

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAITRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M. ING.

PAR
PATRICE SEERS

CONCEPTION D'UNE MOTONEIGE ENVIRONNEMENTALE

MONTREAL, LE 4 AOUT 2000

© droits réservés de Patrice Seers

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

- M. Anh Dung Ngo, professeur-tuteur
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure
- M. Frédéric Laville, professeur-cotuteur
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure
- M. Youssef A. Youssef, professeur
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure
- M. Henri Champliaud, professeur
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE PRÉSENTATION DEVANT CE JURY ET UN PUBLIC

LE 21 JUILLET 2000

A L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

CONCEPTION D'UNE MOTONEIGE ENVIRONNEMENTALE

Patrice Seers

(Sommaire)

Le présent document porte sur la modification d'une motoneige commerciale afin de réduire les émissions polluantes et le bruit émis par de tels véhicules. Les motoneiges actuelles utilisent des carburateurs comme moyen d'alimenter le moteur en carburant. Cette technologie favorise la consommation de carburant ainsi que les émissions polluantes. De plus, les motoneiges sont reconnues comme étant bruyantes due à l'utilisation du moteur 2 temps, ainsi qu'au bruit émis par la chenille.

Ce que nous proposons comme technologie afin de réduire les émissions polluantes et la consommation de carburant est l'injection directe. Tandis que pour la réduction du bruit de la motoneige nous avons conçu un système d'échappement ainsi qu'une chenille, nous l'espérons, plus silencieuse.

La réduction du bruit a été atteinte en grande partie grâce au système d'échappement à 3 chambres d'expansion. Par contre, cette réduction du bruit s'est faite au détriment de la puissance du moteur qui passe d'approximativement 67 kW à 23 kW. Nous avons toutefois obtenu un niveau global de bruit de 65 dB(A) en pleine accélération avec une chenille à agrafes non-séquentielles. Le bruit a été mesuré à 50 pieds de la motoneige avec toutefois, une surchauffe du moteur qui a affecté quelque peu les performances. Ceci représente une réduction de 13 dB lorsque comparé au bruit émis par les motoneiges actuellement sur le marché.

L'injection directe n'a pu être testée à cause d'incompatibilité technologique entre les injecteurs et les modules électroniques commercialisés présentement. Par contre notre modélisation de l'injection directe permet d'espérer une réduction importante des émissions polluante.

Nous recommandons de fabriquer le système d'échappement en reproduisant en laine acoustique la géométrie actuellement employée pour obtenir plus de puissance moteur, tout en obtenant une réduction notoire du bruit lorsque comparé au même moteur sans modifications. Pour ce qui est de l'injection directe, la solution serait de fabriquer un module électronique qui permettrait d'alimenter les injecteurs à l'aide d'un courant de 10 A sous 12 Volts

DESIGN OF AN ENVIRONMENTAL SNOWMOBILE

Patrice Seers

(Abstract)

The following document shows the modifications that we have accomplished on a snowmobile to reduce its pollutant emissions and noise emits. Snowmobiles rely on carburetors as a mean of fuel delivery system. This technology offers high fuel consumption and important pollutant emissions. Furthermore, snowmobile has a reputation to be noisy, in part because of the use of the 2-stroke engine and by the noise emits by the track. In fact, the track is responsible of the noise of the snowmobile when the speed of the vehicle is higher than 100 km/h.

We are proposing to use direct injection technology as a fuel delivery system to reduce the pollutant emissions and the fuel consumption. The noise reduction will be achieved by the design of a new 3-expansion chambers exhaust system and an expected silent track.

The noise reduction has been achieved by the new exhaust system. This noise reduction greatly affects the output power developed by the engine, which originally offers 67 kW and now develops only 23 kW. Nevertheless, we obtained a 65 dB(A) global noise measurement when the snowmobile was in full acceleration and equipped with a non-sequential clips track. The noise has been measured at 50 feet of the snowmobile. During the test, the engine overheated and affected its performance. The noise emits represents a reduction of 13 dB when compared to the snowmobiles offered on the market.

The direct injection could not be tested because of incompatibility of technology between the injectors and the electronic control unit. However, our direct injection simulation let us expect an important reduction of the pollutant emissions.

Finally, we suggest to fabricate the exhaust system by reproducing the geometry of the tune pipe with acoustic wool to increase the power delivered by the engine. In the same time, this design will permit to considerably reduce the noise of the engine when compare to the same motor with an exhaust system without modifications. For the direct injection, the solution is to make an electronic control unit that can provide a current of 10 Amps with a tension of 12 Volts.

AVANT-PROPOS

La raison qui m'a poussé à entamer ce projet était surtout la possibilité de travailler sur l'injection directe. En effet, je caressais l'idée de travailler sur cette technologie qui permet de réduire la pollution et la consommation de carburant depuis mon expérience sur le véhicule au propane. Lorsque M. Ngo me proposa d'écrire la proposition afin d'obtenir le projet de motoneige environnementale, il n'y avait aucun doute à mon esprit, l'injection directe était la solution à implanter dans ce projet. Ce fut un projet difficile émotivement, à cause de l'absence de certains commanditaires espérés, et surtout par les mauvaises performances lors de la compétition. Toutefois, ces mauvaises performances ne sont pas dues au design lui-même mais plutôt à l'absence de disponibilité du banc d'essai de l'ETS qui nous a empêché de tester notre système d'échappement. Finalement la dernière brique qui nous est tombée sur la tête est arrivée lors de la première journée de la compétition lorsque le système de refroidissement du moteur est tombé en panne, le pire est que le moteur était neuf !

Je tiens à remercier professeur Anh Dung Ngo pour l'opportunité de travailler sur ce projet ainsi que professeur Frédéric Laville pour sa contribution au projet, pour ses conseils et surtout sa patience (Je l'ai dérangé plus d'une fois... et pas seulement pour le projet motoneige...). Je ne peux passer sous silence les personnes suivantes qui ont

répondu à mes nombreuses demandes en équipement et à ce qui touche l'informatique, il s'agit de Patrick Sheridan, Michelle Lalonde et Réjean Tétreault. Finalement les étudiants et amis qui ont participé à la réalisation du projet Jean-Pierre Tessier, Pascal Champagne et Pablo Vasquez et les autres que j'oublie.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
AVANT-PROPOS	iii
LISTE DES TABLEAUX.....	viii
LISTE DES FIGURES	ix
LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES	xii
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 : Organes principaux de la motoneige.....	3
1.1 Principe de fonctionnement de la motoneige	3
1.2 Moteur 2 temps	4
1.3 La transmission CVT	9
1.4 Ensemble suspension - barbotin	9
CHAPITRE 2 : Pollution et bruit de la motoneige.....	11
2.1 Pollution du moteur 2 temps du point de vue mécanique	11
2.2 Combustion moteur.....	13
2.3 Source de bruit de la motoneige	22
CHAPITRE 3 : Démarche de recherche	24
3.1 Pollution	24
3.1.1 Moteur 4 temps	24

3.1.2	Injection directe / injection dans tubulure d'admission.....	25
3.2	Acoustique de la motoneige	27
CHAPITRE 4 : Revue de la littérature		29
4.1	Acoustique.....	29
4.2	Injection directe.....	30
4.2.1	Modélisation numérique avec KIVA™	34
CHAPITRE 5 : Développement d'un système d'échappement.....		37
5.1	Amélioration acoustique de la motoneige	37
5.1.1	Design du système d'échappement	38
5.1.1.1	Procédure de test pour système d'échappement.....	39
CHAPITRE 6 : Chenille silencieuse		49
6.1	Design d'une chenille silencieuse	49
6.1.1	Procédure de test.....	50
6.1.1.1	Résultats des tests.....	51
6.1.2	Design de la chenille	53
6.2	Autres mesures acoustiques.....	56
CHAPITRE 7 : Amélioration moteur.....		58
7.1	Modification à la culasse	59
7.1.1	Modélisation de la culasse.....	60
7.2	Adapteur pour injecteur.....	63
7.3	Programmation de l'injection	64
7.4	Modélisation de l'injection directe.....	66
7.4.1	Modèles physiques employés dans KIVA-3V	69
7.5	Modélisation du moteur 2 temps	72
CHAPITRE 8 : Résultats.....		75
8.1	Influence des modifications acoustiques	75

8.2 Injection directe	77
8.2.1 Modélisation de l'injection directe	77
8.3 Émissions polluantes	84
CONCLUSION	86
RECOMMANDATIONS	88
BIBLIOGRAPHIE	90
ANNEXE	
A : Résultats des tests acoustiques du moteur sans silencieux	95
B : Programme Matlab de la prédiction de la perte par insertion des silencieux	101
C : Autres résultats des tests acoustiques sur chenilles.....	110
D : Programme ANSYS pour la prédiction des contraintes dans la culasse.....	113
E : Les programmes KIVA pour la prédiction des émissions polluantes à l'injection directe	116
F : Article de La Presse	132
G : Résultats de la compétition	135
H : Plans des chenilles dites silencieuses.....	138

LISTE DES TABLEAUX

	Page
5.1 Appareillages utilisés pour le test acoustique	39
5.2 Résultats du bruit du moteur.	40
6.1 Appareillages utilisés pour le test acoustique	50
6.2 Caractéristiques des chenilles	51
7.1 Fichiers d'entrée et de sortie nécessaire au logiciel KIVA.	68
7.2 Caractéristiques principales définies dans la modélisation avec KIVA	72
8.1 Émissions polluantes du moteur à carburateur et prédictions de KIVA	84

LISTE DES FIGURES

	Page
1.1. Ensemble motopropulseur : moteur - transmission.....	3
1.2. Moteur 2 temps avec clapets et système de guillotines	5
1.3. Apport en carburant des différents éléments d'un carburateur	6
1.4. Temps d'ouverture des ports d'admission et d'échappement et des clapets.....	7
1.5. Photo d'une chenille et de la suspension	10
2.1. Cycle du moteur 2 temps.	12
2.2. Écoulement d'échappement de type en boucle.	12
2.3. Types d'écoulement des gaz d'échappement dans un moteur 2 temps.....	17
2.4. Effet de la richesse du mélange sur la vitesse de combustion.....	18
2.5. Identification des 3 phases de la combustion.....	22
5.1. Procédure de test acoustique pour le moteur.	39
5.2. Intensité du bruit du moteur à 1 m en bandes fines 0 – 2500 Hz.....	41
5.3. Système d'échappement à 3 chambres d'expansion.	43

5.4. Représentation visuelle des matrices du programme Matlab.....	44
6.1. Spectre sonore de la chenille avec agrafes normales.	52
6.2. Spectre sonore de la chenille avec agrafes non-séquentielles.....	52
6.3. Représentation 3D de dentition et disposition des trous d'une chenille pouvant possiblement réduire le bruit.....	55
6.4. Représentation 3D de dentition et disposition des trous d'une chenille pouvant possiblement réduire le bruit. (Répétition après 4 rangées de dents).....	55
6.5. La motoneige avant les modifications du capot.....	57
6.6. Capot de la motoneige, une fois les modifications complétées.	57
7.1. Culasse modulaire du moteur utilisé.....	60
7.2. Résultat du maillage de la culasse à l'aide de tétraèdres.	61
7.3. Résultat des contraintes selon Von Mises du dessous de la culasse trouée.	62
7.4. Résultat des contraintes selon Von Mises du dessus de la culasse trouée.	62
7.5. Ensemble adapteur et injecteur.	63
7.6. Ensemble injecteur – adapteur – culasse.....	64
7.7. Représentation des signaux d'entrée nécessaires pour déterminer le temps d'injection.	65
7.8. Environnement de programmation des temps d'injection.	66
8.1. Courbe puissance du moteur à carburateur avec le nouveau système d'échappement.	76

8.2. Cône d'injection à -90 degrés avant le PMH.	78
8.3. Cône d'injection à -30 degrés avant le PMH.	79
8.4. Températures des gouttelettes de carburant -60 degrés avant le PMH.	80
8.5. Températures des gouttelettes de carburant -30 degrés avant le PMH.	80
8.6. Variation de la pression à l'intérieur du cylindre moteur.	81
8.7. Évolution de la température à l'intérieur du cylindre moteur.....	82
8.8. Évolution des émissions polluantes dans le cylindre moteur.....	83

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES

2D	2 dimensions
3D	3 dimensions
A	Ampère
A_1	Coefficient de la matrice d'absorption des silencieux
A_2	Coefficient de la matrice d'absorption des silencieux
A_3	Coefficient de la matrice d'absorption des silencieux
A_4	Coefficient de la matrice d'absorption des silencieux
A/F	Rapport air – essence
A_r	Surface des pétales (m^2)
B	Transfert de masse
c	Nombre d'atome de carbone dans le carburant
c_{e1}	Constante déterminée expérimentalement
c_{e2}	Constante déterminée expérimentalement
c_{e3}	Constante déterminée expérimentalement
cm	Centimètre
cm^3	Centimètre cube
cosh	Cosinus hyperbolique
cyl	Cylindre
C	Carbone
C_d	Coefficient de décharge d'un injecteur
C_eH_d	Carburant
CO	Monoxyde de carbone
CO ₂	Dioxyde de carbone

CVT	Continuously variable transmission
d	Nombre d'atomes d'hydrogène dans le carburant
dB	Décibel
dB(A)	Décibel A
$\frac{dx}{dt}$	Vitesse de combustion
$\frac{d^2}{dt^2}$	Dérivée seconde
D	Diffusivité massique, m ² /s
e	Exposant de combustion
exp	Exponentielle
E	Module de Young (Pa)
EPA	Environmental Protection Agency
f	Fréquence (Hz)
F	Coefficient empirique du modèle stochastique des gouttelettes
g	Gramme
H	Hydrogène
H ₂ O	Eau
HC	Hydrocarbures imbrûlés
Hz	Hertz
inj	Injecteur
I	Second moment de surface des pétales (m ⁴)
j	Nombre imaginaire, $\sqrt{-1}$
J	Joule
k	Rad/m
kg	Kilogramme
kg/m ³	Kilogramme par mètre cube
km/h	Kilomètre par heure
kPa	Kilopascal, 10 ³ Pa

kW	Kilowatt
K	Kelvin
l	Longueur, m
log ₁₀	Logarithme en base 10
L _r	Longueur des pétales, m
m	Mètre
m ²	Mètre carré
m ² /s	Mètre carré par seconde
m ³	Mètre cube
m/s	Mètre par seconde
mph	Mile par heure
ms	Milliseconde, 10 ⁻³ s
M	Module de la matrice
MPa	Mégapascal, 10 ⁶ Pa
np	Nombre de piston
N	Vitesse du moteur, RPM
N ₂	Azote
NO _x	Oxydes d'azote
Nu	Nombre de Nusselt
°C	Degré Celsius
O ₂	Oxygène
po	Pouce
ppm	Partie par million
P	Pression, Pa
Pa	Pascal
Pr _k	Constante déterminée expérimentalement
Pr _e	Constante déterminée expérimentalement
PMH	Point mort haut
q	Coefficient empirique du modèle stochastique des gouttelettes

Q	Taux de changement de température des gouttelettes
r	Richesse du mélange
ra	rayon d'une gouttelette
R	Constante universelle des gaz, 287 J/kg K
R_g	Rayon d'une goutte, m
Rad/s	Radian par seconde
RPM	Révolution par minute
s	Seconde
sigma	Coefficient d'absorption de la laine acoustique
sinh	Sinus hyperbolique
S_n	Diamètre de section, m
S_{n+1}	Diamètre de section suivant, m
Sh	Nombre de Sherwood
t	Temps, s
t_f	Temps nécessaire pour une combustion, s
T	Température, K
TL	Perte par insertion, dB
u	Vélocité du fluide, m/s
ULEV	Ultra low emission vehicle
v	Vitesse du carburant, cm/s
V	Volt
$V_{\text{évacué}}$	Volume des gaz évacués du cylindre, m ³
V_{pc}	Volume des produits de combustion, m ³
V_{retenu}	Volume des gaz fraîchement admis dans le cylindre, m ³
V_{total}	Volume total du cylindre, m ³
x	Fraction des gaz brûlés
y	Déplacement de la goutte

lettres grecques

$\frac{\partial}{\partial t}$	Dérivée partielle
∇	Gradient
α	Diffusivité thermique, m ² /s
χ	Coefficient empirique du modèle stochastique des gouttelettes
δ	Coefficient empirique du modèle stochastique des gouttelettes
Φ	Richesse du mélange par rapport à la stœchiométrie
$\eta_{\text{pureté}}$	Pureté du mélange d'un cylindre
η_{trap}	Efficacité de capture des gaz d'échappement
κ	Énergie cinétique
ε	Taux de dissipation de l'énergie
θ	Temps de combustion
ρ	Masse volumique, kg/m ³
ρ_m	Masse volumique de l'espèce m, kg/m ³
σ	Tenseur de contrainte de cisaillement
ω_j	Vitesse angulaire, rad/s

INTRODUCTION

Le projet présenté dans ce mémoire porte sur les modifications à apporter à une motoneige afin de réduire son impact sur l'environnement au niveau des émissions polluantes et du bruit. Il a été réalisé et présenté lors d'une compétition universitaire qui a eu lieu à Jackson, Wyoming en mars 2000. Les organisateurs de la compétition avaient fixé les objectifs du projet afin de réduire les conséquences environnementales liées à l'utilisation de la motoneige dans les parcs nationaux américains. Les objectifs à rencontrer concernant la pollution correspondaient à une réduction de 50% pour les hydrocarbures imbrûlés (HC) et de 25% pour le monoxyde de carbone (CO) par rapport à une motoneige de référence telle qu'utilisée dans le parc Yellowstone. Pour la réduction du bruit, la motoneige ne devait pas dépasser 74 dB(A) lorsque mesuré à 16,5 mètres et que le véhicule est en pleine accélération (ouverture papillon maximale).

Les conséquences de l'utilisation de la motoneige sur l'environnement ont amené les organisateurs (Society of Automotive Engineers, Teton County Commissioner Bill Paddleford et Dr Lori Fussel), à créer cette compétition. La motoneige actuelle est un engin de performance du point de vue accélération et haute vitesse. Toutefois, lorsque l'on s'attarde aux conséquences environnementales, on s'aperçoit rapidement qu'il y a des problèmes plutôt importants. Ces problèmes proviennent du fait que les véhicules hors route ne sont pas soumis aux mêmes lois environnementales que les voitures et camions. En fait, les véhicules hors routes n'ont pas vraiment de contraintes à respecter du point de vue pollution atmosphérique, mis à part un niveau global de bruit ne dépassant pas 78 dB(A) lors de l'accélération.

Les motoneiges sont toutefois très polluantes comme l'a démontré G. A. Bishop [1] lors d'une étude sur la pollution émise par les motoneiges au parc Yellowstone. Son étude montre que la moyenne des 1210 motoneiges testées émettait 460 g de CO et 331 g de HC par kilogramme de carburant consommé lorsqu'elles roulaient à une vitesse comprise entre 16 et 48 km/h (10 à 30 mph) sur le plat. Ces résultats sont dus à l'utilisation du moteur deux temps ainsi qu'au désajustement fréquent des carburateurs. En fait, pour que l'utilisation des carburateurs puisse être possible pour réduire la pollution, il faudrait que les utilisateurs les calibrent avant chaque utilisation de la motoneige. Or cette solution est peu réaliste car elle exige des outils, des pièces de rechange et des connaissances sur le fonctionnement des carburateurs que la plupart des usagers ne possèdent pas. L'autre raison qui fait que les moteurs deux temps soient si polluant réside en fait dans son principe de fonctionnement que nous verrons plus loin.

À partir de la situation actuelle de la motoneige, nous avons décidé qu'un nouveau système d'échappement ainsi que des modifications à la chenille et au capot étaient nécessaires afin de réduire le bruit de la motoneige. Pour les émissions polluantes, la solution proposée est l'injection directe de carburant dans la chambre de combustion. Nous verrons donc comment les objectifs de la compétition ont été atteints et la façon de procéder pour concevoir une motoneige environnementale.

CHAPITRE 1

ORGANES PRINCIPAUX DE LA MOTONEIGE

1.1 Principe de fonctionnement de la motoneige

Avant de voir les raisons qui font qu'une motoneige est bruyante et polluante, il est important de revoir en quoi est constituée une motoneige. Cette description détaillée facilitera la compréhension du fonctionnement des moteurs 2 temps ainsi que les améliorations apportées pour rendre la motoneige plus écologique. Le principe de la transmission de la puissance d'une motoneige est illustré dans la figure 1.1 ci-dessous.

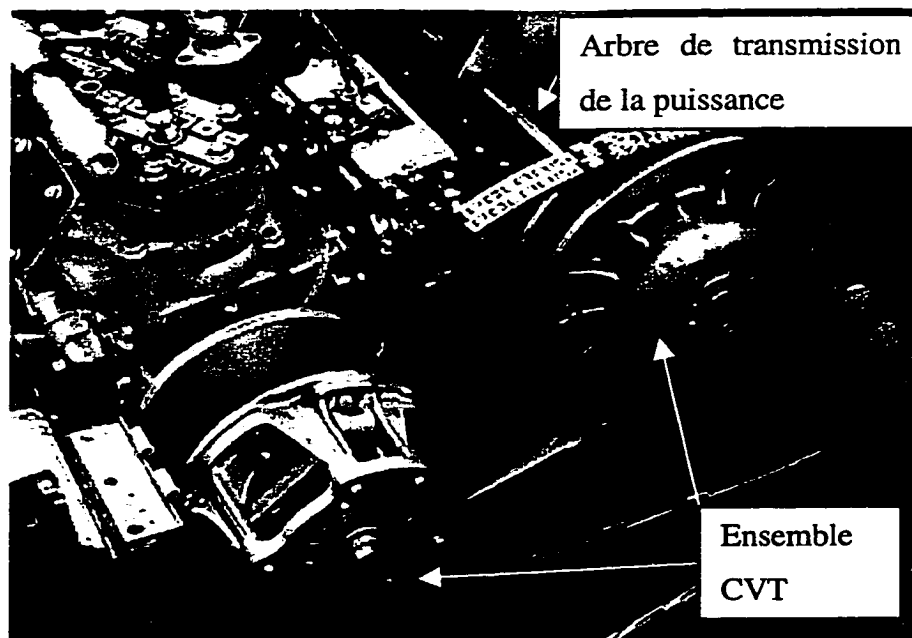


Figure 1.1. Ensemble motopulseur : moteur - transmission

Un moteur, habituellement un moteur 2 temps, entraîne une transmission à courroie continuellement variable (Continuously Variable Transmission, CVT). La CVT est constituée d'une poulie menante et d'une poulie menée. Cette transmission est reliée, à l'aide d'un arbre, à une boîte de transmission par chaîne (chaincase), qu'on ne voit pas sur la figure 1.1, qui sert en fait de réducteur de vitesse. Cette dernière transmet la puissance du moteur au barbotin, qui est simplement un assemblage de roues dentées. Finalement, le barbotin entraîne à son tour, la chenille qui propulse la motoneige. Nous allons maintenant voir plus en détail chacune des composantes importantes de la motoneige qui peuvent avoir des répercussions sur l'environnement, autant du côté du bruit que de la pollution.

1.2 Moteur 2 temps

Commençons par le moteur 2 temps. Il est illustré à la figure 1.2 qui permet de visualiser quelques composantes que l'on retrouve sur les moteurs de performance. La première composante qui sert au système d'admission est le carburateur. Son but est de mélanger l'air, l'essence et l'huile nécessaires au bon fonctionnement du moteur. L'air et l'essence sont nécessaires pour la combustion tandis que l'huile sert à lubrifier les parois des cylindres. Les carburateurs permettent un dosage du mélange de façon mécanique et essaient de reproduire la souplesse des systèmes électroniques d'injection.

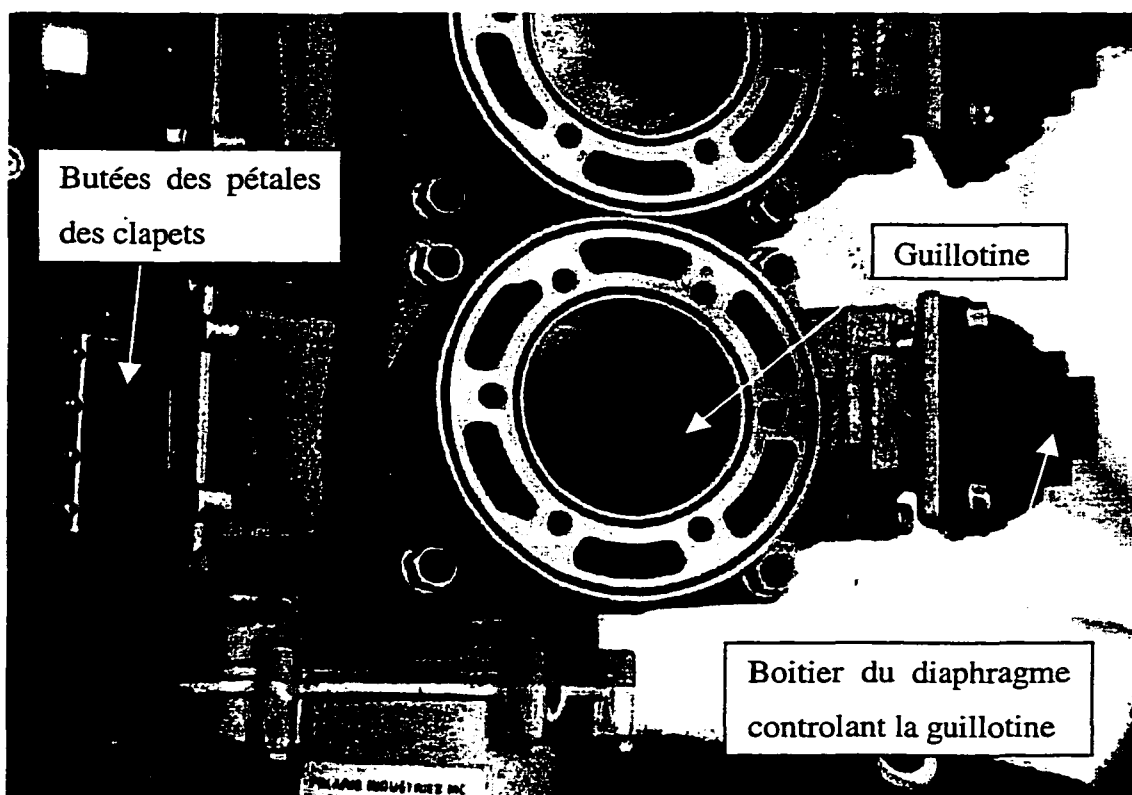


Figure 1.2. Moteur 2 temps avec clapets et système de guillottes

La figure 1.3, de la page suivante, illustre l'apport de carburant des différentes composantes que contient un carburateur en fonction de l'ouverture du papillon et donc de la quantité d'air admise. On remarque qu'à l'aide de plusieurs jets on crée un enrichissement progressif du mélange à partir d'une injection constante de carburant par la valve à aiguille. L'inconvénient de ce système est dû à sa réponse linéaire au changement. On ne peut qu'augmenter ou diminuer la quantité de carburant en fonction de la dépression dans le venturi et de l'ouverture du papillon. Or la quantité de carburant à injecter ne suit pas une droite linéaire mais bien une courbe complexe qui ne dépend pas exclusivement de la position du papillon et de la dépression créée dans le carburateur. On peut donc affirmer que les carburateurs ne permettent pas d'obtenir la quantité de carburant nécessaire à tous les régimes, raison pour laquelle les moteurs à carburateur sont plus gourmands et polluent davantage.

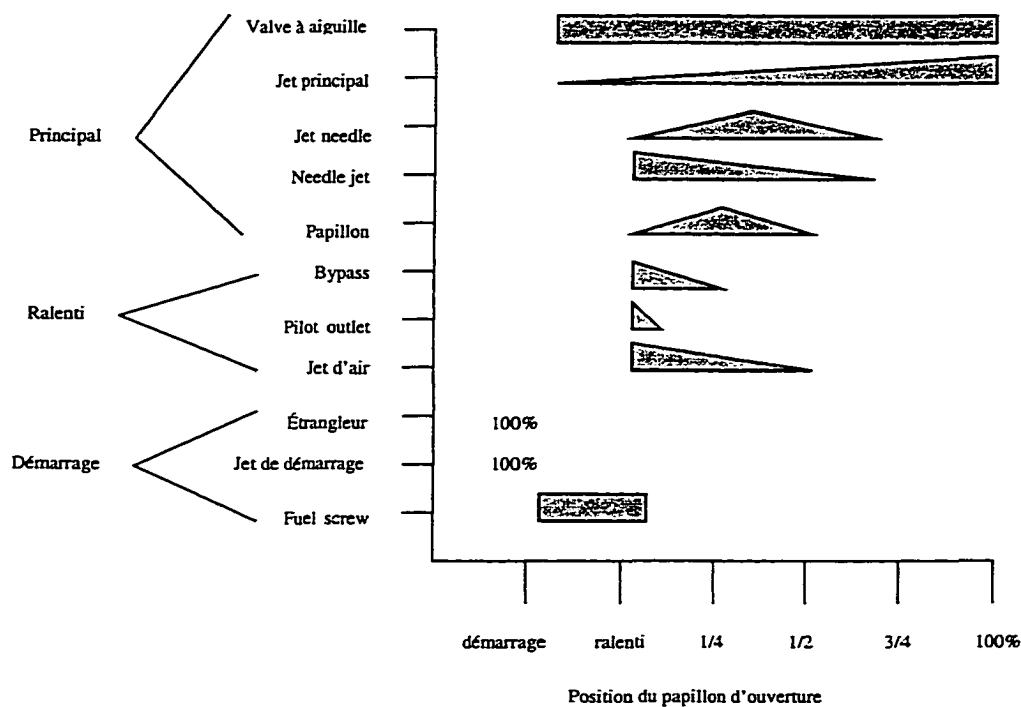


Figure 1.3. Apport en carburant des différents éléments d'un carburateur
(Adapté de Polaris Technical Service Center. [32])

La deuxième composante d'importance dans les moteurs 2 temps est le clapet (« Reed valve ») (voir figure 1.2). Cette composante se retrouve sur les moteurs de performance. Elle est située entre le carburateur et le carter. Les clapets sont des pétales faites d'acier ou de matériaux composites et agit un peu comme une soupape d'admission. Elle laisse passer le mélange provenant du carburateur lorsque la pression du carter est inférieure à la pression atmosphérique, c'est à dire que le piston est en compression. Lorsque la pression du carter devient supérieure à la pression atmosphérique, c'est à dire que le piston descend, les pétales de la valve se referment et empêchent l'air de sortir du carter. Ainsi la quantité d'air pénétrant à l'intérieur du cylindre est plus grande que s'il n'y avait pas de valve, ce qui augmente la puissance délivrée par le moteur. La figure 1.4 illustre la fermeture et l'ouverture typique des ports d'entrée et d'échappement d'un moteur 2 temps ainsi que les temps d'ouverture et fermeture des clapets lors d'un tour moteur.

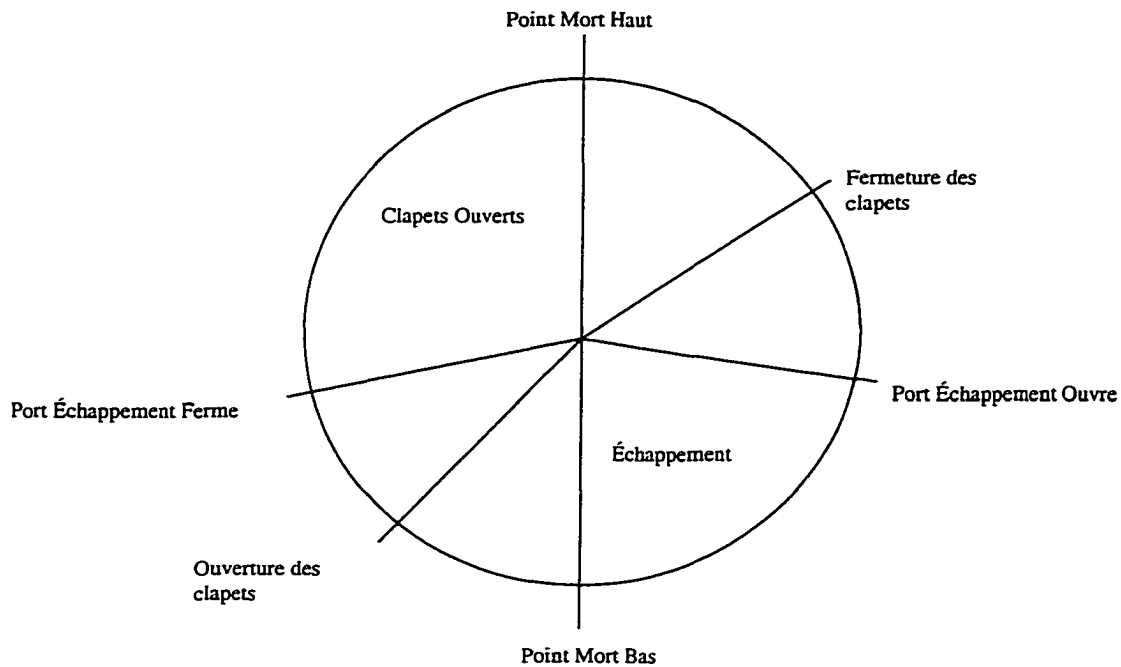


Figure 1.4. Temps d'ouverture des ports d'admission et d'échappement et des clapets.
(Adapté de Blair, G. P. [2])

Le battement des pétales des clapets dépend du type de matériau utilisé ainsi que de la vitesse de rotation du moteur. La mise en équation de ce battement correspond en fait à une poutre encastrée à une extrémité et soumise à différent mode de vibrations. Son équation est la suivante [2] :

$$f_j = \frac{\omega_j}{2\pi} = \frac{(\beta_j L_r)^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{\rho A_r L_r^4}} \quad (1.1)$$

- Où
- f est la fréquence en cycles par seconde ;
 - E , le module d'Young du matériau des pétales ;
 - ρ , la masse volumique du matériau des pétales ;
 - I , le second moment de surface des pétales ;

L_r , la longueur des pétales ;

A_r , la surface de pétales.

Finalement le terme $\beta_j L_r$ vaut 1,875, 4,694, 7,855, 10,996 et 14,137 pour les 5 premiers modes vibratoires des clapets. Donc en fonction du régime moteur, c'est à dire de la fréquence, les clapets auront une certaine efficacité qui dépendra en fait de la conception initiale. Sur les motoneiges, l'efficacité maximale devrait être située aux environs de 4000 et 8500 tours/minute.

La dernière composante particulière, qui se retrouve seulement sur les moteurs de performance ou motoneige sport, est située dans le port d'échappement et repose sur le principe de la guillotine (voir figure 1.2). Ce système permet d'obtenir une ouverture variable du port d'échappement à l'aide d'une guillotine qui est reliée à un diaphragme et qui réagit à la différence de pression entre l'intérieur du cylindre et l'air ambiant. Donc en déplaçant le diaphragme, la guillotine se déplace également. Ainsi, à haut régime moteur, la guillotine est en position élevée, ce qui laisse entrevoir un plus grand port d'échappement. Tandis qu'à bas régime la guillotine est abaissée afin d'obtenir une petite ouverture dans le port d'échappement. Ce système permet ainsi d'avoir un roulement plus doux et plus continu à bas régime, tandis qu'à haut régime il permet d'augmenter la puissance et le couple du moteur. En effet, les moteurs 2 temps à haute puissance possèdent de grand port d'échappement. Toutefois, à faible charge et bas régime ce genre de moteur présente un fonctionnement chaotique, donc le système à guillotine permet d'obtenir la performance à haut régime et la douceur de roulement à bas régime.

1.3 La transmission CVT

Le système de transmission utilisé sur les motoneiges est de type continuellement variable (CVT). Son principe de fonctionnement est simple. A mesure que le moteur augmente sa vitesse de rotation, la poulie de puissance est soumise à la force centrifuge, par l'entremise de contrepoids, ce qui comprime le ressort et ramène les parois de la poulie vers le centre jusqu'au moment où la courroie est en quelque sorte saisie et entraînée par la poulie. Habituellement, la vitesse de rotation du moteur est d'environ 4000 à 4500 RPM (révolution par minute) lorsque la courroie commence à être entraînée. La courroie entraîne à son tour la poulie menée qui s'ouvre à mesure que la vitesse augmente. Ainsi on obtient un rapport de transmission qui varie continuellement entre le début d'embrayage et l'ouverture complète de la poulie menée.

1.4 Ensemble suspension - barbotin

La boîte à chaîne (chaincase) sert à transmettre la puissance de la poulie menée vers le barbotin. Le barbotin, fait de plastique entraîne à son tour la chenille. La chenille propulse finalement la motoneige et est intégrée à la suspension du véhicule. La figure 1.5 montre une chenille et une suspension typique. On remarque que la chenille possède des agrafes qui facilitent le glissement de la chenille sur les guides de la suspension mais qui sont également une source de bruit à haute vitesse.

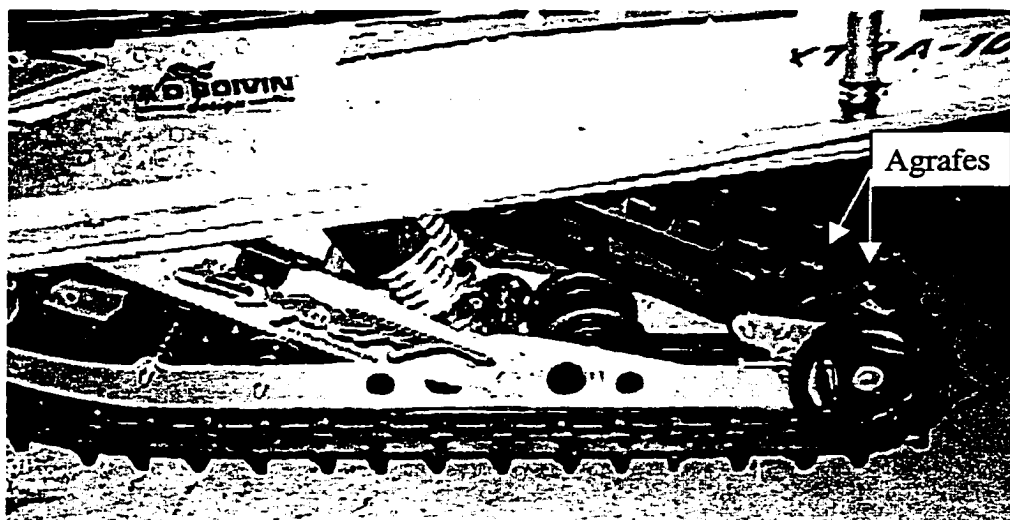


Figure 1.5. Photo d'une chenille et de la suspension

On remarque également le changement de direction de la chenille au niveau des roues arrière. Ce changement de direction rapide est également responsable du niveau de bruit émis par la chenille. Ce changement de direction est plus ou moins prononcé selon la suspension utilisée et diffère d'un manufacturier à l'autre.

CHAPITRE 2

POLLUTION ET BRUIT DE LA MOTONEIGE

Maintenant que nous avons vu les différentes composantes d'une motoneige il est important de s'attarder sur certaines particularités du moteur 2 temps. Ceci nous permettra de mieux saisir les problèmes de bruit et de pollution que l'utilisation de ce genre de moteur entraîne.

2.1 Pollution du moteur 2 temps du point de vue mécanique

Le cycle du moteur deux temps est illustré dans la figure 2.1 à la page suivante. La première phase étant l'admission du mélange frais air - essence - huile provenant des carburateurs et qui se dirige dans le carter durant la compression et la combustion du cycle précédent. Lors de la course de puissance, le piston descend et comprime le mélange frais se trouvant dans le carter. Finalement, les gaz brûlés sont évacués par le port d'échappement tandis qu'au même moment, à quelques degrés de vilebrequin près, le port d'admission s'ouvre pour laisser entrer le mélange air - essence nécessaire à la prochaine compression.

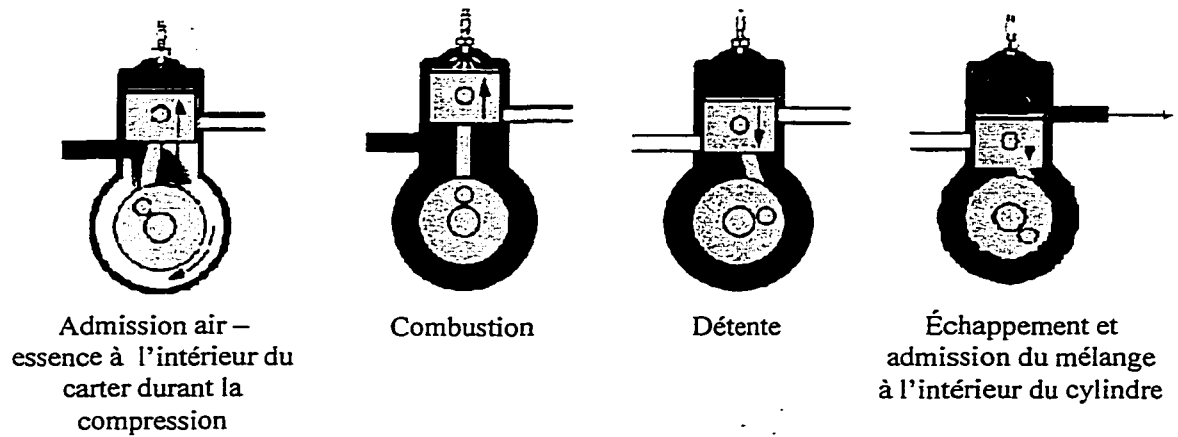


Figure 2.1. Cycle du moteur 2 temps.

On remarque que le port d'admission est ouvert en même temps que le port d'échappement et qu'en plus, les deux ports sont approximativement à la même hauteur. En fait, selon la forme du piston, on obtient une évacuation différente des gaz d'échappement. Dans la plupart des motoneiges, le piston est légèrement bombé, ce qui amène un écoulement d'échappement de type en boucle (« loop scavenging »). La figure 2.2 ci-dessous illustre ce type d'écoulement pour l'échappement.

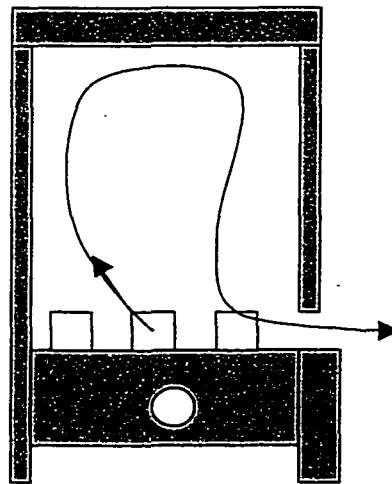


Figure 2.2. Écoulement d'échappement de type en boucle.

On remarque que ce type d'écoulement engendre une zone de mélange, où une partie des gaz brûlés se mixe au mélange air - essence fraîchement admis. Ainsi, une partie du mélange air - essence sort par le port d'échappement sans jamais brûler. Cette proportion d'essence imbrûlée que l'on retrouve dans l'échappement peut atteindre jusqu'à 30% [3] de l'essence consommée par la motoneige.

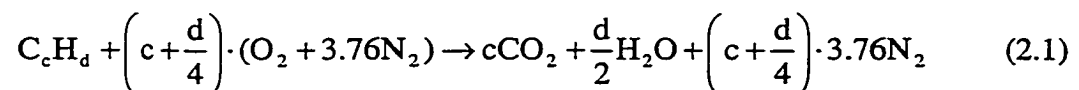
Il est à noter que les moteurs 2 temps sont employés malgré les imperfections présentées ci haut pour les 2 raisons suivantes :

- 1- Le rapport poids/puissance du moteur deux temps est inférieur à celui du moteur quatre temps de cylindrée comparable ;
- 2- De plus, le moteur deux temps est moins dispendieux à produire que son homologue quatre temps.

2.2 Combustion moteur

La combustion à l'intérieur d'un moteur est responsable de la pollution que ce dernier émettra. Elle dépend de phénomènes chimique et physique, c'est à dire d'une série de réactions chimiques entre le carburant et l'air dans un environnement sous pression et à haute température. Nous allons donc voir brièvement certaines notions de combustion qui faciliteront la suite du développement.

Premièrement, la notion de richesse de mélange réfère, en fait, à l'équation de réaction chimique d'une combustion théorique parfaite. Pour les carburants à base de carbones, l'équation de combustion théorique parfaite est :



- Où C_cH_d représente un hydrocarbure ayant c atomes de carbone et d atomes d'hydrogène ;
- O_2 , est l'oxygène présent dans l'air ;
- N_2 , l'azote présent dans l'air et en théorie ne devrait pas participer aux réactions chimiques ;
- CO_2 , est le dioxyde de carbone produit par la combustion et l'oxydation de l'hydrocarbure ;
- H_2O , l'eau sous forme de vapeur produit par les atomes d'hydrogène du carburant.

Le rapport air - essence (A/F), qui répond à l'équation précédente, est appelé mélange stœchiométrique et se calcule à l'aide de l'équation 2.2. Le numérateur représente la masse d'air nécessaire pour répondre à la combustion théorique de l'équation 2.1. Le dénominateur de l'équation 2.2 représente, quant à lui, la masse du carburant brûlé.

$$A/F = \frac{\left(c + \frac{d}{4}\right)(32 + 3.76 \cdot 28.16)}{(12.011 \cdot c) + (1.008 \cdot d)} \quad (2.2)$$

A partir de ce rapport massique air – essence qui répond à l'équation de stœchiométrie on définit la richesse d'un mélange (Φ) comme suit :

$$\Phi = \frac{A/F_{\text{stœchiométrie}}}{A/F_{\text{réel}}} \quad (2.3)$$

Lorsque $\Phi < 1$, on considère que le mélange réel est pauvre, tandis que lorsque $\Phi > 1$, le mélange est riche, donc il y a plus de carburant que ce que l'équation de stœchiométrie prévoit pour une combustion parfaite. L'équation théorique 2.1 n'est en

fait jamais réalisée car le mélange n'est pas homogène dans l'ensemble du volume de la chambre de combustion. Ainsi, certaines zones sont plus riches en carburant et produisent donc des hydrocarbures imbrûlés (HC). D'autres zones, quant à elles, sont plus pauvres, donc il y a excès d'air, et sous l'influence des hautes températures, elles produisent des oxydes d'azote (NO_x).

En ce qui concerne les phénomènes physiques qui influencent les émissions polluantes, nous devons mentionner les phénomènes suivants qui sont propres au moteur 2 temps et qui sont identifiés par Ganesan [4]. Premièrement l'efficacité de capture (« trapping ») qui se définit comme étant la capacité d'un moteur à conserver une partie des gaz frais admis dans le cylindre. En effet, comme nous l'avons vu précédemment, une partie des gaz frais est évacuée par le port d'échappement sans être préalablement brûlée. Donc, l'efficacité de capture représente le pourcentage de mélange frais que l'on réussit à conserver à l'intérieur du cylindre moteur.

$$\eta_{\text{trap}} = \frac{V_{\text{total}} - V_{\text{évacué}}}{V_{\text{total}}} = \frac{V_{\text{retenu}}}{V_{\text{total}}} \quad (2.4)$$

Où V_{total} représente le volume des gaz frais nouvellement admis dans le cylindre ;
 $V_{\text{évacué}}$ le volume des gaz frais qui est évacué du cylindre ;
 V_{retenu} est le volume de gaz frais retenu à l'intérieur du cylindre et qui participera à la combustion suivante.

Deuxièmement, puisque l'évacuation des gaz d'échappement n'est jamais parfaite, il reste donc une partie des gaz brûlés de la combustion précédente lors de l'admission du mélange frais. De plus, dans la réalité la combustion n'est pas complètement réalisée ce qui signifie donc qu'une partie de l'oxygène dans le mélange ne réagit pas lors de la combustion et qu'un pourcentage de cet oxygène n'est pas évacué. Donc, lors de la combustion subséquente, on retrouve, le mélange air - essence

fraîchement admis, de l'oxygène supplémentaire de la combustion précédente et finalement une partie de gaz brûlé mais qui n'a pas été évacué. Donc la pureté du mélange admis devient :

$$\eta_{\text{pureté}} = \frac{V_{\text{retenu}} - V_{\text{pc}}}{V_{\text{retenu}}} = 1 - \frac{V_{\text{pc}}}{V_{\text{retenu}}} \quad (2.5)$$

Où V_{pc} est le volume des produits de combustion. Il représente le volume occupé par l'oxygène supplémentaire de la combustion précédente ainsi que les gaz brûlés qui n'ont pas été évacués ;

V_{retenu} , est le volume des gaz fraîchement admis et qui est resté à l'intérieur du cylindre moteur.

Un autre facteur d'importance, qui est également lié aux deux facteurs précédents est l'efficacité d'évacuation des gaz d'échappement (équation 2.6). Cette efficacité correspond en fait au pourcentage du volume des gaz évacués après la combustion : elle dépend de la forme de la chambre de combustion et du processus d'évacuation des gaz brûlés. On y trouve 3 types d'évacuation qui sont appelés en anglais « cross flow », « loop flow » et « uniflow ». L'échappement « uniflow » est seulement réalisé sur les moteurs 2 temps possédant des soupapes d'échappement. A ce moment-là les ports d'admission peuvent être placés sur l'ensemble de la circonférence du cylindre moteur. Ces trois types d'évacuation des gaz sont illustrés à la figure 2.3.

$$\eta_{\text{évacuation}} = \frac{V_{\text{évacué}}}{V_{\text{total}}} \quad (2.6)$$

Où $\eta_{\text{évacuation}}$ est l'efficacité d'évacuation des gaz d'échappement ;

$V_{\text{évacué}}$ représente le volume des gaz brûlés qui sont évacués ;

V_{total} est le volume total des gaz brûlés.

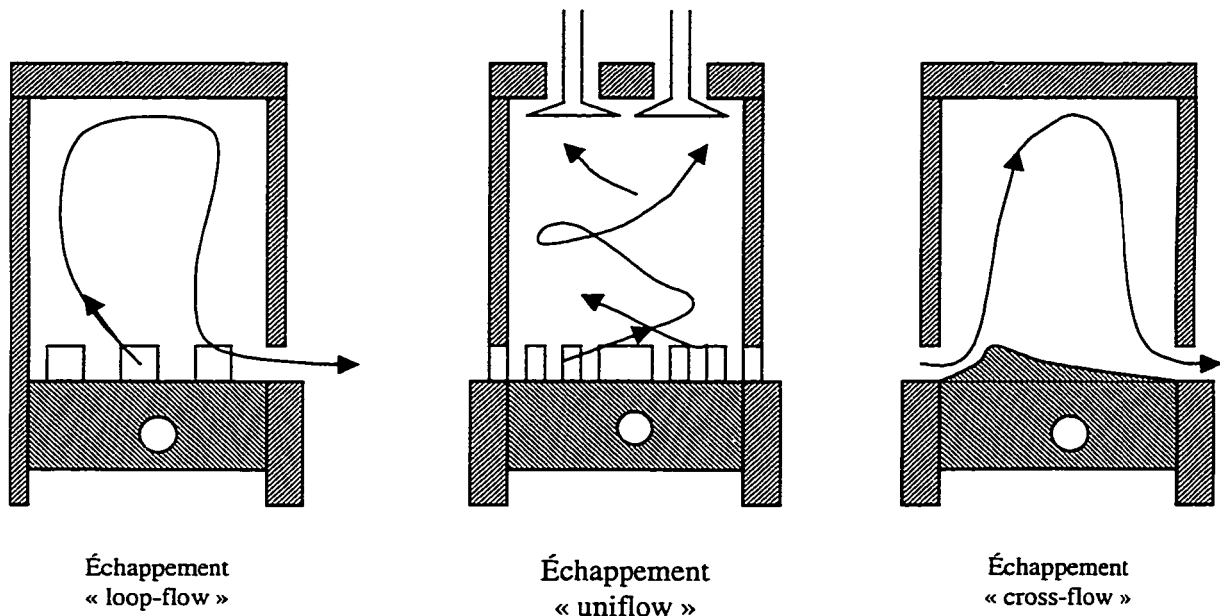


Figure 2.3. Types d'écoulement des gaz d'échappement dans un moteur 2 temps.

Comme le processus de combustion détermine la quantité émise de polluant par le moteur, il est donc important de considérer les facteurs qui influencent cette dernière.

1- La turbulence, qui est le facteur le plus important selon Ganesan [4], car la vitesse de propagation de la flamme est plutôt lente dans un environnement laminaire. La turbulence permet d'augmenter la vitesse de combustion car elle mélange les gaz qui brûlent avec les gaz imbrûlés au front de flamme ce qui augmente le taux de contact entre les deux espèces. Il est surtout préférable d'avoir beaucoup de petites zones turbulentes que quelques grandes zones turbulentes, car les premières permettent d'accélérer davantage la vitesse de flamme que les secondes.

2- L'effet de la richesse du mélange affecte directement la vitesse de combustion. En fait, un mélange légèrement riche permet d'obtenir une vitesse de propagation de la flamme plus rapide. La figure 2.4 illustre le temps de combustion en fonction de la richesse pour un moteur donné.

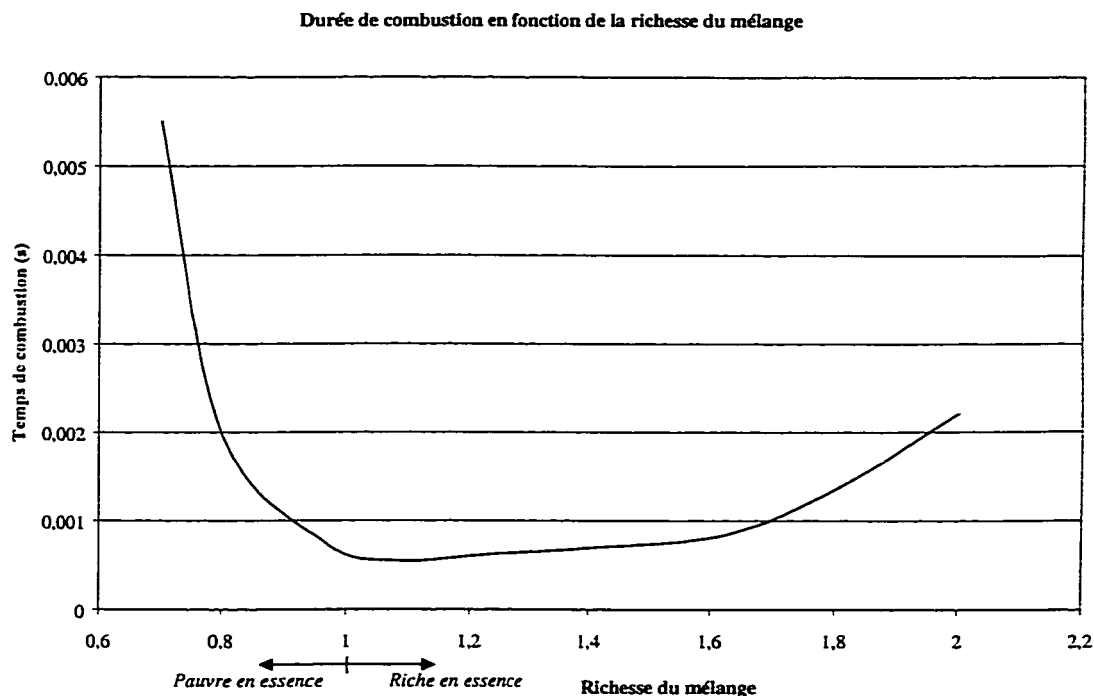


Figure 2.4. Effet de la richesse du mélange sur la vitesse de combustion.
(Adapté de Ganesan, V [4])

Lorsque le mélange est appauvri (moins de carburant) la vitesse de combustion devient très lente tandis que lorsque le mélange est riche, la vitesse diminue mais de façon moins significative.

3- La température et la pression du mélange affectent également la vitesse de combustion du mélange. Plus le mélange est chaud et sous pression plus la vitesse de flamme augmente. A partir de ce raisonnement, on peut ajouter que l'augmentation du taux de compression favorise également la vitesse de flamme, puisqu'il est responsable de la pression maximale durant la compression. Puisque le processus n'est pas adiabatique, il y a également augmentation de la température. Arquès [5] parle des modèles mathématiques de la combustion appliqués au moteur à allumage commandé.

Le premier modèle, celui de VIBE, qui a proposé une loi semi-empirique dont l'équation est :

$$x = 1 - \exp^{-6.908 \left(\frac{t}{t_f} \right)^{e+1}} \quad (2.7)$$

Ici x , représente la fraction des gaz qui a déjà brûlé, e , est l'exposant de la combustion, t le temps auquel on désire connaître la fraction des gaz brûlés, t_f , le temps nécessaire pour obtenir une combustion complète. En dérivant cette équation, on obtient la vitesse de la combustion $\frac{dx}{dt}$ qui est

$$\frac{dx}{dt} = 6.908(e+1) \frac{1}{t_f} \left(\frac{t}{t_f} \right)^e \exp^{-6.908 \left(\frac{t}{t_f} \right)^{e+1}} \quad (2.8)$$

Pour un moteur à combustion, on peut remplacer $\frac{t}{t_f}$ par le même rapport en degré vilebrequin correspondant. On remarque que cette équation ne tient pas compte de la richesse du mélange et suppose que l'on connaît l'exposant de combustion, e , qui lui dépendra de la richesse du mélange et du moteur utilisé. Arquès [5] propose par la suite d'autres équations qui proviennent de l'étude expérimentale de la combustion dans les moteurs à pistons.

Il commence par diviser le processus de la combustion en 3 phases :

- 1- Développement de la flamme
- 2- Combustion principale
- 3- Fin de la combustion

La phase 1, correspond à l'inflammation, près de la bougie, d'une faible quantité de mélange air – essence. Cette phase entraîne une augmentation rapide de la température et du volume enflammé, sans toutefois augmenter la pression. La vitesse de développement est pratiquement égale à la vitesse laminaire de combustion. La durée de la première phase de combustion peut être calculée par l'équation 2.9.

$$\theta_1 = 5.64 \left(\frac{N}{1000} \right)^{1/2} \cdot (1 + 4.75(r - 1.18)^2) \quad (2.9)$$

Où θ_1 est le temps de combustion de la phase 1, r , la richesse du mélange et N la vitesse moteur en RPM. Cette équation est toutefois valable seulement pour des régimes moteur compris entre 1200 et 1800 RPM et lorsque la richesse du mélange varie entre 0,7 et 1,2.

Pour la phase 2 de la combustion et qui correspond, en fait à la phase principale, la vitesse de combustion est peu influencée par les propriétés du mélange. En fait, puisque l'avance à l'allumage est modifiée en fonction du régime moteur, la vitesse de combustion est indépendante de ce facteur également. Cette phase répond à la loi de macroturbulence. Donc, on peut appliquer la loi de VIBE telle que vue précédemment. En fait, durant cette phase la vitesse de combustion est pratiquement à son apogée.

La dernière phase correspond à la combustion du mélange près des parois du cylindre du moteur. Dans cette phase la vitesse de combustion diminue au fur et à mesure qu'elle s'approche du cylindre et est influencée par la richesse du mélange ainsi que de la température de la paroi. En fait, cette phase répond à la loi de la combustion microturbulence comme l'étape 1. Pour cette étape, on parle plutôt de rapport de volume gaz brûlés et gaz imbrûlés et non pas de vitesse de combustion proprement dite. Arquès [5] termine en montrant que pour un moteur donné, l'étude expérimentale a

permis d'obtenir les deux équations suivantes afin de déterminer le temps de combustion pour l'ensemble des phases de combustion.

$$\theta_1 = 16.7 \sqrt{\frac{N}{1000} \cdot (0.34 + 1.8(r - 1.2)^2)} \quad (2.10)$$

$$\theta_2 + \theta_3 = 36.7(1 + 1.8(r - 1.2)^2) \quad (2.11)$$

Où θ_1 , est la durée de la combustion correspondant à la phase 1 ;
 θ_2 , est la durée de la combustion correspondant à la phase 2 ;
 θ_3 , est la durée de la combustion correspondant à la phase 3 ;
 N, la vitesse du moteur en RPM ;
 r, la richesse du mélange

L'équation 2.11, comprend donc les deux dernières phases de la combustion. Encore une fois la richesse du mélange, r, doit être comprise entre 0.7 et 1.3 tandis que le régime moteur, N, varie entre 1200 et 1800 RPM. Ici la vitesse de rotation du moteur, N, est utilisée afin de représenter l'effet de la turbulence sur la combustion. Ainsi, l'équation 2.10 suppose que plus la vitesse de rotation est élevée, plus la turbulence sera grande et favorisera la vitesse de combustion. La figure 2.5, représente la variation de la pression à l'intérieur du cylindre moteur en fonction de l'angle du vilebrequin et permet d'identifier les 3 phases de combustion.

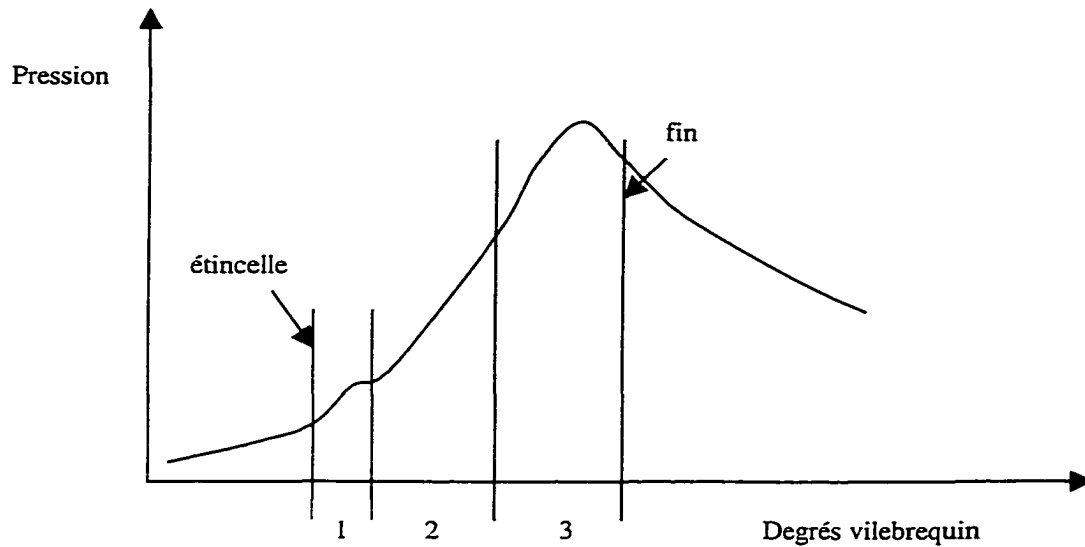


Figure 2.5. Identification des 3 phases de la combustion.

Même si les phases 2 et 3 semblent avoir une durée approximativement semblable, plus de 90% de la masse totale du mélange air - carburant brûle durant la phase 2. Donc, on peut affirmer que la vitesse de combustion est ralentie à l'approche des parois du cylindre.

2.3 Source de bruit de la motoneige

En premier lieu il y a le bruit généré par le moteur. Le moteur 2 temps est plus bruyant que le moteur 4 temps pour les raisons suivantes :

- 1- Il y a une combustion à tous les tours de vilebrequin tandis que le moteur 4 temps n'a qu'une combustion tous les 2 tours.
- 2- Le port d'échappement s'ouvre plus rapidement qu'une soupape ce qui libère plus rapidement l'onde de pression, entraînant à son tour un son plus aigu.

- 3- Les moteurs 2 temps utilisent des roulements à billes qui tendent à être plus bruyants que les paliers à coussinets hydrodynamiques lubrifiés sous pression d'huile [2].

Pour résumer, les sources de bruit du moteur 2 temps sont :

- 1- L'échappement par les pulsions de pression des gaz ;
- 2- Le système d'admission d'air par les pulsions de pression et par les vibrations des clapets ;
- 3- La pression de combustion à l'intérieur du moteur qui est transmise aux parois ;
- 4- Le frottement et pulsion des pistons transmis par les parois également.

Les autres sources de bruit de la motoneige sont liées à son mode de propulsion, c'est à dire la chenille. En effet, une grande part du bruit provient du cognement entre les agrafes de la chenille et le barbotin. Il y a également production de bruit dû au changement de direction brusque de la chenille lors de son passage sur les roues arrières de la suspension. Finalement, la chenille émet également du bruit par claquement lors d'accélération ou décélération brusque. Ce claquement est produit par le battement de la chenille entre les roues arrières et les roues centrales de la suspension ou encore, sur l'hypoténuse du triangle arrière de la suspension. Il existe d'autres sources de bruit, par exemple la suspension transmet au tunnel toutes les vibrations causées par les inégalités de la surface. A ce moment-là, le tunnel agit comme une caisse de résonance et transmet ces vibrations en ondes audibles.

CHAPITRE 3

DÉMARCHE DE RECHERCHE

Maintenant que nous avons identifié les sources de pollution et de bruit de la motoneige, nous pouvons identifier les modifications susceptibles de nous permettre d'atteindre les objectifs de la compétition.

3.1 Pollution

Pour le problème de pollution de la motoneige, plusieurs solutions sont possibles. Premièrement, on peut, tout en respectant la réglementation de la compétition, changer le type de moteur pour un moteur 4 temps. On peut avoir recours à l'utilisation d'un pot catalytique, à l'injection électronique soit dans la tubulure d'admission, soit directement dans la chambre de combustion. Pour chacune des solutions proposées, nous allons voir les avantages et inconvénients et la solution que nous avons retenue.

3.1.1 Moteur 4 temps

Le moteur 4 temps est moins polluant que son homologue 2 temps. La raison est en partie due au fait que l'admission et l'échappement sont deux étapes séparées du cycle du moteur et qu'ainsi on évite que le mélange air - essence sorte par l'échappement. Puisqu'il se produit seulement une combustion à tous les 2 tours moteur, l'air et l'essence ont plus de temps pour se mélanger et donc mieux brûler. Du

côté acoustique, ils sont également moins bruyants parce que la combustion se produit une fois tous les deux tours.

Les points faibles du moteur 4 temps par rapport au moteur 2 temps sont les suivants : Comme la combustion se fait à tous les 2 tours, les moteurs 4 temps développent habituellement moins de couple que les moteurs 2 temps, surtout dans les petites cylindrées. Habituellement on obtient un couple comparable à un régime beaucoup plus élevé. Le coût associé à l'achat d'un tel moteur est supérieur à celui d'un moteur 2 temps. En fait, comme il n'existait pas de moteur 4 temps pour motoneige, nous devions avoir recours soit à des moteurs de motocyclettes soit à des moteurs de véhicules à 4 roues motrices. Les moteurs de véhicules 4 roues motrices ne répondaient pas, du point de vue performance, à l'usage dans une motoneige car il développe peu de puissance (approximativement 27 kW) comparativement au moteur original de la motoneige qui développait approximativement 50 kW. Le moteur de motocyclette qui aurait pu être utilisé était de type V-2, car il développe plus de couple que les moteurs 4 cylindres en ligne de cylindrée comparable. En effet, la course du piston du moteur V-2 est plus longue que sur les moteurs 4 cylindres en ligne ce qui entraîne une augmentation du couple développé par le moteur. Toutefois son coût prohibitif ne nous permettait pas d'envisager cette solution.

3.1.2 Injection directe / injection dans tubulure d'admission

Comme nous avons déjà éliminé la possibilité d'utiliser un moteur 4 temps, nous allons maintenant voir ce que l'injection apporte à la réduction de la pollution. Le but de l'injection est de remplacer les carburateurs par des injecteurs et ainsi obtenir un meilleur contrôle sur la quantité de carburant délivré au moteur. L'avantage de l'injection réside dans le fait que le carburant est mieux atomisé, c'est à dire que les gouttelettes sont de diamètres plus petits que dans les carburateurs. Cette atomisation

plus fine favorise l'homogénéité du mélange et permet d'avoir une meilleure combustion.

Pour l'injection dans la tubulure d'admission, avec un injecteur par cylindre, on retrouve les avantages suivants lorsque comparé à un système à carburateur [6] :

- 1- Meilleure efficacité volumétrique du moteur, ce qui entraîne une augmentation du couple et de la puissance développée. L'efficacité volumétrique d'un moteur se définit comme étant sa facilité de respirer le mélange air – essence.
- 2- Réponse plus rapide du moteur au changement de position du papillon
- 3- Contrôle plus précis du ratio air – essence lors de démarrage à froid et de la période de réchauffe du moteur

Ces 3 avantages sont applicables au moteur 4 temps, pour le moteur 2 temps, l'efficacité volumétrique du moteur n'est pas améliorée en général. Comme la plupart des moteurs 2 temps n'utilisent pas de soupape d'admission, les problèmes mentionnés précédemment sont toujours présents. C'est à dire qu'il y a toujours une partie du mélange frais qui est évacué dans les gaz d'échappement et les problèmes de la pureté du mélange ne sont pas résolus avec le système d'injection. Pour ces raisons, cette technique est très peu employée. Toutefois, si le moteur 2 temps avait recours à une ou des soupapes d'admission, l'injection dans le port d'admission pourrait être une solution intéressante.

Finalement l'injection directe semble prometteuse car elle apporte une réduction importante des émissions polluantes et elle apparaît sur le marché depuis 3 ans. En effet, la commercialisation d'un moteur 4 temps à injection directe a débuté en 1997 par Mitsubishi. En ce qui concerne les moteurs 2 temps, la commercialisation de l'injection directe commence cette année, et apparaît en premier lieu dans les motomarines et

moteurs de bateaux. La technologie proposée repose sur des systèmes d'injection à basse pression de carburant auquel on augmente la pression d'injection par l'addition d'une force externe. Par exemple, l'entreprise australienne Orbital utilise l'assistance d'air comprimé pour injecter le carburant directement dans la chambre de combustion. De son côté Outboard Marine Corporation (OMC) utilise un injecteur qui pousse mécaniquement le carburant dans le cylindre, créant ainsi une haute pression d'injection. Ces méthodes permettent de réduire les émissions polluantes ainsi que la consommation de carburant de façon significative comme nous le verrons dans le chapitre de la revue de la littérature. Le principe de l'injection directe est d'atomiser le carburant dans la chambre de combustion lors de la compression de l'air. Ainsi on évite de perdre du carburant imbrûlé dans l'échappement et les gaz brûlés de la combustion précédente, qui n'ont pas été évacués, permettent de réduire les émissions d'oxyde d'azote. La tendance actuelle chez les manufacturiers de moteur 2 temps est de remplacer les carburateurs par des systèmes d'injection directe sans toutefois passer par la technologie intermédiaire, l'injection dans la tubulure d'admission. La raison est que la réduction des émissions polluantes n'est pas importante avec l'injection dans la tubulure d'admission pour les moteurs 2 temps.

3.2 Acoustique de la motoneige

Comme les motoneiges sont bruyantes, il y a plusieurs possibilités de réduction du bruit. Notre première tâche fut de réduire le bruit du moteur à l'aide d'un nouveau système d'échappement. La capacité d'absorber le bruit d'un système d'échappement dépend des paramètres suivants :

- Le nombre et les dimensions des chambres d'expansion ;
- La capacité d'absorption des chambres d'expansion dépend elle-même du type de laine absorbante utilisée (acier ou céramique) ou des perforations

dans le cas de chambre d'expansion avec tube perforé (sans laine absorbante).

Par la suite, nous voulions accorder une certaine importance à la chenille car elle est responsable du bruit à haute vitesse. Toutefois, les solutions commerciales actuelles n'apportent pas de gain notable, c'est pourquoi nous proposerons un nouveau design de chenille.

Ce que nous avons accompli pour la réduction du bruit de la motoneige repose sur les équations de bases de l'acoustique, de nos connaissances en vibration et de notre jugement.

CHAPITRE 4

REVUE DE LA LITTÉRATURE

La présente section n'est pas une liste exhaustive de la recherche bibliographique que j'ai faite. J'ai simplement résumé quelques livres ou articles parmi tous ceux que j'ai lus et qui concernaient de près ou de loin l'ensemble de mon projet de recherche. Cette section est subdivisée en 2 parties distinctes. La première touche aux articles sur l'acoustique de la motoneige tandis que la seconde concerne l'injection directe tant au niveau expérimental qu'au niveau modélisation avec le logiciel KIVA.

4.1 Acoustique

La revue de la littérature ne nous permet pas de trouver des articles ou des livres qui portent sur les motoneiges et de la possibilité de réduire leurs impacts sur l'environnement. Le seul livre touchant la réduction du bruit émis par une motoneige est celui écrit par Osborne (1991) [7]. Il essaye différentes techniques pour diminuer le bruit de la motoneige. Parmi les solutions testées il y a l'ajout de matériaux absorbant à l'intérieur du capot et dans l'entrée d'air, le port de jupe de chaque côté de la chenille, avoir un système d'échappement de différents diamètres. Toutefois, les résultats ne sont pas très encourageants puisque même quand toutes les mesures de réduction du bruit sont appliquées en même temps, il n'y a pas de réduction de bruit notable lorsque comparé avec la motoneige de base (sans modifications). Les tests ont été faits à des vitesses inférieures à 48 km/h (30 mph)

Un deuxième livre, celui écrit par Davy et al. [8] porte plutôt sur l'analyse du bruit des motoneiges de l'année 1973. Il suggère certaines méthodes pour réduire le bruit en analysant comment les motoneiges sont fabriquées. Par exemple, il suggère d'améliorer le design du capot et de limiter les fuites de bruit de ce dernier. Il mentionne également qu'il est possible de produire des systèmes d'échappement plus efficace. Par contre, il ne dit pas comment les fabriquer. Autres points importants, à cette époque la plupart des motoneiges développaient approximativement 26 kW, tandis qu'aujourd'hui, on parle de 50 kW pour les plus petites motoneiges et plusieurs sont disponibles avec des puissances supérieures à 70 kW. Donc la différence est importante et les répercussions sonores le sont également. Il termine son analyse en évaluant le prix associé aux différentes techniques d'atténuation de bruit. Comme le livre n'est pas très récent, je n'ai pas tenu compte de son analyse des coûts car la technologie a beaucoup évoluée au cours des 30 dernières années.

4.2 Injection directe

L'injection directe d'essence dans les moteurs à piston existe depuis fort longtemps. En fait, Mercedes Benz avait commercialisé en 1955, la Mercedes Benz 300 SL avec un moteur à essence à injection directe, de même que Honda en 1974 avec la Civic CVCC [9]. Par la suite, plus rien au niveau commercial jusqu'en 1997 où Mitsubishi commercialise des moteurs à essence à injection directe au Japon et en Europe [10]. En fait, il existe plusieurs articles sur les modélisations de l'injection directe dans les moteurs 4 temps. Nous désirions surtout trouver des articles sur l'injection directe appliquée au moteur 2 temps, et le point le plus important pour nous, c'était de trouver des articles qui touchaient à l'expérimentation et non pas seulement la modélisation. J'ai concentré mes efforts sur les moteurs 2 temps, dont l'application ou la cylindrée se rapproche de ce que l'on retrouve dans les motoneiges. Comme il

n'existe pas de motoneige à injection directe, j'ai considéré les moteurs de motocyclettes et de bateaux.

Le premier article, écrit par Gandhi et al. [11] porte sur les effets de la répartition du carburant dans la chambre à combustion pour les moteurs 2 temps. Leur expérimentation se fait à l'aide d'un moteur à injection directe de carburant assisté d'air pressurisé. Les auteurs font varier la position de l'injecteur afin de déterminer la position permettant d'obtenir une combustion optimale. La variation de la force de l'écoulement tourbillonnaire, appelé « swirl », a également été étudiée afin d'examiner son influence sur la combustion. Le « swirl » est surtout présent dans les moteurs ayant des soupapes d'admission car cet écoulement tourbillonnaire ne se crée pas de lui-même naturellement. Toute l'étude est réalisée à une vitesse moteur de 800 tours/minute et à faible charge moteur. Dans tous les cas, l'injection du carburant durait 20° de vilebrequin. Lorsque le jet du carburant est dirigé dans la direction où se trouve la bougie, les problèmes d'allumage sont très rares. Toutefois si le jet est dirigé dans la direction opposée à cette dernière les problèmes d'allumage sont fréquents. En général, il est important de cibler l'injection directement vers la bougie afin d'obtenir un allumage rapide du mélange. En absence d'écoulement tourbillonnaire, on observe que parfois, la largeur du cône d'injection s'agrandit par rapport à la largeur de base provenant de l'injecteur, ce qui entraîne des problèmes d'allumage. Pour contrer cet effet, le « swirl » permet de réduire la largeur du cône d'injection ou de contrer l'élargissement dû à l'écoulement sans « swirl », ce qui donne une combustion répétitive d'un cycle à l'autre.

Gandhi conclut que la vitesse de combustion est influencée par la largeur du jet de carburant provenant de l'injecteur. Plus le jet est large, plus la quantité d'air mélangé au carburant est grande donc la proportion de mélange inflammable est d'autant plus importante. Les cycles les plus performants de l'étude sont ceux dont l'injection est dirigée vers la bougie. On remarque finalement que pour obtenir une bonne vitesse de

combustion, il faut un mélange homogène provenant d'un cône d'injection large. Toutefois, si ce dernier devient trop large, on observe plutôt des problèmes d'inflammabilité. D'où l'intérêt d'utiliser un effet « swirl » dans l'admission qui permet de réduire l'élargissement du cône.

L'article de Nutti et al. [12] est intéressant pour nous, car il concerne une application réelle, la réalisation d'un moteur 2 temps pour un scooter. Leurs critères pour développer un véhicule peu polluant étaient les suivantes :

- 1- Technologie peu coûteuse ;
- 2- Grande atomisation du carburant pour réduction de la pollution ;
- 3- La technologie employée ne doit pas dépendre de la consommation électrique ;
- 4- Le moteur doit pouvoir fonctionner à haut régime.

À partir de ces contraintes, la mise au point d'un système d'injection directe assisté d'air pressurisé a été mis au point. En fait, le système repose sur l'utilisation d'une pompe volumétrique à piston et mécaniquement entraînée par le vilebrequin. Le principe de l'admission de l'air du moteur 2 temps est conservé, c'est à dire que l'air et le carburant sont mélangés dans le carburateur et ce mélange se dirige par la suite dans le carter. Une pompe aspire ce mélange puis l'envoie à l'injecteur. Lorsque le mélange air – essence passe par la pompe, on lui ajoute un peu d'huile pour lubrifier les parois du cylindre moteur. Ce mélange air - essence - huile est injecté directement dans la chambre de combustion. Les résultats expérimentaux montrent une réduction de 72% pour les HC et de 78% pour le monoxyde carbone (CO) lorsque testé selon le cycle européen EEC R47.

L'intérêt pour l'article de Sato et al. [13] est qu'il confirme par expérimentation que l'injection directe sous haute pression (12 MPa) de carburant, permet de réduire de

façon marquée la pollution émise par un moteur 2 temps. En effet, ce papier compare les résultats expérimentaux de 3 positions de l'injecteur (dans la culasse, dans la paroi du cylindre et dans le port d'évacuation des gaz) dans un moteur 2 temps à injection directe. Pour chacune des 3 positions, l'angle du jet est modifié afin de voir son influence sur le comportement de la combustion. On remarque que peu importe la position de l'injecteur, les émissions polluantes sont réduites de façon considérable quand la charge appliquée au moteur est haute ou moyenne comparées au même moteur équipé d'un carburateur. Toutefois, les émissions polluantes sont semblables lorsque le moteur est au ralenti à cause de problèmes d'allumage à bas régime. Ils confirment que l'injection directe permet d'obtenir la même puissance maximale que le moteur original, peu importe l'angle de cône du jet mais avec une réduction de 25% à 45% de la consommation de carburant. Finalement les résultats de leurs expérimentations démontrent que l'injection directe à partir de la culasse est la position la plus recommandée et qu'il est préférable de diriger l'injection en direction opposée au port d'échappement.

Finalement plusieurs articles [14,15,16,17] portent sur le développement et les différentes applications de l'injection directe développée par la compagnie Orbital Engine Corporation d'Australie. En effet, cette entreprise a développé un système d'injection directe assistée d'air comprimé. Les applications touchent autant les moteurs 2 temps que le 4 temps et concernent l'automobile, les bateaux et motocyclettes. Ils ont réussi à implanter et tester leur système sur des moteurs dont la cylindrée varie de 50 cm³, pour les scooters, à plus de 3000 cm³ pour les moteurs de bateaux. Dans tous les cas, la réduction des émissions polluantes est significative puisqu'ils réussissent à atteindre les normes ULEV (« Ultra-Low Emission Vehicle ») de la Californie, qui sont parmi les normes les plus restrictives en ce qui concerne la pollution.

Le manufacturier de moteur hors bord, OMC (Outboard Marine Corporation), a développé un système d'injection directe qu'il présente sous l'appellation FICHT Ram

Injection™ [18]. Selon leur affirmation, il rencontrerait les normes de pollution de la EPA (Environmental Protection Agency) de 2006 qui réglementent la pollution émise par les bateaux à moteur. La réduction des émissions polluantes et de la consommation de carburant est importante. On parle en effet d'une réduction de 33% pour la consommation de carburant et de 88% pour les émissions polluantes [6] pour la technologie FICHT lorsque comparé au même moteur sans cette technologie.

Pour conclure, on peut affirmer que l'injection directe est la technologie favorisée pour réduire de façon durable et importante la consommation de carburant et les émissions polluantes. C'est pour ces raisons que nous avons choisi d'implanter l'injection directe dans une motoneige. Toutefois, comme nous le verrons dans la prochaine section, nous n'utiliserons pas une des deux technologies employées actuellement par les fabricants de moteurs 2 temps mais plutôt la technologie automobile employée au moteur 4 temps.

4.2.1 Modélisation numérique avec KIVA™

Il existe plusieurs articles publiés portant sur la modélisation des moteurs à piston à l'aide du logiciel KIVA. En fait, ce logiciel est probablement celui qui est le plus utilisé pour modéliser l'écoulement du fluide ainsi que l'injection de carburant dans les moteurs à pistons. En plus d'être conçu principalement pour la modélisation des moteurs à pistons, la popularité du logiciel est également due au fait que son code de programmation est ouvert. Ceci implique donc, que l'utilisateur peut inclure dans le logiciel ses propres modèles de combustion ou d'écoulement ou encore, développer son propre sous-programme de génération de maillage. Comme j'ai utilisé la version 3V de KIVA et qu'elle est plutôt récente (1997), le nombre de publications fait sur cette version est plus difficile à trouver. Par contre la version précédente (1989) fut largement utilisée et le nombre de publications est plus important.

Un des articles, très intéressant, est celui de Fabre et al. [19] où l'on illustre les possibilités du logiciel KIVA-II ainsi que des améliorations apportées afin d'obtenir une modélisation 3D du phénomène étudié. Par la suite, les auteurs ont testé la robustesse du logiciel et validé les modèles physiques employés par KIVA-II. Les auteurs permettent ainsi de valider les résultats obtenus à l'aide du logiciel à ceux obtenus par l'expérimentation. Ils vérifient également les lois de paroi employées dans ce logiciel, qui inclut l'aspect mécanique et thermique en vérifiant le flux thermique tel que calculé par KIVA et selon leurs expérimentations. Finalement, ils vérifient le modèle de combustion employé. Leur conclusion est que le logiciel KIVA-II reproduit mathématiquement de façon assez satisfaisante leurs observations expérimentales.

Le deuxième article d'intérêt est de Baritaud et al. [20] de l'Institut Français du Pétrole et qui partant de résultats expérimentaux, modifient le code KIVA-II afin d'obtenir un modèle numérique dont les résultats s'approchent davantage des résultats expérimentaux. Ils en viennent à la conclusion que le modèle modifié est valable et qu'il est envisageable dans un futur rapproché de modéliser et de prédire les émissions polluantes à l'aide de KIVA.

Finalement un dernier article portant sur KIVA-3 est celui écrit par Corcione et al. [21]. Ils utilisent KIVA pour mieux comprendre les phénomènes d'évaporation des gouttelettes de carburant dans un moteur 2 temps à injection directe utilisé dans une motocyclette. De plus, leur modélisation leur permet de visualiser les phénomènes se produisant à l'intérieur du cylindre. Leurs objectifs ultimes sont d'obtenir le positionnement optimal ainsi que le temps d'injection optimal permettant de réduire les émissions polluantes ainsi que la consommation de carburant. Ils utilisent KIVA-3 dont ils modifient le modèle de turbulence afin de tenir compte de la haute turbulence rencontrée dans les moteurs à pistons lorsqu'ils tournent à de hauts régimes. D'après leurs résultats, les moteurs 2 temps à injection directe doivent injecter très tôt le carburant lorsque le régime moteur est élevé afin de favoriser un mélange homogène.

Par contre, lorsque la charge appliquée au moteur est partielle ou lorsque le moteur est au ralenti, il est préférable d'injecter beaucoup plus tard.

Maintenant que nous avons fait un bref survol de la littérature qui touchait, soit la partie expérimentale, soit la partie modélisation de mon projet, nous allons voir comment nous avons modifié notre motoneige. Ce prochain chapitre permettra également de voir le cheminement que nous avons suivi pour concevoir notre motoneige écologique.

CHAPITRE 5

DÉVELOPPEMENT D'UN SYSTÈME D'ÉCHAPPEMENT

L'acoustique de la motoneige sera traitée dans les 2 chapitres qui suivent. Ce premier chapitre porte sur le développement du système d'échappement que nous avons conçu pour notre motoneige.

5.1 Amélioration acoustique de la motoneige

Le but du présent chapitre est de démontrer notre cheminement parcouru afin d'obtenir une motoneige plus silencieuse. Je n'ai surtout pas la prétention d'être un expert en acoustique, loin de là. En fait, j'ai simplement utilisé mes connaissances de base en acoustique et mon raisonnement. J'ai bien sûr, profité de l'expertise en acoustique du professeur Frédéric Laville.

Pour débiter, j'aimerais définir deux termes importants qui concernent l'acoustique des silencieux. Premièrement, la valeur globale d'un signal sonore représente la somme des intensités dans les différentes bandes d'octave du spectre émis par une source. Cette notion est importante car elle donne un indice de comparaison rapide entre deux sources. La deuxième notion concerne la perte par insertion d'un silencieux. Celle-ci est définie comme étant la différence entre la puissance acoustique sans silencieux et avec silencieux. Cette mesure fait référence à la différence des niveaux globaux.

5.1.1 Design du système d'échappement

Présentement les motoneiges utilisent des systèmes d'échappement qui favorisent la puissance du moteur et les hautes vitesses. Par contre à faible vitesse, comme le moteur ne développe qu'une partie de sa puissance disponible, il ne génère pas beaucoup de bruit. Ainsi les motoneiges réussissent à rencontrer les normes de concernant les limites acceptables de bruit. En effet la norme les oblige à ne pas dépasser un niveau global de bruit de 78 dB(A) lorsque mesuré à 16,24 m (50 pi) et ce à une vitesse de 56,3 km/h (35 mph) [22]. Les motoneiges n'ont donc aucun problème à réussir le test car la puissance nécessaire pour rouler à cette vitesse est faible lorsque comparé à leur puissance maximale. Toutefois, dans les situations réelles, les motoneiges roulent souvent à des vitesses de plus de 100 km/h qui nécessitent plus de puissance et elles génèrent donc plus de bruit. Pour cette raison, nous avons tenté de concevoir un système d'échappement qui permettrait d'obtenir un niveau global de bruit plus faible que la norme et ce, au moment où le véhicule est en accélération maximale.

Pour ce faire, nous avons premièrement quantifié le bruit émis par le moteur. Au moment de la conception, notre moteur refroidi à l'eau n'était toujours pas disponible, donc nous avons procédé à des tests acoustiques sur le moteur original de la motoneige. Ce moteur était un Polaris 488 cm³ refroidi à l'air. Le test avait pour but de mesurer le bruit émis par le moteur à des distances de 1 m, 2 m et 15,24 mètres. La raison de mesurer le bruit à des distances de 1 et 2 mètres est de quantifier l'effet du doublement de la distance sur le niveau global du bruit émis. Ainsi on peut évaluer le niveau global de bruit émis à la source. La mesure effectuée à 15,24 mètres, quant à elle, représente la distance utilisée lors de la compétition.

5.1.1.1 Procédure de test pour système d'échappement

La procédure de test est simple, nous avons utilisé le moteur déjà installé dans la motoneige mais avons enlevé le système d'échappement. Par la suite, la charge était appliquée à l'aide du frein de la motoneige. La figure ci-dessous illustre la façon dont le test a été fait.

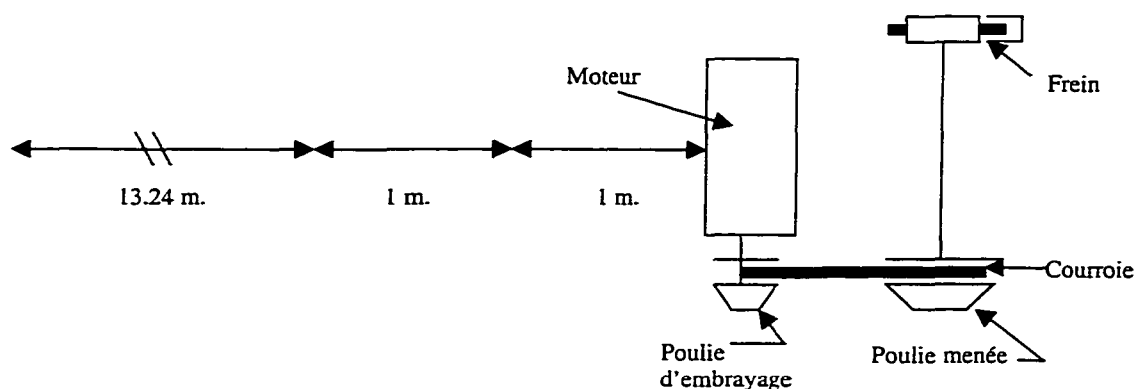


Figure 5.1. Procédure de test acoustique pour le moteur.

Le tableau 5.1 illustre le type d'appareillage que nous avons utilisé pour tester le moteur.

Tableau 5.1
Appareillages utilisés pour le test acoustique

Appareil	Caractéristiques
Sonomètre	Larson-Davis 2800
Cale étalon	114dB à 250 Hz
Moteur	Fudji 488 cm ³ , 2 cylindres refroidis à l'air
Motoneige	Polaris Indy Trail 1998

Le problème avec cette méthode est qu'on ne peut maintenir la charge très longtemps à cause de la surchauffe du frein. D'ailleurs, lors du dernier test à 15,24 mètres, le frein a surchauffé et saisi. L'autre inconvénient majeur : il est très difficile de

maintenir un régime moteur constant à cause de l'influence de la transmission qui varie constamment en fonction de la charge appliquée. L'indisponibilité du banc d'essai nous a obligé à utiliser cette méthode. Néanmoins nous avons obtenu les résultats suivants :

Tableau 5.2
Résultats du bruit du moteur.

Distance de mesure	Intensité globale (dB(A))	Régime moteur
1 mètre	131,9	3940
2 mètres	127,0	3570
1,5,24 mètres	110,2	3216

Il est important de mentionner, que le bruit mesuré provenait, non seulement du moteur, mais également de la transmission, de la courroie et du frottement entre le disque de frein et ses coussinets. En fait, l'inconvénient d'utiliser cette méthode est qu'il est très difficile d'isoler la source de bruit des autres sources secondaires qui ne nous intéressaient pas. La figure 5.2 de la page suivante représente le spectre sonore 0 – 2500 Hz, en bandes fines, du bruit émis par le moteur à 1 mètre. Les autres résultats sont présentés en annexe A.

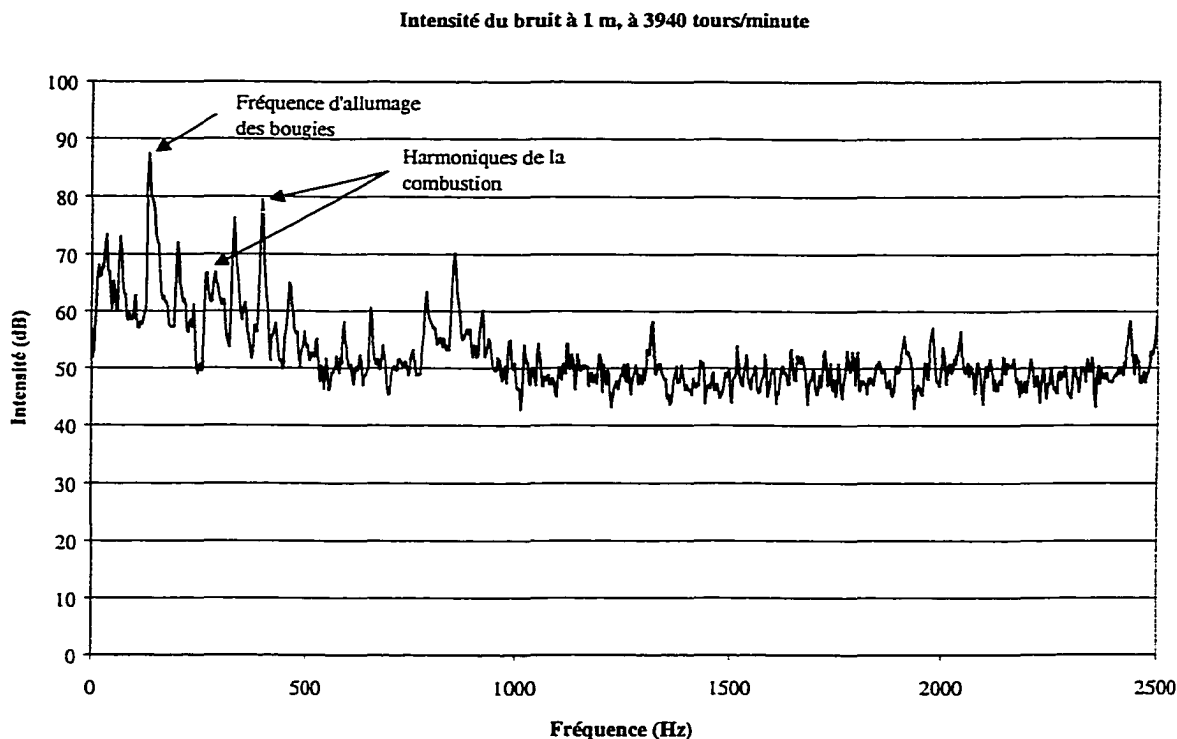


Figure 5.2. Intensité du bruit du moteur à 1 m en bandes fines 0 – 2500 Hz.

A l'aide de la figure 5.2, il est possible de déterminer la vitesse de rotation du moteur. En effet, on remarque que le pic acoustique le plus important est situé à 131,25 Hz pour une valeur de 87,5 dB. A l'aide de l'équation 3.1, on peut ainsi trouver la vitesse de rotation du moteur qui est en l'occurrence 3940 RPM. Dans l'équation 3.1, f est la fréquence audible en Hertz, n_p , le nombre de pistons que possède le moteur et N , la vitesse du moteur en tours/minute.

$$f = \frac{n_p \cdot N}{60} \quad (3.1)$$

La figure du spectre en bandes fines permet de voir les harmoniques, c'est à dire les fréquences dominantes qui sont tous des multiples de la fréquence de base. Selon notre résultat expérimental, la fréquence d'allumage du moteur est de 131,25 Hz tandis

que ses harmoniques seront aux fréquences 262,50 Hz, 393,75 Hz, etc. On remarque que le signal ne contient pas beaucoup d'harmoniques. La raison est simple, les harmoniques sont camouflés par le bruit de même intensité provenant du grincement du frein (application de la charge) et du glissement de la courroie de transmission sur les deux poulies, et finalement par les poulies elles-mêmes. En fait, il est impossible avec cette technique de maintenir un régime élevé et d'appliquer une charge importante au moteur.

Maintenant que nous avons pu identifier les fréquences dominantes du spectre sonore du moteur, nous pouvons entamer le design du système d'échappement. Nous avons procédé au design du système d'échappement comme suit : Premièrement, évaluer l'espace disponible dans la motoneige pour le futur système d'échappement. Deuxièmement, à partir de l'espace disponible, nous avons conçu deux systèmes d'échappement différents qui permettent de respecter les contraintes d'espace. Le premier système d'échappement, est un système à deux boîtes d'expansion tandis que le deuxième design contient trois boîtes d'expansion. L'illustration de la page suivante présente le design choisi c'est à dire à 3 chambres d'expansion car il offre la meilleure réduction de bruit comme nous allons le voir dans les lignes qui suivent.

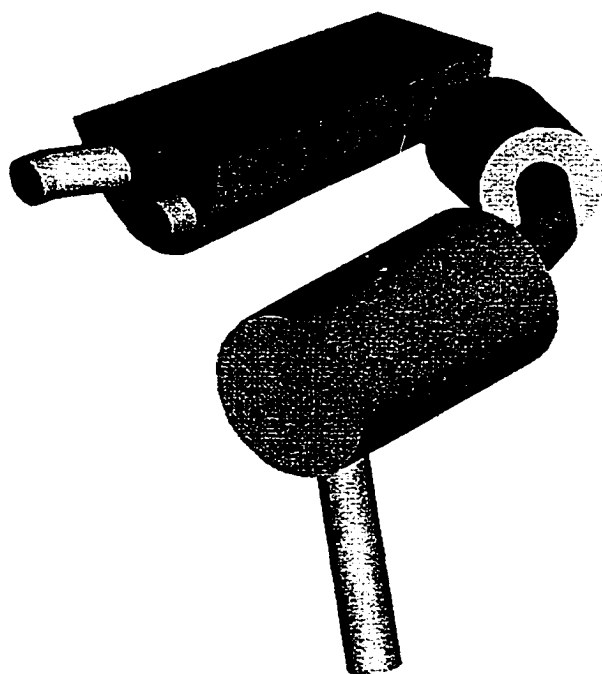


Figure 5.3. Système d'échappement à 3 chambres d'expansion.

Troisièmement, à l'aide d'un programme Matlab (voir annexe B), nous avons simulé la réduction du bruit théorique, appelée perte par insertion, de chacun des deux designs pour fin de comparaison. En fait, le programme repose sur les lois acoustiques des silencieux et d'une méthode adimensionnelle développée par F. Laville et al [23]. Cette méthode fait appel à des matrices à 4 pôles. Ces matrices représentent :

- 1) Les changements de sections (diamètre des tuyaux, diamètre des boîtes d'expansion) du système d'échappement et sont présentés sous la forme

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & S_{n+1}/S_n \end{bmatrix} \text{ où } S_{n+1} \text{ est le diamètre de la section suivant } S_n.$$

- 2) L'absorption des chambres d'expansion due à l'utilisation de laine acoustique pour réduire le bruit. Cette matrice est sous la forme $[A_1 \ A_2 \ A_3 \ A_4]$ et dont les facteurs A_1 , A_2 , A_3 et A_4 dépendent de la

fréquence considérée (f), du facteur d'absorption de la laine utilisée (σ) et de la longueur de la chambre d'expansion (l)

$$A_1 = A_4 = \cosh(jkl) \quad (5.1)$$

$$A_2 = A_3 = \sinh(jkl) \quad (5.2)$$

$$\text{Où } jk = 0.16 \cdot \left(\frac{f}{\sigma}\right)^{-0.618} + j \cdot (1 + 0.109) \cdot \left(\frac{f}{\sigma}\right)^{-0.618} + 2\pi \left(\frac{f}{c_0}\right) \quad (5.3)$$

Et c_0 est la célérité du son.

- 3) L'absorption par les tuyaux constituant le système d'échappement. Cette matrice dépend donc du facteur d'absorption de l'air, de la longueur des tuyaux et de la fréquence considérée. Cette matrice est de la même forme que celle présentée en 2, c'est à dire $[A_1 \ A_2 \ A_3 \ A_4]$.

Les différentes matrices sont représentées symboliquement dans la figure 5.4.

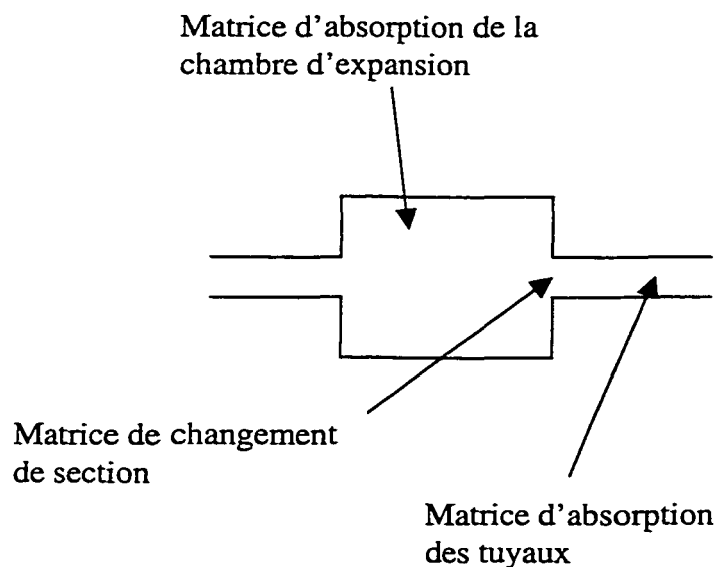


Figure 5.4. Représentation visuelle des matrices du programme Matlab.

A partir de ces équations, on trouve une matrice globale pour chaque fréquence considérée et qui se présente sous la forme $\begin{bmatrix} A_1 & A_2 \\ A_3 & A_4 \end{bmatrix}$. Le programme se présente comme suit :

- 1- Spécifier toutes les valeurs constantes, telles que coefficient d'absorption, dimensions des tuyaux, des chambres d'expansion (voir annexe B).
- 2- Calculer les matrices de changement de section du système d'échappement. Dans le cas du système d'échappement à 3 chambres d'expansion il y a 6 matrices de changement de section (entrée et sortie de chaque boîte).
- 3- Boucle **For** qui calcule pour chaque fréquence considérée dans l'intervalle désiré ;
 - a) L'impédance du matériel d'absorption ;
 - b) Les coefficients des matrices de chaque chambre d'expansion ;
 - c) Les coefficients des matrices des longueurs de tuyau ;
 - d) La matrice globale $\begin{bmatrix} A_1 & A_2 \\ A_3 & A_4 \end{bmatrix}$ du système d'échappement complet pour la fréquence considérée.
 - e) Le module, M , du système d'échappement complet $M = (A_1 + A_2 + A_3 + A_4)/2$ et ;
 - f) Finalement la perte par transmission, TL , est calculée à l'aide de $TL = 20\text{Log}_{10}(M)$
- 4- Afficher les résultats sous forme graphique

La figure 5.5 représente les résultats pour les fréquences 0 – 5000 Hz obtenus à l'aide du programme Matlab. Dans cette plage de fréquences, les fréquences comprises entre 0 et 2500 Hz, correspondent aux basses fréquences et sont les plus difficiles à atténuer. On remarque que la perte par insertion est supérieure lorsque le design

comprend trois chambres d'expansion. De plus, le système d'échappement à 3 chambres d'expansion offre une meilleure réduction du bruit dans les environs des fréquences d'allumage de la plage d'opération du moteur (entre 4500 et 8500 RPM) et même dans les régions où le système d'échappement est en résonance. En fait, la réduction du bruit est supérieure dans le design à 3 chambres d'expansion simplement du au fait qu'il y a plus de changements de section que dans le design à 2 chambres d'expansion.

Cette perte par insertion supérieure résulte toutefois en une plus grande restriction à l'écoulement car les changements rapides de section modifient l'écoulement des gaz. Les gaz qui entrent dans une chambre de volume supérieur prennent de l'expansion ce qui créent des tourbillons aux extrémités interne de la chambre d'expansion. Ces tourbillons affectent la facilité du système d'échappement à évacuer les gaz. Son effet sera plus ou moins marqué selon la vitesse d'entrée des produits de combustion dans la chambre d'expansion. Ainsi à haut régime moteur l'effet sera plus marqué et produira une restriction à l'écoulement des gaz d'échappement qui peut entraîner une perte de puissance.

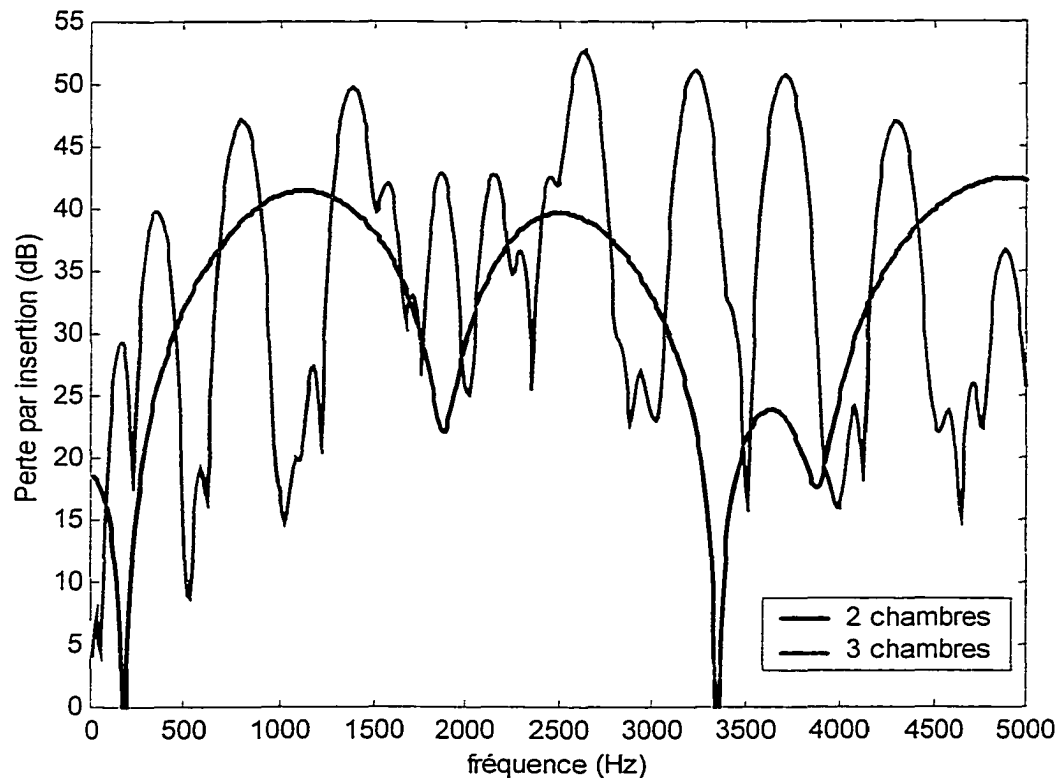


Figure.5.5. Résultats de la modélisation de la perte par insertion des silencieux.

Si on analyse le système d'échappement à 3 boîtes d'expansion (figure 5.3), on remarque que la première boîte d'expansion est située très près de la sortie des gaz d'échappement du moteur. Le but était de réduire les pertes d'écoulement. En effet, un design similaire a été testé par Ford Motor Company (Beard [24]), qui a obtenu une légère augmentation de la puissance sur un moteur 1,9 litres sans aucune autre modification. L'effet se répercute également sur la réduction du bruit. La raison est simple, à la sortie du cylindre moteur, les gaz d'échappement pénètrent dans un volume plus grand que celui du cylindre dans lequel ils se trouvaient ce qui permet de réduire la pression des gaz d'échappement. Comme la pression des gaz est responsable du bruit du émit par le moteur, en réduisant la pression des gaz on diminue également le bruit. Autre avantage, en plaçant une chambre d'expansion si près de la sortie des gaz, on permet de réduire la pression inverse (« back pressure ») qui est responsable de la

résistance à l'écoulement des gaz d'échappement et qui entraîne une perte de puissance. Donc en réduisant la pression inverse, on augmente légèrement la puissance du moteur.

La 2^e et la 3^e chambre servent simplement à absorber le bruit des gaz d'échappement. L'intérêt d'utiliser une 4^e chambre d'expansion n'est pas justifier car la réduction supplémentaire du bruit est négligeable après 3 chambres d'expansion.

CHAPITRE 6

CHENILLE SILENCIEUSE

6.1 Design d'une chenille silencieuse

Le design d'une chenille silencieuse, est de mon point de vue, une aventure un peu périlleuse car il y a plusieurs facteurs qui influencent le bruit émis par cette dernière. Pour n'en mentionner que quelques-uns :

- La dureté ou compacité de la neige qui dépend de l'état de la piste utilisée ;
- La température ambiante qui affecte autant le caoutchouc que la neige elle-même ;
- Le type de suspension utilisé car elle influence la géométrie de rotation de la chenille ;
- Le type de barbotin utilisé ;
- Les roues utilisées sur la suspension qui déterminent l'accélération de changement de direction de la chenille.

Afin de nous guider quelque peu sur les techniques à utiliser pour réduire le bruit des chenilles, nous avons procédé à des essais sur piste, à Drummondville, durant lesquels nous mesurons le bruit émis par la chenille. Nous avons testé 4 chenilles différentes fabriquées par Soucy International. À l'aide de la figure du spectre sonore en bandes fines, il est possible d'identifier la fréquence modale et ses harmoniques associés. Il est également possible de voir si la fréquence correspond à la vitesse de rotation du moteur ou à la vitesse de rotation de la chenille.

6.1.1 Procédure de test

Nous avons mesuré le bruit émis par la chenille de la façon suivante : Après avoir calibré le microphone, nous attachions un microphone à la cheville du conducteur et ce microphone transmettait les données à un enregistreur digital porté également par le pilote. Une fois l'enregistrement commencé, le pilote accélérât rapidement jusqu'à atteindre une vitesse de 100 km/h car le bruit de la chenille devient dominant à partir de cette vitesse. Il maintient cette vitesse pendant approximativement 10 secondes. Le problème de cette technique est qu'il est difficile de reproduire la position exacte du pied sur le marchepied et de positionner le microphone au même endroit. Une autre difficulté que nous avons rencontrée concerne la température de la neige. Durant cette journée de test, la température extérieure a atteint 10 °C à 15 °C. Donc la température de la neige a également variée entre le début des tests vers 10h le matin et la fin du test vers 18h30. En fait à partir du milieu de l'après-midi on pourrait dire que la neige de la piste avait une texture de gros sel tandis qu'en matinée elle était plutôt tassée et mouillée. Les tests se sont déroulés sur une journée entière car entre chaque test nous devions changer la chenille, opération qui pouvait prendre jusqu'à 2 heures.

Tableau 6.1

Appareillages utilisés pour le test acoustique

Appareil	Caractéristiques
Sonomètre	Larson-Davis 2800
Cale étalon	114dB à 250 Hz
Moteur	Rotax 670, 2 cylindres refroidis à l'eau
Motoneige	Bombardier MX-Z 700, 2000

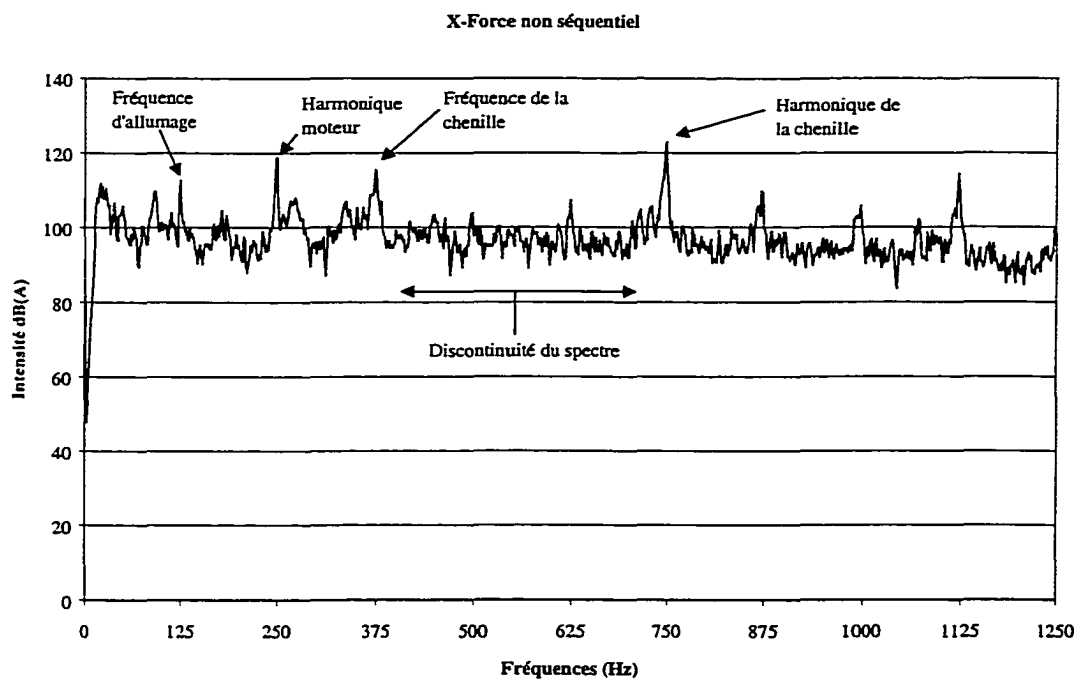
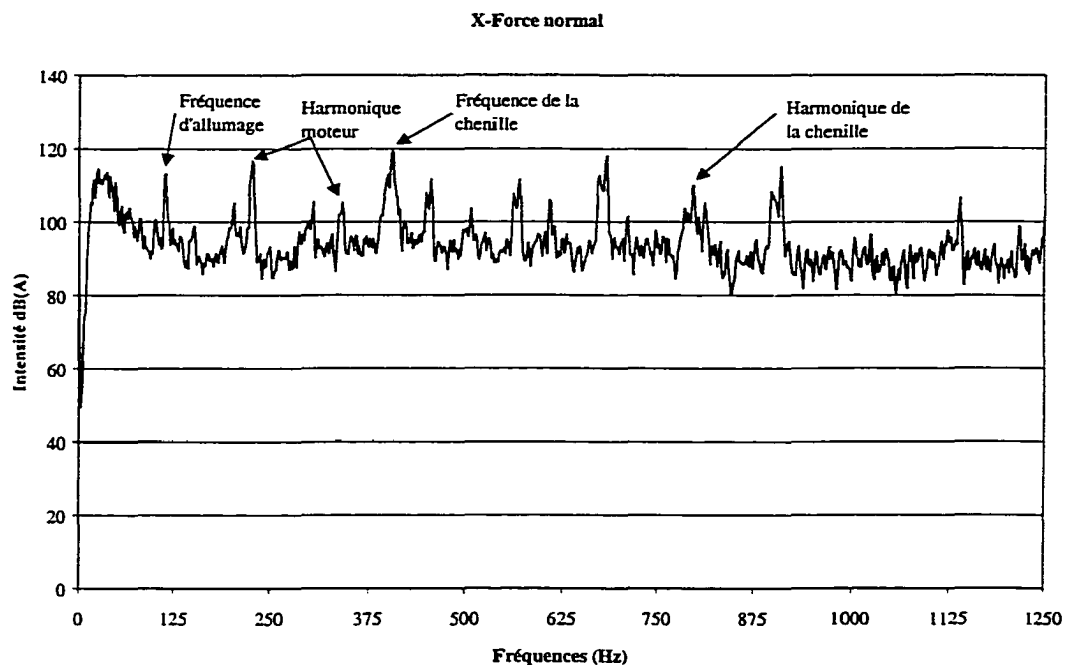
6.1.1.1 Résultats des tests

Les 4 chenilles testées comportaient toutes des particularités, dont nous voulions voir l'influence sur l'émission de bruit. Le tableau de la page suivante résume les caractéristiques des 4 chenilles testées.

Tableau 6.2
Caractéristiques des chenilles

Type de la chenille	Caractéristiques
X-Force	Chenille utilisée pour sentier (dent de 0,75 po.)
X-Force non-séquentiel	Les agrafes métalliques étaient disposées de façon non-séquentielles
Agressor	Chenille utilisée pour snow-cross (dent de 1-1/4 po.)
Agressor amélioré	Même profilé que Agressor mais caoutchouc plus mou

Malheureusement, les tests n'ont pas démontré l'effet bénéfique des agrafes non-séquentielles comme le démontre les figures 6.1 et 6.2 qui représentent le spectre sonore 0 – 1250 Hz des chenilles X-Force testées. La discontinuité du spectre sonore entre 375 Hz et 750 Hz pour la chenille à agrafes non-séquentielles est attribuable à une différence de rayonnement du moteur causé par un point d'opération différent. Donc les spectres acoustiques ne permettent pas de conclure sur une différence de rayonnement qui pourraient engendrer les agrafes non séquentielles. Pour ce qui est de l'utilisation de caoutchouc plus mou, l'effet n'est pas marqué non plus. En fait, nous croyons que puisque la neige était molle lors des tests des chenilles Agressor (après-midi) celle-ci absorbait en fait une partie du bruit et que l'effet du caoutchouc devenait ainsi négligeable. Par contre, sur neige dure, en principe le caoutchouc mou devrait mieux absorber les vibrations et donc réduire le bruit de la chenille. La fréquence de la chenille correspond à la fréquence de passage des dents de la chenille. Les résultats des tests des chenilles Agressor sont situés dans l'annexe C.



6.1.2 Design de la chenille

Les tests nous ont permis de voir l'effet bénéfique des agrafes non-séquentielles, par contre la neige étant trop molle, nous n'avons pas pu quantifier l'effet de l'utilisation de caoutchouc mou dans la fabrication de chenille. Toutefois, nous croyons qu'il sera bénéfique pour la réduction du bruit. Pour le design d'une chenille silencieuse, voici les modifications que nous proposons afin de, peut être, réduire le bruit provenant de la chenille. Chacun des points sera par la suite justifié.

- La chenille doit être percée davantage.
- Les crampons doivent former un V comme sur les pneus d'automobile
- L'ajout de matière sur la périphérie permet d'absorber la chaleur et compense ainsi pour le nombre de crampons moindre.
- L'utilisation d'un caoutchouc mou favorise également la diminution du bruit.
- La chenille conserve ses guides pour le barbotin.

La raison de percer davantage la chenille est simplement pour diminuer la force du claquement de chenille. Les trous joueraient un peu le rôle de court-circuit dans le rayonnement acoustique entre les deux faces de la chenille ce qui contribue à réduire le bruit. En fait la suppression d'un côté se court-circuite avec la dépression créée au même moment de l'autre côté de la chenille.

Le recours aux crampons ou dentitions de chenille en forme de V, est grandement utilisé pour les pneus automobiles car le niveau de bruit associé à cette géométrie est moindre que pour une dentition en ligne. La géométrie en V, permet également d'avoir une répétition du patron (« pattern ») qu'une fois toutes les 3 ou 4 rangées de dents. L'ajout de matière en périphérie de la chenille permettra d'absorber la chaleur générée par le frottement de chenille sur la suspension. En effet, les chenilles possèdent une dentition en périphérie et ces dents servent à absorber et transférer la

chaleur vers la neige. Comme la géométrie en V ne permet pas d'avoir des dents constamment en périphérie, l'ajout de matériel jouera donc le même rôle d'absorber la chaleur et de la restituer vers l'environnement. Finalement nous croyons que l'utilisation de caoutchouc mou devrait permettre une réduction du bruit sur neige dure, par absorption des vibrations.

Les figures 6.3 et 6.4 représentent 2 modèles de chenille qui tiennent compte des propositions mentionnées ci-dessus. Pour ne pas compromettre la rigidité de la chenille, les trous sont espacés en largeur afin de permettre d'avoir de la matière continue qui contribue à la solidité et rigidité de la chenille. Une des solutions proposées voit sa dentition se répéter après 3 rangées successives tandis que pour la deuxième solution, la répétition se fait après 4 rangées. Cette répétition représente approximativement, le maximum de rangées différentes utilisées dans la fabrication d'une chenille. Ce nombre de rangées est par la suite répété et pour former l'ensemble de la chenille. Probablement que la deuxième solution émettra moins de bruit parce que le nombre de répétition du même patron est moins important que dans la première solution. Les plans plus détaillés sont disponibles en annexe H. Au moment d'écrire ces lignes, les chenilles n'avaient pas été fabriquées, donc nous ne pouvons déterminer l'effet des deux designs sur la réduction du bruit.

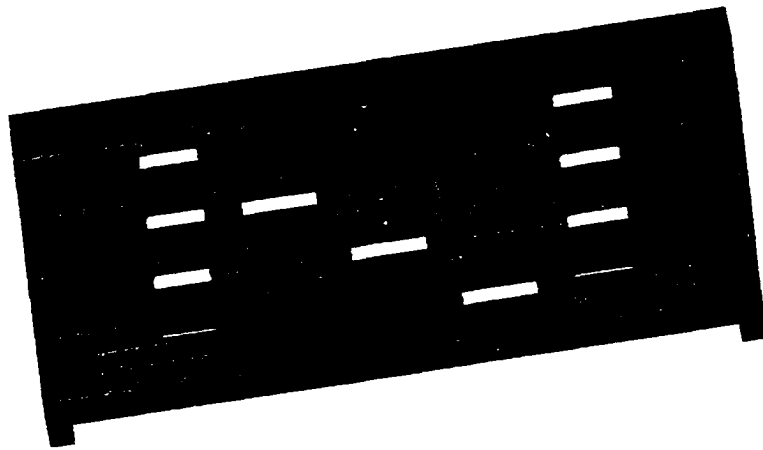


Figure 6.3. Représentation 3D de dentition et disposition des trous d'une chenille pouvant possiblement réduire le bruit.

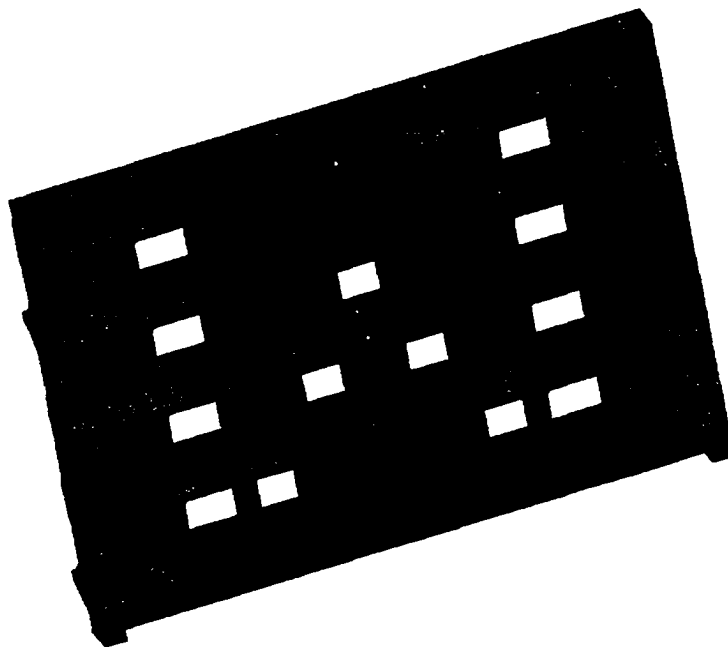


Figure 6.4. Représentation 3D de dentition et disposition des trous d'une chenille pouvant possiblement réduire le bruit. (Répétition après 4 rangées de dents)

Malheureusement, ces nouveaux designs de chenille n'ont pas pu être testés à ce jour et vont peut être, être fabriqués pour l'hiver 2001. Pour la compétition, nous avons pris une chenille Agressor faite de caoutchouc mou et dont les agrafes étaient non séquentielles. La raison d'utiliser cette chenille est simplement due au fait que le patron de la dentition de la chenille se répétait seulement après 3 rangées au lieu d'une rangée pour les autres chenilles mises à notre disposition. Afin de réduire le bruit, nous avons raccourci les dents à 0,75 pouce.

6.2 Autres mesures acoustiques

Afin de réduire d'avantage le bruit émis par le moteur, nous avons modifié le capot afin de garder le minimum d'ouverture nécessaire au refroidissement du système d'échappement, de la transmission et pour alimenter le moteur en air. Les photographies de la page suivante, figures 6.5 et 6.6, illustrent notre motoneige avant et après les modifications du capot. Cette réduction des ouvertures permet de réduire les fuites. Finalement, l'ajout de matériau absorbant à l'intérieur du capot a pour but d'absorber les réflexions d'onde sur les parois et donc de réduire la réverbération. Le matériau absorbant utilisé est de la mousse de polyester polyuréthane flexible de 1 pouce d'épais recouverte d'une pellicule de polyester métallisé qui lui donne une protection contre la contamination. L'absorbant fut placé vis à vis les sources principales de bruit c'est à dire, le silencieux et le moteur. Nous avons placé également de l'absorbant sur le pourtour du capot afin de créer une certaine étanchéité du capot. D'autres modifications sont proposées dans le dernier chapitre mais que nous n'avons pas pu tester.



Figure 6.5. La motoneige avant les modifications du capot.

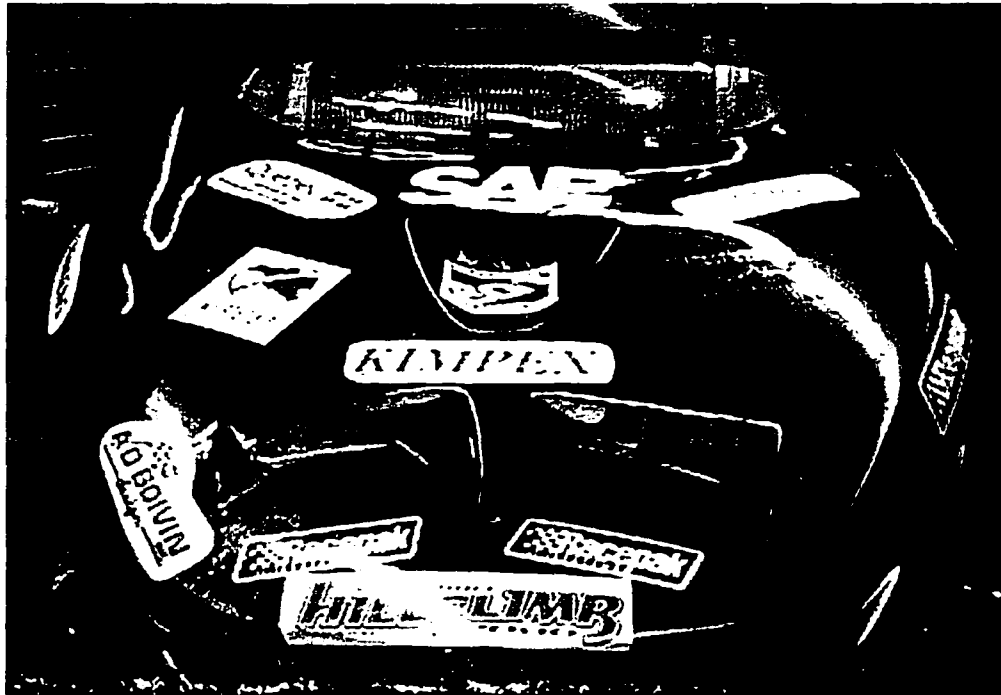


Figure 6.6. Capot de la motoneige, une fois les modifications complétées.

CHAPITRE 7

AMÉLIORATION MOTEUR

Maintenant que nous avons vu les techniques employées pour la réduction du bruit, nous allons voir la technique que nous avons utilisée afin de réduire les émissions polluantes du moteur. La première modification fut de trouver un nouveau moteur. Notre première intuition était d'utiliser un moteur 4 temps, puisqu'il pollue moins, mais son coût prohibitif nous a finalement fait opter pour un autre 2 temps. Comme les moteurs Orbital à injection directe n'étaient pas disponibles, nous avons décidé de faire nous-même notre moteur à injection directe. Pour ce faire, nous avons utilisé la technologie automobile, car elle est plus facile à obtenir. En effet, le manufacturier Siemens a décidé de nous fournir les injecteurs nécessaires pour l'injection directe telle que ceux employés par un manufacturier automobile européen. Nous avons choisi un moteur 2 temps Polaris pour des raisons financières, puisque ce manufacturier nous commandait une partie du prix du moteur. Notre choix fut porté sur le 500 XC SP qui représente un des moteurs 2 temps les plus performants sur le marché dans la catégorie des 500 cm³. En effet ce moteur est équipé de clapets et d'un système de guillotine pour les ports d'échappement. La raison principale de prendre un moteur très performant est justifiée par le fait que nous nous attendions à perdre de la puissance à cause des changements apportés au système d'échappement et à l'introduction de l'injection directe. En effet, le but d'utiliser l'injection directe est de réduire les émissions polluantes et pour ce faire, nous devons utiliser un mélange air - essence équivalent au mélange stœchiométrique (14,7 :1). Or les moteurs de motoneiges fonctionnent habituellement avec un rapport air - essence permettant d'obtenir la

puissance maximale (environ 12 :1). Donc puisque nous injectons moins de carburant la puissance produite par le moteur est moindre. Nous allons maintenant voir comment le moteur a été modifié à l'injection directe.

7.1 Modification à la culasse

La première modification importante qui permet d'intégrer l'injection directe, consiste à modifier la culasse afin d'insérer les injecteurs. Dans le cas du moteur 500 XC SP, l'intégration de l'injection directe est facilitée par l'absence de soupape dans la culasse. De plus, la culasse possède une construction que l'on pourrait appeler modulaire, car elle est composée de 2 pièces distinctes : la culasse elle-même et le couvercle de culasse qui permet l'étanchéité de cette dernière. En fait, lorsqu'on enlève le couvercle de la culasse, on a accès directement au circuit d'eau supérieur, donc nous pouvons tenir compte de ce facteur pour déterminer l'endroit pour percer la culasse du moteur.

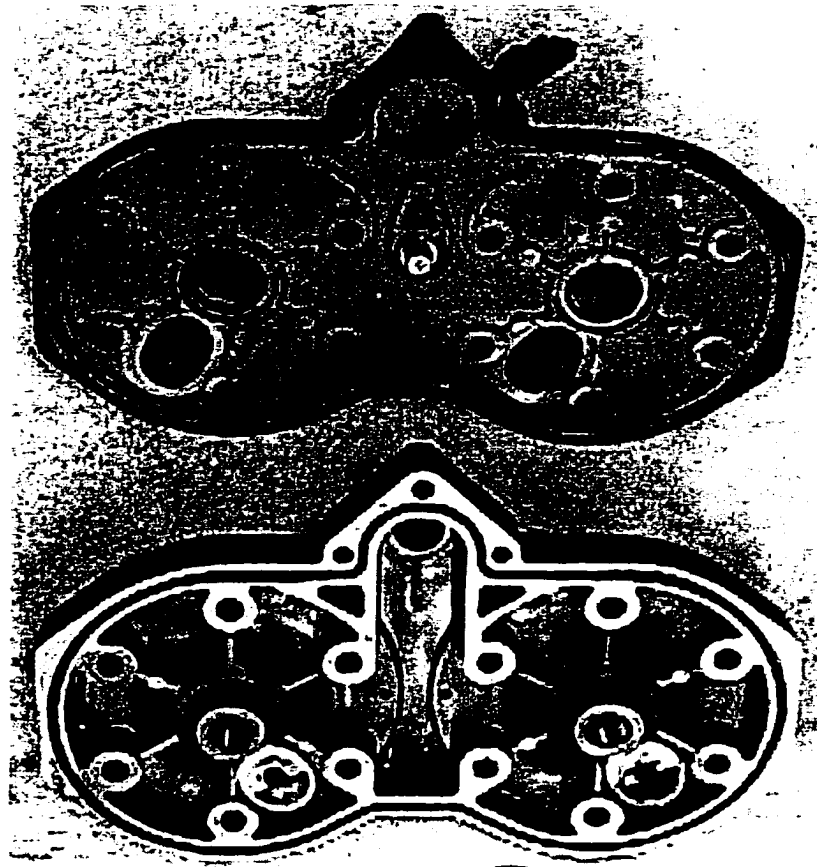


Figure 7.1. Culasse modulaire du moteur utilisé

7.1.1 Modélisation de la culasse

Afin de connaître la résistance de la culasse et de voir l'effet du trou que nous devons percer pour insérer l'injecteur, nous avons procédé à l'analyse des contraintes à l'aide du logiciel ANSYS. Pour ce faire, nous avons, dans un premier temps reproduit la moitié de la culasse, c'est à dire la culasse pour un cylindre, à l'aide du logiciel Pro Engineer. Par la suite, cette image 3D est importée dans ANSYS en mode IGES. Finalement à l'aide d'ANSYS, la géométrie est maillée et les contraintes thermiques et mécaniques sont appliquées. Dans notre cas, nous supposons une température moyenne de 175°C pour l'ensemble de la culasse. Cette température est une moyenne de la

température de l'eau de refroidissement et de la température de la paroi interne de la chambre de combustion d'après les données de Heywood [6]. Pour accélérer les calculs à cause du nombre imposant de mailles, causé par la complexité de la géométrie, nous avons utilisé la valeur, telle que trouvée dans [25], du module de Young de l'aluminium coulé lorsque soumis à une température de 175 °C. Nous appliquons les contraintes mécaniques, en l'occurrence, une pression de 3.5 MPa. Cette dernière valeur est une estimation de la pression réelle dans la chambre de combustion et provient de valeurs expérimentales de Heywood [6] et Blair [2]. Finalement, la solution finale comprend donc, d'une certaine façon, l'influence de la température sur la contrainte mécanique. La figure 7.2 représente la culasse une fois maillée à l'aide de tétraèdres, tandis que les illustrations 7.3 et 7.4 représentent les résultats des contraintes appliquées sur la culasse vue de la chambre de combustion et du dessus, respectivement. Les programmes utilisés dans ANSYS se retrouvent en annexe D.

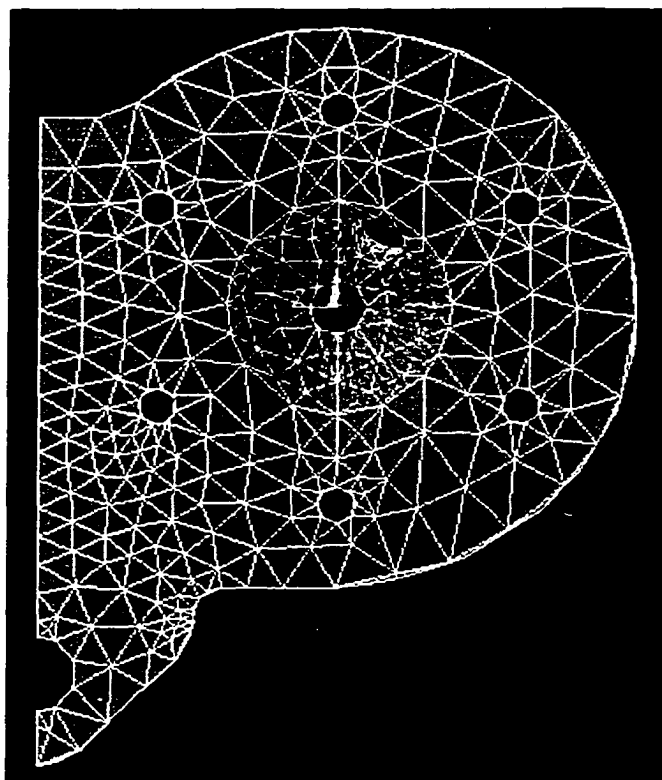


Figure 7.2. Résultat du maillage de la culasse à l'aide de tétraèdres.

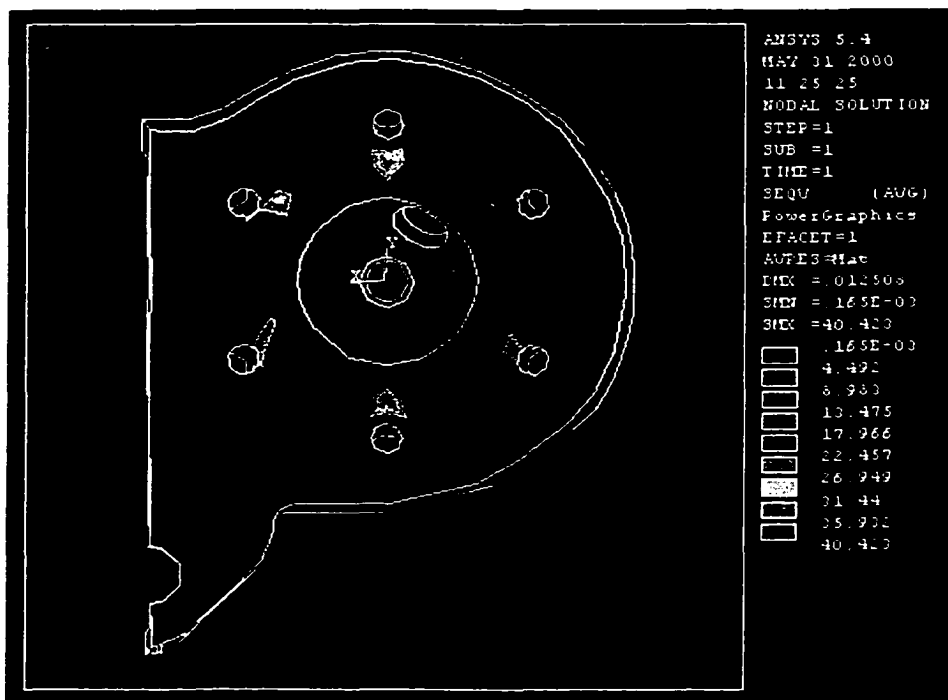


Figure 7.3. Résultat des contraintes selon Von Mises du dessous de la culasse trouée.

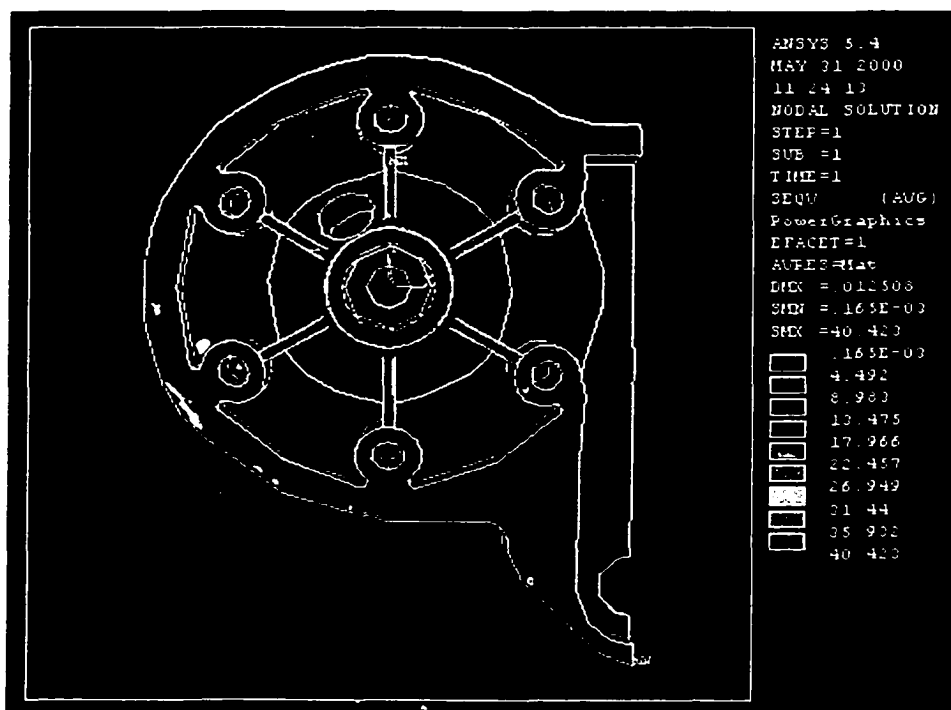


Figure 7.4. Résultat des contraintes selon Von Mises du dessus de la culasse trouée.

On remarque que la contrainte maximale est de 40,4 MPa et confirme que les modifications de la culasse n'entraînent pas des contraintes supérieures pouvant dépasser la limite élastique de l'aluminium coulé qui est de 160 MPa [26].

7.2 Adapteur pour injecteur

Maintenant que nous nous sommes assurés que la culasse peut effectivement être modifiée afin d'inclure l'injection directe, nous allons voir comment nous avons intégré l'injecteur à la culasse. Nous avons choisi de fabriquer un adapteur pour chaque injecteur afin de faciliter l'étanchéité de la culasse. En effet, notre crainte était que lors du fonctionnement du moteur, la dilatation thermique de la culasse, faite d'aluminium, et de l'injecteur, acier inoxydable, entraîne un jeu entre l'injecteur et la culasse et que le liquide de refroidissement s'y infiltre et atteigne la chambre de combustion. Pour éviter ce problème, nous avons utilisé un adapteur fait d'aluminium, dans lequel nous avons inséré l'injecteur (figure 7.5). Ainsi, l'injecteur n'est pas en contact avec le liquide de refroidissement, donc on évite que le problème de dilatation thermique dissimilaire engendre une perte de liquide de refroidissement. Cet adapteur est inséré dans la culasse avec un « press fit » (fretage) de 1/1000 pouce. Par la suite l'injecteur est inséré à son tour dans l'adapteur. La figure 7.6 montre l'ensemble culasse – adapteur - injecteur assemblé.

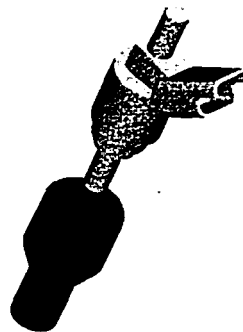


Figure 7.5. Ensemble adapteur et injecteur.

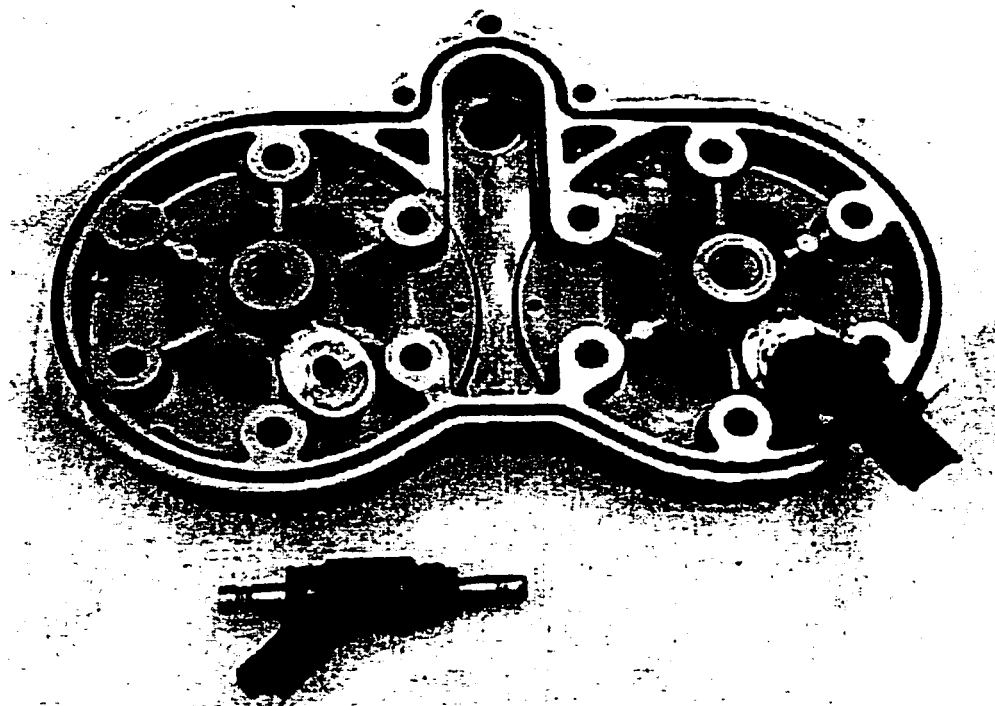


Figure 7.6. Ensemble injecteur – adaptateur – culasse.

Finalement, avant de remettre le couvercle de culasse, on doit s'assurer de l'étanchéité entre l'adaptateur et le couvert. Pour ce faire, nous avons fabriqué à l'aide de téflon, des joints toriques qui empêchent le liquide de refroidissement d'entrer en contact avec l'injecteur.

7.3 Programmation de l'injection

Maintenant que le côté de l'assemblage mécanique du système d'injection directe est réalisé, il reste à programmer les temps d'injection nécessaire au bon fonctionnement du moteur. Pour faciliter la programmation, nous utilisons un module électronique Haltech qui permet la programmation des temps d'injection en continu, c'est à dire

même lorsque le moteur est en marche. Le temps d'injection du moteur dépend de plusieurs paramètres tels que la vitesse de rotation du moteur, la charge appliquée, etc. Le module électronique nécessite donc plusieurs signaux d'entrées afin de déterminer le temps d'injection optimal. La figure 7.7 illustre les différents signaux que le module reçoit pour déterminer le temps d'injection.

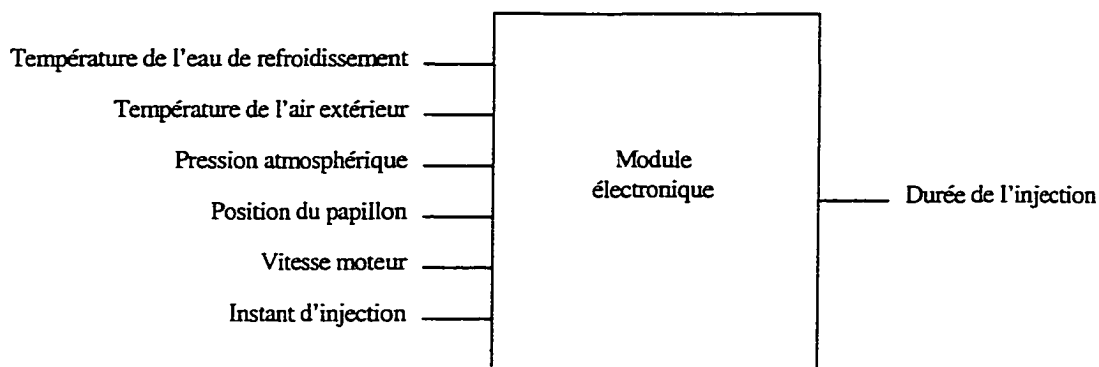


Figure 7.7. Représentation des signaux d'entrée nécessaires pour déterminer le temps d'injection.

Nous devons programmer le module électronique de la façon suivante : Dans un premier temps nous avons programmé des temps d'injection supérieurs au besoin réel du moteur pour s'assurer de la mise en marche du moteur. Par la suite, on ajuste le temps d'injection, lorsque le moteur est à la bonne température, pour le ralenti. L'ajustement se fait à l'aide de l'analyseur de gaz d'échappement, et se résume en fait à trouver le temps d'injection permettant la meilleure réduction de la pollution tout en conservant un fonctionnement du moteur acceptable, c'est à dire sans raté. Dans notre cas, nous visions un ratio air / essence de 14,7 kg/kg. Pour l'ensemble des régimes moteur, la procédure est la suivante :

- 1- Pour un régime donné, appliquer une certaine charge sur le moteur ;
- 2- Ajuster le temps d'injection en continu à l'aide de l'ordinateur et analyser les émissions polluantes ;

- 3- Enlever la charge moteur et ramener le moteur au ralenti.

Le logiciel utilisé avec le module électronique permet des incréments d'approximativement 3% de la charge entre chaque ajustement du temps d'injection. La figure ci-dessous montre l'environnement du logiciel. Chaque barre représente un pourcentage de la charge maximale, et selon la charge qui est appliquée au moteur, un curseur nous indiquera la barre qui est présentement utilisée pour le temps d'injection. On peut donc l'ajuster simplement à l'aide des flèches haut – bas du clavier.

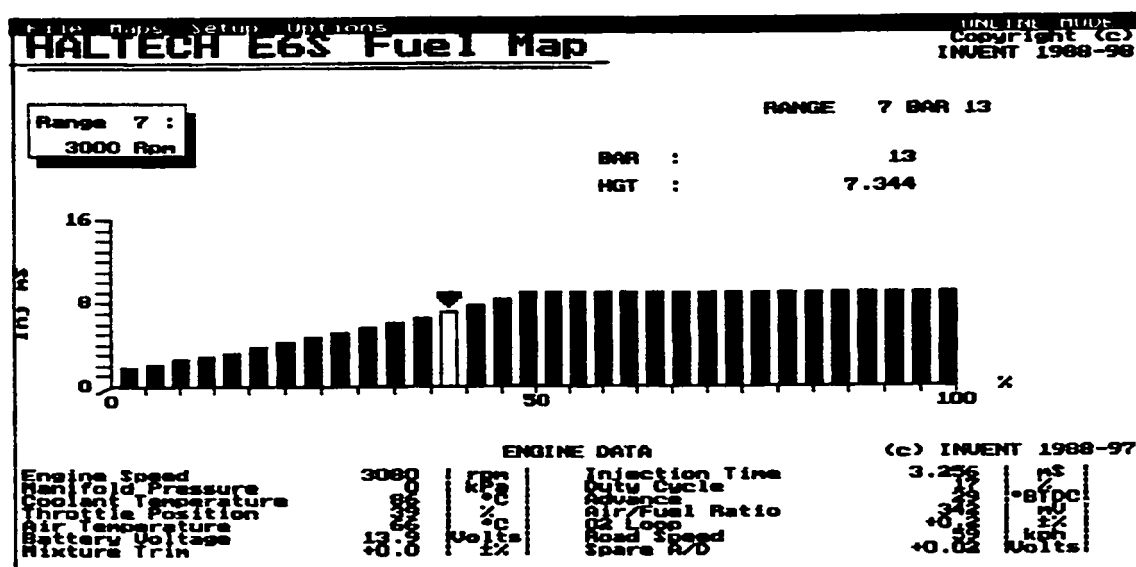


Figure 7.8. Environnement de programmation des temps d'injection.

7.4 Modélisation de l'injection directe

La dernière partie du projet consistait à modéliser l'injection directe dans un moteur 2 temps à l'aide du logiciel KIVA. La raison pour laquelle nous modélisons l'injection directe est simplement due au fait que nous ne possédons pas l'équipement nécessaire qui permet de visualiser les phénomènes à l'intérieur du cylindre moteur. La

modélisation nous permettra donc, de voir comment l'injection du carburant se produit et d'estimer les émissions polluantes ainsi créées.

Puisque le logiciel a été validé dans les versions précédentes, nous supposons que notre version (version 3V), qui est plus récente et qui incorpore certains modèles suggérés par différents auteurs en ce qui concerne la turbulence rencontrée à haut régime, devrait nous donner des résultats réalistes.

KIVA a été développé par le Los Alamos National Laboratory, avec comme objectif la modélisation des moteurs à pistons avec ou sans soupape. Ce logiciel fonctionne sous environnement UNIX et permet le calcul numérique de l'écoulement de fluide avec réaction chimique associée au phénomène d'injection. Ce logiciel génère dans un premier temps un maillage à partir de la géométrie que l'on lui propose. Par la suite, à l'aide du maillage et d'un deuxième fichier, itape5, il calcule l'injection, l'évaporation du carburant injecté, la vitesse du fluide, etc. Finalement la dernière fonction de KIVA permet de générer les images à partir des résultats calculés à l'étape précédente. Si le lecteur désire obtenir de l'information supplémentaire sur KIVA (équations utilisées, modèles employés, etc.), nous lui suggérons de lire les références [27], [28] et [29] qui sont disponibles sur Internet. Dans les lignes qui suivent, je résume le principe de fonctionnement du logiciel ainsi que les modèles mathématiques qu'il emploie.

L'utilisateur de KIVA doit produire trois (3) fichiers qui permettront de faire la simulation voulue. Le premier fichier doit impérativement être nommé iprep, et doit contenir les coordonnées de la géométrie, en occurrence, piston, et culasse. Le deuxième fichier, nommé itape5, contient l'information sur l'injection, les propriétés du fluide injecté, l'instant ou l'allumage se produit etc. Finalement le dernier fichier (ipost) contient de l'information sur la façon de présenter graphiquement les résultats. Le tableau 7.1 de la page suivante, illustre les fichiers que l'on doit fournir à KIVA et les

fichiers qu'il génère. Il est important de comprendre que ce logiciel ne comporte pas d'interface graphique ou l'on peut cliquer (genre logiciel fonctionnant sous Windows) pour choisir des options quelconques comme l'on retrouve normalement sur les logiciels commerciaux. En fait KIVA doit être appelé pour chaque étape de calculs ou de représentations graphiques.

Tableau 7.1

Fichiers d'entrée et de sortie nécessaire au logiciel KIVA.

Fichiers d'entrée	Commande KIVA	Fichiers de sortie
Iprep	K3prep.x	Otape11 Otape17* Plot
Itape5 Itape17*	Kiva3.x	Otape8 Otape9* Otape12
Itape9* Ipost	K3post.x	Otape21

Comme nous l'avons vu précédemment l'utilisateur fourni les fichiers iprep, itape5 et ipost. L'astéris (*) avec le nom du fichier veut simplement dire que le fichier de sortie est repris pour l'étape subséquente mais l'utilisateur doit modifier le nom du fichier. En fait, le fichier « output » devient un fichier « input » pour l'étape suivante. De plus, le nom des fichiers doit absolument être respecté car ce sont les seuls noms que le logiciel reconnaît.

7.4.1 Modèles physiques employés dans KIVA-3V

Comme le logiciel KIVA permet de modéliser les moteurs à pistons, il comprend donc divers modèles physiques pour les différentes étapes de la course du piston. Le premier phénomène physique modélisé concerne l'écoulement du fluide à l'intérieur du cylindre moteur. Le modèle employé repose sur l'équation de continuité des espèces (7.1) air – carburant dont la masse est conservée lors de la réaction chimique.

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m u) = \left[\rho D \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] + \dot{\rho}_m^c + \dot{\rho}_m^s \delta_{mi} \quad (7.1)$$

Où ρ_m : la masse volumique de l'espèce m, ou m, est dans notre cas l'air, le carburant ;

u : La vitesse du fluide.

Pour la turbulence à l'intérieur du cylindre, KIVA utilise le modèle κ - ϵ , très populaire en mécanique des fluides. K représente l'énergie cinétique de turbulence et, ϵ , le taux de dissipation de cette énergie. L'équation de base est légèrement modifiée afin d'incorporer l'interaction entre l'air et le fluide injecté, et cette modification est représentée par la lettre W^s . En fait, W^s représente le taux ou vitesse à laquelle la turbulence disperse les gouttelettes qui proviennent de l'injection de carburant. Le terme $\left(c_{\epsilon 3} - \frac{2}{3} c_{\epsilon 1} \right)$ est également ajouté à l'équation de base et permet de tenir compte de la dilatation lors de l'expansion des gaz pendant la détente (post-combustion). Les équations κ - ϵ sont donc [23] :

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \rho u k) = -\frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot u + \sigma : \nabla u + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_k} \right) \nabla k \right] - \rho \epsilon + \dot{W}^s \quad (7.2)$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \rho u \epsilon) = -\left(\frac{2}{3} c_{\epsilon 1} - c_{\epsilon 3} \right) \rho \epsilon \nabla \cdot u + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + \frac{k}{\epsilon} \left[c_{\epsilon 1} \sigma : \nabla u - c_{\epsilon 2} \rho \epsilon + c_s \dot{W}^s \right] \quad (7.3)$$

Où u représente la vitesse de l'air ;

ρ , la masse volumique ;

Pr_k, Pr_ϵ sont des constantes déterminées expérimentalement ;

$c_{\epsilon 1}, c_{\epsilon 2}, c_{\epsilon 3}$ sont des constantes également déterminées expérimentalement ;

σ est le tenseur de contrainte visqueuse.

Les modèles employés dans KIVA pour l'injection de gouttelettes sont longuement discutés dans [24] et résumé brièvement par Corcione et al. [21]. Sans entrer dans les détails, le modèle TAB (Taylor Analogy Break up) des gouttelettes est utilisé dans KIVA. L'injection est modélisée en introduisant de façon stochastique les gouttelettes de carburant. Le modèle tient compte des échanges de masses, de quantité de mouvement et d'énergie entre les gouttelettes et le gaz environnant ainsi que la dispersion due à la turbulence, comme nous l'avons mentionné dans l'équation 7.2. L'équation du modèle TAB est :

$$\delta \frac{d^2 y}{dt} + q \frac{dy}{dt} + \chi y = F \quad (7.4)$$

Où y , est le déplacement de la goutte par rapport à sa position d'équilibre tandis que les coefficients χ , q , δ et F sont trouvés empiriquement. En fait l'équation 7.4 est une équation du second ordre et provient de l'analogie que Taylor a avancée entre l'oscillation et la distorsion d'une gouttelette et un système masse - ressort -

amortissement. La tension de surface de la goutte est représentée par la force de rappel du ressort ; la force aérodynamique du gaz environnant représente la force extérieure agissant sur la masse ; et la viscosité de la gouttelette est l'équivalent à la force d'amortissement.

Finalement le modèle d'évaporation et de combustion du carburant utilise la corrélation de Frossling qui exprime le changement de rayon, r_a , d'une goutte de la façon suivante :

$$R_g = \frac{dr_a}{dt} = -\frac{\rho_2 D B Sh}{2\rho_1 r} \quad (7.5)$$

Où R_g est la variation du rayon de la goutte, D est la diffusivité massique du carburant dans l'air, B , représente un transfert de masse, Sh , le nombre de Sherwood représente une mesure de convection du transfert de masse se produisant à la surface des gouttelettes, il est adimensionnel [30]. Finalement le taux de changement de température des gouttelettes est calculé à l'aide de l'équation 7.6.

$$Q = \frac{\alpha(T_2 - T_1)Nu}{2r} \quad (7.6)$$

Où α est la diffusivité thermique, T_2 et T_1 sont respectivement, la température du gaz et de la goutte et Nu est le nombre de Nusselt qui est le gradient de température à la surface de la goutte[30]. Le modèle d'évaporation de KIVA suppose que la température de la goutte est uniforme et que les propriétés du gaz environnant ne sont pas modifiées par l'évaporation du carburant. Finalement, l'inflammation du carburant est atteinte lorsque la température de la gouttelette atteint 1600 K. Maintenant que nous avons vu rapidement le fonctionnement du logiciel KIVA, nous allons à présent nous concentrer sur la modélisation.

7.5 Modélisation du moteur 2 temps

Pour des raisons d'espace disque disponible, il n'a pas été possible de modéliser le moteur en 3 dimensions. J'ai donc fait la modélisation en 2D, malgré le fait qu'en réalité la disposition de l'injecteur n'est pas symétrique par rapport à un axe. Comme nous l'avons vu précédemment, le but est de visualiser comment l'injection de carburant se comporte dans notre moteur modifié et de prédire les polluants.

Dans un premier temps, la géométrie du piston et de la chambre de combustion ont été refaites dans KIVA pour être maillées. Par la suite les conditions aux frontières du modèle sont définies et le tout est fait à l'aide du pré-processeur. Par la suite, dans le fichier itape5, on doit programmer tout ce qui touche le fonctionnement du moteur comme par exemple, l'instant d'allumage, la durée de l'étincelle, durée de l'injection de carburant, etc. Les conditions physiques initiales doivent également être entrées dans le programme. Ces conditions physiques touchent les températures des composantes internes, la présence ou non d'écoulement tourbillonnaire (« swirl ») et son intensité, etc. Finalement, on doit mentionner comment le logiciel KIVA doit solutionner les équations, par exemple est-ce que KIVA doit utiliser le modèle κ - ϵ ou celui pour la grande turbulence tel que rencontré lors de régime moteur élevé. Le tableau qui suit, résume les principales caractéristiques que nous avons utilisées pour définir le fonctionnement du moteur. Les programmes entiers ainsi qu'une brève explication des termes du fichier itape5 sont présentés en annexe E.

Tableau 7.2

Caractéristiques principales définies dans la modélisation avec KIVA

Caractéristiques	Valeur
Température	Piston : 550 K Cylindre : 400 K Chambre de combustion : 420 K
Régime moteur	5500 RPM
Vitesse d'injection du carburant	4000 cm/s
Modèle utilisé pour résoudre les équations de mécanique des fluides	k-ε RNG (à cause de la vitesse élevée du piston)
Début de la modélisation	-120 degrés avant le PMH
Début et fin de l'injection	-110 et -30 degrés avant le PMH
Début de l'étincelle	-27 degrés avant le PMH

Nous simulons la course du piston à partir de -120 degrés avant le point mort haut (PMH) car cette position s'approche de la fermeture des ports d'échappement et d'admission. Nous simulons seulement la compression de l'air à l'intérieur du cylindre et l'injection du carburant car un exemple de modélisation d'un moteur 2 temps dans KIVA [29] montre qu'une fois les ports d'échappement et d'admission fermés, il n'y pas d'écoulement tourbillonnaire quelconque qui subsiste dans le cylindre.

La vitesse d'injection du carburant est trouvée à l'aide de l'équation suivante en supposant que l'efficacité volumétrique du moteur est de 100%. Comme le volume d'un cylindre est de 250 cm³, on trouve à l'aide des équations de thermodynamique que ce volume correspond à une masse d'air de 0.301 g de la façon suivante :

On trouve la masse volumique de l'air dans les conditions standard.

$$\rho_a = \frac{P}{RT} = \frac{101325}{287 \cdot 293} = 1,205 \text{ kg/m}^3 \quad (7.7)$$

Où P est la pression atmosphérique standard en Pascal, T , la température en Kelvin et R la constante universelle des gaz en J/kg K. Par la suite on trouve simplement la masse d'air correspondant à 250 cm^3 en multipliant la masse volumique de l'air par le volume d'un cylindre. Comme nous visons un rapport air – essence de $14.7 : 1$, on n'obtient donc une quantité de $0,0205 \text{ g}$ de carburant à injecter. Par la suite, la vitesse d'injection est déterminée à l'aide de l'équation suivante :

$$v_{\text{carburant}} = C_d \sqrt{\frac{2(P_{\text{inj}} - P_{\text{cyl}})}{\rho_{\text{carburant}}}} \quad (7.8)$$

Où C_d est le coefficient de décharge de l'injecteur, estimé à $0,8$;
 P_{inj} , la pression avec laquelle le carburant est injecté $1\,000\,000 \text{ Pa}$;
 P_{cyl} , la pression à l'intérieur du cylindre lors de l'injection $100\,000 \text{ Pa}$;
 $\rho_{\text{carburant}}$, la masse volumique de l'essence, 750 kg/m^3 .

On obtient donc une vitesse d'injection de 40 m/s . La pression du cylindre est estimée à 100 kPa simplement parce qu'au moment de l'injection du carburant le port d'admission vient tout juste de fermer et la pression est proche de la pression d'admission. La durée de l'injection est de 80 degrés et représente un temps d'injection de $2,5 \text{ ms}$ ce qui est proche de la limite du temps d'ouverture minimum des injecteurs utilisés pour obtenir une constante dans la quantité de carburant délivrée.

CHAPITRE 8

RESULTATS

Maintenant que nous avons vu la technique employée pour modifier la motoneige, il est intéressant de voir les résultats obtenus et les effets sur la performance. Ce chapitre sera donc divisé en 2 sections. Dans la première section, nous verrons l'influence des modifications acoustiques sur les performances de la motoneige. La deuxième section, quant à elle, portera sur l'injection directe.

8.1 Influence des modifications acoustiques

Le premier paramètre que nous avons vérifié est la puissance développée par le moteur en utilisant le nouveau système d'échappement. La puissance a été mesurée en faisant fonctionner le moteur à l'aide des carburateurs. La courbe de la page suivante illustre la puissance et le couple développés par le moteur. On remarque que la puissance maximale est d'un peu plus de 23 kW. Le moteur original, selon le manufacturier, produisait approximativement 67 kW. La raison principale de cette perte de puissance est simplement du au fait que notre système d'échappement n'a pas pu reproduire l'effet de résonance généralement produit par le « tune pipe » du système d'échappement. Or, sans cette résonance de pression dans la tubulure d'échappement, il est impossible d'obtenir de bonnes performances moteur, c'est à dire de la puissance. L'auteur suggèrera certaines modifications à apporter au système d'échappement dans la section Recommandations qui permettront d'obtenir une bonne réduction du bruit tout en maintenant un niveau de puissance acceptable.

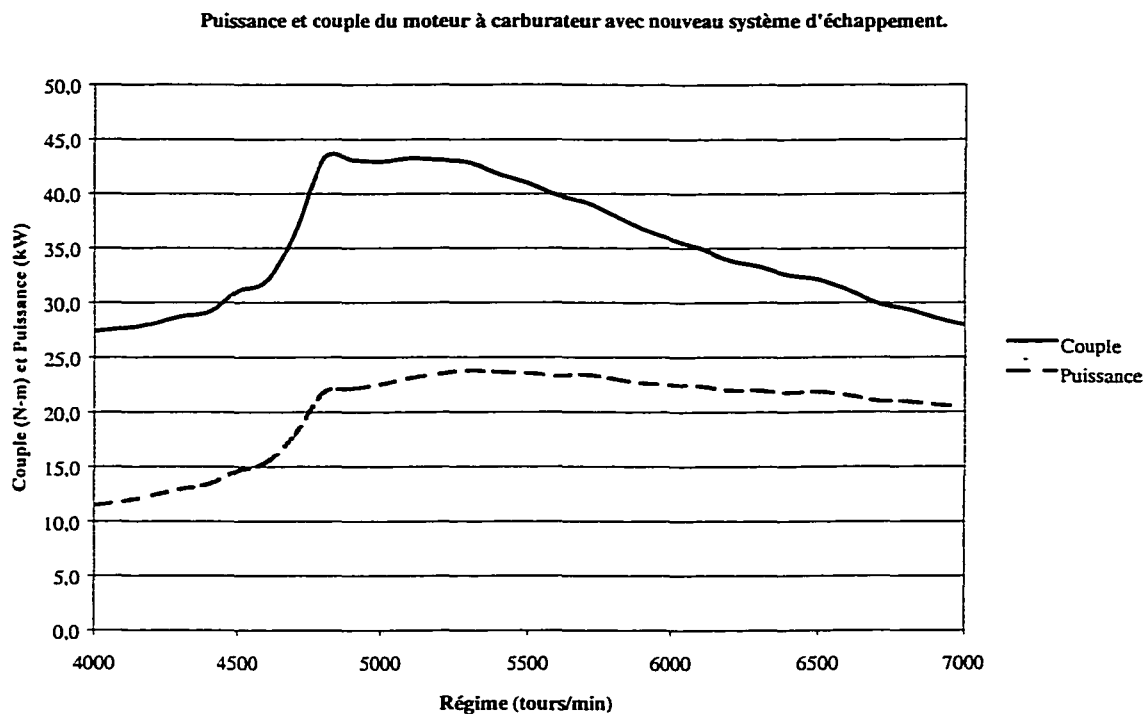


Figure 8.1. Courbe puissance du moteur à carburateur avec le nouveau système d'échappement.

Le bruit de la motoneige a été mesuré à 15,24 m (50 pi.) lorsque le véhicule, alimenté à l'aide des carburateurs, était en accélération sur une distance de 152,4 m (500 pi.). Le microphone était placé à mi-parcours (250 pi.). Notre niveau de bruit global était de 65 dB(A) tandis que la motoneige originale émettait 74 dB(A). Toutefois, nous avons rencontré des problèmes mécaniques lors de cette mesure, ce qui peut expliquer le faible niveau global de bruit. D'après nous, même avec le fonctionnement normal du moteur, le niveau global ne devrait pas dépasser 70 dB(A) dans les mêmes conditions de test.

8.2 Injection directe

La mise au point de l'injection directe ne fut pas possible pour la raison suivante. Le module électronique utilisé ne pouvait délivrer l'ampérage requis aux injecteurs. En effet, nos injecteurs requièrent 10 A pour débiter l'ouverture et par la suite ils nécessitent un courant 5 A pour maintenir l'ouverture jusqu'à la fin de l'injection. Le module utilisé offrait un courant maximum de 4 A pour l'ouverture et de 2 A en continu. Comme le fabricant de module électronique qui nous aurait permis de mettre au point l'injection directe ne voulait pas nous fournir l'équipement nécessaire (produit expérimental) nous avons donc du laisser tomber le tout alors qu'il ne restait qu'à programmer les temps d'injection. Une première solution était de fabriquer un circuit électronique à l'aide d'un transistor MOSFET qui s'activerait à partir des signaux du module électronique que nous avons. Toutefois l'ampérage de ce type de transistor est limité à 8 Ampères alors que nous avons besoin de 10 Ampères. Il est possible que le transistor puisse toutefois résister à un ampérage plus élevé que son maximum prescrit car le courant maximal est nécessaire seulement pour activer initialement l'injecteur.

8.2.1 Modélisation de l'injection directe

Finalement la modélisation de l'injection directe permet, dans un premier temps, de visualiser le comportement du carburant dans le cylindre. La force du logiciel KIVA réside dans ses capacités de calculs.

Par contre, pour ce qui est de la visualisation des résultats sous forme de graphiques, ils sont difficiles à interpréter car on ne peut savoir ce qui est présenté à l'écran. En fait, les auteurs du logiciel eux-mêmes suggèrent d'utiliser ou de développer d'autres outils ou logiciels permettant de visualiser les résultats obtenus. Pour cette raison les figures qui suivent sont seulement utilisées pour visualiser les phénomènes

physiques liés à l'injection de carburant. D'autres graphiques peuvent être obtenus à l'aide de KIVA, par contre on ne peut identifier s'il s'agit des répartitions de pression, de vitesse, de température ou autres puisque les légendes sont illisibles. Finalement, nous montrons seulement la moitié du cylindre moteur puisque notre modélisation est symétrique. Les 2 figures qui suivent correspondent respectivement aux positions -90 et -30 degrés et permettent de visualiser le cheminement du carburant à l'intérieur du cylindre. La vitesse est de 4000 cm/s à -90 degrés et correspond au début de l'injection du carburant. La figure 8.3 illustre l'effet d'utiliser un temps d'injection très long en degré vilebrequin sur le cône du jet de carburant et de voir ainsi l'éclaboussement du piston. Les vitesses maximales et minimales sont respectivement 3940 cm/s et 1100 cm/s pour la figure 8.3.

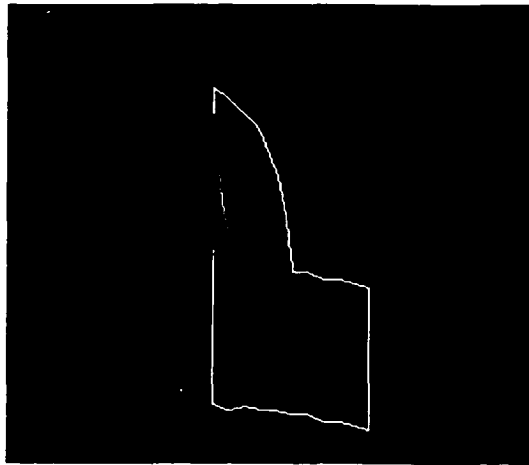


Figure 8.2. Cône d'injection à -90 degrés avant le PMH.

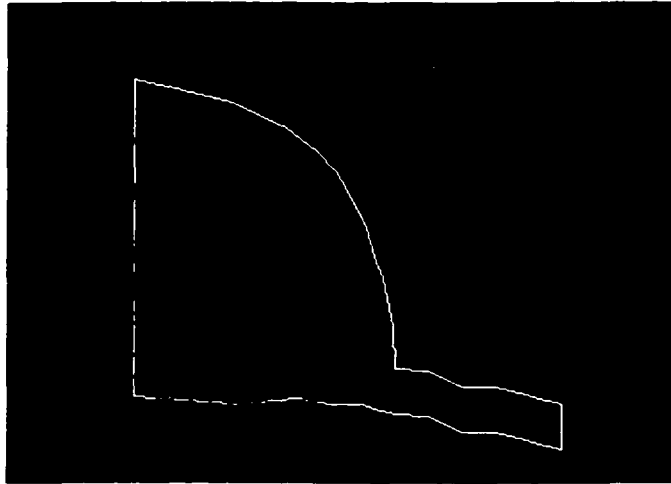


Figure 8.3. Cône d'injection à -30 degrés avant le PMH.

On remarque que l'avance du piston, et donc de la pression, a élargi le cône d'injection du carburant et que le fait de terminer l'injection si tard durant la course du piston contribue également à l'homogénéité du mélange car le carburant se fractionne sur la surface du piston. Cet éclaboussement contribue à l'évaporation du carburant. En effet, nos injecteurs ont été conçus pour fonctionner sous haute pression, 50 bars, or nous n'avons réussi qu'à obtenir 2 pompes, qui une fois branchées en série permettront d'atteindre 10 bars. Le désavantage d'utiliser une plus basse pression se fait sentir sur la quantité de carburant et la grosseur des gouttelettes injectées. Donc, en travaillant sous plus basse pression que celle prescrite, on doit injecter plus longtemps et le nombre de gouttelettes est réduit car le diamètre moyen de ces dernières est plus important. Pour cette raison, nous présentons dans les figures 8.4 et 8.5 la température du carburant à l'intérieur du cylindre lors de l'injection.

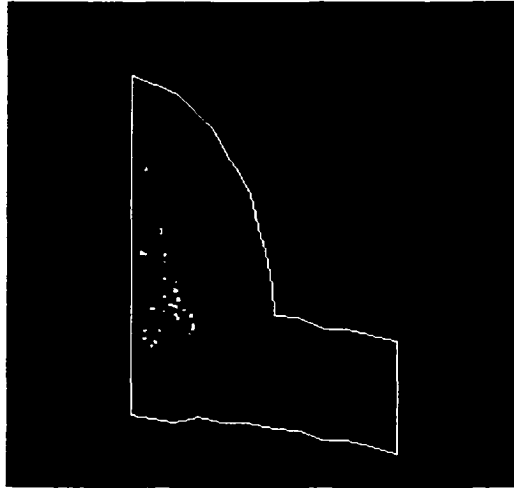


Figure 8.4. Températures des gouttelettes de carburant -60 degrés avant le PMH.

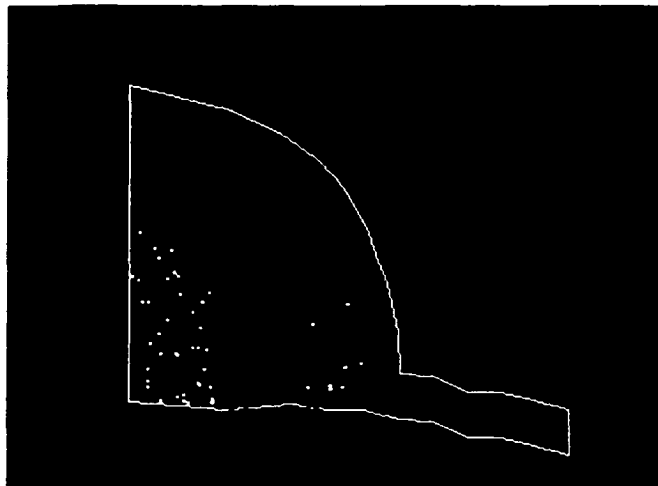


Figure 8.5. Températures des gouttelettes de carburant -30 degrés avant le PMH.

Dans la figure 8.4, la température du carburant varie entre 273 K et 660 K tandis que dans la figure 8.5, la température varie entre 277 K et 967 K. Le fait que le carburant entre en contact avec la surface du piston permet ainsi aux gouttelettes d'absorber de la chaleur et de s'évaporer, ce qui compense quelque peu pour les désavantages (diamètre et quantité des gouttelettes) d'injecter sous faible pression.

À partir des résultats de la simulation j'ai également pu mettre sous forme de graphique l'évolution des polluants, de la pression et la température à l'intérieur du cylindre en fonction de la position du piston.

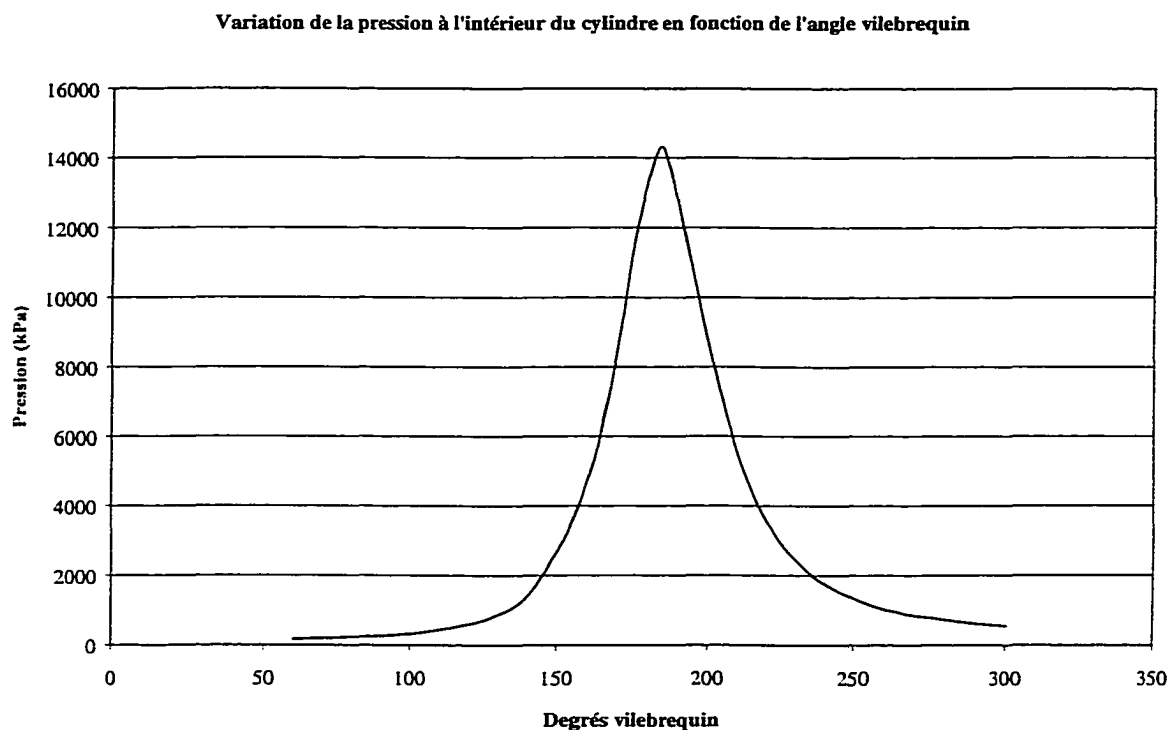


Figure 8.6. Variation de la pression à l'intérieur du cylindre moteur.

La figure de la pression permet de voir l'évolution de cette dernière à l'intérieur du cylindre. La valeur maximale de pression semble un peu trop élevée. Par contre, Blair [3] montre des résultats expérimentaux de moteurs 2 temps dont les pressions maximales de combustion s'approchent de notre valeur et ce, pour des moteurs ayant une pression moyenne effective moindre que notre moteur. Or il semble y avoir une corrélation entre la pression moyenne effective et la pression maximale de combustion. Donc pour cette raison nous jugeons que la valeur obtenue est réaliste. Par contre, la courbe semble trop symétrique par rapport aux données disponibles dans la littérature [2] et [6].

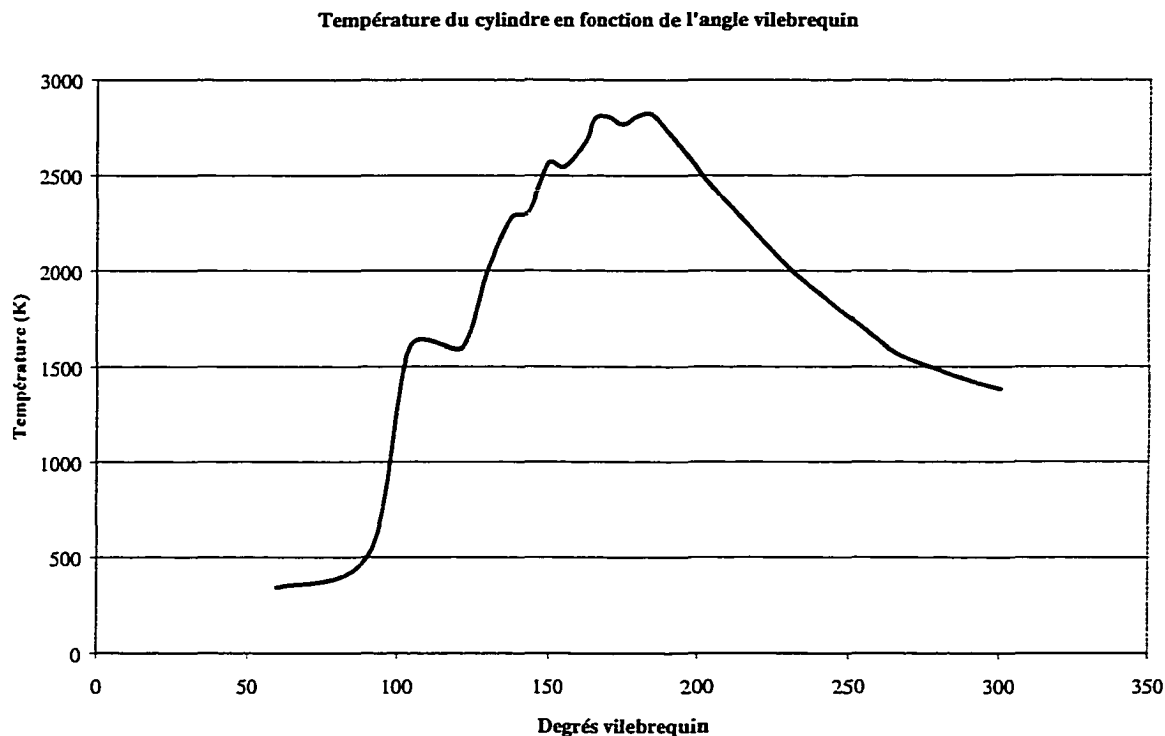


Figure 8.7. Évolution de la température à l'intérieur du cylindre moteur

La figure de la température concorde bien avec la littérature en ce qui concerne la température maximale de combustion. Pour ce qui est de l'allure générale de la courbe, on peut expliquer un peu l'allure de la façon suivante. Le premier soubresaut correspond approximativement à la fin de l'injection donc il y a beaucoup de carburant qui absorbe la chaleur ambiante pour s'évaporer. Après ce premier soubresaut, l'augmentation rapide de la température correspond au début de l'inflammation du carburant par l'étincelle. Par la suite l'évolution du front de flamme dans des zones à concentration différentes de carburant peut entraîner les variations suivantes. Les zones riches en carburant absorbent de la chaleur pour s'évaporer (légère baisse de la température) et s'enflamme par la suite en contribuant ainsi à l'augmentation de la chaleur dégagée. La diminution de la température suit une courbe normale qui correspond bien à la détente des gaz.

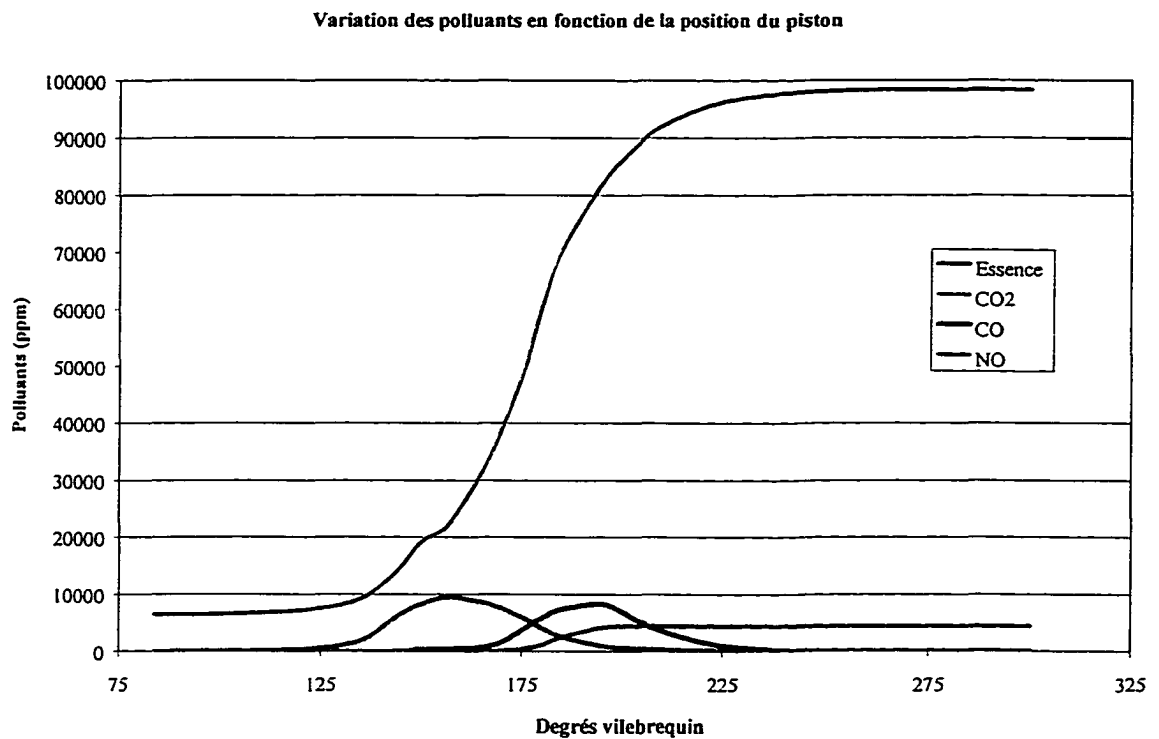


Figure 8.8. Évolution des émissions polluantes dans le cylindre moteur.

Pour ce qui est des émissions polluantes, la figure 8.8 permet de constater que la combustion est complète car le monoxyde de carbone (CO) est pratiquement inexistant à la fin de la combustion. Le NO_x , quant à lui se forme seulement sous haute température entre 5 degrés avant le PMH et 20 degrés après le PMH. Cette région correspond à la zone de température maximale illustrée à la figure 8.7. Sur la figure 8.8, on peut voir que la formation de CO_2 se poursuit malgré le fait qu'il n'y ait plus de carburant. Ceci s'explique par le fait que sous l'effet des hautes températures le CO continue de s'oxyder avec l'oxygène qui n'a toujours pas réagi pour former du CO_2 .

8.3 Émissions polluantes

Le but de la modélisation était de comparer les émissions polluantes de l'injection directe avec celles du même moteur à carburateur. Il ne faut pas oublier que lors de la modélisation, nous avons injecté probablement plus de carburant que dans la réalité car nous avons supposé une efficacité volumétrique de 100%, or cette valeur n'est jamais atteinte avec des moteurs à aspiration naturelle. Donc le tableau suivant permet de comparer les résultats obtenus expérimentalement avec les carburateurs, ceux de la motoneige de référence et finalement les résultats de la modélisation pour l'injection directe. On peut voir que la modélisation a trop bien fonctionnée (combustion pratiquement parfaite) compte tenu des résultats et qu'il y aurait effectivement quelques particules de CO et de HC mais nous croyons que l'amélioration serait vraiment importante, au même titre que ce qui a été obtenu expérimentalement par Nutti [12] et les autres auteurs présentés dans la section de la recherche bibliographique.

Tableau 8.1

Émissions polluantes du moteur à carburateur et prédiction de KIVA

Polluants	Carburateur	Motoneige de référence	KIVA (injection directe)
CO (ppm)	57 575	103 081	0
HC (ppm)	23 506	20 759	0

Dans le tableau 8.3, on remarque que nous avons tout de même réussi, à l'aide des carburateurs, à réduire les émissions polluantes moyennes. En effet les résultats illustrent la moyenne des tests effectués lors de la compétition. L'un des tests consistait à rouler à la vitesse constante de 20 mph dans une pente de faible inclinaison, tandis que le second test consistait à une faible accélération jusqu'à la vitesse de 20 mph. L'ensemble des résultats est présenté en annexe G, Résultats de la compétition.

Finalement nous estimons que l'ensemble des coûts associés aux modifications ne devrait pas engendrer une augmentation supérieure à \$1000. En effet l'injection directe coûte approximativement \$600 de plus que l'injection multipoints pour un moteur automobile de 4 cylindres. La différence de coût du système d'échappement est négligeable par rapport au système d'échappement actuellement utilisé. Pour ces raisons nous croyons qu'il est commercialement viable d'utiliser l'injection directe pour les motoneiges. D'ailleurs, d'après certaines informations que j'ai obtenues, Bombardier mettrait au point une motoneige à injection directe qui serait disponible sur le marché à partir de 2002.

CONCLUSION

Le but du projet était de modifier une motoneige afin de la rendre plus écologique, c'est à dire moins polluante et moins bruyante. Pour ce faire nous avons utilisé l'injection directe de carburant ainsi qu'un nouveau système d'échappement dont nous avons fait le design et la fabrication. À l'aide des lois acoustiques des silencieux et de Matlab, nous avons pu comparer 2 designs de système d'échappement. Les résultats de la modélisation indiquent que le système à 3 chambres d'expansion permet une meilleure réduction du bruit que le système à 2 chambres. Par contre, cette réduction du bruit se fait au détriment de la puissance du moteur. En effet, nous avons pu voir une réduction de 44 kW de puissance délivrée par le moteur entre le système d'échappement conventionnel et le nôtre. Ceci nous montre en fait que la modélisation de la réduction du bruit n'est pas suffisante et qu'il faut modéliser l'ensemble moteur – système d'échappement afin de reproduire la dynamique agissant entre les deux composantes. De cette façon, l'influence du système d'échappement sur les performances moteur pourra être prédite et la conception pourra être adaptée afin d'obtenir un compromis entre la puissance développée et le niveau de bruit émis par le moteur.

Les autres mesures acoustiques que nous avons utilisées sont l'ajout d'absorbant à l'intérieur du capot et la réduction des fuites en colmatant le pourtour du capot. Comme le bruit de la chenille devient dominant à haute vitesse (plus de 100 km/h), nous avons proposé un nouveau design de chenille qui permettra de réduire le bruit que cette dernière émet. Nous avons obtenu un niveau de bruit global de 65 dB(A) lorsque mesuré à 50 pieds en pleine accélération avec des problèmes de moteur.

La modélisation à l'aide du logiciel KIVA-3V a permis de voir l'influence de l'injection directe sur les émissions polluantes et de les comparer avec les résultats obtenus lorsque le moteur fonctionnait à carburateur. Nous remarquons une baisse significative des polluants et sommes conscients que la modélisation offre des résultats un peu trop optimistes. Par contre, il faut tenir compte du fait que la modélisation était faite en 2D et que nous reproduisons seulement la partie concernant la compression de l'air, de l'injection et de la combustion. Pour obtenir une plus grande précision de résultats, il aurait fallu modéliser en 3D et tenir compte de l'effet de l'admission de l'air. Toutefois pour des raisons d'espace disque insuffisant nous devons nous en contenter. Mais la modélisation permet de confirmer qu'il sera possible de réduire les émissions polluantes de façon significative à l'aide de l'injection directe.

Finalement, nous croyons avoir démontré qu'il est possible de commercialiser des motoneiges environnementales. L'injection directe est la solution privilégiée puisqu'elle permet d'utiliser le moteur 2 temps qui offre un bon rapport poids/puissance. La réduction du bruit peut se faire à l'aide de l'insonorisation du capot et d'un nouveau système d'échappement et la différence de prix serait négligeable comparativement à ce qu'il se fait sur le marché, compte tenu du volume produit.

RECOMMANDATIONS

Les recommandations principales concernent l'acoustique de la motoneige.

- 1- Pour réduire les fuites du capot, il serait intéressant d'évaluer l'effet d'utiliser des tubulures entourées d'absorbant acoustique afin d'amener l'air de refroidissement aux différentes composantes (transmission, système d'échappement) ainsi que l'air d'alimentation du moteur. De cette façon, on pourrait limiter davantage les fuites de bruit.
- 2- Afin d'obtenir une meilleure conception du système d'échappement et d'améliorer la compréhension des phénomènes physiques, le recours à la modélisation de l'interaction dynamique entre le moteur et son système d'échappement devrait être accompli.
- 3- Comme la perte de puissance est trop importante avec le système d'échappement que nous avons fabriqué, il faut donc le modifier. En nous basant sur les systèmes d'échappement des manufacturiers, nous proposons d'allonger la tubulure d'échappement située entre le moteur et la première chambre d'expansion. Le but d'allonger la tubulure est d'augmenter la résistance statique à l'écoulement pour favoriser le remplissage dynamique du moteur à certains régimes. Dans le cas d'une motoneige, on favorisera la plage de fonctionnement comprise entre 5000 et 8000 RPM.

- 4- Pour l'injection directe, le problème rencontré concerne le module électronique qui ne pouvait délivrer l'ampérage requis pour les injecteurs que nous avons. La solution serait de fabriquer un module qui permettrait d'atteindre 10 Ampères sous 12 Volt avec l'aide du département de génie électrique ou de production automatisée. Un autre problème risque de surgir avec l'injection directe comme nous l'avons mentionné. À haut régime moteur, les temps d'injection deviendront trop court pour s'assurer que la quantité de carburant injecté est la bonne. Il faut donc trouver une pompe à carburant haute pression. Toutefois, si on travaille à la pression maximale des injecteurs, le débit de carburant injecté à cette pression risque d'être trop grand, d'où encore une fois l'apparition d'instabilité à cause du temps d'injection trop court. Il ne faut pas oublier que ce sont des injecteurs pour automobiles dont le volume d'un cylindre est approximativement le double de ce que nous avons.

- 5- Des tests devraient être effectués pour mesurer la résistance des chenilles silencieuses. Il serait également intéressant de voir l'influence de chacune des modifications proposées sur la réduction du bruit des chenilles.

- 6- La dernière recommandation porte sur le logiciel KIVA. Nous suggérons fortement l'utilisation d'un logiciel commercial pour le « post processing » des résultats afin d'améliorer le coté visuel de la présentation des résultats. Il serait également intéressant de faire un modèle 3D avec un ordinateur ayant l'espace disque nécessaire.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Bishop, G.A., Stedman, D.H., Hektner, M., Ray, J.D. (1999). An In-Use Snowmobile Emission Survey in Yellowstone National Park. *Environmental science & technology*, 33(21), pp. 3924-3926.
- [2] Blair, G.P. (1996). *Design and Simulation of Two-Stroke Engines* (1^{ère} éd.) Warrendale : Society of Automotive Engineers Inc.
- [3] California Air Resource Board,
<http://www.arb.ca.gov/msprog/offroad/ofhwymc.htm>.
- [4] Ganesan, V. (1994). *Internal Combustion Engine* (1^{ère} éd.). United States of America : McGraw-Hill.
- [5] Arquès, P. (1992). *Inflammation combustion – pollution*. (1^{ère} éd.) Paris : Masson.
- [6] Heywood, J.B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals* (1^{ère} éd.) United State of America : McGraw-Hill.
- [7] Osborne, M.D. (1991). *Development of a kit to reduce the noise level of the most vehicle* (1^{ère} éd.) Warren : U.S Army Tank-Automotive Command Research, Development & Engineering Center

- [8] Davy, B.A., Sharp, B.H. (1974). *Control of Snowmobile Noise Volume 1. Technology and Cost Information* (1^{ère} édition) Huntsville : Environmental Protection Agency.
- [9] Holt, D.J. (2000). Best Engineered Car of The 20th Century. *Automotive Engineering International*, 108(3), pp. 134-136.
- [10] Site internet de Mitsubitshi :
<http://www.mitsubishi-motors.co.jp/inter/technology/gdiselect/select.html>.
- [11] Ghandhi J.B., Bracco, F.V. (1995). Fuel Distribution Effects on the Combustion of a Direct-injection Stratified-Charge Engine. SAE paper 950460.
- [12] Nuti, M., Pardini, R., Caponi, D., (1997). FAST Injection System : PAGGIO Solution for ULEV 2T SI Engines. SAE paper 970362.
- [13] Sato, T., Nakayam, M., (1987). Gasoline Direct Injection for a Loop-Scavenged Two-Stroke Cycle Engine. SAE paper 871690.
- [14] Coplin, N. (1996). Application of Air Assisted Direct Injection to High Performance Sports Motorcycles. Petroleum Authority of Thailand at Seminar on "Engine Technologies to Reduce Emissions from Motorcycles", Balcatta, Australie.
- [15] Coplin, N. (1999). Simplification of Air Assisted Direct Injection via Performance Benchmarking. SAE paper 9938065.

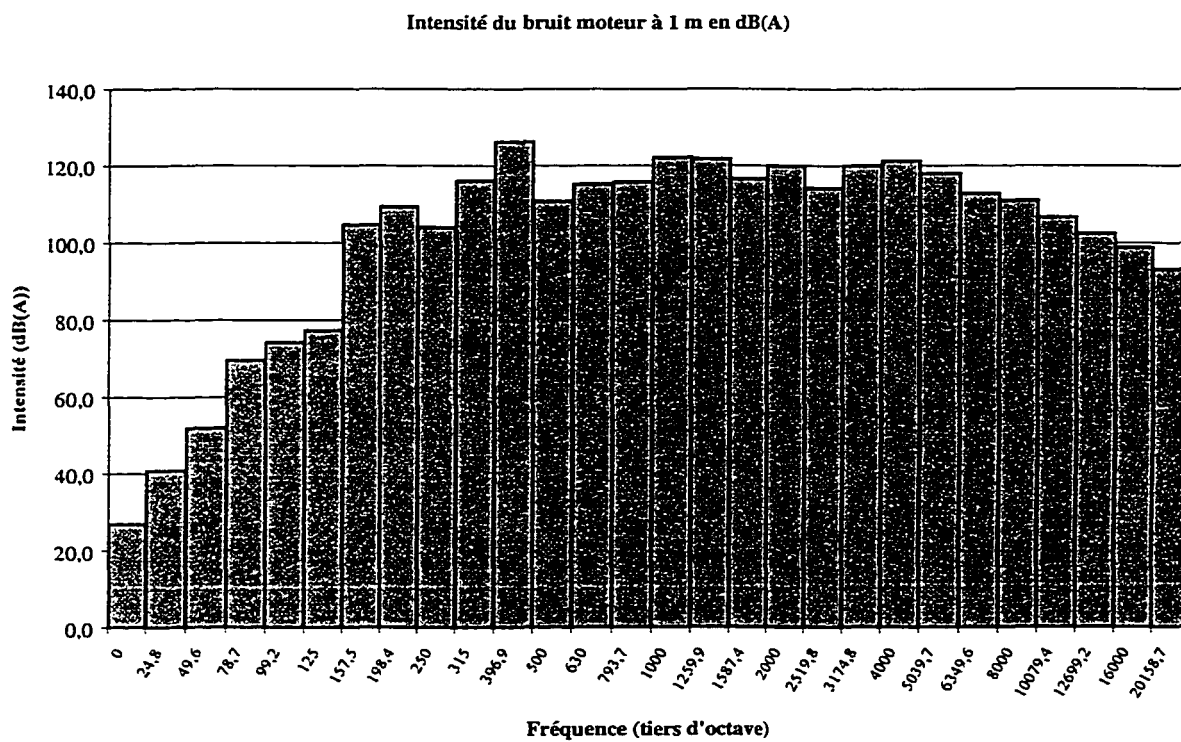
- [16] Worth, D., Coplin, N., McNiff, M., Stannard, M. (1997). Design Considerations for the Application of Air Assisted Direct In-Cylinder Injection Systems. SAE paper 972074.
- [17] Houston, R., Newmann, R., Moore, M., Archer, M. (1996). Development of a Durable Emissions Control System for an Automotive Two-Stroke Engine. SAE International Congress and Exposition Detroit, Michigan, USA.
- [18] Site internet du manufacturier Evinrude
<http://www.omc-online.com/evinrude/fichtinfo.htm>.
- [19] Fabre, A., Argueyrolles, B., Henriot, S. (1991). Modélisation tridimensionnelle. *La combustion dans les moteurs d'automobile. Simulation. Validation. Les moteurs de synthèse.* pp. 105-131.
- [20] Baritaud, T., Henriot, S., Neraud, E., Veynante, D. (1994). Modélisation de la combustion dans les moteurs : une approche couplée expérimentale et numérique. *La combustion dans les moteurs d'automobile. Progrès de la modélisation et de l'approche expérimentale.* pp. 45-86.
- [21] Corcione, F. E., Rotondi, R. (1997). Modeling the Mixture Formation in a Small Direct-Injected Two-Stroke Spark-Ignition Engine. SAE paper 970364.
- [22] Department of Environmental Protection. Noise Code, subchapter 5, New York City. <http://www.nonoise.org/lawlib/cities/newyork.htm>
- [23] Laville, F., Soedel, W. (1978). Some New Scaling Rules For Use In Muffler Design. *Journal of Sound and Vibration*, 60(2), pp. 273-288.

- [24] Beard, J. (1999). Manifold Blessings. *New Scientist*, 20 march 99 (3), pp. 5.
- [25] ASM (1990). *Metal Handbook Vol. 2 Properties and Selection : Nonferrous Alloys And Special-Purpose Materials*. (10^e edition). USA : ASM.
- [26] Dorlot, J.-M., Baïlon, J.-P., Masounave, J. (1986). Des Matériaux (2^e ed.). Montreal : École Polytechnique de Montreal.
- [27] Amsden, A. A., O'Rourke, P. J., Butler, T. D. (1989). *KIVA-II : A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays*. Los Alamos : Los Alamos National Laboratory.
- [28] Amsden, A. A. (1993). *KIVA-3 : A KIVA Program with Block-Structured Mesh for Complex Geometries*. Los Alamos : Los Alamos National Laboratory
- [29] Amsden, A. A. (1997). *KIVA-3V : A Block-Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves*. Los Alamos : Los Alamos National Laboratory
- [30] Incropera, F.P., DeWitt, D.P. (1996). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. USA : John Wiley & Sons, Inc.
- [31] Swanson Analysis Systems, Inc. (1994). *ANSYS User's Manual* (2e édition). Houston : SAS IP.
- [32] Technical Service Center (1999). 2000 Service Manual. Minneapolis : Service Publication, Polaris Sales inc.

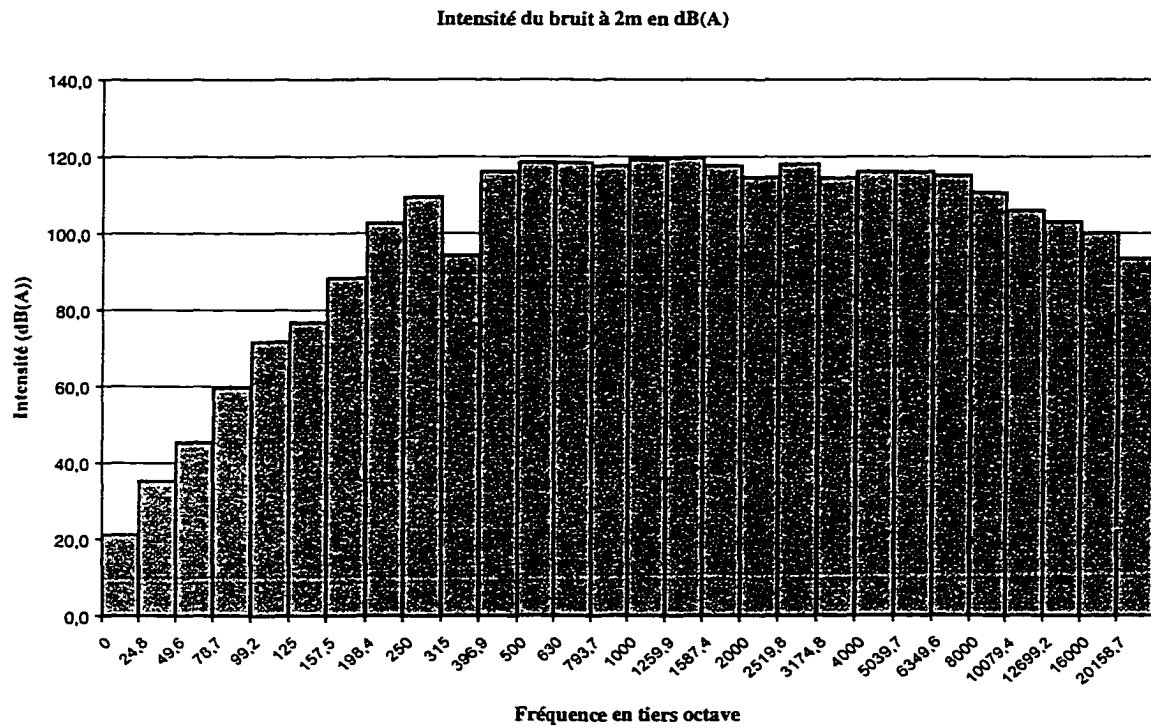
- [33] Invent Engineering Pty Ltd (1999). *Haltech E6S Instruction Manual*. Australie : Invent Engineering Pty Ltd.

ANNEXE A

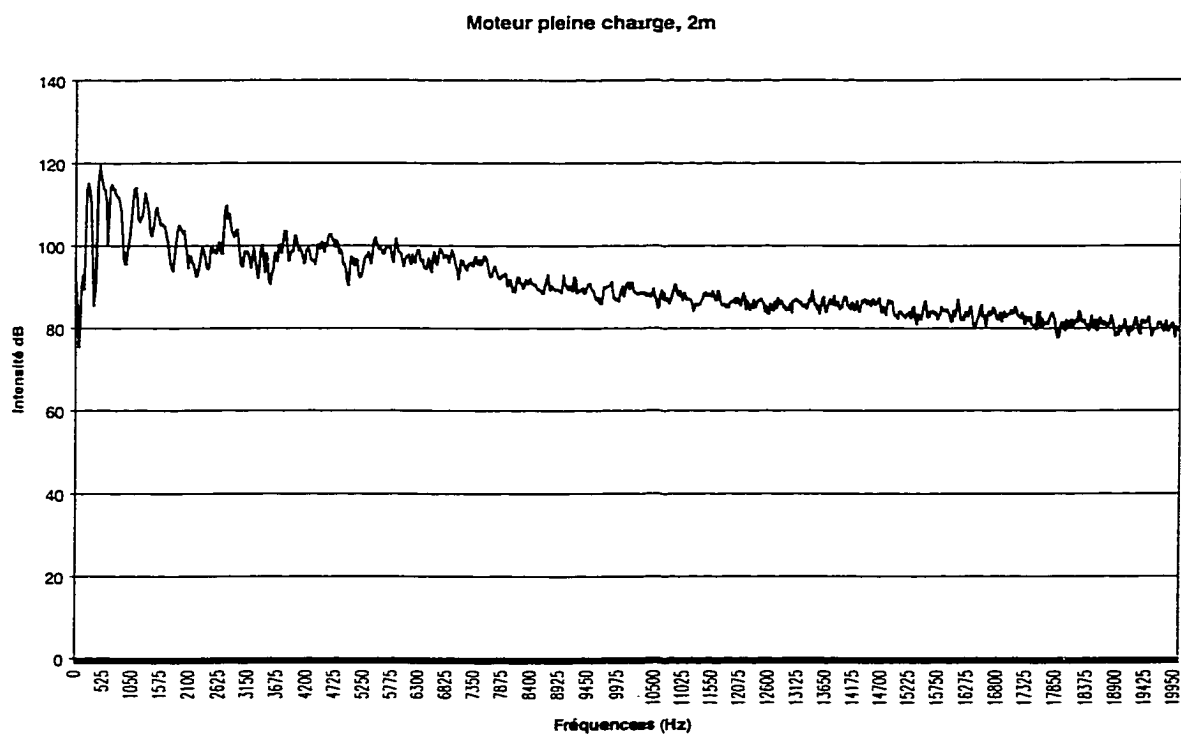
Résultats des tests acoustiques du moteur sans silencieux



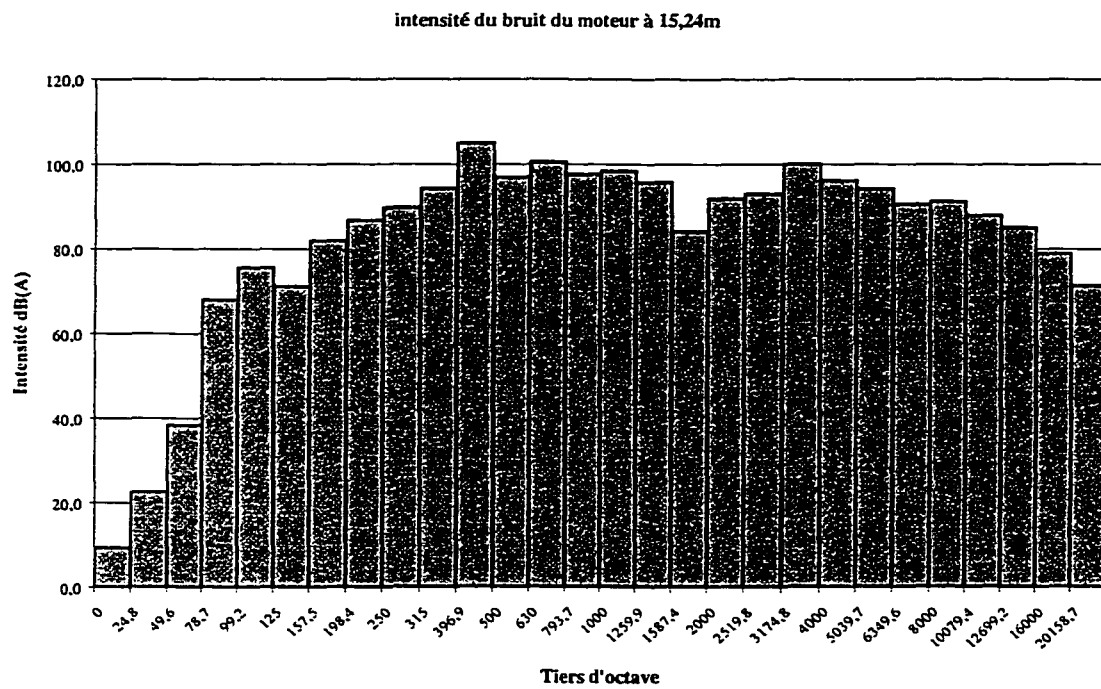
Résultat de l'intensité en dB(A) du bruit du moteur 488 cm³ de Polaris lorsque mesuré à 1 m et présenté en tiers d'octave.



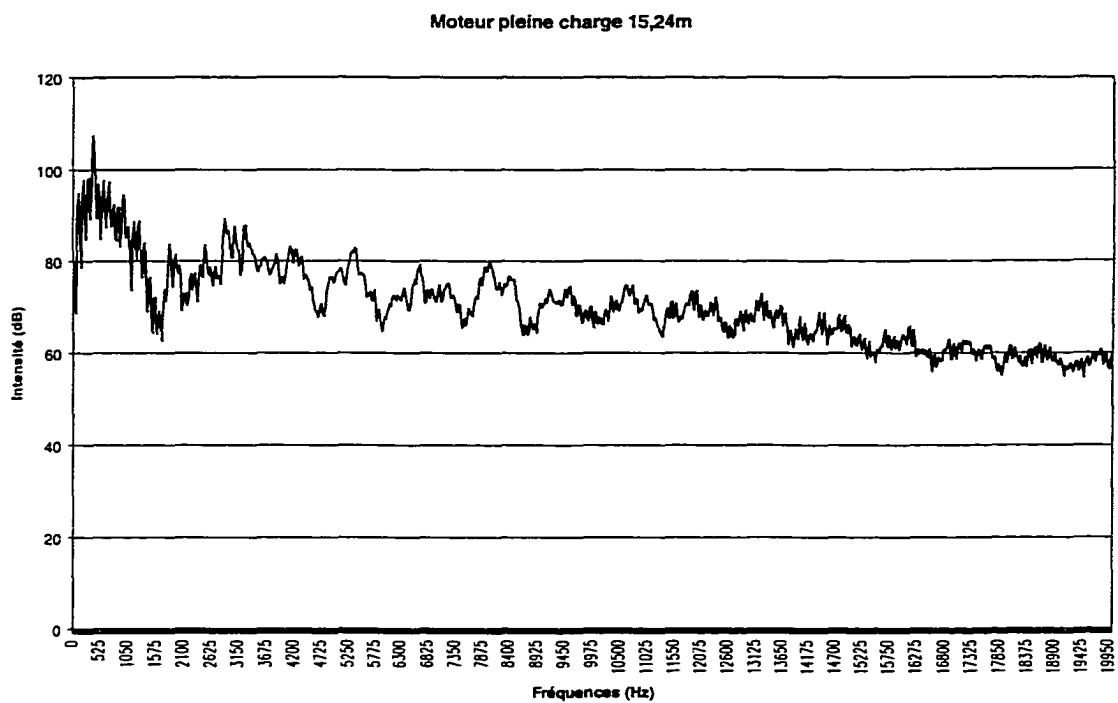
Résultat de l'intensité en dB(A) du bruit du moteur 488 cm³ de Polaris lorsque mesuré à 2 m et présenté en tiers d'octave.



Résultat de l'intensité en dB du bruit du moteur 488 cm³ de Polaris lorsque mesuré à 2 m et présenté en bandes fines..



Résultat de l'intensité en dB(A) du bruit du moteur 488 cm³ de Polaris lorsque mesuré à 15.24 m et présenté en tiers d'octave.



Résultat de l'intensité en dB du bruit du moteur 488 cm³ de Polaris lorsque mesuré à 15.24 m et présenté en bandes fines.

ANNEXE B

Programme matlab de la prédiction de la perte par insertion des silencieux

```

%*****
% Silencieux 3 chambres d'expansion
%*****
% constantes
%
sigma=30;
roc=415;
d1=0.05;
d2=0.18;
d3=d1;
d4=0.145;
d5=d1;
d6=0.175;
d7=d1;
s1=pi*d1^2/4;
s2=pi*d2^2/4;
s3=s1;
s4=pi*d4^2/4;
s5=s1;
s6=pi*d6^2/4;
s7=s1;
long1=0.08;
long2=0.34;
long3=0.035;
long4=0.17;
long5=0.295;
long6=0.30;
long7=0.11;
c0=343;
%
% matrice de changement de section 1 - 2
%
asec12=1;
bsec12=0;
csec12=0;
dsec12=s2/s1;
msec12=[asec12 bsec12;csec12 dsec12];
%
% matrice de changement de section 2 - 3
%
asec23=1;
bsec23=0;
csec23=0;
dsec23=s3/s2;

```



```

msec23=[asec23 bsec23;csec23 dsec23];
%
% matrice de changement de section 3 - 4
%
asec34=1;
bsec34=0;
csec34=0;
dsec34=s4/s3;
msec34=[asec34 bsec34;csec34 dsec34];
%
% matrice de changement de section 4 - 5
%
asec45=1;
bsec45=0;
csec45=0;
dsec45=s5/s4;
msec45=[asec45 bsec45;csec45 dsec45];
%
% matrice de changement de section 5 - 6
%
asec56=1;
bsec56=0;
csec56=0;
dsec56=s6/s5;
msec56=[asec56 bsec56;csec56 dsec56];
%
% matrice de changement de section 6 - 7
%
asec67=1;
bsec67=0;
csec67=0;
dsec67=s7/s6;
msec67=[asec67 bsec67;csec67 dsec67];
%
%fréquence sous forme de boucle de calcul
%
for ii=1:2000
    f=ii*10;
    omega=2*pi*f;
    k=omega/c0;
    %
    %calcul de zcomp
    fs=f/sigma;
    r=1+0.07*fs.^(-.632);

```

```

x=(-.107)*fs.^(-.632);
zcomp=(r+i*x)*roc;
%calcul de kcomp;
alphak=0.16*fs.^(-0.618);
beta=1+0.109*fs.^(-0.618);
jk=(alphak+j*beta)*2*pi.*f/c0;
%
%calcul des coefficients de la matrice de l'absorbant pour la premiere chambre
%
a2=cosh(jk*long2);
b2=sinh(jk*long2);
c2=sinh(jk*long2);
d2=a2;
mabs2=[a2 b2;c2 d2];
%
%calcul des coefficients de la matrice de l'absorbant pour la deuxieme chambre
%
a4=cosh(jk*long4);
b4=sinh(jk*long4);
c4=sinh(jk*long4);
d4=a4;
mabs4=[a4 b4;c4 d4];
%
%calcul des coefficients de la matrice de l'absorbant pour la troisieme chambre
%
a6=cosh(jk*long6);
b6=sinh(jk*long6);
c6=sinh(jk*long6);
d6=a6;
mabs6=[a6 b6;c6 d6];
%
%calcul des coefficients de la matrice de l'air dans premier bout de tuyau
%
aa1r1=cos(k*long1);
ba1r1=j*sin(k*long1);
ca1r1=j*sin(k*long1);
da1r1=aa1r1;
ma1r1=[aa1r1 ba1r1;ca1r1 da1r1];
%
%calcul des coefficients de la matrice de l'air dans deuxieme bout de tuyau
%
aa1r3=cos(k*long3);
ba1r3=j*sin(k*long3);
ca1r3=j*sin(k*long3);

```

```

dair3=aaair3;
mair3=[aaair3 bair3;cair3 dair3];
%
%calcul des coefficients de la matrice de l'air dans troisieme bout de tuyau
%
aaair5=cos(k*long5);
bair5=j*sin(k*long5);
cair5=j*sin(k*long5);
dair5=aaair5;
mair5=[aaair5 bair5;cair5 dair5];
%
%calcul des coefficients de la matrice de l'air dans quatrieme bout de tuyau
%
aaair7=cos(k*long7);
bair7=j*sin(k*long7);
cair7=j*sin(k*long7);
dair7=aaair7;
mair7=[aaair7 bair7;cair7 dair7];
%
% Calcul de la matrice totale
%
m=((mair1)^-1*(mair1)^-
1)^1*msec12*mabs2*msec23*mair3*msec34*mabs4*msec45*mair5*msec56*mabs6*
msec67*mair7;
%
%extraction des A, B, C et D
a=m(1,1);
b=m(1,2);
c=m(2,1);
d=m(2,2);
%
%calcul de Tcomp
%
tcomp=2/(a+b+c+d);
%
% Cacul de TL
%
TL(ii)=10*log10(1/(abs(tcomp)^2));
freq(ii)=f;
%
end
%
%graphiques
%
```

```

plot(freq,TL,'k');
axis([0 5000 0 55])
grid
xlabel('fréquence (Hz)')
ylabel('Perte par insertion (dB)')

```

```

%*****
% Silencieux 2 chambres d'expansion
%*****
% constantes
%
sigma=30;
roc=415;
d1=0.045;
d2=0.203;
d3=d1;
d4=0.18;
d5=d1;
s1=pi*d1^2/4;
s2=pi*d2^2/4;
s3=s1;
s4=pi*d4^2/4;
s5=s1;
long1=0.35;
long2=0.25;
long3=0.05;
long4=0.09;
long5=0.15;
c0=343;
%
% matrice de changement de section 1 - 2
%
asec12=1;
bsec12=0;
csec12=0;
dsec12=s2/s1;
msec12=[asec12 bsec12;csec12 dsec12];
%
% matrice de changement de section 2 - 3
%
asec23=1;
bsec23=0;
csec23=0;

```

```

dsec23=s3/s2;
msec23=[asec23 bsec23;csec23 dsec23];
%
% matrice de changement de section 3 - 4
%
asec34=1;
bsec34=0;
csec34=0;
dsec34=s4/s3;
msec34=[asec34 bsec34;csec34 dsec34];
%
% matrice de changement de section 4 - 5
%
asec45=1;
bsec45=0;
csec45=0;
dsec45=s5/s4;
msec45=[asec45 bsec45;csec45 dsec45];
%
%fréquence sous forme de boucle de calcul
%
for ii=1:2000
    f=ii*10;
    omega=2*pi*f;
    k=omega/c0;
    %
    %calcul de zcomp
    fs=f/sigma;
    r=1+0.07*fs.^(-.632);
    x=(-.107)*fs.^(-.632);
    zcomp=(r+i*x)*roc;
    %calcul de kcomp;
    alphak=0.16*fs.^(-0.618);
    beta=1+0.109*fs.^(-0.618);
    jk=(alphak+j*beta)*2*pi.*f/c0;
    %
    %calcul des coefficients de la matrice de l'absorbant pour la premiere chambre
    %
    a2=cos(k*long2);
    a2=j*sin(k*long2);
    a2=j*sin(k*long2);
    d2=a2;
    mabs2=[a2 b2;c2 d2];
    %

```

```

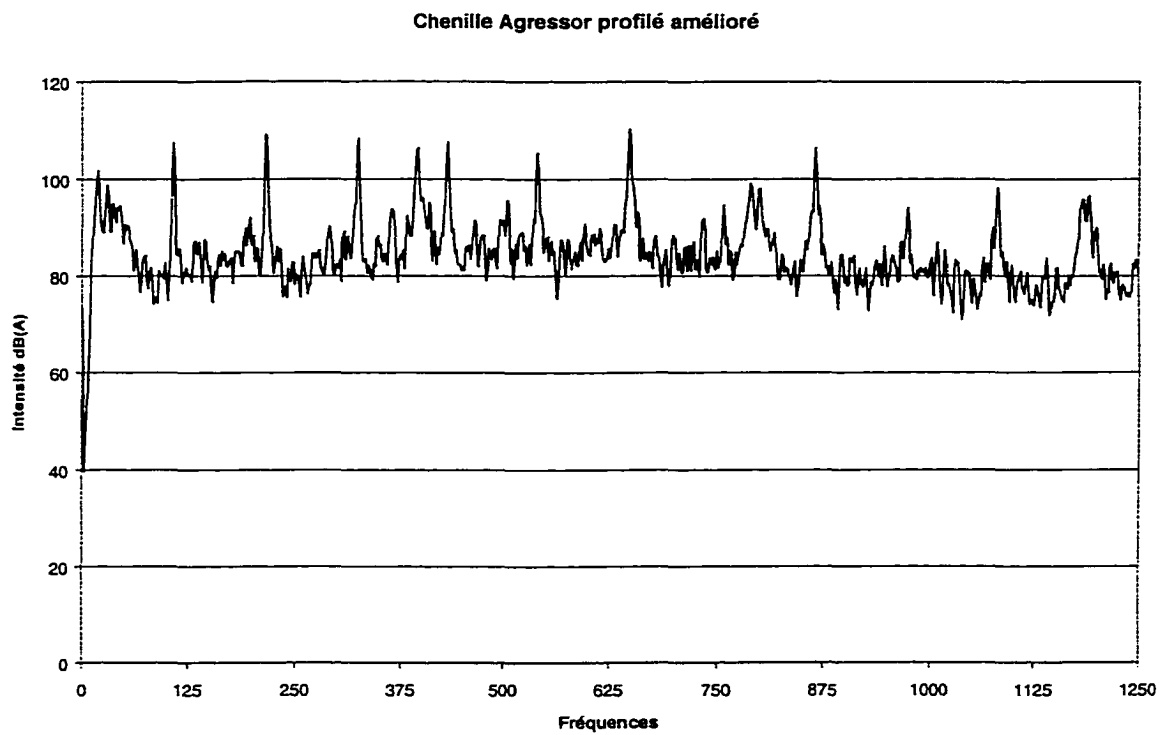
%calcul des coefficients de la matrice de l'absorbant pour la deuxieme chambre
%
a4=cosh(jk*long4);
b4=sinh(jk*long4);
c4=sinh(jk*long4);
d4=a4;
mabs4=[a4 b4;c4 d4];
%
%calcul des coefficients de la matrice de l'air dans premier bout de tuyau
%
air1=cos(k*long1);
bair1=j*sin(k*long1);
cair1=j*sin(k*long1);
dair1=air1;
mair1=[air1 bair1;cair1 dair1];
%
%calcul des coefficients de la matrice de l'air dans deuxieme bout de tuyau
%
air3=cos(k*long3);
bair3=j*sin(k*long3);
cair3=j*sin(k*long3);
dair3=air3;
mair3=[air3 bair3;cair3 dair3];
%
%calcul des coefficients de la matrice de l'air dans troisieme bout de tuyau
%
air5=cos(k*long5);
bair5=j*sin(k*long5);
cair5=j*sin(k*long5);
dair5=air5;
mair5=[air5 bair5;cair5 dair5];
%
% Calcul de la matrice totale
%
m=((mair1)^-1*(mair1)^-1)^-
1*msec12*mabs2*msec23*mair3*msec34*mabs4*msec45*mair5;
%
%extraction des A, B, C et D
a=m(1,1);
b=m(1,2);
c=m(2,1);
d=m(2,2);
%
%calcul de Tcomp

```

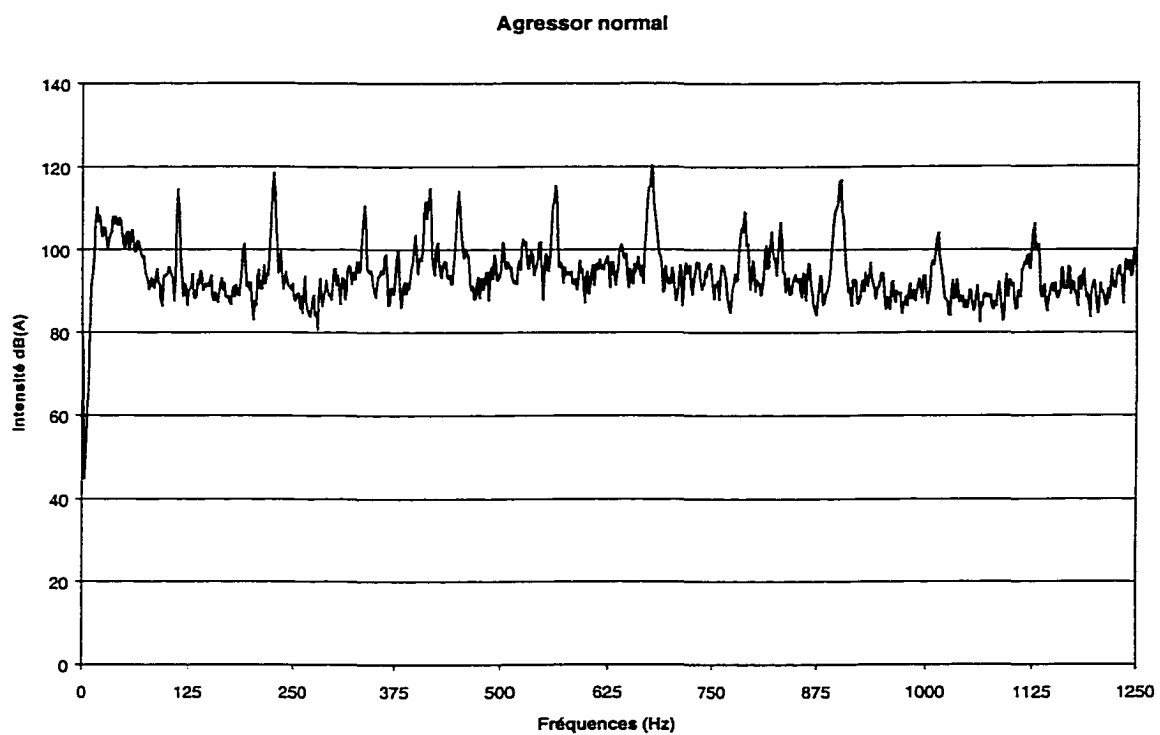
```
%  
tcomp=2/(a+b+c+d);  
%  
% Calcul de TL  
%  
TL(ii)=10*log10(1/(abs(tcomp)^2));  
freq(ii)=f;  
%  
end  
%  
%graphiques  
%  
plot(freq,TL,'.');  
axis([0 5000 0 60])  
grid
```

ANNEXE C

Autres résultats des tests acoustiques sur chenilles



Spectre sonore du bruit généré par la chenille Agressor à profilés améliorés mesuré à une vitesse approximative de 100 km/h.



Spectre sonore du bruit généré par la chenille Agressor normale mesuré à une vitesse approximative de 100 km/h.

ANNEXE D

Programme ANSYS pour la prédiction des contraintes dans la culasse

```

fini
/clear
RESUME,tetetrouemaille,db,..seers\calcul-pro-e\,0

```

```

/prep7

```

```

!proprietes alu
ET,1,SOLID92
UIMP,1,EX, ,.65000,
UIMP,1,ALPX, ,.22e-6,
UIMP,1,NUXY, ,.0.33,

```

```

fini

```

```

/solu

```

```

!pression chambre combustion
FLST,2,4,5,ORDE,3
FITEM,2,2
FITEM,2,-4
FITEM,2,99
SFA,P51X,1,PRES,3.5,

```

```

!bloque le bas de la tete
nsele,s,loc,z,-25.65,-25.66
nsele,r,loc,y,37,53
nsele,r,loc,x,-7,7
d,all,all
alls
nsele,s,loc,z,-25.65,-25.66
nsele,r,loc,y,-37,-53
nsele,r,loc,x,-7,7
d,all,all
alls
nsele,s,loc,z,-25.65,-25.66
nsele,r,loc,y,16,30
nsele,r,loc,x,32,45.5
d,all,all
alls
nsele,s,loc,z,-25.65,-25.66
nsele,r,loc,y,-16,-30
nsele,r,loc,x,32,45.5
d,all,all
alls

```

```
nselect,s,loc,z,-25.65,-25.66  
nselect,r,loc,y,-16,-30  
nselect,r,loc,x,-32,-45.5  
d,all,all  
alls  
nselect,s,loc,z,-25.65,-25.66  
nselect,r,loc,y,16,30  
nselect,r,loc,x,-32,-45.5  
d,all,all  
alls
```

```
solve
```

ANNEXE E

Les programmes KIVA pour la prédiction des émissions polluantes à l'injection directe

K3PREP

K3PREP/ Moteur 2-temps DI, MGM-ETS

```

bore 7.05
stroke 6.40
squish 0.011
thsect 0.5
nblocks 2
  1 10 1 16 11 2 1 0
  3.525 3.525 0.0 0.0 3.525 3.525 0.0 0.0
  0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0
  0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0
  3.0 2.0 5.0 6.0 1.0 2.0
  -1.0 -1.0 -1.0 -1.0 0.0 -1.0
  0.0 0.6063
  0.3525 0.5922
  0.705 0.571
  1.0575 0.54285
  1.41 0.50
  1.7625 0.4512
  2.115 0.3807
  2.4675 0.2961
  2.82 0.20445
  3.1725 0.1128
  3.525 0.0
  2 5 1 6 17 3 1 0
  3.525 3.525 0.0 0.0 3.525 3.525 0.0 0.0
  0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0
  0.6063 0.6063 0.6063 0.6063 2.57 2.57 2.57 2.57
  3.0 2.0 5.0 6.0 4.0 2.0
  -1.0 -1.0 -1.0 -1.0 -1.0 -1.0
  0.0 0.6063
  0.3525 0.5922
  0.705 0.571
  1.0575 0.54285
  1.41 0.50
  1.7625 0.4512
  1.75 0.87
  1.70 1.09
  1.63 1.44
  1.55 1.68
  1.44 1.92
  1.28 2.11
  1.11 2.25

```

```
0.92 2.35
0.63 2.43
0.35 2.50
0.00 2.57
ncopy 0
tiltflag 0
pentflag 0
wedgeflag 0
translate 0
  nlocxy 0
  reshape 0
npentxy 0
nvguide 0
nvalvport 0
nrunner 0
nsiamese 0
nround 0
npatch 1
  2 5 1 1 1 1
nrelaxb 0
nprovtop 0
nprovfce 0
nzcyllwall 0
  tilt 0
ndish 0
nscallop 0
xoffset 0.0
yoffset 0.0
write17 1.0
plotmesh 1.0
xband 0.0
yband 0.0
zband 0.0
nxplots 0
nyplots 1
0.0
nzplots 0
nvhide 0
ntilt 0
```


ITAPES

K122298 Paramètres d'injection pour DI MGM

```
irest 0
nohydro 0
lwall 1
lpr 1
irez 2
ncfilm 9999
nctap8 9999
nclast 9999
ncmon 9999
ncaspec 17
-120.0, -90.0, -60.0, -30.0, -25.0, -15.0, -10.0, -5.0, 0.0, 5.0, 15.0, 30.0, 60.0, 90.0,
120.0, 150.0, 180.0
gmv 0.0
cafilm 9.99e+9
cafin 180.0
angmom 1.0
pgssw 1.0
dti 1.04167e-4
dtmxca 1.0
dtmax 9.99e+9
tlimd 1.0
twfilm 9.99e+9
twfin 9.99e+9
fchsp 0.25
bore 7.05
stroke 6.40
squish 0.011
rpm 5.5e+3
atdc -120.0
datdct 0.0
revrep 1.0
conrod 17.0
swirl 0.0
swipro 3.11
thsect 0.5
sector 1.0
deact 0.0
epsy 1.0e-3
epsv 1.0e-3
epsp 1.0e-4
```

epst 1.0e-3
epsk 1.0e-3
epse 1.0e-3
gx 0.0
gy 0.0
gz 0.0
tcylwl 400.0
thead 420.0
tpistn 550.0
pardon 0.0
a0 0.0
b0 1.0
artvis 0.0
ecnsrv 1.0
adia 0.0
anu0 0.0
visrat-.66666667
tcut 800
tcute 1200
epschm 0.02
omgchm 1.0
turbsw 2.0
sgsl 0.0
trbchem 1.0
capa 18.0
pmplict 2.0
lospeed 0.0
airmu1 1.457e-5
airmu2 110.0
airla1 252.0
airla2 200.0
prl 0.74
rpr 1.11
rsc 1.11
xignit 1.0e+4
tlign -1.0
tdign -1.0
calign -27.0
cadign 9.6
xignl1 0.0
xignr1 -0.5
yignf1 0.5
yignd1 -0.5
zignb1 7.8

```

zigt1  8.5
xignl2 0.0
xignr2 0.0
yignf2 0.0
yignd2 0.0
zignb2 0.0
zigt2  0.0
kwikeq 0
numnoz 1
numinj 1
numvel 1
tlinj  -1.0
tdinj  -1.0
calinj -110.0
cadinj 80.0
tspmas 0.0205
tnparc 550.0
pulse  1.0
injdist 1
kolide 1
tpi 273.0
turb  1.0
breakup 1.0
evapp  1.0
dmnoz  0.0
dznoz  8.90
dthnoz 0.0
tiltxy 0.0
tiltxz 0.0
cone  30.0
dcone 30.0
anoz  1.00
smr  5.00e-3
amp0  0.0
      4000.0
nsp  12
gasoline
  o2 mw2  32.000 htf2  0.0
  n2 mw3  28.016 htf3  0.0
  co2 mw4 44.011 htf4 -93.965
  h2o mw5 18.016 htf5 -57.103
  h  mw6  1.008 htf6 51.631
  h2 mw7  2.016 htf7  0.0
  o  mw8 16.000 htf8 58.989

```

```

n mw9 14.008 htf9 112.520
oh mw10 17.008 htf10 9.289
co mw11 28.011 htf11 -27.200
no mw12 30.008 htf12 21.456
stoifuel 4.0
stoio2 49.0
nreg 1
presi, 1.629802218e+6
tempi, 340.0
tkei, 0.10
scli, 0.0
er, 0.0
mfracfu, 0.0
mfraco2, 0.2200910204
mfracn2, 0.7650385386
mfracco2, 9.913863271e-3
mfracch2o, 4.956577746e-3
mfracch, 0.0
mfracch2, 0.0
mfraco, 0.0
mfracn, 0.0
mfracoh, 0.0
mfracco, 0.0
mfracno, 0.0
nrk 4
cf1 8.0000e10 ef1 1.5780e+4 zf1 0.0
cb1 0.0 eb1 0.0 zb1 0.0
am1 4 49 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
bm1 0 0 0 32 34 0 0 0 0 0 0 0
ae1 0.250 1.500 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
0.000 0.000 0.000 0.000
be1 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
0.000 0.000 0.000 0.000
cf2 1.5587e14 ef2 6.7627e+4 zf2 0.0
cb2 7.5000e12 eb2 0.0 zb2 0.0
am2 0 1 2 0 0 0 0 0 0 0 0
bm2 0 0 0 0 0 0 0 0 2 0 0 2
ae2 0.000 0.500 1.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
0.000 0.000 0.000 0.000
be2 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
1.000 0.000 0.000 1.000
cf3 2.6484e10 ef3 5.9418e+4 zf3 1.0
cb3 1.6000e+9 eb3 1.9678e+4 zb3 1.0
am3 0 2 1 0 0 0 0 0 0 0 0

```

```

bm3  0 0 0 0 0 0 0 0 2 0 0 0 2
ae3  0.000 1.000 0.500 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
      0.000 0.000 0.000 0.000
be3  0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 1.000
      0.000 0.000 0.000 1.000
cf4  2.1230e14 ef4  5.7020e+4 zf4  0.0
cb4  0.0 eb4  0.0 zb4  0.0
am4  0 0 1 0 0 0 0 0 0 2 0 0
bm4  0 0 0 0 0 2 0 0 0 0 0 2
ae4  0.000 0.000 0.500 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
      0.000 1.000 0.000 0.000
be4  0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 1.000 0.000 0.000 0.000
      0.000 0.000 0.000 1.000
nre  6
as1  0.990207 bs1  -51.7916 cs1  0.993074 ds1  -0.343428 es1  0.0111668
an1  0 0 0 0 0 0 1 0 0 0 0 0
bn1  0 0 0 0 0 2 0 0 0 0 0 0
as2  0.431310 bs2  -59.6554 cs2  3.503350 ds2  -0.340016 es2  0.0158715
an2  0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
bn2  0 0 0 0 0 0 0 2 0 0 0 0
as3  0.794709 bs3  -113.2080 cs3  3.168370 ds3  -0.443814 es3  0.0269699
an3  0 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0
bn3  0 0 0 0 0 0 0 0 2 0 0 0
as4  -0.652939 bs4  -9.8232 cs4  3.930330 ds4  0.163490 es4  -0.0142865
an4  0 1 0 0 0 0 1 0 0 0 0 0
bn4  0 0 0 0 0 0 0 0 0 2 0 0
as5  1.158882 bs5  -76.8472 cs5  8.532155 ds5  -0.868320 es5  0.0463471
an5  0 1 0 0 2 0 0 0 0 0 0 0
bn5  0 0 0 0 0 0 0 0 0 4 0 0
as6  0.980875 bs6  68.4453 cs6  -10.5938 ds6  0.574260 es6  -0.0414570
an6  0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 2 0
bn6  0 0 0 2 0 0 0 0 0 0 0 0
nvalves  0
isoot  0

```

IPOST

K3POST/091798 Visualisation DI MGM

```
xwindow 0.0
ntractv 1
mirror 0
icont 1110111101111000000011000
bandtst 0.0
ploty0 1.0
scaley0 0.1
regconty 0.0
xband 0.0
yband 0.0
zband 0.0
nxplots 0
nyplots 1
0.0
nzplots 0
nzslice 0
nviews 0
nvhide 0
```

Notes explicative pour fichier ITAPE5. (défini les différents paramètres)

name problem identification line, up to 80 characters
irest restart flag, where 0 = no restart, >0 = dump number to restart from. read in in subr. begin, used in main driver (kiva), and in newcyc, which then resets it to zero.
nohydro normally = 0. set to 1 to turn off all hydro. this is intended for quick runs that have only piston and valve motion, grid rezoning, and checks for cells for having negative volumes or concavity. it is a useful check to ensure that the entire grid and moving surfaces will behave in an expected fashion, before investing a great amount of time in a full hydro run.
lwall +1=law-of-the-wall bdry. layer; 0=freeslip; -1=noslip
lpr long print control: 1=write on otape12, 0=omit entirely
irez rezone flag: 0 = pure Eulerian, 1 = pure Lagrangian, 2 = traditional Kiva engine rezone. 3 is the same as 2 except the squish region is never accordioned, thus preserving the original axial grid spacing. irez >= 4 is used for rezoning of grids with canted valves, where:
 irez = 4 is for quasi-symmetric pentroof cylinders,
 irez = 5 is for 2-valve OHV wedge geometries, and
 irez = 6 is for geometries that have both pentroof and wedge features. note that the special rezone coding for none of these three cases can be considered fully general.
ncfilm cycle interval between film outputs
nctap8 cycle interval between restart dumps on file otape8
nclast cycle number when calculation is terminated
ncmon cycle interval between summary prints of engine cylinder data on special output files. set ncmon > 5000 to turn off this option entirely
ncaspec > 0 is the number of crank angles listed free-format in the following line(s), for which film output is to be made. this is useful when one wants output only at a number of specific crank angles. set ncaspec = 0 to turn it off.
 (note: as dimensioned, ncaspec must be < or = 100)
gmv = 1.0 to write gmv files when subroutine fulout is called, = 0.0 to skip this option
cafilm crank angle interval between film outputs
cafin crank angle when calculation is terminated
angmom =1.0 for angular momentum conservation in momflx (cyl=1.0)
pgssw =1.0 to employ pressure gradient scaling, =0.0 to disable
 note: setup turns pgs off if pressure boundaries present

dti initial time step dt supplied in input data file
dtmxca maximum number of crank angle degrees per time step; use a large value if you don't want it as an upper limit on dt
dtmax maximum dt allowed during entire calculation
tlimd =1.0 forces a restart-dump exit before job time limit, =0.0 for no restart dump
twfilm problem time interval between film outputs
twfin problem time when calculation is terminated
fchsp time step factor for kinetic reactions and spray evaporation: if tchem (q.v.) > fchsp, dt is reduced by the factor fchsp/tchem; similarly, if tevap (q.v.) > fchsp, dt is reduced by the factor fchsp/tevap
bore diameter of cylinder
stroke piston travel from bottom-dead-center to top-dead-center
squish clearance between cylinder head & piston top at t.d.c.
rpm crankshaft r.p.m. (set to zero to stop piston)
atdc crank angle after-top-dead-center at time t=0.0
datdct crank angle difference for optional upper piston, + or - e.g., if upper piston reaches its tdc 15 degrees before lower piston, then datdct = -15.0
revrep no. of engine revolutions before starting configuration repeats. revrep=1.0 for a 2-stroke engine, 2.0 for a 4-stroke engine, or possibly a greater value to represent a skip-fired engine. revrep is only used in the calculation of degrep, q.v.
conrod connecting rod length, measured from its centerline on the crankshaft to wrist-pin centerline
swirl initial swirl ratio, = air r.p.m./crankshaft r.p.m., positive = clockwise, negative = counterclockwise
swipro dimensionless constant that determines profile of initial swirl velocity, between 0.0 (wheel flow) and 3.83 (zero at wall). typical value is 3.11
thsect = 360.0 if full-circle cylinder, = 180.0 if half-circle cylinder with symmetry boundary, = 0.5 for 2-d sector mesh, or even fraction of 360.0 for 3-d sector. note that thsect is converted to radians in sub. rinput
sector =1.0 for 2-d or 3-d sector mesh with periodic boundaries, =0.0 otherwise
deact = 1.0 allows regions to be deactivated when they are cut off from the cylinder, and reactivated when they again communicate with the cylinder, = 0.0 to turn off this option, keeping regions always active
epsy allowed relative error in implicit solution of mass diffusion, typically 1.0e-3

epsv allowed relative error in implicit solution of momentum diffusion, typically 1.0e-3
 epsp allowed relative error in pressure iteration, typically between 1.0e-4 and 1.0e-8
 epst allowed relative error in implicit solution of heat diffusion, typically 1.0e-3
 epsk allowed relative error in implicit solution of tke diffusion, typically 1.0e-3
 epse allowed relative error in implicit solution of epsilon diffusion, typically 1.0e-3
 gx body acceleration in x-direction, + or -
 gy body acceleration in y-direction, + or -
 gz body acceleration in z-direction, + or -
 tcylwl cylinder wall or liner temperature (kelvins). this is also the temp. used for l,r,f,d walls in 3-d cartesian meshes
 thead cylinder head temperature (top boundary of mesh)
 tpistn piston face temperature (and bottom of 3-d cartesian mesh)
 pardon =1.0 for partial donor-cell fluxing (see also a0, b0), or =0.0 for quasi-2nd-order upwind fluxing. in general, qsou is preferable, but use pdc when speed is more important than accuracy, or when cell reynolds numbers are < 2.0 see p. 49 of la-11560-ms for more information.
 a0, b0 advective flux controls: (effective only when pardon=1.0). limiting cases:
 0 0 centered (unstable if no viscosity)
 1 0 full donor cell
 0 1 interpolated donor cell (use this with sgs turbulence)
 artvis artificial (bulk) viscosity coefficient, for shocks only, between 0.0 and 0.25
 ecnsrv =1.0 to conserve total energy in rezone (for high-speed flows), =0.0 otherwise (normal value)
 adia =0.0 for fixed-temperature walls, =1.0 for adiabatic walls
 anu0 viscosity ratio mu/rho; should be 0 when sgs or k-e used
 visrat ratio of lamdba to mu viscosity, =-2/3 for zero bulk visc
 tcut if cell temp. is lt.tcut, bypass kinetic reaction calc.
 tcute similar cutoff, relating to equilibrium chemistry calc.
 epschm allowed relative error in chemeq iteration, typically 0.02
 omgchm overrelaxation factor in chemeq iteration, typically 1.0
 turbsw turbulence model switch: 0.0 = no turbulence model (this sets tkesw = 0.0); 1.0 = conventional k-epsilon model; 2.0 = RNG k-epsilon model (these latter two set tkesw = 1.0)
 sgsl sgs length scale, typically 4 to 5 dz. if sgsl=0.0, the model reduces to k-epsilon

trbchem =0.0 normally, =1.0 turns on mixing-controlled chemistry for the fuel oxidation reaction in subroutine chem
 capa turbulence model constant used in determining turbulent reaction rate in subroutine chem
 pmplict =0.0 normally; = 1.0 runs with a fully-implicit pressure iteration (all phip's = 1.0); = 2.0 is the same as 1.0 except, in addition, the diffusion routines are also run fully implicit (all phid's = 1.0)
 lospeed =0.0 normally; = 1.0 to run low-speed flows, forcing the calculation to approximate full incompressibility
 airmu1,airmu2 molecular viscosity of ambient medium is given by $airmu1*temp^{**1.5}/(temp+airmu2)$
 airla1,airla2 molecular heat conduction coefficient of ambient medium is $airla1*temp^{**1.5}/(temp+airla2)$
 prl prandtl no. in the laminar fluid; std. value for air =0.74
 rpr reciprocal turbulent prandtl number, $k/(c \text{ sub } p * \mu)$
 rsc reciprocal turbulent schmidt number, $ro*d/\mu$, for mass diffusion
 xignit reciprocal time constant for ignition energy addition to spark cell(s), at end of subroutine chem. set xignit=0.0 to deactivate ignition option.
 tlign time to initiate ignition spark
 tdign duration of ignition spark, in seconds
 calign crank angle a.t.d.c. to initiate spark ignition, used only if tlign is less than zero
 cadign duration of ignition spark, in crank angle degrees
 xignl(1),xignr(1),yignf(1),yignd(1),zignb(1),zignt(1):
 ignition region; may be single cell or a block of cells. xignl1, etc. describe the x,y,z physical coordinates in cm of some volumetric region, and are completely independent of the actual zoning in the ignition region. in the ignition procedure (near the end of subroutine chem), cell-center coordinates are tested against xignl1, etc. if the cell center falls within the ignition volume, the cell is ignited. ignition is very mesh-dependent, and in many applications, a block of cells that are around the true spark location must be ignited to achieve a successful burn, not just a single cell.
 xignl(2),xignr(2),yignf(2),yignd(2),zignb(2),zignt(2):
 2nd (dual) ignition region (optional)
 kwikeq =1 to use fast equilibrium chemistry routine chmqgm for 6 built-in reactions; =0 to use slower but general routine chemeq instead. note that chmqgm requires the presence of carbon and hydrogen.

numnoz number of injector nozzles
numinj number of injection pulses per engine cycle,
for split injection
numvel number of entries in optional injection velocity table
t1inj() time to initiate droplet injection
tdinj() duration of injection pulse, in seconds
calinj crank angle a.t.d.c. to initiate droplet injection,
used only if t1inj is less than zero
cadinj duration of injection pulse, in crank angle degrees
tspmas() spray mass to be injected, in grams, where:
if continuous spray (pulse=0.0), tspmas is mass injected
per unit time; if pulsed spray (pulse.ge.1.0), tspmas
is the total spray mass to be injected.
tnparc() number of spray parcels to be injected, where:
if continuous spray (pulse=0.0), tnparc is the number of
parcels per unit time. if pulsed spray (pulse.ge.1.0),
tnparc is the total number of parcels to be injected,
typically around 2000-5000 if 3-d, or 500-1000 if 2-d.
pulse 0.0 = continuous spray injection, 1.0 = half-sine wave
injection pulse, 2.0 = square wave injection pulse,
3.0 = pulse defined by injection velocity table velinj()
injdist 1 = inject size distribution about smr(i),
0 = inject one size only, = smr(i), which is interpreted
as the nozzle radius
kolide +1 turns on droplet collision calculation, 0 bypasses it
tpi inflow temperature of fuel droplets (kelvins)
turb =1.0 to include turbulent velocities for droplets
breakup =1.0 turns on droplet breakup model, 0.0 bypasses it
evapp =1.0 turns on droplet evaporation, 0.0 bypasses it
drnoz() radius of injector nozzle from (x0,y0), in cm
dznoz() z coord. of fuel injector, in cm. this is the absolute
location above true z = 0.0, and is no longer relative to
zhead as in earlier code versions. this should be
helpful for locating port fuel injectors
dthnoz() azimuthal angle of injector nozzle, in degrees, from
the y = 0.0 plane, measured counterclockwise when viewed
from above
tiltxy() rotation angle of injector in x-y plane, in degrees,
where 0.0 points towards the 3:00 position (j=1 line),
and the angle increases counterclockwise from there.
tiltxz() inclination angle of injector in x-z plane, in degrees,
where 0.0 points straight down, >0 points in the +x
direction, <0 points in the -x direction.
cone() fuel injector spray mean cone angle for hollow cone

- sprays, in degrees; for solid cone sprays, input cone = dcone (see below)
- dcone() injection liquid jet thickness, in degrees.
- anoz() area of injector nozzle
- smr() sauter mean radius of the droplets at injector in cgs; as 1 micron=0.0001 cm, 10 microns would be input as 1.e-3 if injdist = 0, smr() --->is<--- the nozzle radius
- amp0() initial amplitude of droplet oscillation at injector, based on weber number estimate; applicable only if breakup model is turned on
- velinj() velocity at injector, in cm/sec. for a continuous spray or a simple pulse (pulse < 3.0), a single value of velinj is supplied. for the general case (pulse = 3.0), velinj is a table of values that change with time in whatever manner the user desires. before using these values, kiva adjusts them if necessary to ensure that the correct total fuel mass (tspmas) will be injected.
- nsp number of species, indexed isp=1,nsp
- idsp(isp) species chemical formula, used as identifier and label
- mw(isp) molecular weight of species isp. mw for specified fuel is set automatically in subroutine fuel.
- htform(isp) heat of formation of species isp at zero degrees kelvin, in kcal/mole. htform of specified fuel is set automatically in subroutine fuel.
- stoifuel,stoio2 stoichoimetric coefficients for the fuel oxidation reaction (see n1 and n2 in Table II, p. 37 of the KIVA-3 report (LA-12503-MS). these are needed in sub. setupro if fuel is pre-mixed.
- nreg no. of regions for which presi, tempi, tkei, sgsl, er, and mfrac are read in. in general, these regions match those of nregions (see below), but one could for example have a single-region duct, with regions 2 and 3 that do not really exist, but are used to supply inlet and outlet conditions for flow through the duct. in this example, nregions would = 1, but nreg would = 3
- presi(n) initial cell pressure for region n (dynes/sq. cm.)
- tempi(n) initial cell temperature for region n (Kelvin)
- tkei(n) initial cell turbulence kinetic energy density in region n. In an I.C. engine, tkei(n) is a fraction that represents the percentage of the kinetic energy (based on the mean piston speed, where piston speed is stroke over half the period) that is turbulent kinetic energy. In non-engine applications (rpm=0.0) tkei(n) is the actual tke in (cm/sec)**2, with a value typically about

10% of the mean flow kinetic energy $0.5*u^{**2}$.

scli(n) initial turbulence length scale for region n (cm).
if scli > 0.0, its value is used as a uniform length scale when initializing eps in the setup. if scli = 0.0, initial eps will instead be proportional to the distance to the nearest solid wall. the code will ensure that the initial length scale is .le. sgsl when subgrid scale turbulence model is used.

er(n) equivalence ratio for the initial mixture in region n.

mfrac(n,isp) mass fraction of species isp in region n. mfrac values will be converted to species densities in subroutine setupro. Note: if mole fractions are what is available, you can convert them to mass fractions by multiplying each mole fraction by the molecular weight of that species, and then normalize by dividing each of these products by the sum of all the products.

nrk number of kinetic chemical reactions, indexed ir=1,nrk

cf(ir) forward pre-exponential factor, afr, for reaction ir

ef(ir) forward activation temp., e+, for reaction ir

zetaf(ir) forward temp. exponent, zetafr, for reaction ir

cb(ir) backward pre-exponential factor, abr, for reaction ir

eb(ir) backward activation temp., e-, for reaction ir

zetab(ir) backward temp. exponent, zetafr, for reaction ir

am(isp,ir) stoichiometric coeff. of species isp on the left side of kinetic reaction ir

bm(isp,ir) stoichiometric coeff. of species isp on the right side of kinetic reaction ir

ae(isp,ir) exponent of species isp concentration in the forward rate of kinetic reaction ir

be(isp,ir) exponent of species isp concentration in the backward rate of kinetic reaction ir

nre number of equilibrium reactions, indexed ire=1,nre
note: if kwiq=1, rinput doesn't even read the nre line or any data-sets for as,bs,cs,ds,es,an, or bn

as(ire),bs(ire),cs(ire),ds(ire),es(ire) coefficients ar,br,cr,dr,er in functional form of equilibrium constant

an(isp,ire) stoichiometric coeff. of species isp on the left side of equilibrium reaction ire

bn(isp,ire) stoichiometric coeff. of species isp on the right side of equilibrium reaction ire

nvalves number of moving valves (0 to 5). if nvalves > 0, valve

ANNEXE F

Article de La Presse

La Presse

Le plus grand quotidien français d'Amérique

Montréal,
mardi 7 mars 2000
116^e année No 136
72 pages, 4 cahiers
60 ¢ TAXES EN SUS
EST ET NORD-OUEST DU QUÉBEC,
RÉGION D'OTTAWA 70 ¢
FLORIDE 1.75 \$ US.

La grande maison 
Au Or
à Montréal



Popular
MONTREAL

4 www.lapresse.infinet.net

Économie
Bientôt un
supermarché
au Complexe
Desjardins
page C5



Cyberpresse

Communicate i2000:
des résultats mitigés
page A21

Monde
Pinochet
pourrait faire
face à la justice
chilienne
page A22



Hockey

 **2**
 **3**

page S3



Marcel Pepin

Un géant du syndicalisme québécois disparaît

Marcel Pepin
a dirigé la CSN
de 1965 à 1976

CLAUDE-V. MARSOLAIS

Marcel Pepin, un des grands présidents de la CSN qu'il a dirigée de 1965 à 1976, est mort vers 1 h 10 lundi entouré de ses proches, après avoir subi une intervention chirurgicale à l'Hôtel-Dieu de Montréal.

Depuis un an, sa santé se dégradait, contre sa conjointe Lucie Dagenais encore sous le choc. Il avait même été hospitalisé l'été dernier pour un court séjour. Ces derniers temps, il éprouvait de la difficulté avec sa digestion. C'est pourquoi il est entré à l'hôpital vendredi. Le lendemain, les chirurgiens déclarent une opération exploratoire afin de déceler une quelconque anomalie.

C'est à la suite de cette intervention que des complications postopératoires de nature infectieuses se sont apparues et ont eu raison de son combat pour la vie.

Au printemps 1999, il avait

Voir UN GÉANT en 12

■ Autres textes en page A7

Une motoneige écologique conçue à l'ETS



PHOTO D'ÉTIENNE LEMAY

Patrice Seers pose fièrement devant la motoneige Polaris écologique qu'il a mise au point avec quelques camarades de l'École de technologie supérieure (ETS) et qu'il présentera à la fin du mois à une compétition organisée aux États-Unis par la Society of Automobile Engineers. En plus d'un moteur à injection directe moins polluant, cette motoneige est équipée d'un silencieux à trois chambres, d'un capot isolé et d'une chenille modifiée. A lire en page A10



Raymond Bourque passe à l'Avalanche

— Voir page S7

Bernard Landry jouera-t-il au père Noël?

Le ministre des Finances précipite le dépôt de son budget au 14 mars

DENIS LESSARD
du Bureau de La Presse, QUÉBEC

Désireux de couper court à un embarrassant débat politique sur son bas de laine caché de 841 millions, le ministre des Finances Bernard Landry a avancé le dépôt de son budget au 14 mars, le jour même de la reprise des travaux à l'Assemblée nationale, un précédent.

Des sources au sein du gouvernement confirmaient hier à La Presse que la controverse de la semaine dernière a joué un rôle dans la décision d'avancer la présentation du budget. M. Landry arrivera avec un budget populaire, « pour un Québec plus riche », se plaît-il à répéter, ce qui lui évitera d'être placé sur la sellette pendant plusieurs jours à l'Assemblée nationale.

Publiquement, Gerald Ponton, de l'Alliance des manufacturiers, et Marc Laviolette, de la CSN, se disaient hier tous deux fort surpris d'un budget aussi hâtif. Ils ont rencontré M. Landry la semaine dernière qui leur avait indiqué qu'il s'écoulerait « plusieurs semaines »

avant le dépôt de son budget. « Scrupuleux va vite se dégriser en père Noël, il veut étouffer tout le débat autour de sa maquette de 841 millions », lance ironiquement la critique libérale Monique Jérôme-Forguet. Au surplus, ces 841 millions sont placés à Toronto à un gros 2 %, tandis que nos hôpitaux et universités empruntent à des taux de 6 à 10 %. Elle prévoit que les baisses d'impôts seront « au moins » du double des 400 millions prévus l'an prochain.

Ses prévisions rejoignent celles de l'ensemble des spécialistes interrogés hier. Avec la croissance économique

Voir BERNARD en A2

Île de Montréal

Des étudiants bricolent une motoneige écologique

ANDRÉ PRATTE

Des Laurentides québécoises au célèbre parc Yellowstone, en passant par le nouveau parc provincial des Hautes-Gorges, des citoyens se mobilisent contre la pollution et le bruit émis par les motoneiges.

De toute évidence, les fabricants devront un jour ou l'autre produire des véhicules plus propres et moins bruyants. Peut-être s'inspireront-ils alors des travaux de Patrice Seers, étudiant en génie mécanique de l'École de technologie supérieure (ETS).

Dans les ateliers de l'École, Seers et quelques camarades sont à mettre la dernière main à une motoneige Polaris qu'ils ont modifiée dans l'espoir de la rendre plus écologique. Cette motoneige sera l'une de sept évaluées à la fin du mois dans le cadre d'une compétition lancée aux États-Unis par la Society of Automobile Engineers. Outre donner une occasion aux étudiants en génie de travailler sur un projet concret, le Clean Snowmobile Challenge 2000 vise à sensibiliser les fabricants de motoneiges à la possibilité de produire des engins plus respectueux de l'environnement. « Si nous pouvons leur donner un coup de pouce et trouver de bonnes idées, ce sera une nouvelle étape de franchise, a expliqué à *La Presse* l'une des organisatrices de la compétition, Lori Fussell. Les étudiants essaieront peut-être des choses auxquelles des ingénieurs aguerris n'avaient pas pensé. »

Les motoneiges sont des véhicules passablement polluants, leur moteur à deux temps émettant des niveaux appréciables d'oxyde



PHOTO ÉRIC ST-PIERRE, La Presse

Patrice Seers et sa motoneige écologique.

de carbone et d'hydrocarbures non brûlés. Ces émissions ne sont pas contrôlées aux États-Unis ni au Canada, mais les deux gouvernements concoctent une réglementation à ce sujet.

Patrice Seers et son équipe ont modifié le moteur de leur motoneige pour en faire un moteur à injection directe, ce qui à leur avis permettra de diminuer les émissions polluantes de moitié.

Bric-à-brac

Plusieurs États américains imposent des limites au bruit généré par les motoneiges. En général, ces limites sont de 78 décibels à une distance de 50 pieds, lorsque la motoneige est en pleine accélération, et de 73 décibels lorsque la motoneige circule à 15 milles à l'heure. Au Québec, le ministère des Transports exige simplement que les motoneiges soient munies d'un système d'échappement.

Les étudiants de l'ETS ont conçu un silencieux comportant trois chambres, isolé le capot, et apporté des modifications à la chenille. « Nous devrions pouvoir atteindre 72 décibels », estime Seers.

« Devrions », car bien qu'il parte dans dix jours pour le Wyoming, Seers n'a toujours pas pu tester sa Polaris modifiée. En effet, le banc d'essai de moteurs de l'ETS est inutilisable en raison d'un bris du système de ventilation. Une tuile qui est venue s'ajouter à toutes sortes de difficultés et de retards « J'appelle ça un projet contre l'adversité. Je suis certain que nous sommes l'équipe qui a eu le plus de malchances ! », lance Patrice Seers.

Dans l'esprit de l'étudiant, il ne fait aucun doute que les fabricants de motoneiges seraient en mesure de construire des engins moins polluants et moins bruyants. « Si des étudiants sont capables de le faire avec leur bric-à-brac, les multinationales n'auraient qu'à puiser dans leurs ressources (pour y arriver) », dit-il.

Sauf qu'une motoneige plus propre et plus silencieuse, c'est aussi une motoneige moins performante et plus chère. « Si un fabricant produit un tel véhicule, mais que ça augmente le prix, les gens ne l'achèteront pas », fait remarquer Lori Fussell. D'où la nécessité d'une réglementation qui imposerait les mêmes exigences à tous les fabricants.

Chez Bombardier, une porte-parole, Geneviève Dion, a soutenu que l'entreprise « a toujours travaillé sur cette question. » « Nos motoneiges respectent toutes les normes, bien qu'elles soient de plus en plus puissantes », souligne-t-elle.

ANNEXE G

Résultats de la compétition

La compétition s'est déroulée à Jackson, Wyoming. Les tests des émissions polluantes ont eu lieu à 2 endroits (entrée du parc Yellowstone) et ont été échelonnés sur 2 jours (22 et 23 mars 2000). La compétition officielle (du 28 mars au 2 avril 2000) s'est déroulée sur différents sites de la région.

Pointage

	Colorado State U	ETS	Colorado school of Mines	Michigan Tech	Waterloo	Minnesota State Mankato	U of Buffalo, NY
Emissions	-200	-200	-200	-200	50	-200	50
Economie carburant	3	-100	-100	0	32	-100	100
Accélération	80	0	51	97	100	39	0
Bruit	-100	-100	-100	-100	-100	18	150
Manoeuvrabilité	50	0	0	0	32	42	29
Hill climb	0	0	0	100	0	0	0
Oral	64	59	61	44	66	60	74
Static	42	28	29	30	38	34	41
Rapport	81	72	67	45	84	77	73
Total	-22	-394	-297	-139	264	-189	466

Best fuel economy : U of Buffalo, 27,6 mile au gallon = 226% improvement

Best performance : Michigan Tech

Best design (required passing both noise and emission) : U of Buffalo

Quietest snowmobile : U of Buffalo 66.8 dBA

Best emission : U of Buffalo 46% reduction of CO and 100% reduction of HC

Valeurs moyennes des émissions polluantes pour chaque test

	CO (ppm)	HC (ppm)
Gentle acceleration	55 463	29 463
Steady state, uphill (entrée du parc Yellowstone)	59 688	17 550

Valeurs finales moyennes et comparaison avec la motoneige de contrôle

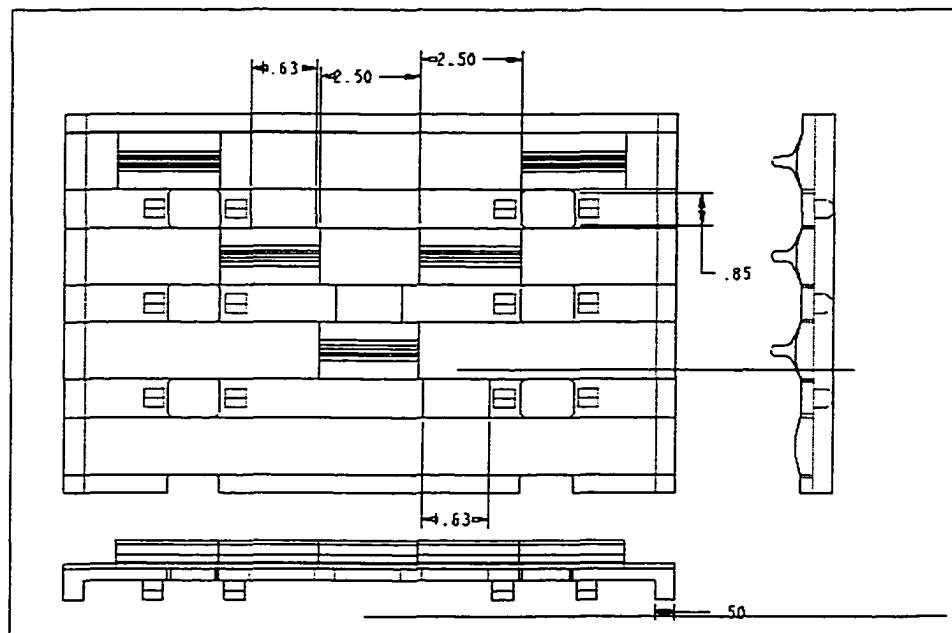
	CO (ppm)	HC (ppm)
Moyenne	57 575	23 506
Moyenne motoneige de contrôle	103 833	20 759
Différence	-44%	+13%

Nos mauvais résultats s'expliquent par la faible puissance du moteur. Un second problème majeur a surgit lors de la compétition officielle et consistait à un problème de refroidissement. Le moteur surchauffait sans cesse alors qu'il n'y avait aucun problème lors des tests pour les émissions polluantes. Nous croyons que la pompe était défectueuse, mais pourquoi elle l'était, reste un mystère car le moteur n'avait que quelques heures d'usure. En fait ce problème de surchauffe répétitif nous a empêchés de compléter les épreuves suivantes qui correspondent en fait au épreuve de performance :

- L'économie de carburant ;
- L'accélération (seulement un test a pu être effectué sur la possibilité de 2) ;
- La manoeuvrabilité
- Le hill climb

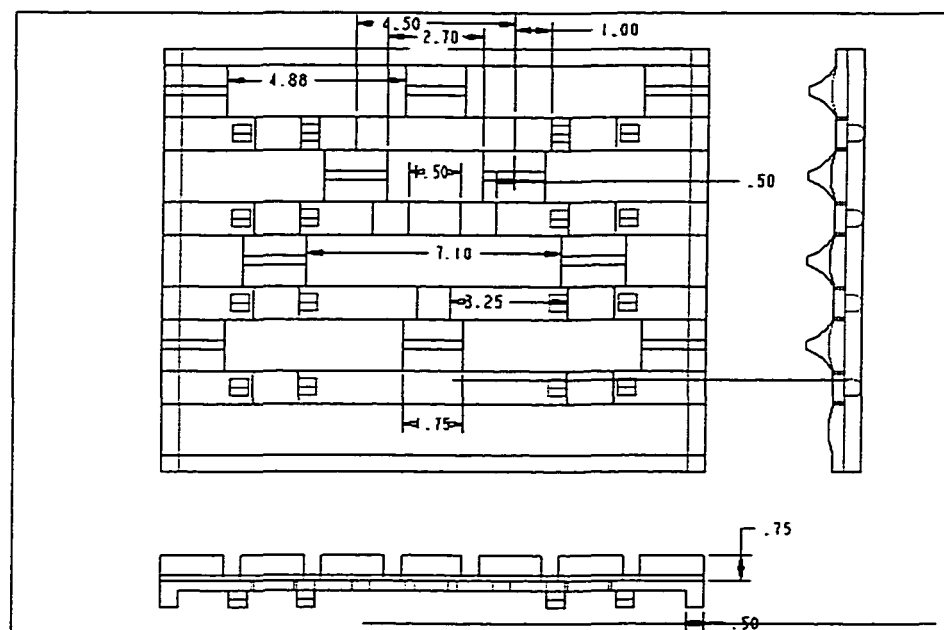
ANNEXE H

Plans des chenilles dites silencieuses



SCALE : 0.500 TYPE : PART NAME : CHENILLE.1 SIZE : A4

Plan de la chenille à patron répétitif après 3 rangés



SCALE : 0.450 TYPE : PART NAME : CHENILLE.3 SIZE : A4

Plan de la chenille à patron répétitif après 4 rangés