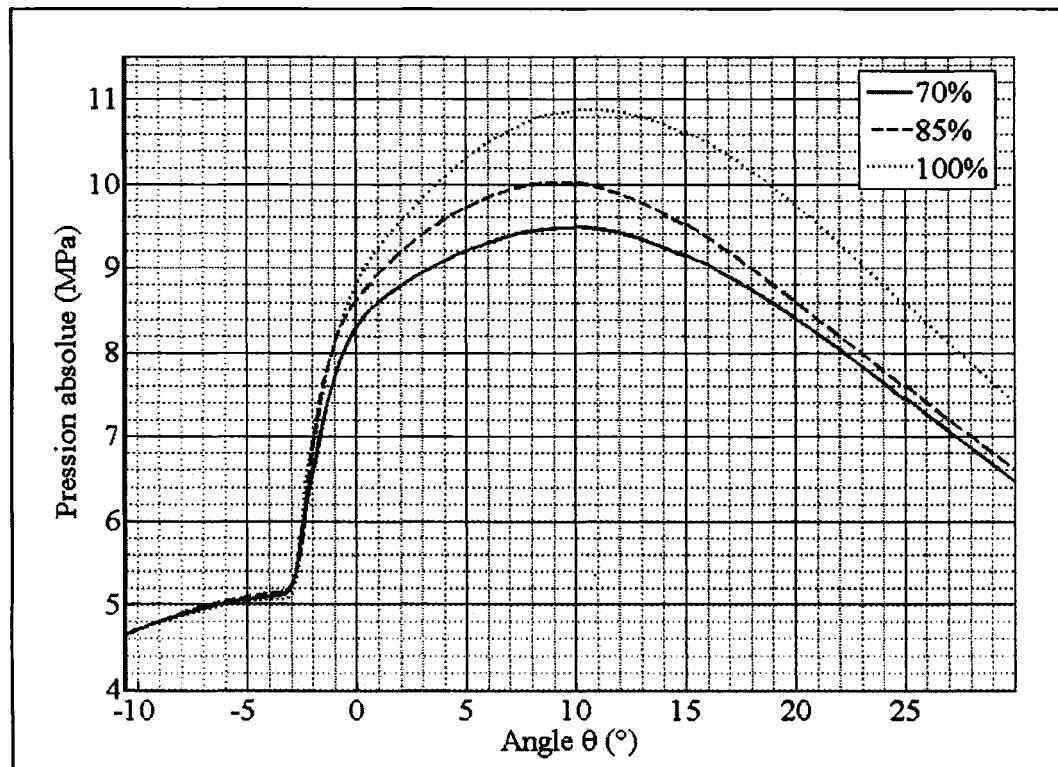
4.1.1 Diagramme Pθ à la CC

Le graphique 11 présente les courbes de $P\theta$ au point global pour une charge moteur de 70 %, 85 % et 100 %. Comme la charge moteur est directement reliée à la quantité de combustible, la quantité de combustible injecté est de 0.00105 kg, 0.00125 kg et 0.0015 kg respectivement.



Graphique 11 Diagramme $P\theta$ à la CC (charge moteur)

Évidemment, plus on injecte de combustible, plus la pression maximale augmente. Ceci provoque directement une augmentation de la puissance développée par le cylindre à l'étude. Les courbes semblent toutes avoir la même forme sauf que la pression maximale augmente en fonction de la charge moteur. Pour être en mesure de cibler l'effet de la charge moteur sur le début de la combustion le graphique 12 présente un agrandissement du diagramme $P\theta$ sur le début de la combustion.

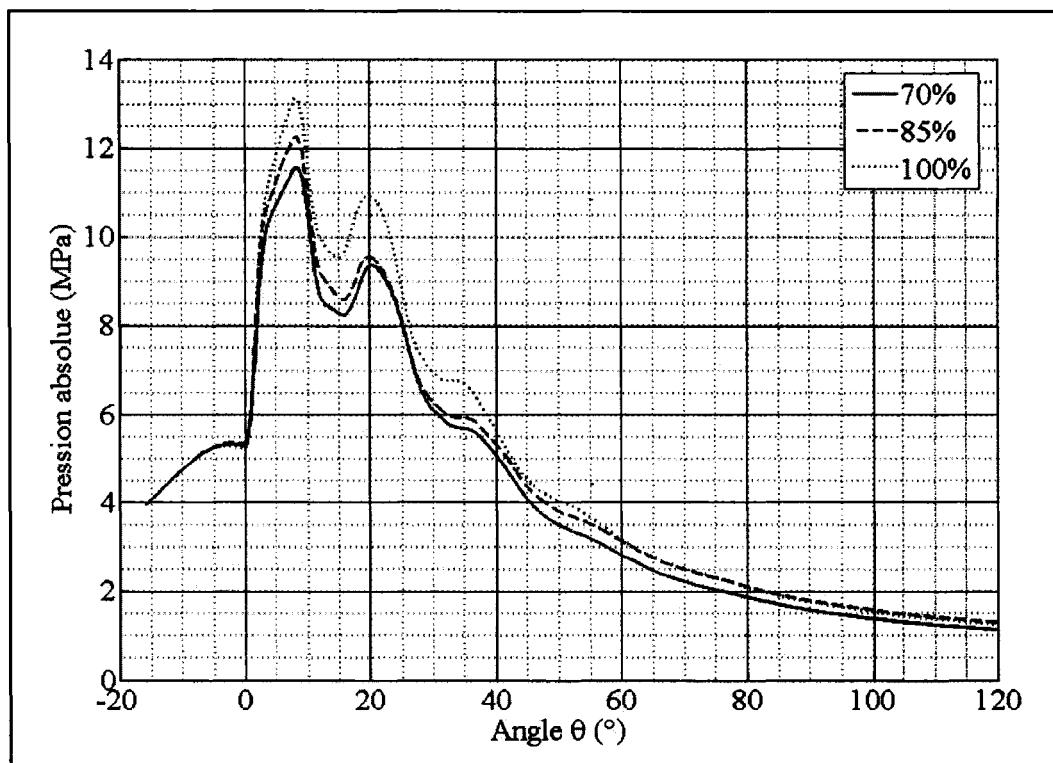


Graphique 12 Agrandissement du diagramme $P\theta$ à la CC (charge moteur)

Les courbes de compression sont exactement les mêmes car la quantité de combustible ne l'influence daucune façon. Lors du début de l'injection, c'est-à-dire aux alentours de -13° , les courbes se séparent légèrement. Ceci est causé par la quantité de combustible injectée. Comme le combustible est à une température inférieure à celle de la masse d'air, plus il y a de combustible injecté plus il va affecter la température du mélange d'air-combustible donc directement la pression. En regardant le graphique on voit aussi que la pression maximale est atteinte entre 9.1° et 10.6° donc presque au même point, soit environ vers 10° pour toutes les charges moteurs.

4.1.2 Diagramme $P\theta$ au bout du tuyau de raccord

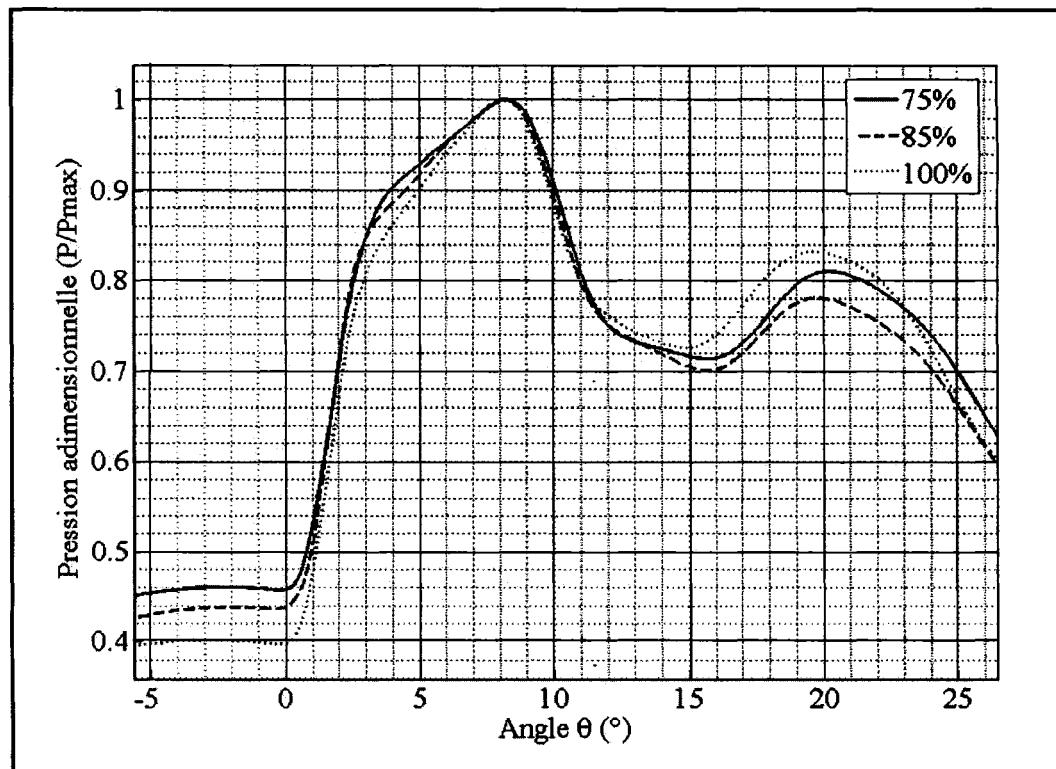
Comme présenté au chapitre précédent, le diagramme $P\theta$ au point 07 aura la même allure pour les différentes charges moteurs. Le graphique 13 présente le diagramme $P\theta$ au bout du tuyau de raccord. On voit encore les mêmes effets que sur le diagramme $P\theta$ à la CC. Par contre, maintenant on retrouve une oscillation due à la présence du tuyau de raccord sur chacune des courbes. En utilisant la méthode crête-à-crête présentée au chapitre 3, qui est plus rapide, on détermine que l'oscillation des différentes courbes possède une fréquence d'environ 261 Hz.



Graphique 13 Diagramme $P\theta$ au bout du tuyau de raccord (charge moteur)

Cette fréquence est sensiblement la même pour toutes les courbes de pression et est indépendante de la charge moteur. On remarque que l'oscillation est synchronisée pour

toutes les charges moteurs. On remarque aussi que toutes les courbes ont la même forme. Pour être en mesure de montrer la concordance des courbes de pression les unes avec les autres, le graphique 14 présente le diagramme $P\theta$ adimensionnel au bout du tuyau de raccord. Nous avons utilisés le rapport de la pression sur la pression maximale.



Graphique 14 Diagramme $P\theta$ adimensionnel au bout du tuyau de raccord
(charge moteur)

Tous les pics de pression sont très bien synchronisés et les oscillations subséquentes le semblent aussi. La charge moteur ne semble pas affecter grandement le déphasage des courbes entre elles.

4.2 Effet de la vitesse de rotation

La même méthode a été utilisée pour vérifier l'effet de la vitesse de rotation du moteur diesel sur le diagramme de pression. Tous les autres paramètres ont été fixés soit à une charge moteur de 100 % qui correspond à 0.0015 kg de combustible et avec le tuyau de raccord complet (694 mm). La vitesse de rotation a ainsi été variée de ± 100 rpm autour de la vitesse nominale d'utilisation du moteur diesel qui est de 500 rpm. Les débits massiques correspondants ont été calculés de la même façon qu'à la section précédente. Le tableau IX présente les débits massiques en fonction de la vitesse de rotation.

Tableau IX

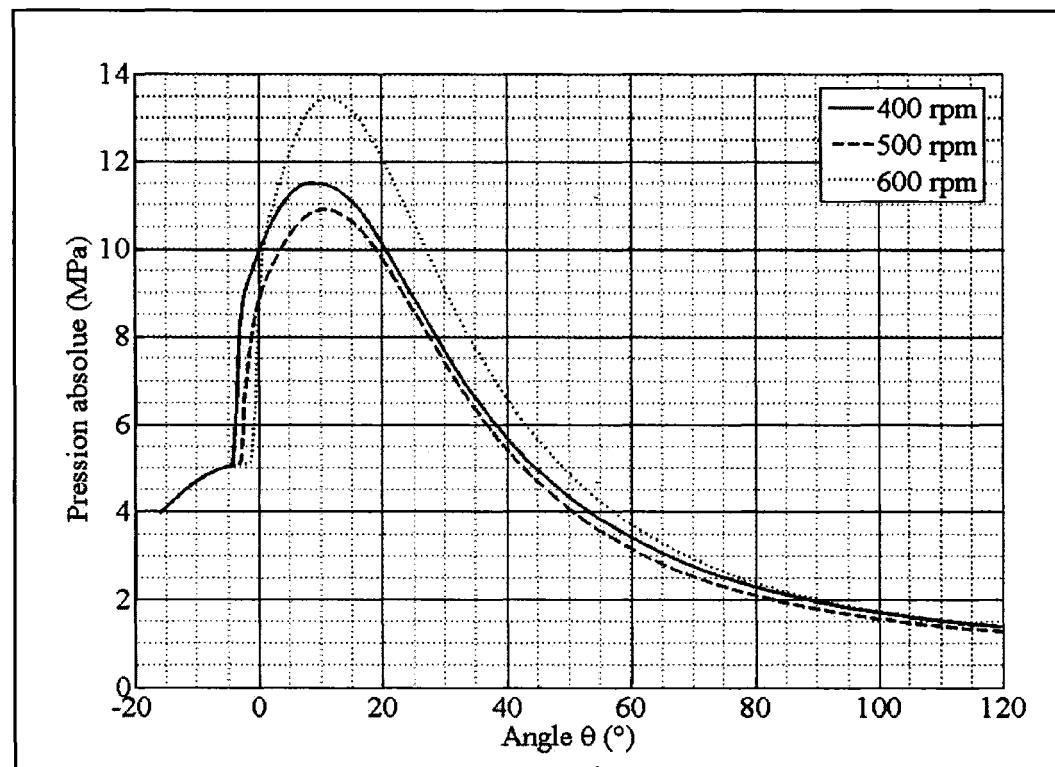
Quantité de combustible en fonction de la charge moteur

Vitesse de rotation [rpm]	Masse injectée [kg]	Débit massique [kg/s]
400	0.0015	0.1756
500	0.0015	0.2195
600	0.0015	0.2634

Ce tableau permettra d'approfondir l'étude des différents graphiques et d'expliquer certains phénomènes.

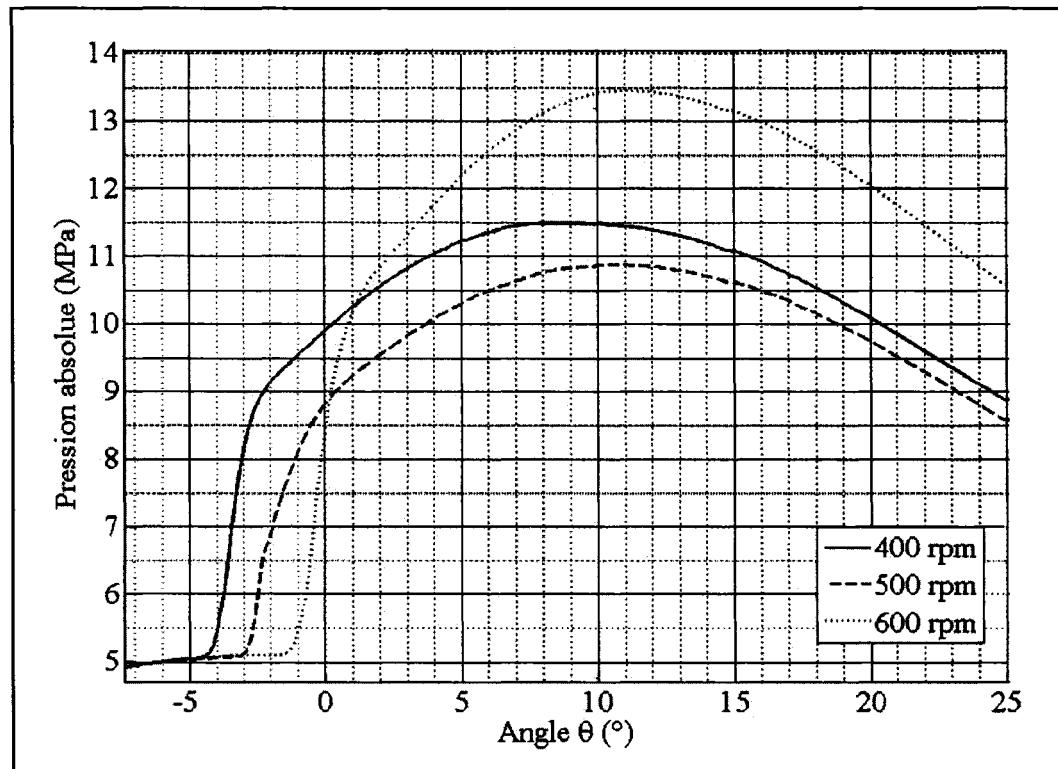
4.2.1 Diagramme Pθ à la CC

Le premier graphique permettant de voir l'effet de la vitesse de rotation est toujours le diagramme Pθ à la CC. Le graphique 15 présente les différentes courbes Pθ pour une vitesse de rotation du moteur diesel de 400 rpm, 500 rpm et 600 rpm.



Graphique 15 Diagramme $P\theta$ à la CC (vitesses de rotation)

On remarque que la forme des courbes est semblable mais qu'elles subissent un déphasage angulaire au début de la combustion. Le graphique 16 montre un agrandissement du début de la combustion.

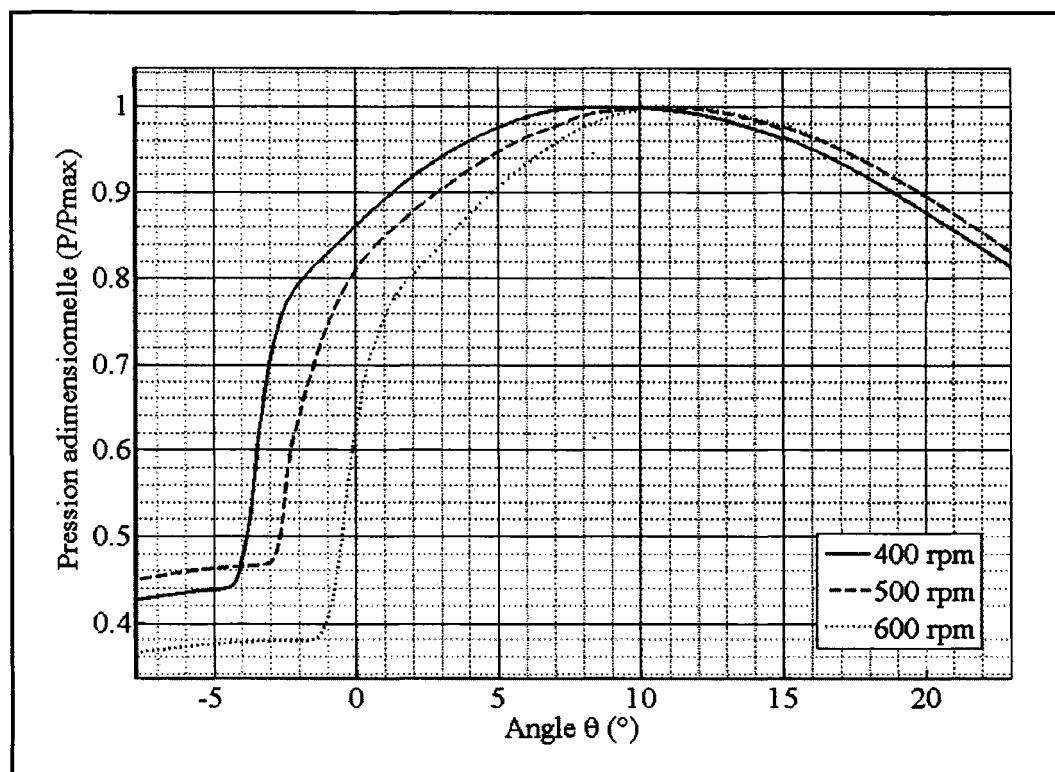


Graphique 16 Agrandissement du diagramme $P\theta$ à la CC (vitesses de rotation)

Pour être en mesure de comprendre les graphiques il faut se rabattre sur le taux d'ajout de combustible. Comme présenté au tableau VIII, pour les vitesses de rotation de 400 rpm, 500 rpm et 600 rpm le débit massique de combustible est de 0.1756 kg/s, 0.2195 kg/s et 0.2634 kg/s. Ceci permet de comprendre que le délai d'allumage sera beaucoup plus court pour la vitesse de rotation de 400 rpm car la vitesse d'ajout du combustible est moins rapide. Ceci permet au combustible de se vaporiser plus rapidement et de ne pas faire baisser aussi rapidement la température à l'intérieur de la CC, donc d'atteindre le point d'auto-allumage plus rapidement. Le début d'injection se situe à -7° , on peut directement déduire que le délai d'auto-allumage est d'environ 8.1° , 9.4° et 11.0° pour les vitesses de rotation correspondantes de 400 rpm, 500 rpm et 600 rpm. L'augmentation de la vitesse de rotation fait augmenter le délai d'auto-allumage. Le

délai d'auto-allumage est relié directement à la vitesse d'ajout de combustible. Plus le combustible est injecté rapidement plus le délai est long.

Pour être en mesure de voir correctement la position du pic de pression maximale le graphique 17 présente un agrandissement du diagramme adimensionnel $P\theta$ à la CC. Nous avons utilisés le ratio pression sur pression maximale pour rendre la pression adimensionnel.



Graphique 17 Diagramme adimensionnel $P\theta$ à la CC (vitesse de rotation)

On voit très bien que le pic de pression se déplace vers la gauche en fonction de la vitesse de rotation. En agrandissant encore le diagramme on trouve que le pic de pression se situe à 8.5° , 10.6° et 11.0° . En effet, plus la vitesse de rotation augmente plus le pic de pression se déplace vers la droite et est donc retardé. Ceci cause évidemment

une variation de la pression maximale à l'intérieur du cylindre et de la puissance délivrée car l'avantage mécanique de l'ensemble piston et bielle n'est pas utilisé. C'est-à-dire que pour un moteur diesel normal on veut avoir le pic de pression maximal dans la plage de 8° à 15° après le PMH (Seers, P., 2004). Ceci permet d'avoir le bras de levier le plus efficace pour transformer la pression en force transmise au vilebrequin et donc en travail.

Le tableau X montre toutes les informations recueillies par l'analyse des différents graphiques.

Tableau X

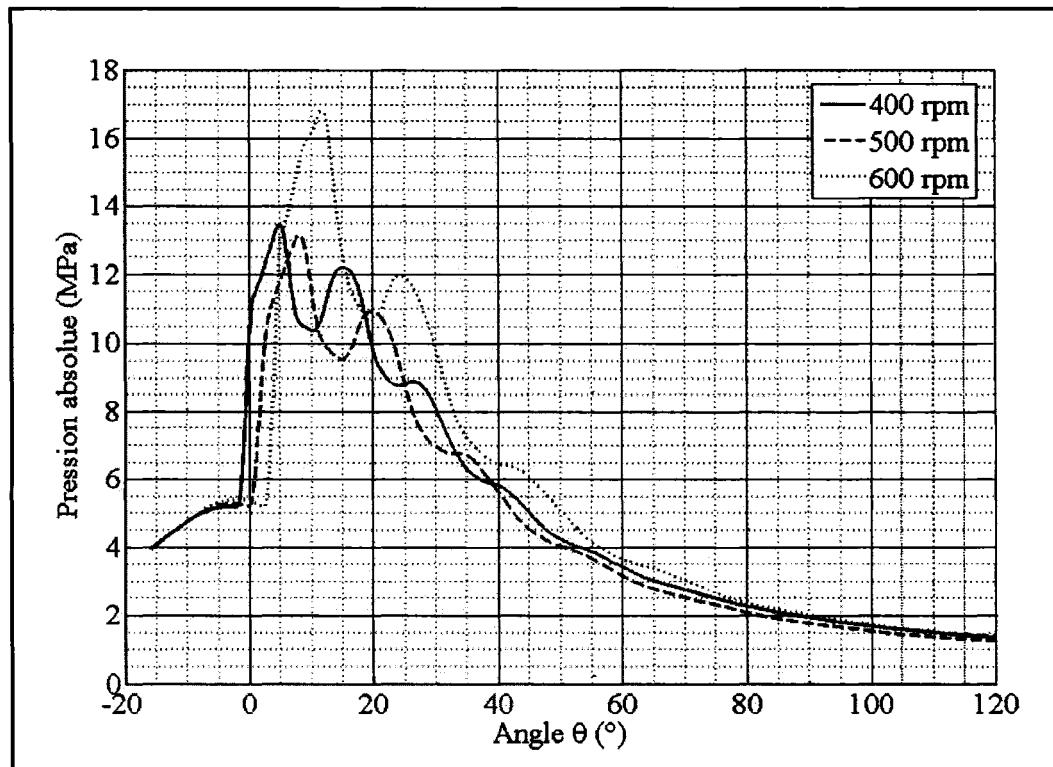
Positions angulaires d'évènements du cycle de combustion (graphiques 15, 16 et 17)

Position angulaire [°]	Vitesse de rotation [rpm]		
	400	500	600
Pression maximale	8.5	10.6	11.0
Début d'injection	-13		
Début de combustion	-4.9	-3.6	-2.0
Délai d'auto-allumage	8.1	9.4	11.0

Ces positions angulaires seront utilisées lors de la prochaine section.

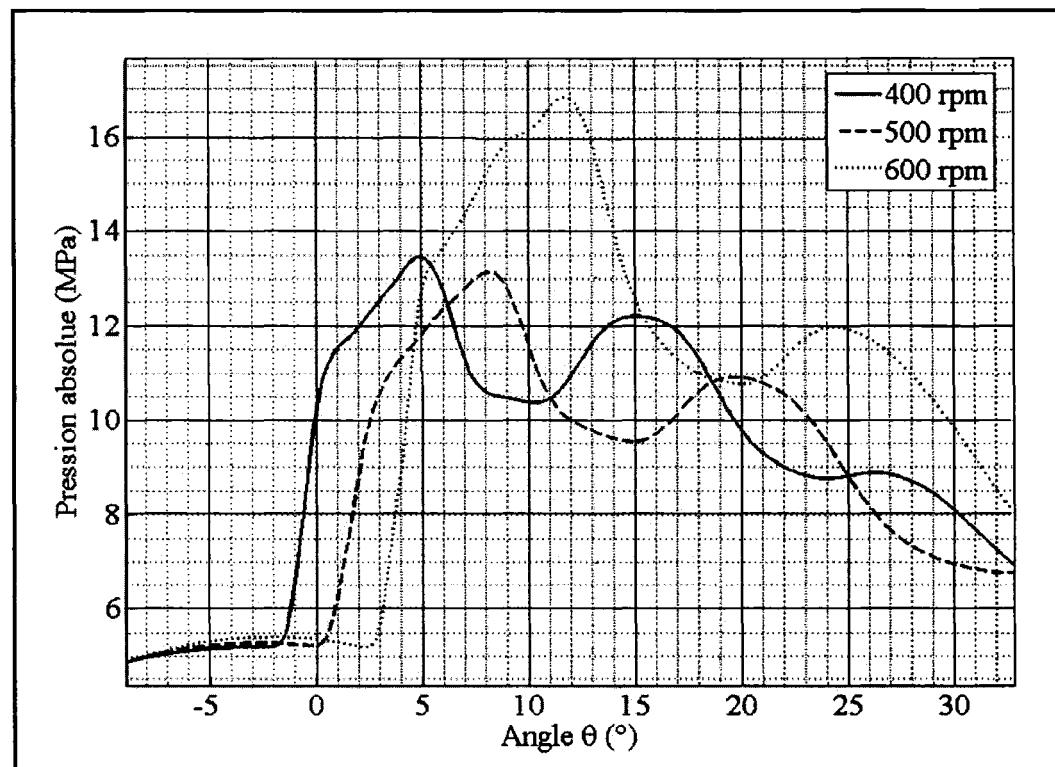
4.2.2 Diagramme $P\theta$ au bout du tuyau de raccord

Après avoir vu les particularités des différentes courbes à la CC, cette section présente celles obtenues au bout du tuyau de raccord (point 07). Le graphique 18 présente maintenant le diagramme $P\theta$ au bout du tuyau de raccord. On voit tout de suite que les courbes sont complètement différentes les unes des autres.



Graphique 18 Diagramme $P\theta$ au bout du tuyau de raccord (vitesse de rotation)

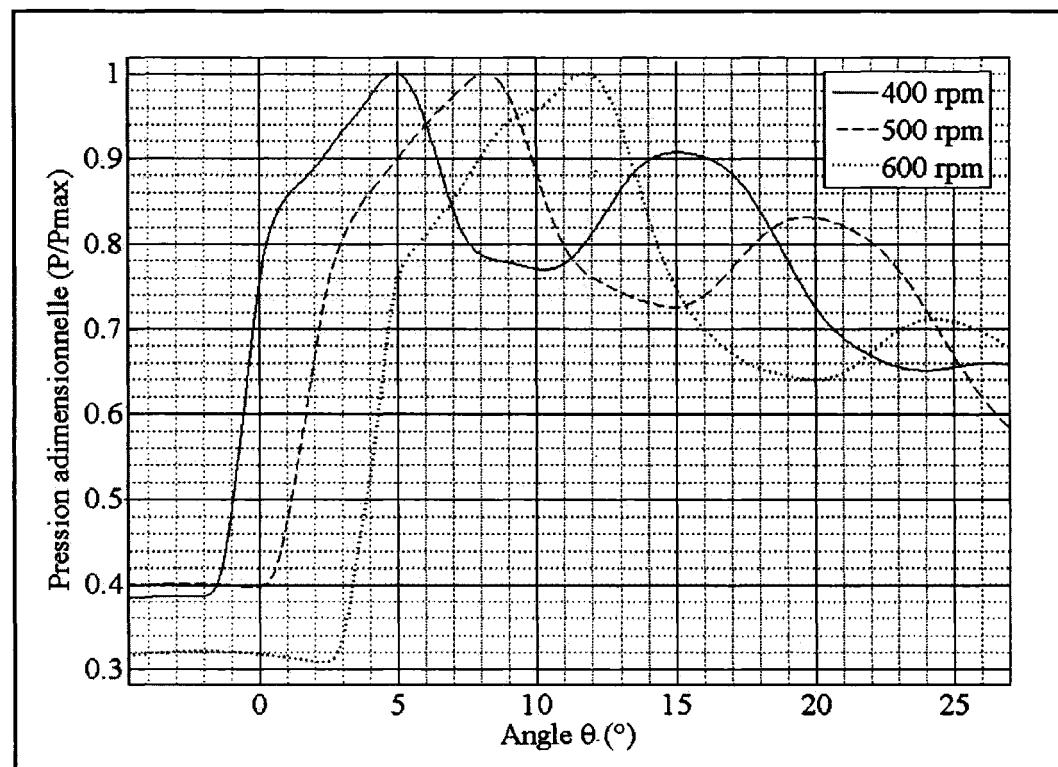
En analysant chacune des courbes on remarque toujours la présence de grandes oscillations et aussi qu'elles possèdent un déphasage les unes par rapport aux autres. La fréquence des oscillations est calculée avec la méthode crête-à-crête telle que présentée au chapitre 3. Le graphique 19 présente un agrandissement du diagramme $P\theta$ au bout du tuyau de raccord. On obtient par ordre pour 400 rpm, 500 rpm et 600 rpm, une fréquence de 297 Hz, 261 Hz et 238 Hz. La fréquence de l'oscillation est inversement proportionnelle à la vitesse de rotation du moteur.



Graphique 19 Agrandissement du diagramme $P\theta$ au bout du tuyau de raccord
(vitesse de rotation)

Les pics de pressions sont encore dans le même ordre. Plus la vitesse de rotation est grande plus la pression maximale est retardée. Pour être en mesure de voir la position de la pression maximale, le graphique 20 présente le diagramme adimensionnel $P\theta$ au bout du tuyau de raccord (point 07). Encore une fois nous avons utilisé la pression sur la pression maximale.

De la même manière qu'à la section précédente des données importantes sont tirées de tous ces graphiques (18, 19 et 20). Pour que la comparaison soit évidente les positions angulaires importantes sont regroupées et présentées au tableau XI.



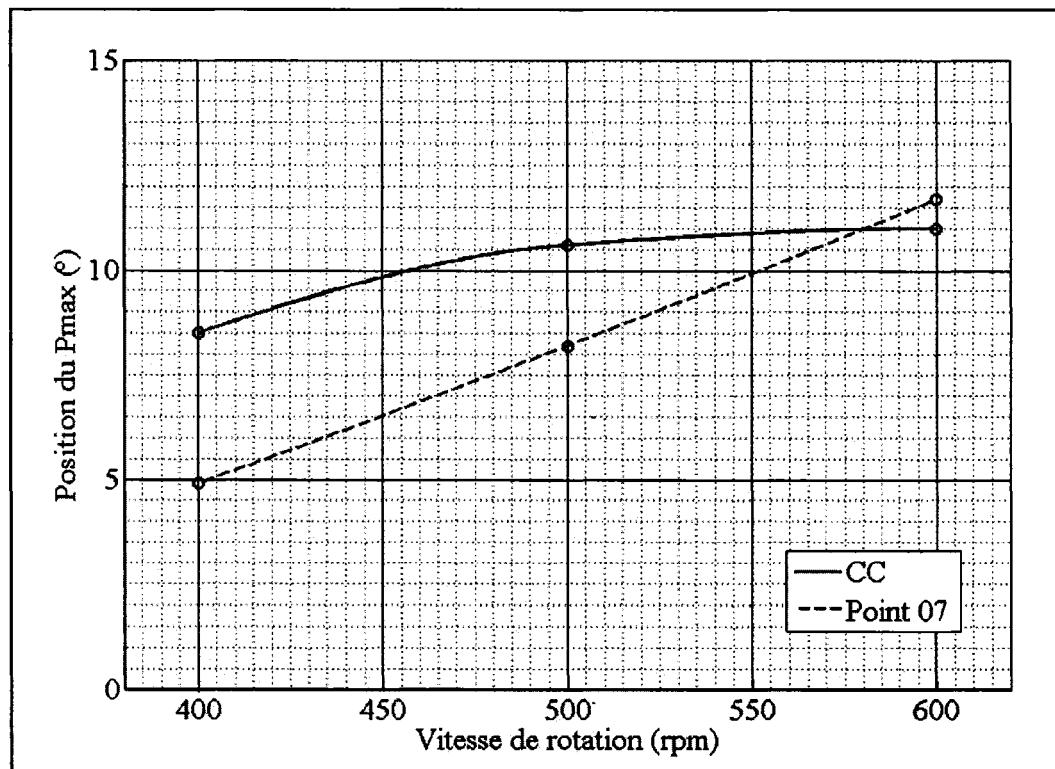
Graphique 20 Agrandissement du diagramme $P\theta$ au bout du tuyau de raccord
(vitesse de rotation)

Tableau XI

Positions angulaires d'événements du cycle de combustion (graphiques 18, 19 et 20)

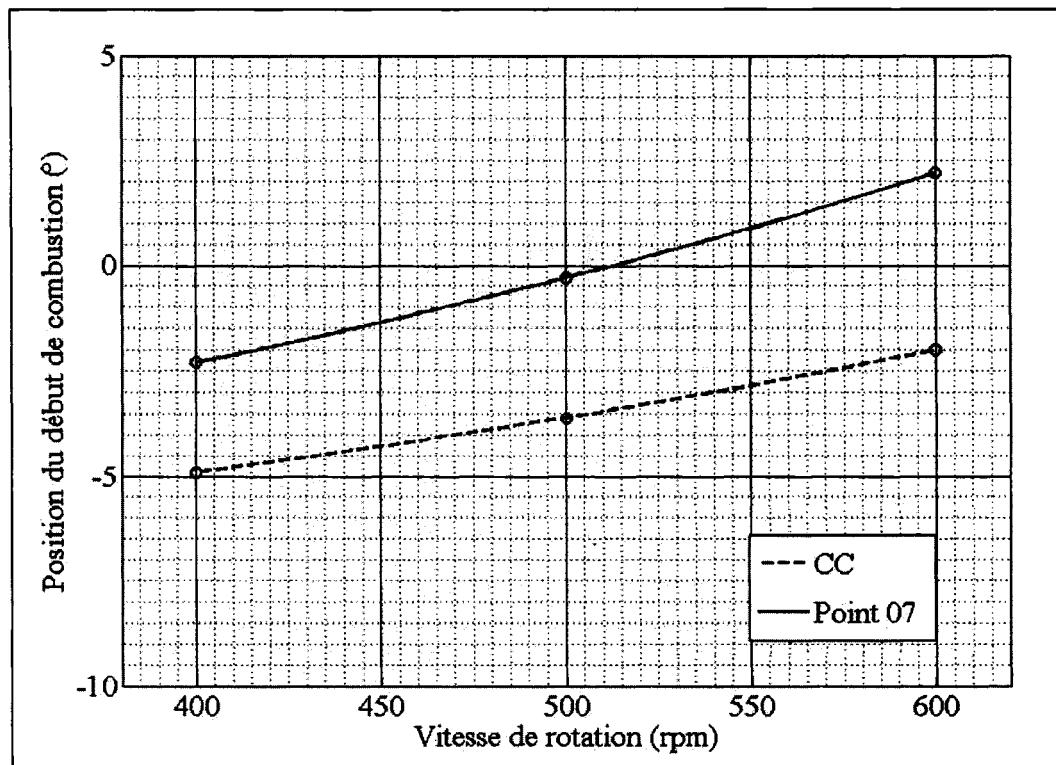
Position angulaire [°]	Vitesse de rotation [rpm]		
	400	500	600
Pression maximale	4.9	8.2	11.7
Début d'injection		-13	
Début de combustion	-2.3	-0.3	2.2
Délai d'auto-allumage	10.7	12.7	15.2

En utilisant les tableaux X et XI, on est en mesure d'utiliser les valeurs pour générer des graphiques qui illustreront les différents effets constatés. Le graphique 21 présente la position angulaire de la pression maximale à la CC et au point 07.



Graphique 21 Position angulaire de la pression maximale (vitesse de rotation)

La vitesse de rotation cause donc une grande variation de la position de la pression maximale au bout du tuyau. Elle est maintenant devancée pour les vitesses de rotation de 400 et 500 et retardée pour la vitesse de 600 rpm. On voit clairement que la position de la pression maximale ne se comporte pas de la même façon à la CC et au bout du tuyau de raccord. Une régression cubique appliquée aux différents points permet de tracer les courbes montrées au graphique 21. On voit que la courbe est parabolique à la CC et qu'elle est plutôt linéaire au bout du tuyau de raccord. Le graphique 22 présente la position angulaire du début de la combustion à la CC et au bout du tuyau de raccord.



Graphique 22 Position angulaire du début de la combustion (vitesse de rotation)

On voit que les courbes sont très similaires à l'exception de la pente qui est plus douce à la CC. L'effet est beaucoup moins marqué car la pression est beaucoup moins haute en début de combustion. Évidemment, en utilisant les données au bout du tuyau de raccord pour calculer le travail indiqué, on se retrouve alors à utiliser une courbe qui ne représente pas ce qui se passe à la CC mais qui permet une très bonne estimation de celui-ci.

4.3 Variation de la longueur du tuyau de raccord

Comme le tuyau de raccord est absolument nécessaire et indispensable pour le démarrage du moteur diesel car il permet de vérifier la présence de liquide de

refroidissement à l'intérieur de la chambre de combustion lors d'apparition de fissure quelconque. Il faut être conscient que sa présence est donc nécessaire pour rendre l'opération du moteur sécuritaire. Par contre, rien ne nous empêche d'en réduire sa longueur. En réalité ce ne serait pas tellement pratique car le robinet indicateur situé au bout du tuyau de raccord serait positionné directement sur la tête de cylindre et le capteur de pression également. Ceci causerait des problèmes car l'espace autour de la tête de cylindre est vraiment restreint. Nous avons tout de même fait ce test pour voir les répercussions qu'aurait cette configuration sur la mesure de pression au capteur. Les différents points de contrôle le long du tuyau de raccord ont été repositionnés. La position des points de contrôle est présentée à l'annexe 2. La figure 20 présente les nouveaux emplacements pour le tuyau de raccord raccourci.

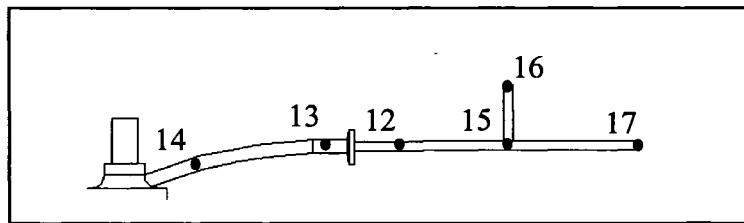
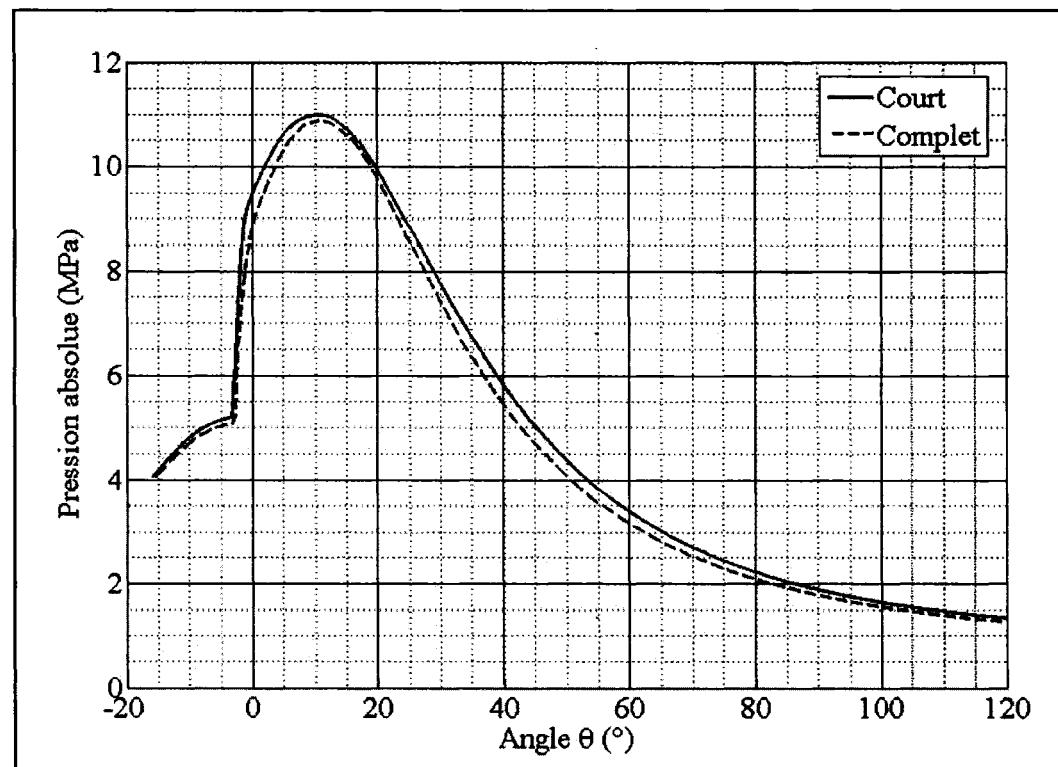


Figure 20 Positionnement des nouveaux points de contrôle

Le capteur de pression est maintenant situé au point 16 contrairement au point 07 pour le tuyau de raccord complet.

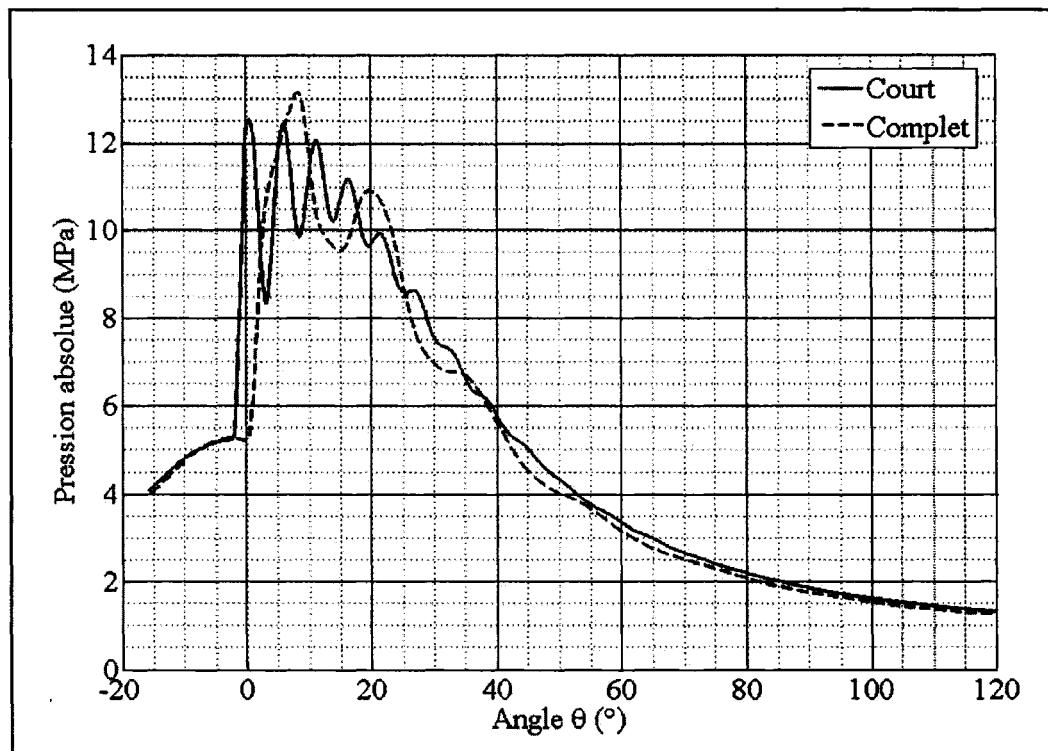
4.3.1 Diagramme Pθ au bout du tuyau de raccord

Commençons par voir la différence entre le diagramme $P\theta$ à la CC pour les deux longueurs de tuyau de raccord différentes. Le graphique 23 présente les deux diagrammes $P\theta$ à la CC superposés pour le tuyau de raccord pleine longueur et celui raccourci.



Graphique 23 Diagramme $P\theta$ à la CC (longueur du tuyau de raccord)

Les courbes de pression semblent être assez similaires. On peut quand même remarquer que l'augmentation de pression causée par la combustion se fait légèrement plus tôt pour le tuyau court par environ 0.25° . On remarque aussi que la courbe de compression du tuyau court semble être légèrement plus haute. Tout ceci est causé par le léger changement de rapport volumétrique car une partie du tuyau a été coupée. Ceci ne devrait pas causer de problème sur le phénomène étudié. Le graphique 24 présente le diagramme $P\theta$ au bout du tuyau de raccord.



Graphique 24 Diagramme $P\theta$ au bout du tuyau de raccord
(longueur du tuyau de raccord)

Sur ce graphique on remarque tout de suite l'augmentation de la fréquence d'oscillation captée au bout du tuyau pour le tuyau de raccord court. La longueur plus faible du tuyau de raccord cause alors une réflexion plus rapide de l'onde de pression car elle a moins de distance à parcourir. Celle-ci arrive plus rapidement au bout et revient aussi en moins de temps. Évidemment, les interactions entre les ondes réfléchies et celles provenant de la chambre de combustion seront plus rapides et vont influencer la courbe de pression obtenue. En utilisant la même méthode de crête-à-crête on obtient une fréquence d'oscillation d'environ 536 Hz pour le tuyau de raccord raccourci contrairement à un tuyau complet qui est de 261 Hz. Comme présenté au chapitre 3, la fréquence de l'oscillation peut être approximée avec l'aide de l'équation (3.3). Avec la longueur raccourcie du tuyau de raccord qui est maintenant de 237 mm on obtient une fréquence

de 632 Hz. De la même façon qu'au chapitre précédent, on doit faire la correction de la célérité avec l'utilisation de la température moyenne présente à l'intérieur du tuyau. La figure 21 présente la distribution de la température dans le tuyau de raccord de 237 mm.

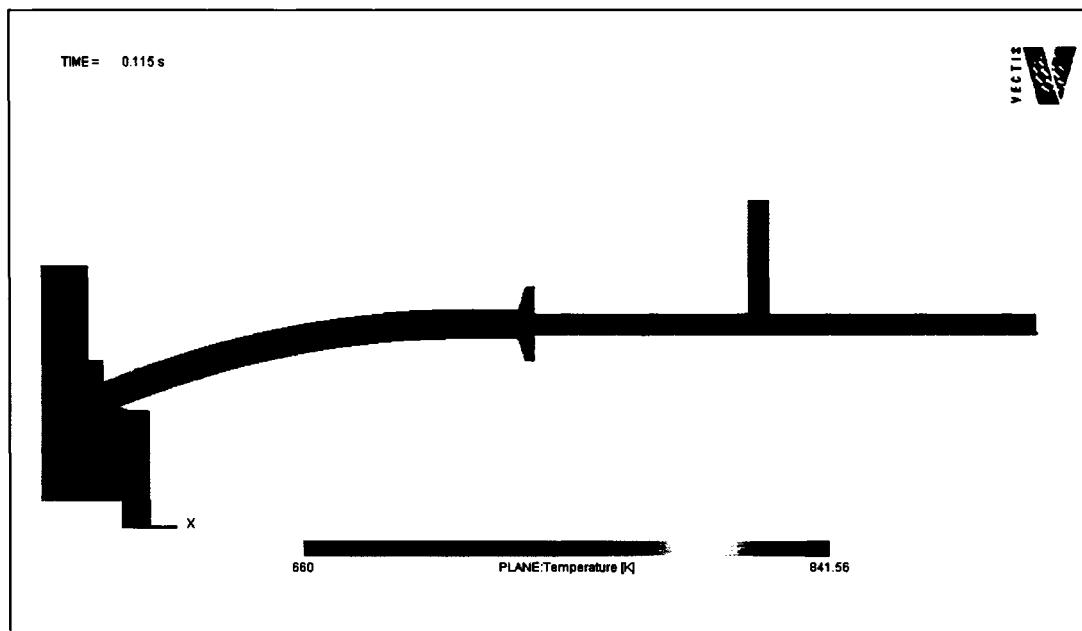
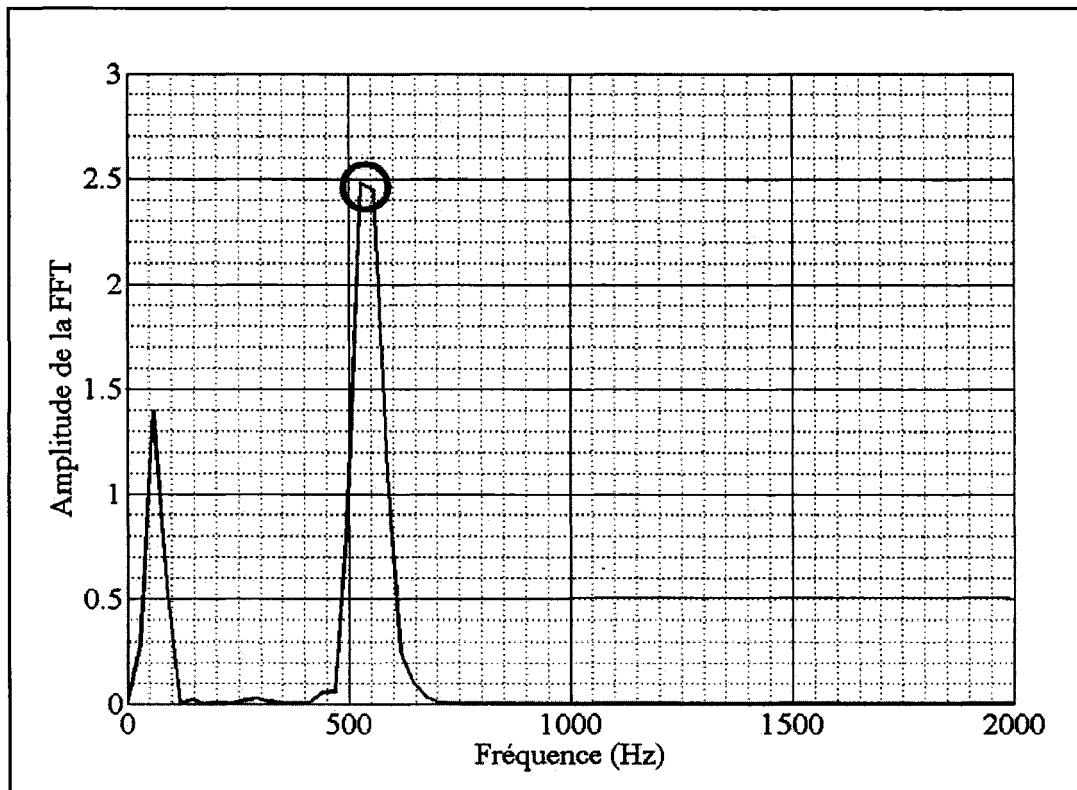


Figure 21 Distribution de température à l'intérieur du tuyau de 237 mm

On remarque que la température moyenne à l'intérieur du tuyau de raccord est d'environ de 670 K. Cette valeur est utilisée dans la formule 3.4 et permet d'obtenir la célérité corrigée avec cette température. La célérité est ensuite utilisée dans la formule 3.3 et on obtient une fréquence de 541 Hz.

L'autre façon est d'utiliser la FFT pour déterminer le contenu fréquentiel du signal. Le graphique 25 présente le résultat de l'analyse fréquentielle par FFT.



Graphique 25 Contenu fréquentiel au bout du tuyau de raccord court (237 mm)

On voit directement sur le graphique 26 que la fréquence ayant une amplitude plus grande est marquée d'un cercle. Cette fréquence est celle de l'oscillation principale au bout du tuyau de raccord raccourci et elle possède la valeur de 543 Hz. Le tableau XII nous présente les fréquences obtenues en fonction des différentes méthodes utilisées.

Tableau XII
Résultats des fréquences d'oscillation

	Fréquence d'oscillation [Hz.]	
Méthode	Tuyau court	Tuyau complet
Crête-à-crête	536	261
Formule 3.3	632	216
Formule 3.3 (corrigé)	541	182
Fourier (CFD)	543	176

En comparant toutes les valeurs pour le tuyau de raccord complet on voit que l'écart n'est pas tellement grand. Par exemple, pour le tuyau de raccord court la fréquence d'oscillation se situe dans la plage de 536 à 632 Hz.

4.4 Travail indiqué

Le travail indiqué est obtenu en utilisant les données recueillies par les capteurs de pression installés sur le moteur subissant un diagnostic. Les données recueillies permettent d'effectuer les divers calculs thermodynamiques tels que la pression moyenne effective, le travail indiqué, la chaleur dégagée, etc. Tel que vu au chapitre 3, on utilise le diagramme Pθ et PV pour faire le calcul du travail indiqué. Étant donné que le travail indiqué permet de nous renseigner sur l'état et la qualité de combustion du cylindre subissant un diagnostic, celui-ci sera calculé pour tous les cas présentés au chapitre 4.

4.4.1 Variation de la charge moteur

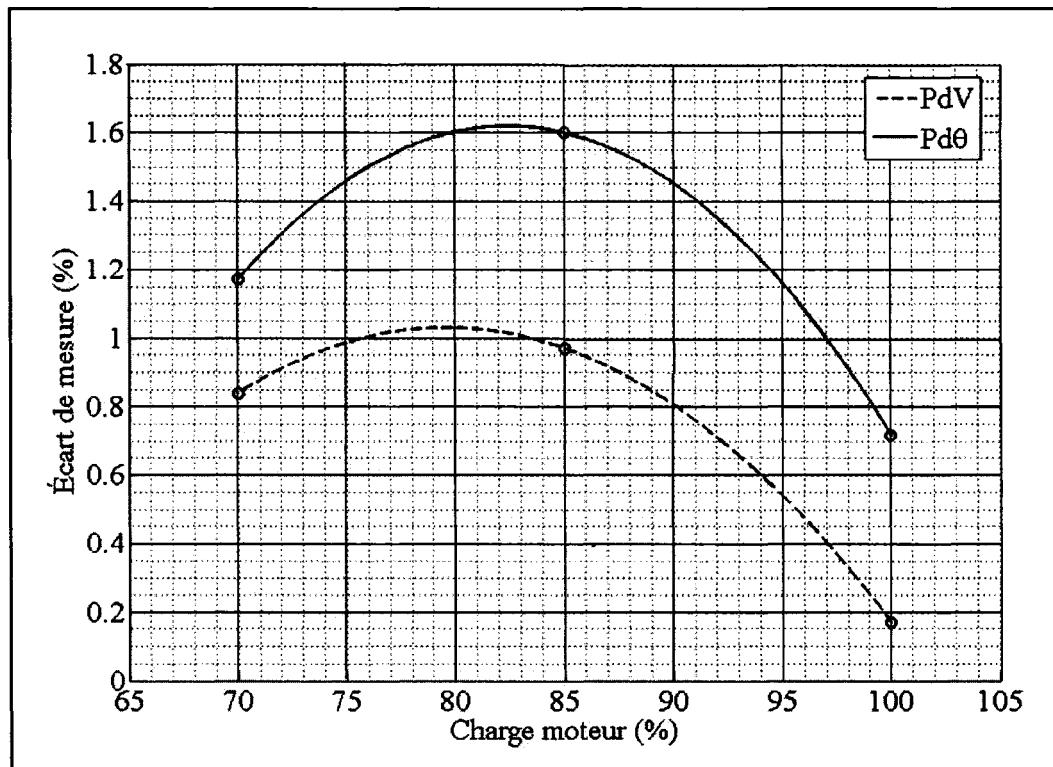
En faisant le calcul du travail à la CC et en le comparant à celui des données recueillies au bout du tuyau de raccord (point 07) qui correspondent au capteur de pression, on va pouvoir vérifier l'écart entre celles-ci. On utilise encore la méthode des rectangles tel que présenté à la formule 3.1 pour calculer l'intégrale PdV et $Pd\theta$. Le tableau XIII présente les résultats obtenus lors du calcul de cette intégrale pour les différentes charges moteur avec une vitesse de rotation de 500 rpm et un tuyau complet (694 mm).

Tableau XIII

Travail indiqué (charge moteur)

Charge moteur [%]	Type d'intégrale	À la CC	Au capteur	Écart [%]
70	PdV [Pa * m ³ ou J]	568.74	573.57	0.84
	$Pd\theta$ [MPa * °]	16718.5	16913.7	1.17
85	PdV [Pa * m ³ ou J]	599.63	605.43	0.97
	$Pd\theta$ [MPa * °]	18026.6	18313.4	1.60
100	PdV [Pa * m ³ ou J]	635.97	637.02	0.17
	$Pd\theta$ [MPa * °]	19112.6	19250.4	0.72

En regardant les valeurs obtenues au tableau précédent on remarque tout de suite que l'écart est très faible pour toutes les charges moteurs. Elle se situe en dessous de 1.6 % pour le calcul de l'intégrale de $Pd\theta$ et 0.97 % pour le calcul de PdV . Ceci indique que si on utilise un SAD avec une précision plus faible que 1.6 % on perdra de la précision sur les mesures ainsi obtenues au capteur de pression situé au bout du tuyau de raccord. Le graphique 26 présente les résultats du tableau XIII et les courbes de tendance obtenues par interpolation cubique.



Graphique 26 Écart de mesure des intégrales (charge moteur)

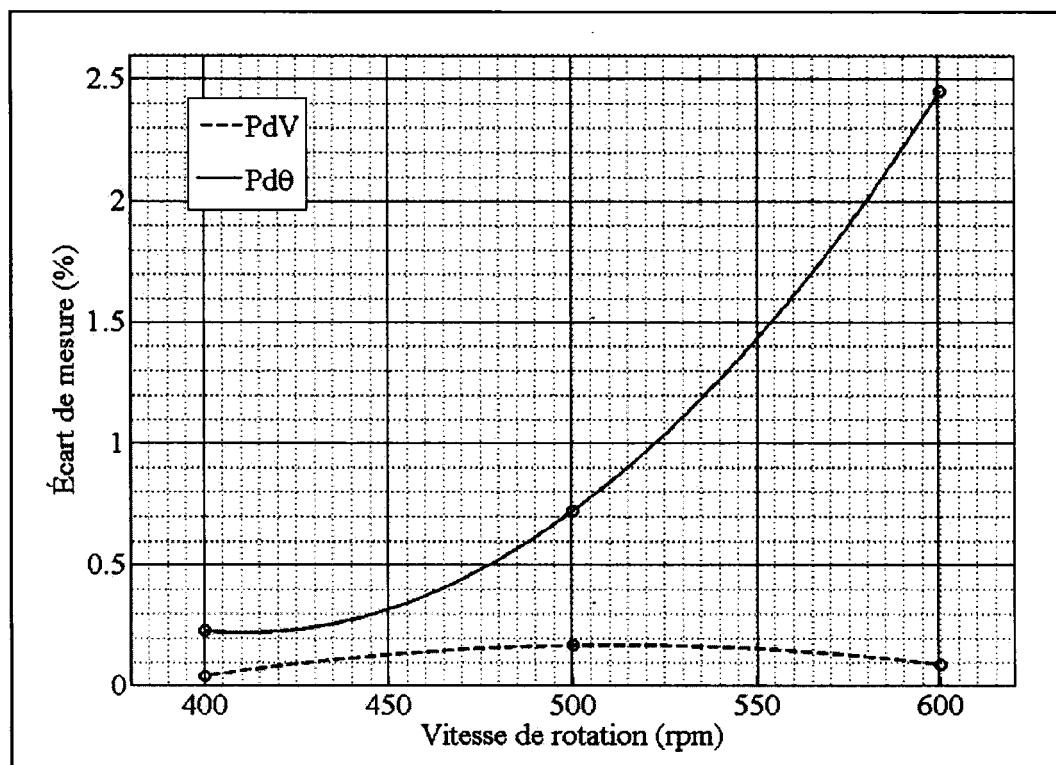
4.4.2 Variation de la vitesse de rotation

En utilisant la même méthode qu'à la section précédente pour calculer les différentes intégrales, on obtient les résultats présentés au tableau XIV. Cette fois ci on fait varier la vitesse de rotation et on maintient la charge moteur à 100 % et avec le tuyau de raccord complet (694 mm). Le graphique 27 présente l'écart de mesure pour la variation de la vitesse de rotation.

Tableau XIV

Travail indiqué (vitesse de rotation)

Vitesse de rotation [rpm]	Type d'intégrale	À la CC	Au capteur	Écart [%]
400	PdV [MPa * m ³ ou J]	678.95	678.63	0.04
	Pdθ [MPa * °]	20406.0	20453.3	0.23
500	PdV [MPa * m ³ ou J]	635.97	637.02	0.17
	Pdθ [MPa * °]	19112.6	19250.4	0.72
600	PdV [MPa * m ³ ou J]	739.72	740.42	0.09
	Pdθ [MPa * °]	22875.9	23435.7	2.45



Graphique 27 Écart de mesure des intégrales (vitesse de rotation)

Encore une fois les résultats ne montrent pas un grand écart. On remarque que le pourcentage d'écart maximum pour le calcul de PdV est très faible, soit 0.17 %. Par contre, celui du calcul de Pdθ est beaucoup plus grand, soit un maximum de 2.45 %. On remarque que l'écart diminue pour Pdθ mais augmente pour PdV pour la variation de la vitesse de rotation. L'écart entre le calcul de l'intégrale de PdV et de Pdθ provient directement du calcul de celles-ci. Il faut comprendre que la variation d'angle entre deux mesures est de 0.1° et est toujours constante tandis que la variation du volume, elle, ne l'est pas. Le volume interne est fonction de la position du piston et s'approche plutôt d'un mouvement sinusoïdal. De la même façon qu'à la section précédente, on peut utiliser les données pour toutes les vitesses de rotation si la précision désirée est supérieure à 2.45 % sur cette plage de vitesse.

4.4.3 Variation de la longueur du tuyau de raccord

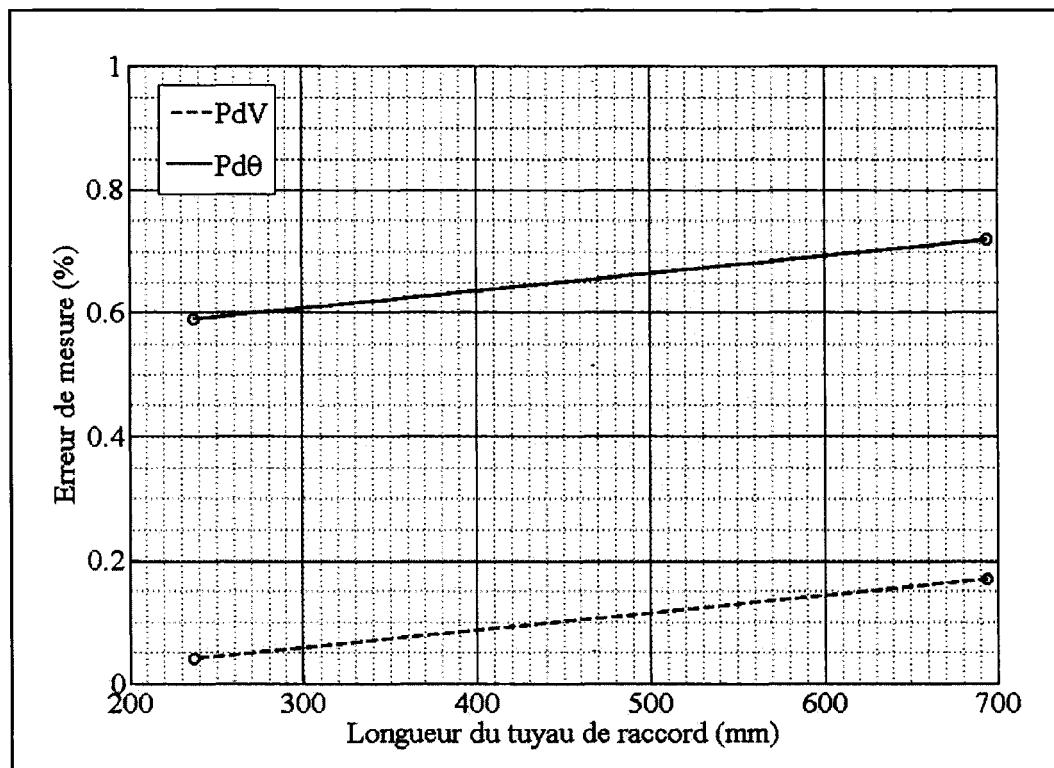
De la même façon qu'aux deux sections précédentes, la longueur du tuyau de raccord a été variée en conservant une vitesse de rotation de 500 rpm et une charge moteur de 100 %. Les résultats des différentes intégrales sont présentés au tableau XV.

Tableau XV

Travail indiqué (longueur de tuyau de raccord)

Longueur du tuyau [mm]	Type d'intégrale	À la CC	Au capteur	Écart [%]
694	PdV [MPa * m³ ou J]	635.97	637.02	0.17
	Pdθ [MPa * °]	19112.6	19250.4	0.72
237	PdV [MPa * m³ ou J]	664.10	664.37	0.04
	Pdθ [MPa * °]	20170.5	20051.6	0.59

On remarque tout de suite que les pourcentages d'écart sont plus faibles pour le tuyau de raccord court (237 mm). Le calcul de l'intégrale $Pd\theta$ montre un pourcentage d'écart de 0.59 % contrairement au calcul de PdV qui montre un écart de 0.04 %. Ceci indique que plus le tuyau de raccord est court, moins l'écart de mesure sera grand. Ceci correspond bien à la réalité car le capteur de pression est situé plus près de la CC et l'effet causé par le tuyau de raccord est moins important. Le graphique 28 présente les résultats de l'écart de mesure des intégrales pour la variation de la longueur du tuyau de raccord.



Graphique 28 Écart de mesure des intégrales (longueur du tuyau de raccord)

4.5 Bilan du chapitre 4

Pour revenir sur les différents résultats obtenus lors des études de cas avec la variation de la charge moteur, la vitesse de rotation et la longueur du tuyau de raccord, on constate que les effets visuels sont frappants. C'est-à-dire qu'on voit que toutes les courbes au capteur de pression sont grandement affectées par la présence du tuyau de raccord et qu'elles présentent toutes des oscillations.

En faisant varier la charge moteur nous avons remarqué que les fréquences d'oscillation ne variaient pas. De plus, le déphasage angulaire entre la position de la pression maximale était négligeable. Ceci nous indique que l'effet de la charge moteur est négligeable. Pour ce qui est de l'utilisation des courbes au bout du tuyau de raccord pour effectuer le calcul du travail indiqué, nous obtenons à partir des résultats obtenus par CFD un écart maximal de 1.6 % à une charge de 85 % pour l'intégral de $Pd\theta$ et 0.97 % à une charge moteur de 85 % pour l'intégrale de PdV .

La variation de la vitesse de rotation du moteur cause des effets beaucoup plus importants que la charge moteur. On trouve une variation importante de la position de la pression maximale entre celle à la CC et au bout du tuyau de raccord. La position de la pression maximale à la CC suit une courbe ayant un maximum de 11° de retard à 600 rpm tandis que celle au bout du tuyau de raccord est représentée par une droite ayant une pente d'environ positive de $0.034^\circ/\text{rpm}$. Le calcul de l'intégrale de $Pd\theta$ montre un écart maximal de 2.45 % qui augmenterait après 600 rpm et l'intégrale de PdV montre un écart maximal très faible de 0.17 % à 500 rpm.

Finalement, la longueur du tuyau de raccord a été variée. Pour ce cas nous avons vérifié la variation de la fréquence des oscillations présentes à la courbe $P\theta$ au bout du tuyau de raccord. Encore une fois les différentes méthodes nous montrent que la fréquence de l'oscillation est inversement proportionnelle à la longueur du tuyau de raccord. Les

méthodes crête-à-crête, formule 3.3, formule 3.3 corrigée et FFT nous donne les fréquences de 261 Hz, 216 Hz, 182 Hz et 176 Hz pour le tuyau de 694 mm et 536 Hz, 632 Hz, 541 Hz et 543 Hz pour le tuyau de 237 mm. Toutes ces fréquences sont très proches les unes des autres pour chacune des deux longueurs différentes. La calcul de l'intégrale de $Pd\theta$ montre un écart maximal de 0.72 % et celle de PdV de 0.17 % pour le tuyau de raccord complet (694 mm). Pour le tuyau de raccord court (237 mm) un écart de 0.04 % a été obtenu pour l'intégrale de PdV et 0.59 % pour l'intégrale de $Pd\theta$. La droite d'interpolation linéaire entre les deux valeurs possèdent une pente positive de 0.00028 %/mm pour ces deux intégrales. Évidemment, l'écart est proportionnel à la longueur du tuyau de raccord.

CONCLUSION

Le projet consistait à vérifier l'effet de la présence du tuyau de raccord permettant l'installation d'un capteur de pression sur la mesure de pression. Ce tuyau de raccord permet le contact direct entre le capteur de pression et la CC. Pour être en mesure de le faire nous avons fait la conception d'un modèle en CAO en utilisant les divers paramètres géométriques d'un moteur de référence. Ce moteur de référence est en opération sur le N.M. Cabot de la compagnie Océanex (1997) inc. et est déjà instrumenté par un SAD installé par le CDT de TC. Ceci nous a permis d'obtenir quelques courbes expérimentales recueillies au capteur de pression. Par la suite, le modèle a été importé dans un logiciel de CFD dans le but de le résoudre par méthode numérique. Après avoir déterminé les différentes conditions aux frontières à appliquer au modèle, la résolution a été démarrée. Les résultats obtenus nous permettent de voir l'effet causé par le tuyau de raccord modélisé entre la CC et le capteur de pression. En utilisant un logiciel permettant de faire l'affichage des données nous les avons analysées.

L'analyse des résultats obtenus pour le cas de base, soit pour une charge moteur de 100%, une vitesse de rotation de 500 rpm et une longueur de 694 mm pour le tuyau de raccord permet d'affirmer que la présence du tuyau de raccord cause une oscillation de la pression au bout de celui-ci. En utilisant diverses méthodes telles que crête-à-crête et FFT, nous avons déterminé que la fréquence de cette oscillation est comprise entre 261 Hz et 176 Hz qui est très similaire à la valeur déterminée expérimentalement. Le calcul du travail par l'intégrale PdV en utilisant le méthode des rectangles a permis de trouver l'écart que causerait l'utilisation des données au capteur à comparer avec celle à la CC. L'intégrale nous donne le travail indiqué pour la portion de la courbe à l'étude et nous obtenons une valeur de 19112.6 J à la CC et de 19250.4 J au bout du tuyau de raccord. Ceci nous indique que l'écart est très faible, soit moins de .8 %, et que les données au bout du tuyau de raccord pourraient être utilisées pour faire ce calcul.

La charge moteur a été variée, soit 70 %, 85 % et 100 % et ne présente aucun changement dans la fréquence des oscillations et aucun déphasage angulaire. Par contre, on remarque un changement de l'écart de mesure sur l'intégrale PdV en fonction de la charge moteur ayant un maximum de 0.97 % pour une charge moteur de 85% obtenue par interpolation cubique des trois mesures.

Par la suite, la vitesse de rotation a été variée, passant de 400 rpm à 500 rpm et à 600 rpm. La vitesse de rotation cause une variation de la fréquence d'oscillation inversement proportionnelle à la variation de la vitesse de rotation. Quant à la position de la pression maximale et du début de combustion, elles sont proportionnelles à la vitesse de rotation. L'écart de mesure lors de l'utilisation de l'intégrale de PdV au bout du tuyau de raccord pour trouver le travail indiqué montre que l'écart est au maximum de 0.2 % à la vitesse de 500 rpm.

En dernier lieu, nous avons utilisé deux différentes longueur de tuyau de raccord soit, 237 et 694 mm. La longueur du tuyau de raccord montre une grande variation de la fréquence de l'oscillation au bout du tuyau de raccord la faisant passer de 536 Hz pour un tuyau de 237 mm à 261 Hz pour un tuyau de 694 mm en utilisant la méthode crête-à-crête. La même tendance est observée pour toutes les autres méthodes utilisées pour déterminer cette fréquence d'oscillation. De plus, l'écart sur la mesure du travail par l'intégrale de PdV est proportionnel à la longueur du tuyau de raccord et est donc réduite de 0.17 % à 0.04 % pour le tuyau de raccord court (237 mm).

Finalement, nous avons montré que les données obtenues au capteur de pression sont grandement affectées par la présence du tuyau de raccord. Par contre, malgré les oscillations causées par celui-ci, l'écart causée par l'utilisation des données en est dessous de 2.5 %. Alors si la précision totale du système de SAD doit être en dessous de cette valeur elles ne pourront pas être utilisées.

RECOMMANDATIONS

Les points suivants présentent les recommandations que nous sommes en mesure de formuler pour permettre une continuité de cette recherche :

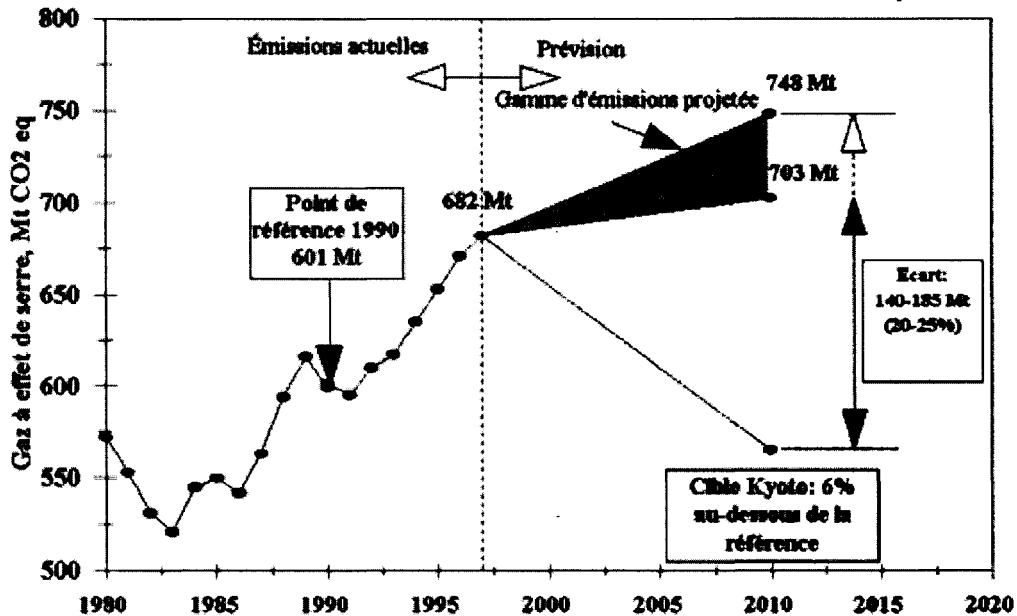
1. Possibilité de simplifier le traitement des données du SAD car le travail de la CC est approximativement égale au travail au bout du tuyau de raccord. De plus, la maintenance et le diagnostic se fait sur une base comparative et non pas absolue;
2. Étant donné que l'on utilise un logiciel commercial (code barré), il n'a pas été possible de faire une étude de sensibilité du modèle de turbulence $k - \varepsilon$. Il serait important de vérifier la sensibilité des constantes du modèle de turbulence $k - \varepsilon$ (tableau V) et l'espacement des nœuds aux parois (loi de paroi) sur les résultats obtenus;
3. L'utilisation de l'index isentropique dans la formule 3.3 porte à réfléchir. Étant donné que ce n'est pas un phénomène réversible dû au transfert de chaleur et aux pertes internes par friction, quelle est alors la validité de ce celle-ci ? Une étude vérifiant la validité de l'utilisation de l'index isentropique serait nécessaire,
4. Approfondir l'analyse fréquentielle de la courbe de données expérimentales fournies par le CDT de TC pour voir là provenance de toutes les fréquences constatées après l'analyse par FFT;
5. Ajuster les débits de combustible en fonction de la charge moteur. Par exemple, pour une charge moteur plus faible, la durée d'injection doit être raccourcie pour conserver le même débit massique de combustible injecté;

6. Tenter d'obtenir des données expérimentales de la part du CDT de TC en effectuant une prise de mesure avec un tuyau de raccord raccourci comme nous avons fait à la section 4.3;
7. Modéliser l'admission du moteur pour avoir un modèle qui prend en compte la dynamique de l'écoulement de l'air lors de l'admission. Ceci permettrait de corriger les conditions aux frontières en terme d'écoulement interne à la CC.

ANNEXE 1

Graphique de tendance des émissions et cibles canadiennes du protocole de Kyoto
(source : Environnement Canada)

Tendance des émissions et cibles canadiens du Protocole de Kyoto



Tendances des émissions et cibles canadiens du Protocole de Kyoto

(source : Environnement Canada [1])

ANNEXE 2

Tableau des coordonnées des points de surveillances du modèle

Tableau des coordonnées et des numéros de maille des points de surveillance

	Coordonnées (m)				Numéro de maille		
Point	X	Y	Z	Point	I	J	K
1	0.010	0.020	0.000	7	109	186	29
2	0.010	0.010	0.000	8	100	186	29
3	0.050	0.020	0.000	9	100	140	29
4	0.050	0.010	0.000	10	100	110	29
5	0.090	0.020	0.000	11	100	77	29
6	0.090	0.010	0.000	12	97	75	29
Global	0.000	0.015	0.000	13	84	75	29
				14	64	73	29
				15	99	75	29
				16	99	83	29
				17	118	75	29

ANNEXE 3

Fichier permettent l'analyse du signal temporel par FFT

```

% Ce fichier permet de faire la transformé de Fourier avec la fonction fft
% Tous droits réservés Carl Chamberland 2006

% initialisation des figures
close all

% % chargement des données
% % tuyau court
% Pres1 = MP_16_Cb_500_sh(:,9)/1000000;
% % tuyau complet
% Pres2 = MP_7_Cb_500_100(:,9)/1000000;
% disp(' ');
Signal = input('Entrez le signal à analyser = ');

% tuyau complet
% paramètres variables
Np = 1024;           % à modifier pour le nombre de points
Istart = 135;         % à modifier pour le point de départ du signal
Fe = 30000;           % à modifier pour la fréquence d'échantillonnage
Te = 1/Fe;
Tt = Np * Te;

% traitement du signal
% Signal = Pres2;
X = Signal(Istart:Istart+Np-1)';
Y = 0:Te:(Tt-Te)';

% Courbe exprimé avec un polynôme
n = 5;                % à modifier pour l'ordre du polynôme
Coef = polyfit(Y,X,n);
Xfit = polyval(Coef,Y);
Xrestant = Xfit-X;
Xt = Xrestant;
Xt = Xt.*hann(length(Y))*2;
figure;
plot(Y,X,'k');
hold on;
plot(Y,Xfit,'b');
plot(Y,Xrestant,'r');
plot(Y,Xt,'m')
xlabel('Temps (s)');
ylabel('Pression (MPa)');
legend('Signal','Best fit','Résidus','Hanning');

```

```
grid minor;
hold off;

% analyse FFT
npt = 1024;           % à modifier pour le test
Xfft = fft(Xt,npt);
Pyy = Xfft.* conj(Xfft) / npt;
f = Fe*(0:npt/2)/npt;
figure;
plot(f,Pyy(1:(npt/2+1)))
hold on
title('Contenu fréquentiel du signal')
xlabel('Fréquence (Hz)')
ylabel('Amplitude signal (MPa)')
grid minor;
% axis([0 700 0 max(Pyy)+10]);
hold off
```

BIBLIOGRAPHIE

Autar, R. K. (1996). An automated diagnostic expert system for diesel engines. *Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 118(3), 673-679.

Autar, R. K. (1994). *Automated diagnostic expert system for diesel engines*. Paper presented at the Proceedings of the 16th Annual Fall Technical Conference on the Internal Combustion Engine Division, ASME, Oct 2-6 1994, Lafayette, IN, USA

Aris, R. (1990). *Vectors, Tensors and the basic equations of fluid mechanics*. Dover publications

Black, P. O. (1974). *Diesel engine manual* (3rd ed.). Indianapolis, Ind.: Howard W. Sams

Borman, Gary L., Ragland Kenneth W. (1998). *Combustion engineering*. WBC/McGraw-Hill

Çengel, Yunus A., Boles, Michael A. (). *Thermodynamics an engineering approach*. (4th. ed), McGraw-Hill Higher Education

Challen, B., Baranescu, R., & Knovel (firme). (1999). *Diesel engine reference book* (2nd ed.). Oxford Angleterre ; Woburn, Mass.: Butterworth-Heinemann

Océanex (1997) inc. *Les navires océanex*, [En ligne]. <http://www.oceanex.com/fra/equipment.html> (Consulté le 25 janvier 2006).

Econometrik plus. *Analyse du vieillissement de la flotte de navires canadiens ayant au moins 30 mètres et 100 tonneaux de jauge brute*, [En ligne]. http://www.econometrikplus.com/Site_anglais/Documents_PDF/AGE.PDF (Consulté le 10 novembre 2005).

Environnement Canada [1]. *Informations sur les sources et les puits de gaz à effet de serre*, [En ligne]. http://www.ec.gc.ca/pdb/ghg/about/kyoto_f.cfm (Consulté le 03 décembre 2005) protocole de Kyoto.

Environnement Canada [2]. *Aller de l'avant pour contrer les changements climatiques : Un plan pour honorer notre engagement de Kyoto*, [En ligne]. <http://www.climatechange.gc.ca/francais/newsroom/2005/plan05.asp> (Consulté le 10 novembre 2005).

Formatrans. *Fiches mécaniques*, [En ligne]. <http://www.formatrans.net/bepecaser/bepecaserpl/bepmeca/2.htm> (Consulté le 03 décembre 2005).

Gautier, C. (2001). *Système de mesure et de diagnostic pour moteur diesel industriel*. Montréal, École de technologie supérieure.

Grover, Zurita-Villarroel. (2001). *Vibration based diagnostics for analysis of combustion properties and noise emissions of IC engines*. Luleå, Luleå University of Technology.

Hountalas D. T., Anestis A. (1998). Effect of pressure transducer position on measured cylinder pressure diagram of speed diesel engines. *Energy convers. Mgmt.*, Vol. 39, No. 7, pp. 589-607.

Hountalas D. T., Kouremenos D. A. (1999). Development and application of a fully automatic troubleshooting method for large marine diesel engines. *Applied thermal engineering*, 19, 299-324.

Hsu, Bertrand D.(2002). *Practical diesel-engine combustion analysis*. Warrendale, Pa. Society of Automotive Engineers, Inc.

Kouremenos D. A., Rakopoulos C. D., Hountalas D. T. (1996) Development and validation of a diagnosis method for diesel engines. *Proceeding of the ASME Advanced energy systems division*, AES-Vol. 36, pp. 527-539.

Leonhardt S., Ludwig C., Schwarz R. (1995). Real-time supervision for diesel engine injection. *Control Eng. Practice*, Vol.3, No. 7, pp. 1003-1010.

Lilly, L. R. C. (1986). *Diesel engine reference book*. London, Angleterre: Butterworths

Océanex (1997) inc. *Les navires Océanex*, [En ligne]. <http://www.oceanex.com/fra/equipment.html> (Consulté le 05 mars 2005).

Oppenheim, A. V., Schafer, R. W. (1989). *Discrete-time signal processing*. Englewood Cliffs, N. J. Prentice-Hall.

Pope, S. (2000). *Turbulent Flows*. Cambridge University Press; 1st edition

Ricardo cunsulting, (1994). Another fine mesh. *vehicle design & engineering*, Vol. 7 p. 78-79

Terrier, Phillippe. (2005). *Influence de l'utilisation du biocarburant E85 sur les émissions polluantes d'un véhicule hybride électrique*. Montréal, École de technologie supérieure.

Seers, Patrice. (2000). *Conception d'une motoneige environnementale*. Montréal, École de technologie supérieure.

Seers, Patrice. (2004). *Note de cours de Machines Thermiques (MEC-737)* . Montréal, École de technologie supérieure.

Sharkley A. J. C., Chandroth G. O., Sharkey N. E. (2000). A multi-net system for the fault diagnosis of a diesel engine. *Neural computing & applications*, 9, 152-160.

Stinson, K. W. (1990). *Diesel engineering handbook* (12th ed.). Norwalk: Business Journals.

Vectis. (2004). *Computational Fluid Dynamics Release 3.8, Theory Manual*

Yan Liu, Zhong Liu, Youbai Xie, Zhigang Yao. (2000). Research on a on-line wear condition monitoring system for marine diesel engine. *Tribology international*, 33, 829-835.