UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

CARACTÉRISATION HYDRODYNAMIQUE ET THERMIQUE DU FONCTIONNEMENT D'UN BRÛLEUR À COMBUSTION PULSÉE AU GAZ NATUREL

MARTINE CHARETTE

DÉPARTEMENT DE GÉNIE CHIMIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION

DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES (M.Sc.A.)

(GÉNIE CHIMIQUE)

MARS 1996

© Martine Charette, 1996.

National Library of Canada
Bibliothèque nationale du Canada

Acquisitions and Bibliographic Services
Acquisitions et services bibliographiques

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file Votre référence

Our file Notre référence

The author has granted a non-exclusive licence allowing the National Library of Canada to reproduce, loan, distribute or sell copies of this thesis in microform, paper or electronic formats.

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque nationale du Canada de reproduire, prêter, distribuer ou vendre des copies de cette thèse sous la forme de microfiche/film, de reproduction sur papier ou sur format électronique.

The author retains ownership of the copyright in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur qui protège cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

0-612-26461-0

Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

CARACTÉRISATION HYDRODYNAMIQUE ET THERMIQUE DU FONCTIONNEMENT D'UN BRÛLEUR À COMBUSTION PULSÉE AU GAZ NATUREL

présenté par : CHARETTE Martine

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès Sciences Appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. KLVANA Danilo, Ph.D., président du jury

M. LEGROS Robert, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. BENALI Marzouk, Ph.D., membre et co-directeur de recherche

M. GUY Christophe, Ph.D., membre.

REMERCIEMENTS

Je souhaite remercier sincèrement mes directeurs de recherche, Marzouk Benali et Robert Legros pour leur soutien et pour les commentaires, remarques, suggestions et conseils qu'ils ont prodigués tout au long de la réalisation de ce projet.

Je tiens également à souligner le travail réalisé par Sophie Beaulieu et Geneviève Martineau, stagières et étudiantes au département de génie chimique de l'École Polytechnique de Montréal. Elles ont participé à la réalisation des montages, des expériences, des figures, des graphiques... Leur collaboration, de même que leurs commentaires et suggestions ont été grandement appréciés.

J'offre finalement des remerciements à l'équipe technique du Laboratoire de Recherche en Diversification Energétique :

Vincent Deschamps :	pour la réalisation des différents montages ;
Eric Dubuc :	pour la conception mécanique, les plans détaillés sur Autocad et les nombreuses heures passées à décortiquer le brûleur... ;
Eric Soucy et AKITEK :	pour le système d'acquisition de données ;
Josée Trudel :	pour les analyses par chromatographie.

Leur contribution à été essentielle à la réalisation de ce projet.

RÉSUMÉ

Un brûleur à combustion pulsée est un système dans lequel le procédé de la combustion produit des ondes de résonance. L'alimentation de l'air et du combustible au procédé étant intermittent, des ondes de pression en résultent. Des oscillations sont formées dans la chambre de combustion et se propagent tout au long du tuyau d'échappement. Les principaux avantages découlant de ce principe est une augmentation significative des taux de transfert de chaleur et une diminution significative de la concentration des oxydes d'azote (NO_x) par rapport à la combustion conventionnelle. Le principal désavantage est le haut niveau sonore généré par les ondes.

L'objectif principal poursuivi au cours de ce projet est de caractériser le comportement du prototype d'un brûleur à combustion pulsée au gaz naturel d'un point de vue hydrodynamique et thermique. Le projet est en trois sections :

1- Caractériser la propagation de l'onde de pression dans un tuyau d'échappement de section uniforme ;

2- Caractériser la propagation de l'onde de pression dans un tuyau d'échappement de section variable ;

3- Caractériser l'effet du contact direct entre une phase solide et l'onde sonore.

Le montage expérimental est constitué d'un brûleur à combustion pulsée au gaz naturel d'une puissance nominale de 60 kW auquel est relié un système d'acquisition

de données. Le tuyau d'échappement est constitué de deux tuyaux concentriques qui forment un échangeur de chaleur. Des capteurs de pression permettent de reconstituer l'onde sonore dans la chambre de combustion et à plusieurs positions axiales du tuyau d'échappement. Des thermocouples permettent d'obtenir les températures moyennes des courants gazeux à plusieurs positions dans le montage expérimental. Les essais sont réalisés en faisant varier la puissance au brûleur. Quelques essais sont également réalisés avec différents débits d'injection de solide dans le tuyau d'échappement de section variable.

La puissance du brûleur à combustion pulsée varie de 55,9 à 68 kW (PCS)[1] avec le tuyau d'échappement de section uniforme alors qu'elle passe de 45 à 53,6 kW (PCS) avec le divergent. Les ondes sonores obtenues sont de forme sinusoïdale et leur amplitude augmente avec la puissance. L'amplitude de l'onde sonore dans la chambre de combustion est reliée à la puissance par une relation unique pour les deux configurations, soit : Amplitude (kPa) = $0{,}011 * (\text{Puissance})^{1.99}$. L'amplitude des ondes dans le tuyau d'échappement diminue vers la sortie avec la section uniforme tandis que la présence de la section divergente fait augmenter cette valeur.

La température des fumées à l'entrée du tuyau d'échappement est plus grande lors de la présence de la section divergente. Pour une puissance approximative de 55

[1] PCS : Pouvoir calorifique supérieur du combustible

kW (PCS), cette température passe de 1350 à 1475°C. La concentration d'oxydes d'azote (NO_x) varie de 23 à 33 ppmv avec la configuration de section uniforme tandis qu'elle varie de 37 à 46 ppmv avec le divergent, bien que la puissance soit plus faible.

L'introduction de particules solides dans le tuyau d'échappement ne modifie pas la stabilité des ondes sonores lorsque le débit des solides passe de 10 à 47 kg/h. Seule une légère diminution de la puissance, de 1 à 3 kW et, par le fait même, de l'amplitude des ondes, de 1 à 3 kPa, est observée.

Le brûleur à combustion pulsée pourrait donc s'avérer un excellent système de combustion pour réaliser le traitement thermique des produits granulaires.

ABSTRACT

A pulse combustor consists of a combustion chamber that is designed so that the action of sound waves improves the combustion process. The energy released by combustion excites one of the combustor's natural acoustic modes which results in oscillatory flow conditions inside the combustor. The interaction of this oscillatory flow field with the combustion process produces oscillatory reaction and heat release rates. Acoustic waves are generated in the combustion chamber and propagate through the tail pipe. Pulse combustion holds great promise for reducing pollutant emissions and increasing the productivity and efficiency of energy intensive processes. On the negative side, pulse combustors are noisy and require special noise abatement measures.

The main objective of this project is to characterize the hydrodynamic and thermal behavior of a natural gas pulse combustion prototype burner. The project is subdivided into three sections:

1- Characterize the acoustic wave propagation in a uniform tail pipe;

2- Characterize the acoustic wave propagation in a variable area tail pipe;

3- Characterize the effect of the contact between solid particles and the acoustic wave.

The test bench consists of a 60-kW natural gas pulse combustion burner. The image of the acoustic wave in the combustion chamber and at different axial positions

along the tail pipe is rebuild by the signal of pressure transducers. Gaseous flow mean temperatures at different locations on the experimental unit are obtained via thermocouples. These measuring devices are connected to a data acquisition system. The parameters that can be varied on the experimental unit are burner power, tail pipe configuration and solid particles flow in the variable area tail pipe.

Pulse combustor power varies from 55,9 to 68,0 kW (HHV) with the uniform area tail pipe. It varies from 45,0 to 53,6 kW (HHV) with the variable area tail pipe. Sound waves are essentially sinusoidal and their amplitude increases with burner power. In the combustion chamber, a single relation between acoustic wave amplitude and combustor power covers both configurations:

$$\text{Amplitude (kPa)} = 0{,}011 * (\text{Power})^{1.99}$$

In the tail pipe, the wave amplitude decreases with axial position in the uniform section while it increases in the variable area section.

The temperature of the combustion products in the entry zone of the tail pipe is higher with the variable area tail pipe. It passes from 1350 to 1475°C when the uniform section is replaced by the variable area section. The concentration of nitric oxides (NO_x) varies from 23 to 33 ppmv in the uniform section tail pipe. It varies from 37 to 46 ppmv with the divergent section, even if the burner power is lower.

Sound waves that propagates in the variable area tail pipe remain stable when

a flow of solid particles, that varies from 10 to 47 kg/h, is introduced in the tail pipe. A small decrease of burner power, in the range of 1 to 3 kW, and of the pressure wave amplitude, in the range of 1 to 3 kPa, results from the introduction of a solide phase in the tail pipe.

In conclusion, thermal treatment of solid particles is technically viable with the pulse combustion prototype burner.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS iv

RÉSUMÉ v

ABSTRACT viii

LISTE DES TABLEAUX xvi

LISTE DES FIGURES xviii

LISTE DES SIGLES ET ABREVIATIONS xxiii

LISTE DES ANNEXES xxiv

NOMENCLATURE xxv

INTRODUCTION 1

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE 4

1.0 Avant-propos 4

1.1 Historique 4

1.2 Principe de la combustion pulsée 6

1.3 Applications industrielles 11

1.4 Types de brûleur à combustion pulsée 13

1.4.1 Géométrie 13

1.4.1.1 Configuration "Quarter-Wave" 13

1.4.1.2 Configuration "Helmholtz" 15

1.4.1.3 Configuration "Rijke" 16

1.4.2 Types de vanne 17

1.4.2.1 Vannes mécaniques 17

1.4.2.2 Vannes aérodynamiques 20

1.5 Paramètres de fonctionnement des brûleurs à combustion pulsée . . . 21

1.5.1 Fréquence et amplitude des ondes sonores 21

1.5.2 Ondes de pression et de vitesse 25

1.5.3 Profils de vitesse et turbulence 30

1.5.4 Profils de température 34

1.6 Transfert de matière et d'énergie 40

1.6.1 Transfert de chaleur dans le tuyau d'échappement 41

1.6.2 Transfert de matière dans le tuyau d'échappement 50

1.7 Production de NO_x 53

1.8 Bruit généré par la combustion pulsée 56

1.9 Conclusion 61

CHAPITRE 2

MONTAGE EXPÉRIMENTAL ET INSTRUMENTATION 63

2.1 Description du montage expérimental 63

2.2 Opération du brûleur à combustion pulsée 68

2.3 Contrôle du procédé 71

2.4 Instruments de mesure 72

2.4.1 Capteurs de pression 72

2.4.2 Thermocouples 73

2.4.3 Mesure des débits dans le système 74

2.4.4 Système d'acquisition de données 76

2.4.5 Analyse des fumées 78

2.4.6 Mesure du bruit 80

2.4.7 Température des particules solides 80

CHAPITRE 3

MÉTHODOLOGIE EXPÉRIMENTALE 83

3.1 Expériences préliminaires 83

3.2 Caractérisation l'onde effective 84

3.2.1 Configuration TEI2 85

3.2.2 Configuration TED2 89

3.3 Configuration TEI2 : effet de la puissance 92

3.4 Configuration TED2 : effet de la puissance 93

3.5 Contact direct des particules solides avec l'onde sonore 94

CHAPITRE 4

RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX ET ANALYSE 96

4.1 Expériences préliminaires 96

4.1.1 Effet des tubes latéraux sur les caractéristiques de l'onde sonore 96

4.1.2 Validation du tuyau d'échappement initial instrumenté n°2 (TEI2) 100

4.2 Caractérisation de l'onde effective 102

4.2.1 Effet de la longueur et du type de terminaison des tubes latéraux 102

4.2.2 Ondes sonores : amplitude à différentes positions sur un tube latéral 108

4.3 Configuration TEI2 : effet de la puissance 111

4.3.1 Équilibre thermique et régime permanent 111

4.3.2 Paramètres de l'onde sonore 115

4.3.3 Émissions gazeuses 125

4.3.4 Configuration TEI2 : chambre d'expansion *versus* silencieux 128

4.4 Configuration TED2 : effet de la puissance 133

4.4.1 Paramètres de l'onde sonore 135

4.4.2 Profil de température 145

4.4.3 Émissions gazeuses 147

4.5 Effet du contact direct des particules de sable avec l'onde sonore . . . 149

4.5.1 Introduction des solides : variation des paramètres de l'onde sonore 150

4.5.2 Injection des solides : variation du profil de température . . 153

4.5.3 Injection des solides : variation de la concentration des émissions gazeuses 155

CONCLUSION 157

RECOMMANDATIONS 161

RÉFÉRENCES 163

ANNEXES 170

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 Principales applications de la combustion pulsée 12

Tableau 1.2 Puissance aux brûleurs nécessaire pour produire 77 dBA 58

Tableau 2.1 Spécifications des différents tuyaux d'échappement 67

Tableau 3.1 Essais effectués pour caractériser l'onde effective: TEI2 86

Tableau 3.2 Essais effectués pour caractériser l'onde effective : TED2 91

Tableau 3.3 Essais réalisés avec la configuration TEI2 93

Tableau 3.4 Essais réalisés avec le tuyau d'échappement modifié (TED2) 94

Tableau 3.5 Caractéristiques des particules solides 95

Tableau 3.6 Essais réalisés en présence des particules solides 95

Tableau 4.1 Caractéristiques de l'onde de la chambre de combustion : TEI versus TEI1 97

Tableau 4.2 Caractéristiques de l'onde sonore : influence du nombre de tube latéral 101

Tableau 4.3 Comparaison entre les amplitudes prédites et mesurées 109

Tableau 4.4 Niveau sonore du BCP en régime permanent : TEI2 versus TED2 143

Tableau 4.5 Durée maximale d'exposition à divers niveaux sonores 144

Tableau F.1 Débit des fumées et teneur en oxygène : valeurs mesurées et calculées 198

Tableau F.2 Bilan d'énergie global 201

Tableau F.3 Résulats des bilans d'énergie autour du tuyau d'échappement 203

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 Principe de fonctionnement d'un brûleur à combustion pulsée 9

Figure 1.2 Schéma du brûleur à combustion pulsée de type "Quarter-Wave" . . 14

Figure 1.3 Schéma du brûleur à combustion pulsée de type "Helmholtz" 15

Figure 1.4 Schéma d'un tube de type "Rijke" 16

Figure 1.5 Schéma des vannes à clapet et à anche 18

Figure 1.6 Schéma d'une vanne rotative 19

Figure 1.7 Brûleur à combustion pulsée avec une vanne aérodynamique 20

Figure 1.8 Présentation schématique du critère de Rayleigh 23

Figure 1.9 Amplitude de pression et fréquence d'opération en fonction de la longueur du tuyau d'échappement 24

Figure 1.10 Géométrie du BCP et pressions et vitesses maximales 26

Figure 1.11 Oscillations de pression et de vitesse pour un cycle d'opération . . . 27

Figure 1.12 Profils de vitesse dans le tuyau d'échappement d'un BCP 30

Figure 1.13 Profils de vitesse près de la paroi du tuyau d'échappement 31

Figure 1.14 Comparaison des profils de vitesse et de turbulence entre des écoulements conventionnels turbulents et pulsés 33

Figure 1.15 Mesures des températures dans une chambre de combustion 35

Figure 1.16 Température, pression et vitesse du gaz au centre du tuyau d'échappement 36

Figure 1.17 Profils des températures à différents instants du cycle 38

Figure 1.18 Variation de la température d'un cycle en fonction de la fréquence 39

Figure 1.19 Rapport des nombres de Nusselt entre les combustions pulsée et conventionnelle 42

Figure 1.20 Effet du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur 43

Figure 1.21 Comparaison des coefficients de transfert de chaleur en écoulement pulsé et conventionnel 44

Figure 1.22 Paramètres du transfert de chaleur dans le tuyau d'échappement en fonction du temps 46

Figure 1.23 Corrélation pour prédire le transfert de chaleur du système pulsé . . 48

Figure 1.24 Courbes de séchage 50

Figure 1.25 Nombre de Nusselt en fonction de l'amplitude des ondes de pression 52

Figure 1.26 Effet de la puissance sur le niveau sonore des brûleurs à combustion pulsée 57

Figure 1.27 Effet de l'amplitude moyenne dans la chambre de combustion sur le niveau sonore des brûleurs à combustion pulsée 57

Figure 1.28 Brûleurs à combustion pulsée couplés 60

Figure 2.1 Brûleur à combustion pulsée. 64

Figure 2.2 Configuration TED2 68

Figure 2.3 Configuration TED2-S 69

Figure 2.4 Clapets d'alimentation de l'air et du gaz naturel 71

Figure 2.5 Conduite d'alimentation du gaz naturel et ses composants 74

Figure 2.6 Onde sonore obtenue par l'oscilloscope TEKTRONIX. 78

Figure 2.7 Sonde calorimétrique de prélèvement des particules solides 81

Figure 3.1 Tube latéral greffé sur le tuyau d'échappement 85

Figure 3.2 Tubes latéraux de TEI2: différentes géométries étudiées. 88

Figure 3.3 Tubes latéraux de TED2 : différentes géométries étudiées. 89

Figure 3.4 Capteurs de pression en série sur un tube latéral 90

Figure 4.1 Signal de l'oscilloscope pour les essais Pre-2 et Pre-3 99

Figure 4.2 Effet de la longueur du tube latéral bouché sur l'onde : PT-208 . . . 103

Figure 4.3 Effet de la terminaison du tube latéral sur l'onde : PT-209 (L=0.5m) 105

Figure 4.4 Effet de la terminaison du tube latéral sur l'onde sonore : PT-204 . . 107

Figure 4.5 Amplitude versus position : tube latéral (PT-207) à l'atmosphère . . 108

Figure 4.6 Amplitude versus position : tube latéral (PT-207) à l'atmosphère (46 kW) 110

Figure 4.7 Profil instantané de température 112

Figure 4.8 Profil des températures de surface 113

Figure 4.9 Variation de la puissance fournie au brûleur dans le temps 114

Figure 4.10 Onde sonore en fonction du temps pour l'essai TEI2-8. 116

Figure 4.11 Effet de la puissance au brûleur : PT-204 (TEI2) 118

Figure 4.12 Amplitude versus puissance : PT-204 (TEI2) 119

Figure 4.13 Fréquence versus puissance : PT-204 (TEI2) 122

Figure 4.14 Onde sonore et amplitude en fonction de la position axiale 124

Figure 4.15 Concentration des émissions gazeuses versus puissance (TEI2) . . . 126

Figure 4.16 Variation de TE-206 en fonction de la puissance (TEI2) 127

Figure 4.17 Puissance en fonction du temps pour deux types de sortie 129

Figure 4.18 Amplitude et fréquence en fonction de la puissance (2 types de sortie) 130

Figure 4.19 Comparaison de deux profils de température [68 kW (PCS)] 131

Figure 4.20 Comparaison de la concentration des NO_x pour deux types de sorties 132

Figure 4.21 Puissance en fonction du temps : configurations TEI2 et TED2 . . 134

Figure 4.22 Onde de pression pour deux configurations : PT-204 136

Figure 4.23 Paramètres des ondes sonores (TED2 ; 53.6 kW sur PCS) 138

Figure 4.24 Effet de la puissance sur les paramètres de l'onde (TEI2 et TED2) 139

Figure 4.25 Onde sonore et amplitude versus position axiale : TED2. 142

Figure 4.26 Profil de température pour deux configurations 145

Figure 4.27 Variation de TE-206 en fonction de la puissance : TEI2 versus TED2 146

Figure 4.28 Concentration des émissions gazeuses pour les deux configurations 148

Figure 4.29 Puissance en fonction du temps : essai TED2-S-4 150

Figure 4.30 Onde sonore à PT-209 : effet de l'injection

des particules solides (50,5 kW sur PCS) 151

Figure 4.31 Onde sonore à PT-209 : effet du débit de solide 152

Figure 4.32 Profil de température dans l'échappement : injection des particules solides (W_s = 10 kg/h ; 50,5 kW sur PCS) 154

Figure 4.33 Concentration des émissions gazeuses : effet de l'injection des solides 155

Figure A.1 Schéma d'une fournaise air chaud 171

Figure A.2 Schéma du système Hydropulse 172

Figure A.3 Schéma du séchoir UNISON 174

Figure A.4 Procédé de gazéification de la liqueur noire avec un BCP 177

Figure A.5 Amplitude en fonction de la fréquence pour un système oscillant . . 180

Figure A.6 Production d'ondes de résonance par un brûleur à combustion pulsée à fréquence variable 181

Figure A.7 Taux de calcination du $CaCO_3$ en fonction du temps 183

Figure C.1 Montage utilisé pour vérifier la calibration des capteurs de pression. 187

Figure F.1 Schéma des courants pour les bilans de matière 197

LISTE DES SIGLES ET ABREVIATIONS

BCP :	brûleur à combustion pulsée
NO_x :	oxydes d'azote ($NO + NO_2$)
ppmv :	parties par millions (volumique)
PCI :	pouvoir calorifique inférieur du combustible (MJ/m_3)
PCS :	pouvoir calorifique supérieur du combustible (MJ/m_3)

LISTE DES ANNEXES

ANNEXE A :

Applications industrielles de la combustion pulsée 170

ANNEXE B :

Analogie de Reynolds 184

ANNEXE C :

Étalonnage des capteurs de pression 186

ANNEXE D :

Calcul de l'incertitude sur les débits 188

ANNEXE E :

Amortissement de l'amplitude de l'onde 193

ANNEXE F :

Bilans de matière et d'énergie 196

NOMENCLATURE

a :	constante de l'équation 1.15
A :	amplitude de l'onde de pression (kPa)
A_t :	aire du tuyau d'échappement (m^2)
A_2 :	aire de l'orifice pour mesurer le débit de gaz naturel (m^2)
B :	nombre de transfert - équation 1.14
c :	vitesse de propagation des ondes sonores (m/s)
C :	constante de l'équation 1.14
C_0 :	constante de l'équation 1.9
C_1 :	constante des équations 1.9 et 1.14
C_2 :	constante des équations 1.9 et 1.14
C_d :	coefficient de décharge (équation 2.1)
Cp_{ar} :	chaleur spécifique de l'air de refroidissement (kJ/kg·°C)
Cp_{eau} :	chaleur spécifique de l'eau (kJ/kg·°C)
Cp_{fs} :	chaleur spécifique des fumées (kJ/kg·°C)
Cp_s :	chaleur spécifique du sable : ($1{,}33*10^{-3} * T_s + 0{,}744$ (kJ/kg·°C))
d :	diamètre du cylindre creux de l'équation 1.13 (m)
D :	diamètre du tuyau d'échappement (m)
E_c :	énergie dégagée par la combustion (kW)
E_{cc} :	énergie perdue par les parois de la chambre de combustion (kW)
E_{es} :	énergie gagnée par l'eau dans la sonde calorimétrique (kW)

E_f : énergie emportée par les fumées (kW)

E_{fs} : énergie perdue par les fumées dans la sonde calorimétrique (kW)

E_{ge}: énergie des gaz d'entrée dans la chambre de combustion (kW)

E_{ss} : énergie perdue par le sable dans la sonde calorimétrique (kW)

E_{te}: énergie perdue par les parois du tuyau d'échappement (kW)

f : fréquence des ondes (Hz)

F_a : facteur de correction pour l'expansion thermique (équation 2.1)

h : coefficient de transfert de chaleur ($W/m^2 \cdot {}^\circ C$)

h_{fg} : énergie latente de vaporisation ($W/m^2 \cdot {}^\circ C$)

k : coefficient de conductivité thermique ($W/m \cdot {}^\circ C$)

k_f : coefficient de conductivité thermique (film) - équation 1.13 ($W/m \cdot {}^\circ C$)

K : constante de la relation 4.1

l : longueur caractéristique - équation 1.14 (m)

L : longueur du tuyau d'échappement (m)

m' : masse transférée par unité de longueur - équation 1.14 ($kg/m \cdot s$)

m_e : masse d'eau dans la sonde calorimétrique (g)

m_s : flux massique de liquide - équation 1.13 (kg/s)

m_{sable} : masse de sable recueillie dans la sonde calorimétrique (g)

M : masse molaire (kg/kmol)

N : niveau sonore (dBA)

Nu : nombre de Nusselt ($h \cdot D / k$)

p : pression (Pa ou kPa)

p_1 : pression statique en amont de l'orifice (Pa)

p_2 : pression statique en aval de l'orifice (Pa)

p_{cc} : pression dans la chambre de combustion (Pa ou kPa)

p_{max} : pression maximale atteinte par les ondes (Pa)

p_{min} : pression minimale atteinte par les ondes (Pa)

Pr : nombre de Prandtl ($Cp \cdot \mu / k$)

Pui : puissance fournie par le brûleur (kW)

q_r : flux de chaleur obtenu par radiation - équation 1.13 (J/s)

Q_{CH_4} : débit de gaz naturel (m^3/s)

Q_{ac} : débit d'air comburant (m^3/s)

Q_{ar} : débit d'air de refroidissement (m^3/s)

Q_{at} : débit d'air total qui entre dans le cabinet (m^3/s)

Q_f : débit des fumées (m^3/s)

Q : chaleur dégagée par le BCP (W)

R : constante universelle des gaz (8314 J/mol K)

Re : nombre de Reynolds ($D \cdot U \cdot \rho / \mu$)

Sc : nombre de Schmidt (υ / D)

t : coordonnée de temps (s)

T : température (°C ou K)

T_{ar} : température de l'air de refroidissement (°C ou K)

T_f : température des fumées (°C ou K)

T_p : température de paroi (°C ou K)

T_{ref} : température de référence (°C ou K)

T_{∞} : température ambiante (°C ou K)

u : vitesse des ondes sonores (m/s)

U(t) : vitesse instantanée (m/s)

U : vitesse moyenne (m/s)

u_{max} : vitesse maximale atteinte par les ondes (m/s)

$U_{osc}(t)$: composante oscillatoire de la vitesse (m/s)

U_0 : amplitude des oscillations de vitesse (m/s)

$u'(t)$: fluctuations de vitesse (m/s)

$\langle U' \rangle(t)$: intensité de la turbulence (m/s)

V_0 : volume de la chambre de combustion (m^3)

W_{fs} : Débit massique des fumées dans la sonde calorimétrique (kg/s)

W_s : Débit massique de sable (kg/s)

Y : facteur de compressibilité

x : position axiale (m ou cm)

<u>Lettres grecques</u> :

β : rapport des diamètres de l'orifice ($d_{orifice}/D_{conduite}$)

μ : viscosité dynamique (kg/m·s)

ν : viscosité cinématique (m^2/s)

ρ : densité des gaz de combustion (kg/m^3)

ρ_{ar} : densité de l'air de refroidissement (kg/m^3)

ρ_1 : densité du gaz naturel en amont de l'orifice (kg/m^3)

ϕ : taux d'aération

Φ : potentiel de vitesse

ω : fréquence d'opération du brûleur (rad/s)

ω_0 : fréquence à laquelle les hypothèses d'écoulement quasi-permanent s'appliquent (rad/s)

INTRODUCTION

La combustion, qui se produit lorsque l'air et un combustible entrent en contact avec une étincelle, est un procédé très important dans la vie moderne. Il est en effet utilisé pour cuire la nourriture, propulser les voitures et les avions, chauffer les maisons, etc. Les industries l'utilisent également dans plusieurs applications dont le séchage des aliments, des produits pharmaceutiques et du papier, la production d'énergie nécessaire au fonctionnement des usines et à la fonte des métaux.

Cependant, ce procédé essentiel comporte plusieurs désavantages. Il génère des produits de combustion qui sont reconnus comme étant toxiques pour l'environnement, contribuant à la formation de smog, à l'effet de serre, aux pluies acides et à plusieurs autres phénomènes nocifs tant pour la nature que pour notre santé. De plus, le combustible nécessaire à cette réaction est une ressource limitée qui est de plus en plus dispendieuse et qu'il faut économiser. Ainsi, la combustion doit être optimisée afin de minimiser les inconvénients qui lui sont associés.

La combustion pulsée peut être définie comme un type de combustion qui maximise l'utilisation du combustible et minimise les émissions polluantes vers l'atmosphère [1] ; elle semble être une avenue prometteuse. Un brûleur à combustion pulsée (BCP) utilise le concept de la combustion mais en y introduisant un nouveau paramètre, celui des ondes sonores. Ainsi, l'action de ces dernières est utilisée afin

d'améliorer la combustion conventionnelle.

Le projet présenté dans ce mémoire constitue la première phase d'un programme de recherche sur la combustion pulsée du gaz naturel. Cette première phase vise à améliorer le fonctionnement d'un prototype d'un brûleur à combustion pulsée de façon à permettre son utilisation pour le séchage de produits granulaires et/ou le traitement thermique de déchets industriels. Les essais expérimentaux sont réalisés à l'usine pilote du Laboratoire de recherche en diversification énergétique (LRDE) du Centre canadien de la technologie des minéraux et de l'énergie (CANMET).

L'objectif principal poursuivi au cours de ce projet est de caractériser le comportement du prototype d'un brûleur à combustion pulsée au gaz naturel d'un point de vue hydrodynamique et thermique. Le projet est divisé en trois sections :

1- Caractériser la propagation de l'onde de pression dans un tuyau d'échappement de section uniforme ;

2- Caractériser la propagation de l'onde de pression dans un tuyau d'échappement de section variable ;

3- Caractériser l'effet du contact direct entre une phase solide et l'onde sonore.

La caractérisation de la propagation des ondes sonores dans un tuyau d'échappement de section variable est justifiée par les applications envisagées. En effet, le programme de recherche prévoit d'adapter le prototype d'un brûleur à combustion

pulsée au séchage de produits granulaires et/ou au traitement thermique de déchets industriels. La géométrie du tuyau d'échappement devra alors être modifiée afin de relier le BCP à une chambre de traitement déjà existante.

La propagation des ondes sonores dans un tuyau d'échappement muni d'une section divergente est donc étudiée. Cette géométrie est choisie afin de relier le tuyau d'échappement à un séchoir à lit à jet conçu et étudié à l'École Polytechnique de Montréal.

Le présent mémoire est divisé en quatre chapitres. On retrouve, en premier lieu, une revue bibliographique portant sur les différents aspects de la combustion pulsée. Le second chapitre comporte la description des différents montages utilisés au cours des essais à l'usine pilote de même que les instruments de mesure. La méthodologie expérimentale et les paramètres étudiés au cours des différents essais sont détaillés au troisième chapitre. Les résultats des diverses expériences sont présentés et analysés au chapitre quatre. La conclusion est enfin présentée et est suivie par la formulation de quelques recommandations.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.0 Avant-propos

L'intérêt que nous portons à la combustion pulsée est lié à ses qualités intéressantes et attrayantes pour le traitement thermique d'effluents industriels tant à l'état solide qu'à l'état gazeux. La propagation des ondes sonores dans des tuyaux d'échappement de différentes géométries est donc étudiée afin d'adapter le BCP à des chambres de traitement existantes.

Le présent chapitre passe en revue tous les aspects de la combustion pulsée. La première partie de ce chapitre résume les principes de la combustion pulsée, de même que les applications industrielles et les différents types de BCP. La seconde partie concerne l'hydrodynamique des écoulements, de même que les profils de température et les mécanismes de transfert de chaleur et de matière. Finalement, la troisième partie est consacrée aux émissions gazeuses et au niveau sonore généré par les ondes de pression.

1.1 Historique

Le concept de la combustion pulsée n'est pas nouveau. En effet, en 1777, Byron

Higgins remarqua que la combustion pouvait produire des oscillations en faisant varier la position axiale d'une petite flamme dans un tube. Il observa que lorsque la flamme était positionnée à certains endroits, le tube semblait "chanter" ; il entrait alors en résonance.

Le phénomène a été étudié par la suite en 1878 par Lord Rayleigh. Il en tira un critère qui peut être résumé comme suit [2] :

> *l'énergie dégagée par la combustion doit être en phase avec le point de pression maximale afin d'amplifier et de renforcer les oscillations de pression.*

Notons que ces oscillations peuvent jouer un rôle bénéfique sur la combustion autant qu'un rôle "dévastateur". En effet, les vibrations engendrées par les ondes peuvent atteindre des amplitudes assez élevées pour compromettre la performance des systèmes de combustion et même causer des bris catastrophiques. Il a fallu attendre plusieurs années avant que l'aspect positif de ce phénomène ne soit considéré et étudié.

C'est au début du siècle que le premier brûleur à combustion pulsée (BCP) fait son apparition et est utilisé comme moyen de propulsion. Putnam *et al.* [3] présentent une revue détaillée des différentes configurations de brûleurs développées au cours des années. La première application d'envergure fut l'utilisation de ce principe pour propulser les bombardiers allemands "V-1" au cours de la seconde Guerre Mondiale. Par la suite, au cours des années 40 et 50, des recherches ont été effectuées sur les

possibilités d'utiliser la combustion pulsée comme moyen de propulsion.

Des recherches ont également été entreprises afin d'utiliser ce principe à d'autres fins. C'est au cours des années 60 que la compagnie Lucas-Rotax a développé des bouilloires résidentielles utilisant le principe de la combustion pulsée en se basant sur des études du bombardier allemand "V-1". Ces bouilloires, de nom commercial "Pulsamatic", servaient à produire de l'eau ou de l'air chaud pour chauffer les maisons. Pas moins de 1000 unités ont été vendues au Canada durant ces années [4]. De plus, au cours des années 80, des unités de chauffage utilisant le principe de la combustion pulsée ont été développées et commercialisées avec succès aux États-Unis, en Europe et au Japon [1].

Depuis l'augmentation du prix des combustibles et la conscientisation vis-à-vis des problèmes environnementaux, l'intérêt pour la combustion pulsée n'a cessé d'augmenter et on entrevoit de plus en plus d'applications potentielles.

1.2 Principe de la combustion pulsée

La combustion pulsée est contrôlée par une interaction complexe entre la réaction de combustion et les ondes sonores ayant lieu dans la chambre de combustion. Une telle opération est fondée sur un processus de combustion cyclique qui génère des pulsations d'amplitude et de fréquence élevées.

Le système consiste en une chambre de combustion à laquelle est rattaché un tuyau d'échappement. L'entrée des gaz est contrôlée par des vannes appropriées et un dispositif d'allumage fournit l'étincelle nécessaire pour débuter le premier cycle de combustion. Dans certains systèmes, l'air et le combustible sont mélangés en amont de la chambre de combustion tandis que dans d'autres, les gaz y sont injectés séparément. Le principe relié à la combustion pulsée se divise en quatre phases (Figure 1.1) [1] :

1- au départ le système se trouve à la pression atmosphérique. Les vannes d'entrée du combustible et de l'air sont ouvertes et les gaz entrent dans la chambre de combustion ;

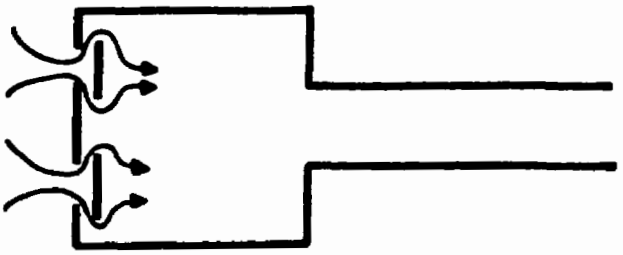
2- une étincelle provoque la réaction entre l'oxygène et le combustible. La réaction étant exothermique, la température et la pression de la chambre de combustion s'élèvent ;

3- cette haute pression assure la fermeture des vannes d'entrée des réactifs et les gaz produits par la combustion s'écoulent vers le tuyau d'échappement ;

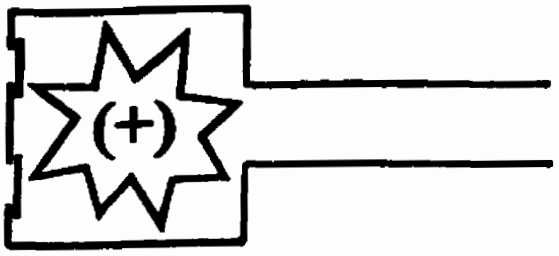
4- lorsque le combustible a complètement réagi, la pression commence à diminuer dans la chambre de combustion. À cause des effets d'inertie provoqués par l'écoulement dans le tuyau d'échappement, elle descend en dessous de la pression atmosphérique. Quand la pression atteint son minimum, le courant

gazeux qui se trouve dans le tuyau d'échappement change de direction et revient vers la chambre de combustion. En même temps, les vannes d'entrée s'ouvrent et les réactifs se mélangent aux gaz résiduels chauds. La réaction de combustion se produit alors sans qu'aucune étincelle ne soit nécessaire. *Le tuyau d'échappement fonctionne donc comme une pompe qui achemine les réactifs vers l'intérieur du brûleur* [5].

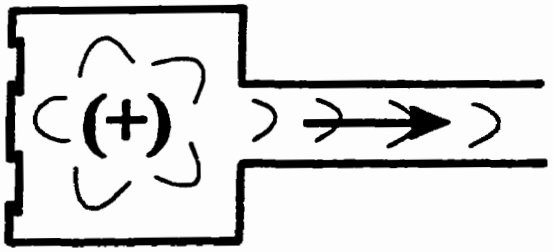
Le cycle recommence à ce moment. La fréquence des oscillations associées au brûleur à combustion pulsée varie de vingt à plusieurs centaines de cycles par seconde. Pour que le principe de la combustion pulsée fonctionne et que les cycles se répètent naturellement, il faut faire en sorte que la production d'énergie reliée à la réaction de combustion coïncide avec le point où l'amplitude des oscillations de pression est maximale [6]. Cette condition est associée au critère de Rayleigh énoncé précédemment.



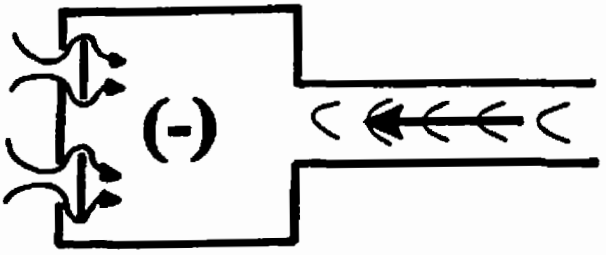
1- Entrée des gaz



2- Combustion



3- Sortie des gaz de combustion



4- Pression négative dans la chambre de combustion et ouverture des vannes d'entrée

Figure 1.1 Principe de fonctionnement d'un brûleur à combustion pulsée.

Les BCP présentent plusieurs avantages par rapport aux brûleurs conventionnels [1] :

- aucune cheminée n'est nécessaire pour la sortie des gaz de combustion. Les oscillations naturelles du système forcent les gaz à sortir par le tuyau d'échappement. Ainsi, les coûts en capitaux sont diminués ;

- la présence de pulsations dans le système fait augmenter les coefficients de transfert de chaleur. Une meilleure efficacité énergétique est obtenue et, par le fait même, le coût et la taille du système sont réduits ;

- la production de NO_x est minimisée dans un BCP, principalement à cause de la rapidité de la réaction de combustion [5]. Le temps de séjour des réactifs dans ce type de brûleur varie de 1 à 10 millisecondes tandis que dans les systèmes conventionnels, il est de plusieurs secondes ;

- ce type de brûleur peut aspirer l'air nécessaire à la combustion sans avoir recours à un ventilateur. Les coûts en équipements sont donc plus faibles que ceux associés aux brûleurs conventionnels [7];

- les BCP sont très versatiles, ils peuvent être conçus pour fonctionner avec un très grand nombre de combustibles gazeux, liquides ou solides. De plus, la

substitution d'un combustible à un autre peut être faite sans avoir recours à des modifications majeures [8].

Le principal désavantage associé à la combustion pulsée est l'intensité élevée du bruit généré par les ondes sonores. Afin de remédier à ce problème, des silencieux doivent être ajoutés au système de combustion.

1.3 Applications industrielles

La combustion pulsée peut s'avérer intéressante pour plusieurs types de procédés industriels puisqu'elle possède de nombreux avantages. Elle est utilisée, entre autres, pour les systèmes de chauffage, les bouilloires pour la production de vapeur, le séchage, la gazéification et le traitement thermique des déchets industriels.

Le tableau 1.1 résume les principales applications des BCP présentées en détail à l'annexe A.

Tableau 1.1 Principales applications de la combustion pulsée

Application	Procédé	Entreprise/Pays	Commentaires
Fournaise à air chaud	Le brûleur à combustion pulsée est immergé dans le fluide à chauffer et le transfert de chaleur se fait par convection forcée via les parois du tuyau d'échappement.	Lennox Inc. / États-Unis	Réduction moyenne de 26 % de la consommation de combustible par rapport à une fournaise conventionnelle.
Chauffe-eau		Hydrotherm / États-Unis	————————
Bouilloire (production de vapeur)		Forbes Energy Engineering et Fulton Boiler Works / États-Unis	Efficacité énergétique 5% plus élevée que pour une bouilloire conventionnelle.
Séchage de particules	Dans le séchoir UNISON, le jet de gaz pulsé provenant d'un BCP atomise la matière à sécher en de fines particules ayant un diamètre de l'ordre de 50 à 100 μm.	Hosokawa Bepex Inc. / États-Unis	Idéal pour sécher les produits sensibles à la chaleur puisque les températures maximales atteintes par les produits sont de l'ordre de 50 à 100°C.
Gazéification de la liqueur noire	Chauffage indirect du lit de particules de Na_2CO_3 par les gaz chauds provenant de la combustion pulsée. Ces particules entrent en contact avec la liqueur noire et la gazéification a alors lieu.	MTCI Inc. / États-Unis	Réduction des risques d'explosion dans le système : les températures atteintes sont relativement basses (650°C), ce qui empêche le sel contenu dans la liqueur noire de fondre et de corroder les tuyaux.
Cogénération	Les gaz de combustion d'un BCP font tourner les pales d'un rotor pour produire de l'électricité.	Lockwood & Associates / États-Unis	Méthode plus simple et moins coûteuse que l'utilisation d'une turbine.
Agglomération des cendres de charbon	Les ondes sonores provenant de la combustion pulsée agitent les particules de cendres et favorisent leur agglomération.	MTCI Inc. / États-Unis	Utilisation d'un brûleur à deux entrées en forme de T afin d'atteindre des fréquences de l'ordre de 1000 Hz.
Plusieurs types de procédés	BCP à fréquence variable : permet d'ajuster la fréquence du brûleur à la fréquence naturelle de résonance du procédé industriel.	Sonotech / États-Unis	Augmente la productivité des procédés industriels contrôlés par les taux de transfert de masse, d'énergie et de quantité de mouvement.

1.4 Types de brûleur à combustion pulsée

Il existe plusieurs types de brûleur à combustion pulsée. Les différences résident principalement dans la géométrie de la chambre de combustion et du tuyau d'échappement et dans le type de vannes d'admission d'air et de combustible.

1.4.1 Géométrie

Il existe principalement trois types de brûleur ayant des géométries différentes qui sont fondées sur des configurations connues : le "Quarter-Wave" (ou tube de Schmidt), le tube "Helmholtz" et le tube "Rijke" [7]. Les configurations sont détaillées dans les sections suivantes.

1.4.1.1 Configuration "Quarter-Wave"

La configuration "Quarter-Wave" consiste principalement en un tube droit ouvert à une extrémité et fermé à l'autre dont une section joue le rôle de chambre de combustion alors que l'autre sert de tuyau d'échappement. Les oscillations de pression sont maximales à l'extrémité fermée, là où il y a la réaction entre l'air et le combustible. Le bout du tuyau est fermé par des vannes mécaniques. La figure 1.2 présente le schéma d'un brûleur à combustion pulsée de type "Quarter-Wave" ainsi que son mode de fonctionnement [7]. L'admission de l'air et du combustible dans le brûleur

se fait au moment où les oscillations de pression atteignent leur minimum. Le minutage entre chaque processus est donc très important. Afin d'obtenir des pulsations dans le système, il est essentiel que le dégagement d'énergie se produise au moment où l'amplitude des oscillations de pression est maximale. Ceci implique que le temps requis pour le mélange et la réaction est égal à la moitié de la période des ondes.

Schéma d'un brûleur à combustion pulsée de type "Quarter-Wave"

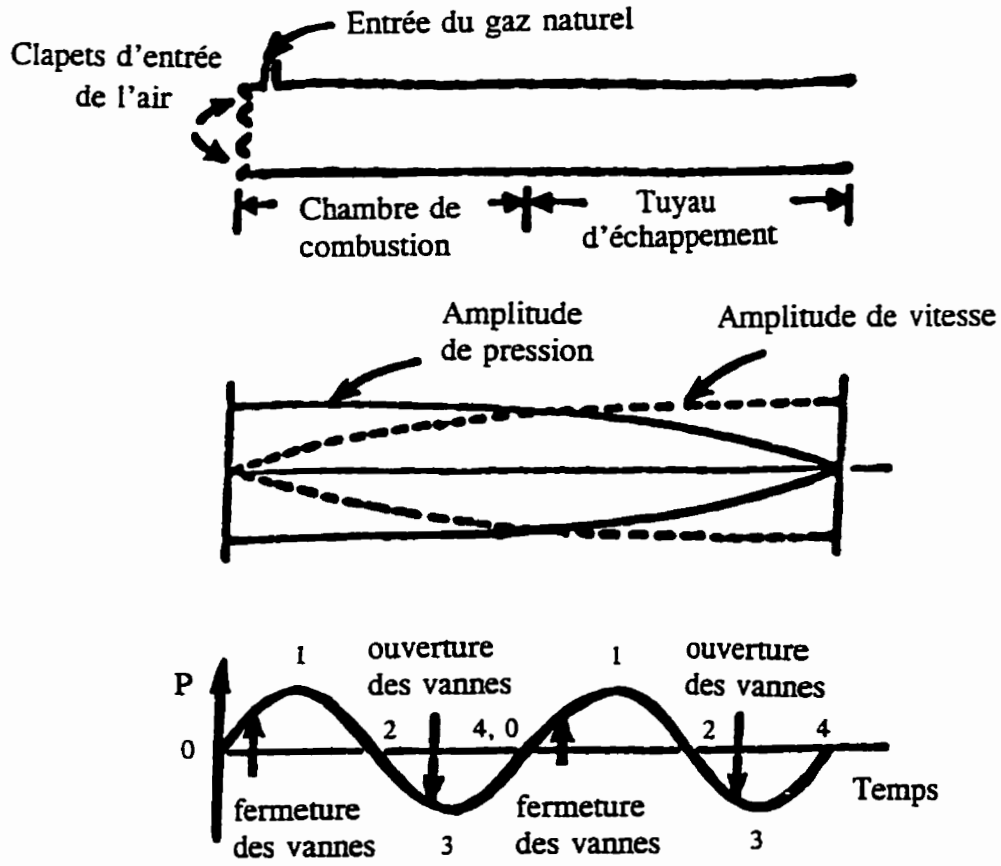


Figure 1.2 Schéma du brûleur à combustion pulsée de type "Quarter-Wave"[7].

1.4.1.2 Configuration "Helmholtz"

Le tube "Helmholtz" consiste en une chambre de combustion cylindrique et en un tuyau d'échappement de plus faible diamètre. Parfois, un silencieux est ajouté au bout du tuyau d'échappement afin de réduire le bruit associé au système. Une des parois de la chambre de combustion est constituée de vannes qui servent à alimenter le brûleur périodiquement. La fréquence d'opération d'un brûleur de type "Helmholtz" est déterminée par le volume de la chambre de combustion et du tuyau d'échappement. Ce type de brûleur est le plus utilisé pour les différentes applications de la combustion pulsée (Figure 1.3).

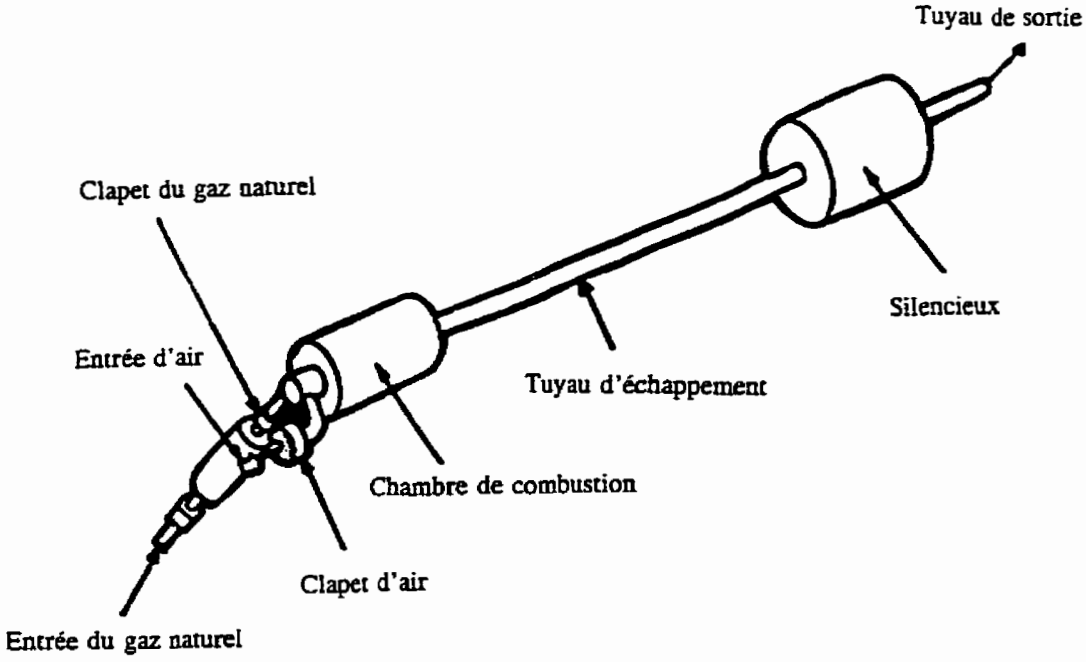


Figure 1.3 Schéma du brûleur à combustion pulsée de type "Helmholtz" [9].

1.4.1.3 Configuration "Rijke"

Le tube "Rijke" consiste en un tube ouvert aux deux extrémités (Figure 1.4). L'air et le combustible entrent par une extrémité et les produits de la combustion ressortent par l'autre. Les oscillations sont produites par l'interaction entre l'air et une source de chaleur située au quart de la longueur totale du tube. Ainsi, dans un brûleur à combustion pulsée de type "Rijke", le dégagement de la chaleur de combustion doit se faire autour de la position L/4 de façon à ce que des oscillations y soient générées. Les distributeurs d'air et de combustible doivent donc être ajustés de façon à ce que ce critère soit respecté. La longueur totale du tube doit être égale à la moitié de la longueur d'onde associée au procédé.

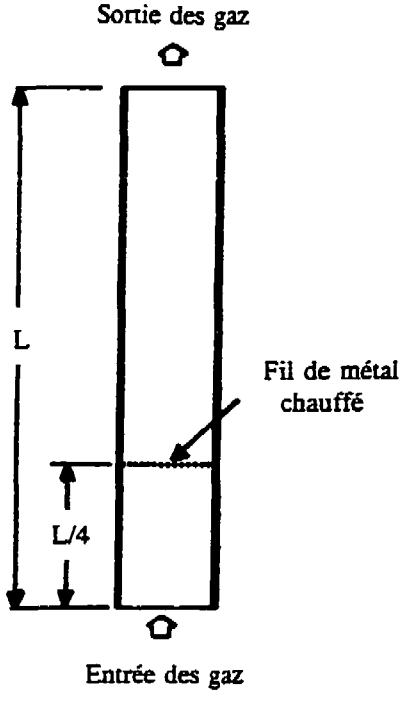


Figure 1.4 Schéma d'un tube de type "Rijke" [9].

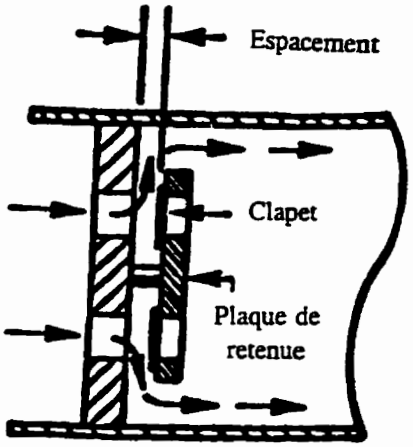
1.4.2 Types de vanne

L'admission de l'air et du combustible dans un brûleur à combustion pulsée peut se faire soit par des vannes mécaniques soit par des vannes non-mécaniques aussi appelées vannes aérodynamiques.

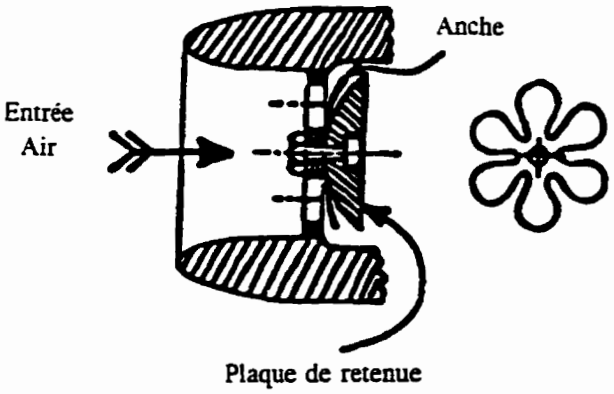
1.4.2.1 Vannes mécaniques

Les vannes mécaniques les plus utilisées sont les vannes à clapet, les vannes à anche et les vannes rotatives. Elles offrent une *barrière physique* aux produits de combustion qui, lors des pressions élevées dans la chambre de combustion, pourraient sortir par le tuyau d'entrée des réactifs.

Les vannes à clapet (Figure 4.5 (a)) bougent librement et sont principalement utilisées pour des applications qui demandent une faible poussée des gaz de sortie, comme les systèmes de chauffage d'air ou d'eau. Pour ce qui est des vannes à anche (Figure 4.5 (b)), leur mouvement est contrôlé par un ressort et elles sont utilisées pour des applications de propulsion. Elles sont bien connues pour leur faible inertie et leur ouverture et fermeture rapide. La principale cause de bris associée aux vannes à anche est la fatigue des matériaux puisqu'elles accumulent entre 200 000 et 1 000 000 cycles par heure [5].



(a) Vanne à clapet



(b) Vanne à anche

Figure 1.5 Schéma des vannes à clapet et à anche [3 et 5].

Les vannes rotatives sont principalement utilisées dans les systèmes de séchage, tel que le séchoir "UNISON". La vanne rotative (Figure 1.6) est composée de deux plaques : une plaque mobile, commandée par un moteur tandis que l'autre plaque est

immobile. Cette dernière est munie de deux ouvertures pour faire passer les réactifs. La dimension de ces ouvertures détermine le débit des réactifs.

La particularité de ce type de vanne est qu'un système de contrôle par rétro-action doit être utilisé, de façon à synchroniser la fréquence de rotation de la vanne avec la fréquence d'opération du procédé. Pour ce qui est des vannes à clapet et à anche, elles sont conçues de façon à opérer à la fréquence optimale du procédé. Elles ne doivent pas être ajustées lors des changements des conditions d'opération du brûleur [10].

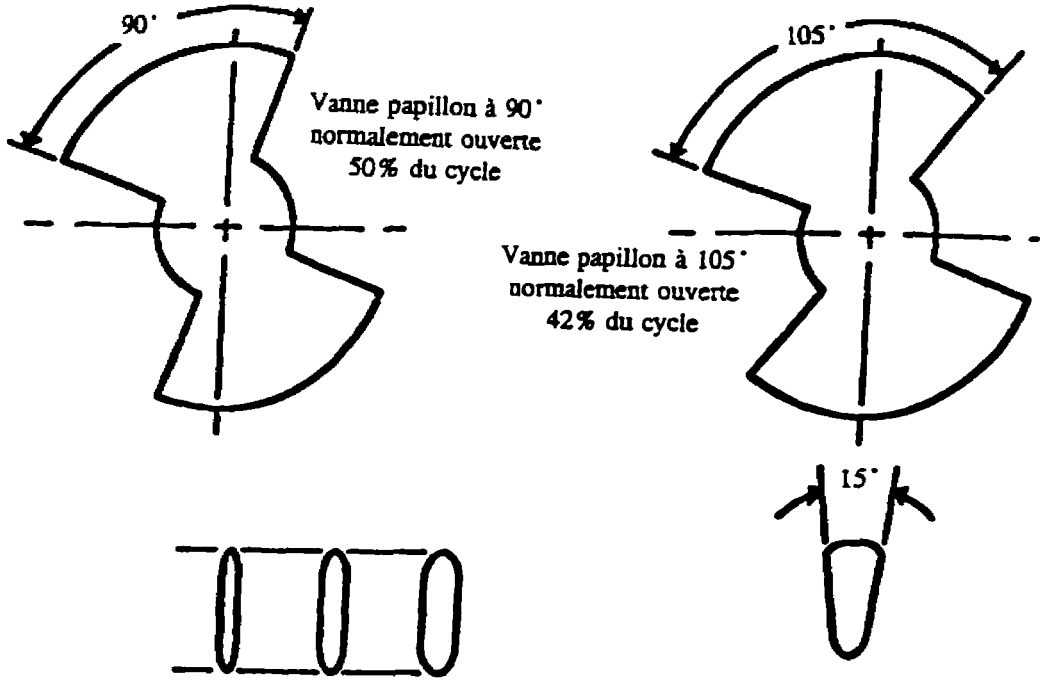


Figure 1.6 Schéma d'une vanne rotative [10].

Enfin, lors de la conception des vannes mécaniques, il est important de les protéger contre les dommages causés par la chaleur et de prévoir une très faible inertie à cause des fréquences élevées associées au brûleur (50 à 300 Hz) [5].

1.4.2.2 Vannes aérodynamiques

Les vannes aérodynamiques, quant à elles, n'offrent pas de barrière physique à l'écoulement des produits de combustion par le tuyau d'entrée des réactifs. Ce type de vanne est plutôt conçu de façon à opposer une grande résistance au courant de sortie et une faible résistance au courant d'entrée par le tuyau d'admission. Ce système émule donc le fonctionnement d'un clapet de non-retour. Cependant, il n'est pas aussi étanche que le serait un clapet mécanique et des fuites sont engendrées, résultant en une perte de produits par l'entrée. Ce type de vanne est utilisé dans des conditions de pressions élevées pour des applications de propulsion et est caractérisé par l'absence de pièce mobile [5]. La figure 1.7 présente un BCP qui utilise une vanne aérodynamique.

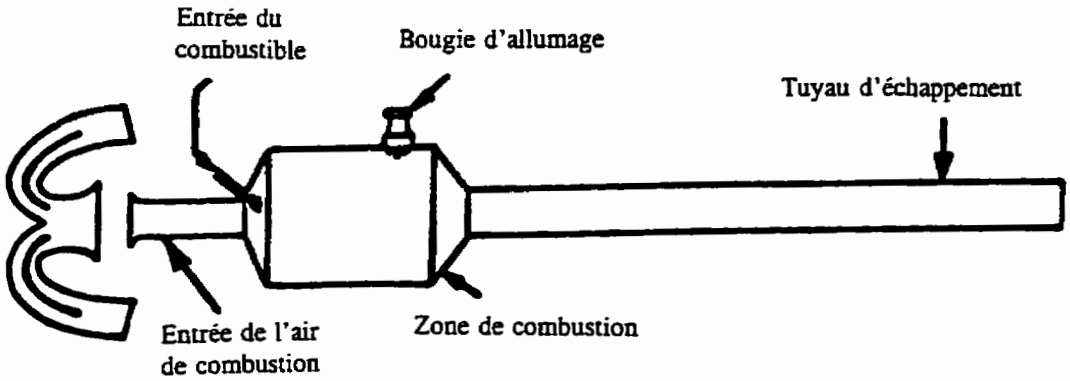


Figure 1.7 Brûleur à combustion pulsée avec une vanne aérodynamique [5].

1.5 Paramètres de fonctionnement des brûleurs à combustion pulsée

Comme il a déjà été mentionné, le brûleur à combustion pulsée est un système dans lequel la combustion produit des ondes de résonance. Ces oscillations sont formées dans la chambre de combustion et se propagent tout au long du tuyau d'échappement.

1.5.1 Fréquence et amplitude des ondes sonores

La fréquence d'opération et l'amplitude des oscillations de pression et de vitesse constituent les paramètres importants caractérisant le système à combustion pulsée. Ces paramètres dépendent de la conception et de l'opération du brûleur.

Géométrie :

Les paramètres d'opération du brûleur à combustion pulsée dépendent de sa géométrie. La fréquence fondamentale d'oscillation des ondes d'un BPC de type "Helmholtz" est obtenue par la formule suivante [11] :

$$f=\frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{A_t}{V_0 L}} \qquad (1.1)$$

où
- c : vitesse de propagation des ondes sonores (m/s)
- A_t : section du tuyau d'échappement (m^2)
- V_0 : volume de la chambre de combustion (m^3)
- L : longueur du tuyau d'échappement (m)

La fréquence est donc fonction de la géométrie et de la température. En effet, la vitesse de propagation des ondes sonores (c) varie selon $T^{1/2}$.

Contrôle du BCP :

Selon le critère de Rayleigh, énoncé à la section 1.1, le contrôle d'un BCP se fait en ajustant le déphasage entre la production d'énergie reliée à la réaction de combustion et le point où la pression est maximale. Ce critère est schématisé à la figure 1.8. Le cas n°1 montre que si l'énergie est dégagée au point où la pression est maximale ($3\pi/2$), les oscillations de pression sont amplifiées et la fréquence n'est pas modifiée. Par contre, si l'énergie est dégagée au point où la pression est minimale ($\pi/2$), l'amplitude des oscillations de pression est diminuée (cas n°2). Quand l'énergie est dégagée au point où la pression est nulle (π), il n'y a aucun effet sur l'amplitude des oscillations et la fréquence d'opération est augmentée. Finalement, lorsque l'énergie est dégagée à 2π (cas n°4), la fréquence d'opération est diminuée. Notons, que pour un déphasage qui se situe entre ces cas limites, la fréquence et l'amplitude des oscillations de pression sont affectées.

Ainsi, bien que la fréquence des oscillations soit obtenue par la relation 1.1, le déphasage entre la pression maximale et le dégagement de l'énergie peut modifier cette valeur.

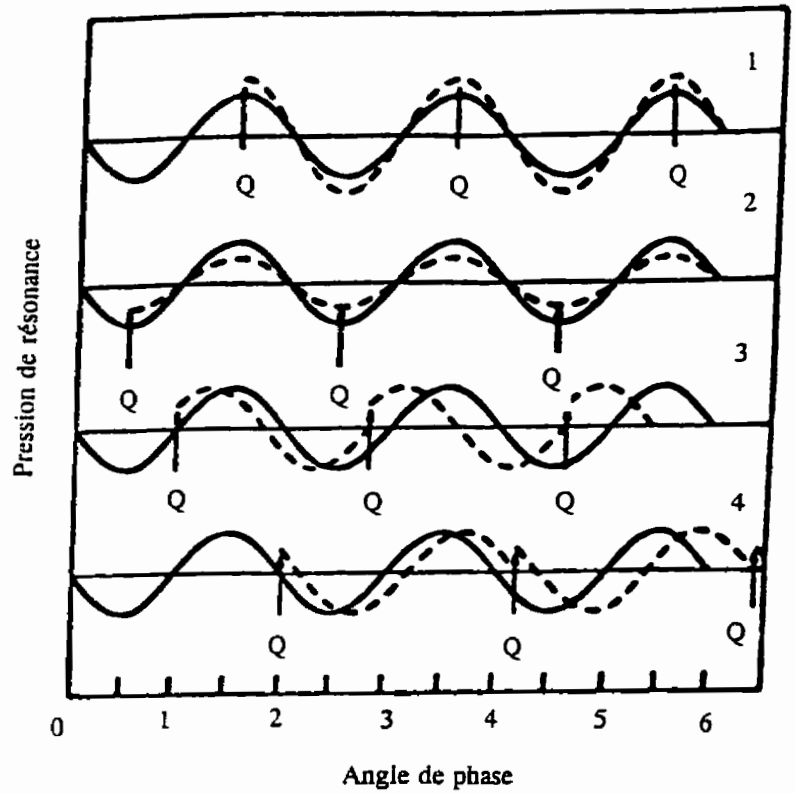


Figure 1.8 Présentation schématique du critère de Rayleigh [6].

Keller *et al.* [6] ont étudié l'influence de la longueur du tuyau d'échappement sur la fréquence d'opération et l'amplitude des oscillations de pression. La figure 1.9 montre la diminution de la fréquence avec l'augmentation de la longueur du tuyau d'échappement, tel que prédit par l'équation 1.1. La variation de la fréquence modifie le temps d'une oscillation et, par le fait même, le déphasage entre l'onde de résonance et le dégagement de l'énergie de la combustion. L'amplitude de l'onde passe par un maximum à une longueur de 1,2 mètres.

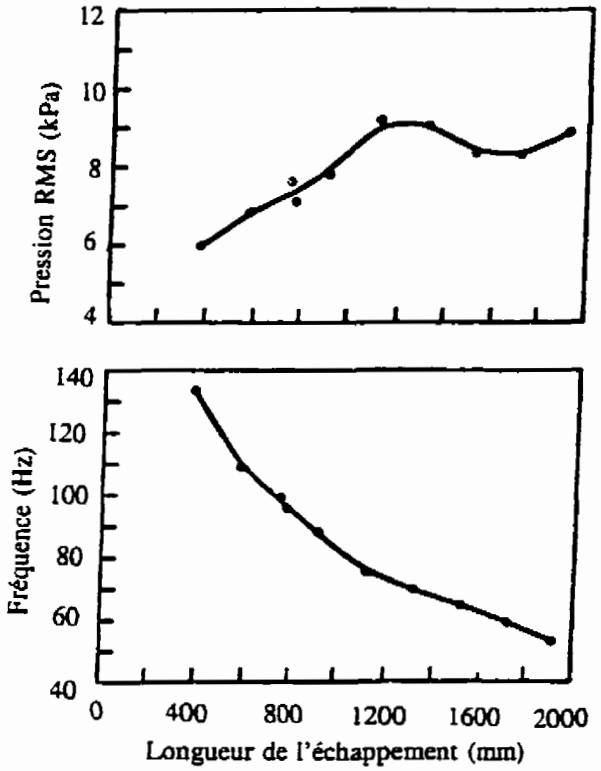


Figure 1.9 Amplitude de pression et fréquence d'opération en fonction de la longueur du tuyau d'échappement [6].

Les limites d'opération d'un brûleur à combustion pulsée ont été obtenus par Ku *et al.* [12]. Les expériences ont été effectuées sur un BCP de type "Helmholtz". La chambre de combustion mesurait $3{,}06*10^{-3}$ m^3 (187 po^3) et la longueur du tuyau d'échappement était de 1,85 mètres. Ainsi, des ondes de pression sont générées par le brûleur lorsque le taux d'aération (ϕ) varie de 0,97 à 1,64. Ces limites sont demeurées inchangées alors que la géométrie et les dimensions de la chambre de combustion étaient modifiées.

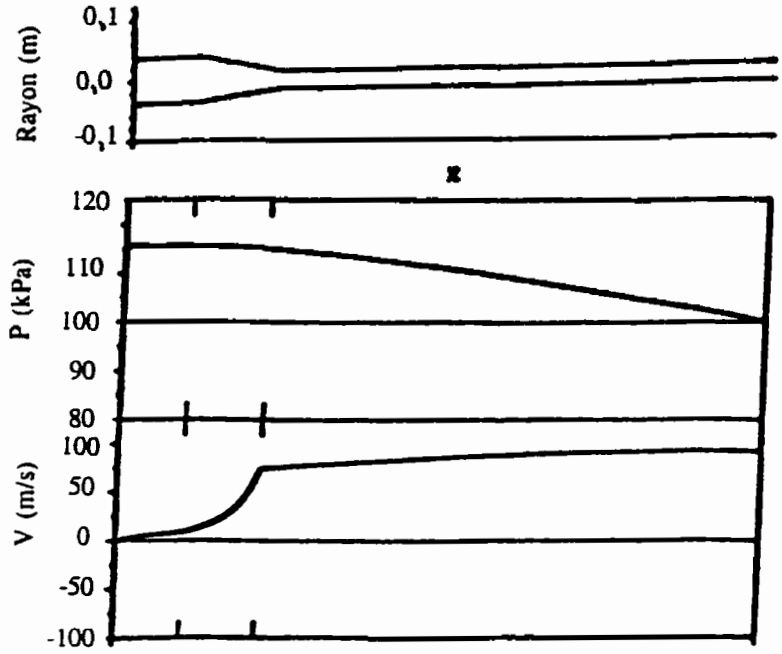
La limite supérieure (ϕ = 1,64) provient du fait qu'en opérant avec un excès d'air, une fraction de l'énergie de combustion est dégagée trop tôt dans le cycle : ceci provoque un déphasage entre les ondes sonores et le dégagement d'énergie. Les oscillations sont alors amorties. En revanche, à la limite inférieure, la réaction se produit plus tard dans le cycle. En effet, il n'y a pas d'air en excès issu des autres cycles pour amorcer la combustion. Le temps restant dans le cycle est trop court pour qu'une quantité d'énergie appréciable soit libérée et produise des pulsations.

Cette limite peut être étendue en augmentant la pression d'air ou en augmentant la longueur du tuyau d'échappement. Tel que prédit par l'équation 1.1, la fréquence est alors diminuée et le cycle est plus long ; ceci permet de libérer une quantité appréciable d'énergie qui produira des oscillations de grande amplitude.

1.5.2 Ondes de pression et de vitesse

Dec et Keller [13] ont mesuré les pressions et les vitesses d'écoulement à différentes positions et à différents instants dans un brûleur à combustion pulsée de type "Helmholtz". La figure 1.10 illustre la géométrie du système étudié ainsi que les pressions et vitesses maximales obtenues le long du brûleur. Les pressions maximales sont constantes tout au long de la chambre de combustion et diminuent dans le tuyau d'échappement jusqu'à la pression atmosphérique. Les oscillations de pression génèrent des oscillations de vitesse dans le système pulsé. Ces dernières sont plus importantes

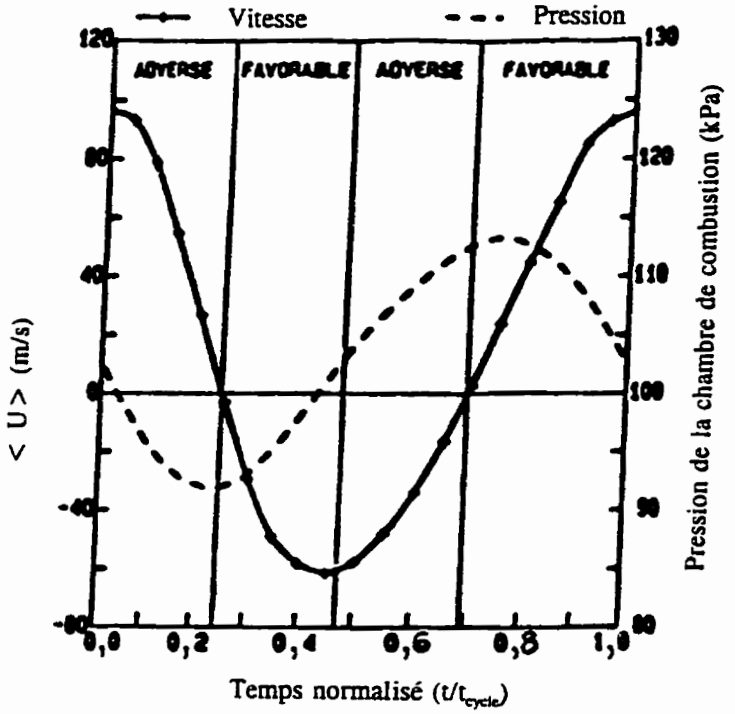
dans le tuyau d'échappement, de plus petit diamètre, que celui de la chambre de combustion.



Tuyau d'échappement de section carré : 30 mm de côté

Figure 1.10 Géométrie du BCP et pressions et vitesses maximales [13].

La figure 1.11 montre une onde de pression dans la chambre de combustion et de vitesse au centre du tuyau d'échappement en fonction du temps d'un cycle. Ces valeurs proviennent de l'opération d'un brûleur à combustion pulsée de type "Helmholtz", tel qu'illustré à la figure 1.10. On note que les ondes de vitesse sont déphasées d'environ un quart de cycle par rapport aux ondes de pression, ce qui est en accord avec la théorie associée au tube de résonance de type "Quarter-Wave".



Fréquence : 83 Hz

Mesures de vitesse prises au centre du tuyau à 540 mm de l'entrée

Figure 1.11 Oscillations de pression et de vitesse pour un cycle d'opération [14].

Les équations de l'acoustique démontrent que l'amplitude des ondes de vitesse dans le tuyau d'échappement est directement reliée à l'amplitude des oscillations de pression dans la chambre de combustion [13]. L'équation décrivant la propagation des ondes sonores selon l'axe des x est la suivante :

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} \tag{1.2}$$

où Φ et c représentent respectivement le potentiel de vitesse et la vitesse de propagation des ondes sonores. Cette équation peut également être exprimée en fonction de la pression et de la vitesse si on utilise les relations suivantes :

$$p = -\rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} \tag{1.3}$$

$$u = \frac{\partial \Phi}{\partial x} \tag{1.4}$$

En résolvant l'équation (1.2) et en remplaçant dans les équations (1.3) et (1.4), une relation entre les amplitudes de pression maximale (dans la chambre de combustion) et de vitesse associées aux ondes sonores est obtenue [13] :

$$u_{max} = \frac{p_{max}}{\rho c} \tag{1.5}$$

où ρ et c sont respectivement la densité moyenne et la vitesse de propagation moyenne des ondes sonores.

En observant la figure 1.11, on remarque que la vitesse d'écoulement des gaz dans le tuyau d'échappement est maximale au début du cycle à 95 m/s et descend graduellement jusqu'à τ = 0,25 (τ = temps / temps d'un cycle). À ce moment, la vitesse passe par zéro et l'écoulement change de direction, se dirigeant vers la chambre de combustion. Notons qu'une vitesse positive correspond à un écoulement qui se dirige

vers l'extrémité ouverte du tuyau d'échappement. La valeur minimale de -60 m/s est atteinte à $\tau = 0{,}45$ et, par la suite, la vitesse augmente régulièrement jusqu'à la fin du cycle. La vitesse moyenne est de 16,3 m/s et le nombre de Reynolds moyen est évalué à 3750. La pression de la chambre de combustion varie d'environ 92 à 113 kPa.

La figure 1.11 est divisée en quatre régions qui sont indiquées comme étant favorables ou non favorables. Cette appellation réfère à la direction du gradient de pression par rapport à la vitesse. Ainsi, dans la première zone, qui s'étend de $\tau = 0$ à 0,25, la pression de la chambre de combustion est inférieure à la pression atmosphérique et la vitesse est positive. Dans cet intervalle, l'écoulement des produits de combustion se fait vers l'extrémité ouverte du tuyau d'échappement, donc vers la plus grande pression. Le gradient est dit non favorable. En revanche, pour $0{,}25 < \tau < 0{,}45$, l'écoulement subit une inversion et se dirige vers la chambre de combustion dont la pression est toujours plus faible que la pression atmosphérique. Le gradient est alors dit *favorable*. Le changement d'un gradient de pression de favorable à non favorable est nécessaire pour que les oscillations de vitesse soient générées par la pression [14].

1.5.3 Profils de vitesse et turbulence

Dec et al. [14] ont étudié les profils de vitesse dans le tuyau d'échappement du BCP illustré à la figure 1.10. Ces profils (Figure 1.12) ont été obtenus à différents instants du cycle d'opération du brûleur.

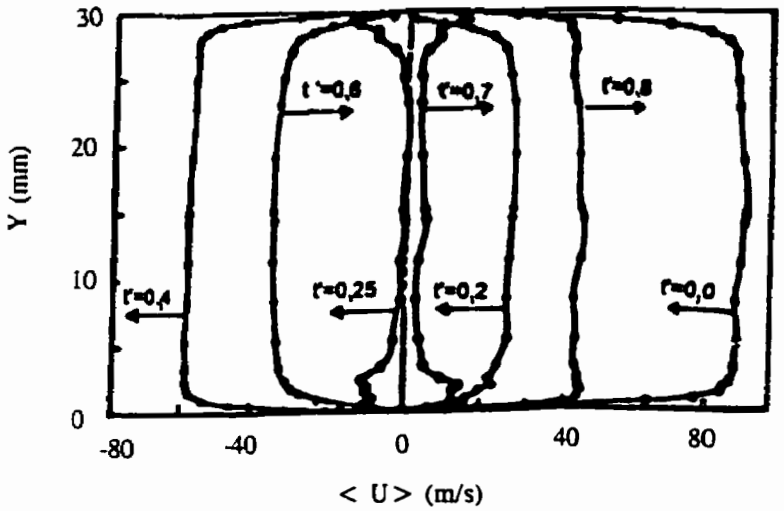


Figure 1.12 Profils de vitesse dans le tuyau d'échappement d'un BCP [14].

En examinant cette figure, il est possible de voir que les profils sont plats à tout instant du cycle d'opération sur une distance couvrant presque toute la largeur du tuyau d'échappement. Notons que les profils sont symétriques de bas en haut et que l'écoulement près de la paroi semble en avance sur l'écoulement de la région centrale lors de l'inversion périodique du débit. Pour examiner de plus près cette dernière caractéristique, la figure 1.13 illustre les profils de vitesse sur une distance de 6 mm à partir de la paroi inférieure du tuyau d'échappement.

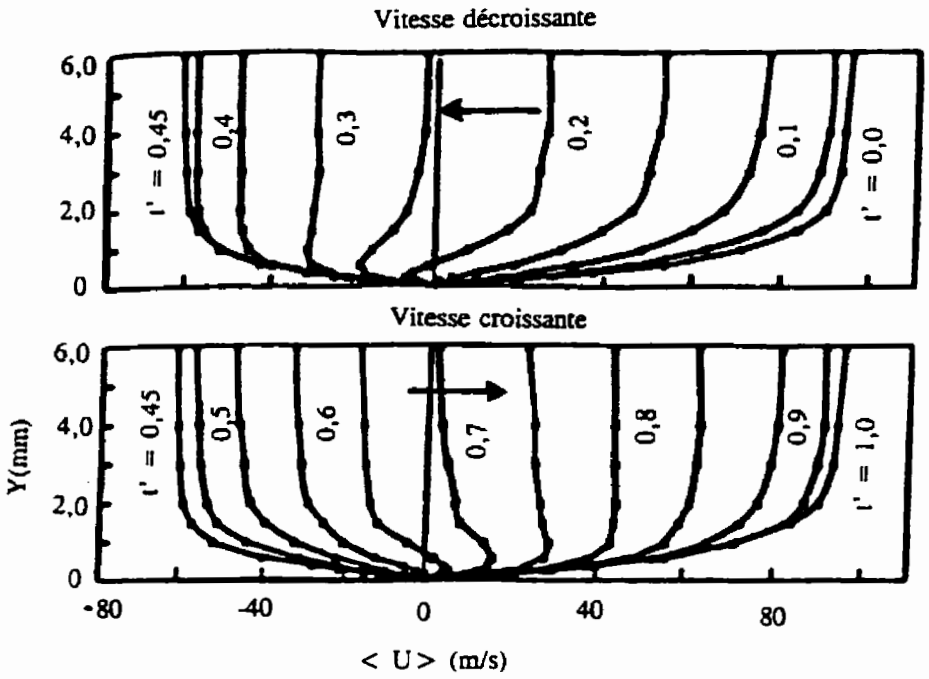


Figure 1.13 Profils de vitesse près de la paroi du tuyau d'échappement [14].

En examinant les profils de vitesse aux instants 0,2 et 0,65, il apparait clairement que le renversement de l'écoulement se fait plus tôt dans la région adjacente à la paroi que dans la partie centrale. Deux facteurs jouent un rôle lors de l'inversion du débit. En premier lieu, le gradient de pression est constant sur toute la largeur du tuyau d'échappement et le fluide près de la paroi a une quantité de mouvement plus petite que celui qui se trouve dans la partie centrale. Ainsi, lorsque le gradient de pression change de non-favorable à favorable, le fluide près de la paroi change de direction de propagation plus rapidement que celui de la région centrale.

En second lieu, notons que la valeur limite de la vitesse à la paroi est égale à zéro. Ainsi, aux instants d'inversion du débit, la pente du profil de vitesse du fluide de la couche limite doit s'inverser pour que la condition à la frontière soit respectée. Il est important de souligner que ce phénomène est observé pour la première fois dans un écoulement turbulent mais est courant pour un écoulement laminaire [14].

Dec *et al.* [14] ont également effectué des mesures de l'intensité de la turbulence dans le tuyau d'échappement du BCP. La vitesse instantanée peut être divisée en plusieurs termes :

$$U(t) = \bar{U} + U_{osc}(t) + u'(t) \qquad (1.6)$$

Le premier terme représente la vitesse moyenne, le second, la composante oscillatoire de la vitesse causée par la résonance acoustique tandis que le dernier représente les fluctuations dues à la turbulence. L'intensité de la turbulence est définie comme suit:

$$\langle U' \rangle(t) = \sqrt{(u')^2(t)} \qquad (1.7)$$

Les profils de vitesse et d'intensité de la turbulence associés à la combustion pulsée ont été comparés à des profils provenant d'écoulements conventionnels turbulents. La figure 1.14 illustre en (a) les profils de vitesse dans le tuyau d'échappement pour différentes conditions opératoires. Il en ressort que le profil associé à la combustion pulsée est semblable à celui qui serait obtenu avec un écoulement

conventionnel turbulent avec un nombre de Reynolds beaucoup plus élevé. En effet, la valeur du nombre de Reynolds moyen de l'écoulement pulsée est de 3750 alors que celui de l'écoulement conventionnel est de $1,1*10^6$. En (b) et (c), la différence majeure réside dans l'augmentation de l'intensité de la turbulence avec les pulsations. Notons que U' représente l'intensité de la turbulence dans une direction parallèle à l'axe du tuyau d'échappement tandis que V' se trouve dans la direction perpendiculaire à l'axe. Ainsi, l'intensité U' est environ trois fois plus élevée avec les pulsations alors que sur l'autre axe, l'intensité V' est doublée avec les pulsations.

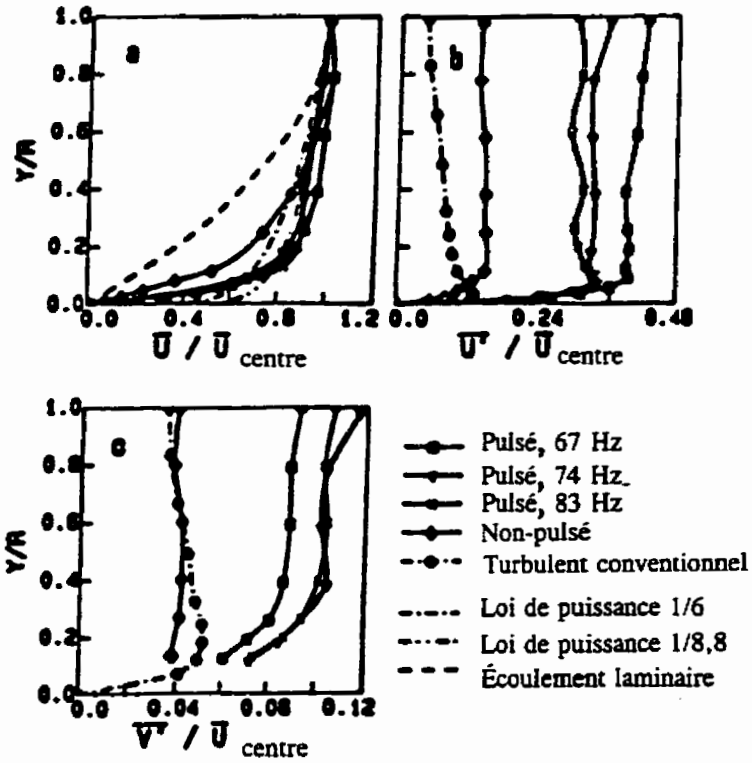


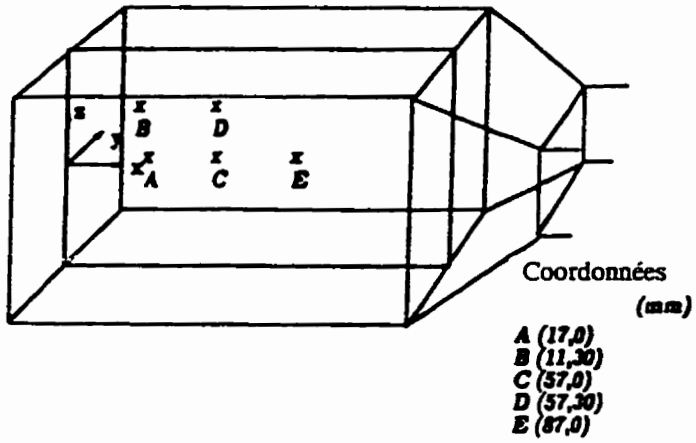
Figure 1.14 Comparaison des profils de vitesse et de turbulence entre des écoulements conventionnels turbulents et pulsés [14].

La figure 1.14 illustre également l'effet de la fréquence des oscillations sur la vitesse et l'intensité de la turbulence. On peut noter en (a) que la fréquence a peu d'effet sur le profil de vitesse. En (b), il est possible de voir que la forme du profil de turbulence reste à peu près constante mais que la valeur de l'intensité diminue avec l'augmentation de la fréquence. Dec *et al.* ont également observé que l'amplitude des ondes de vitesse augmentait avec l'accroissement de l'amplitude des oscillations de pression [14]. Ce comportement est prévu par l'équation (1.5).

1.5.4 Profils de température

Les températures de fonctionnement des brûleurs à combustion pulsée constituent un des paramètres importants permettant de caractériser l'écoulement puisque la vitesse de propagation des ondes sonores en dépend.

Lindholm *et al.* [15] ont obtenu des mesures de température à plusieurs emplacements dans la chambre de combustion. La figure 1.15 illustre un schéma de cette chambre de même que les différents points de mesure. Les températures sont approximativement de 2000 K dans la chambre de combustion d'un BCP qui opère à 13 kW, aux conditions stoëchiométriques et à une fréquence de 105 Hz.



point	Température moyenne, K	écart-type K	%
A	2041	204	10.0
B	1348	462	34.2
C	1941	117	6.0
D	2032	165	8.1
E	2062	149	7.2

Figure 1.15 Mesures des températures dans une chambre de combustion [15]

Dec et Keller [16] ont obtenu des mesures de la température des produits de combustion dans le tuyau d'échappement d'un BCP. L'intervalle de temps entre deux mesures étant très court (de l'ordre de 0,5 ms), les variations de température au cours d'un cycle d'opération du brûleur ont été obtenues. La figure 1.16 présente des mesures de pression dans la chambre de combustion ainsi que celles de la température et de la vitesse au centre du tuyau d'échappement en fonction du temps.

En examinant cette figure, il est possible d'observer une onde de température à la fréquence de résonance du système. Ces oscillations sont en retard d'environ 90° par rapport aux oscillations de vitesse et de 180° par rapport aux ondes de pression. Des diminutions marquées de température sont également présentes aux instants correspondant approximativement aux inversions périodiques du débit.

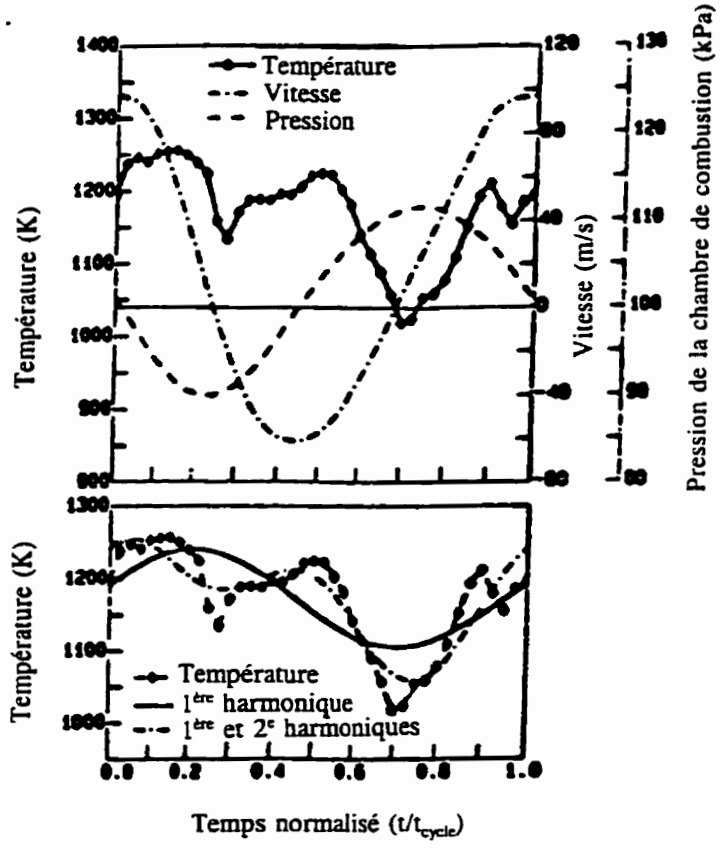


Figure 1.16 Température, pression et vitesse du gaz au centre du tuyau d'échappement [16].

Le graphique du bas de la figure 1.16 illustre le profil de température ainsi que les harmoniques obtenues par décomposition des séries de Fourier. Il en ressort que le profil de température peut être approximé par l'addition de la première et la seconde fonction harmonique ; il est donc constitué de deux effets. La première fonction harmonique constitue le mode d'oscillation fondamental. De $\tau = 0$ à 0,25, la vitesse est positive et l'écoulement se fait de la chambre de combustion vers l'extrémité du tuyau d'échappement, donc du milieu chaud vers un milieu plus froid. Ainsi, la température du mode fondamental augmente jusqu'à $\tau = 0.25$. À ce moment, l'écoulement change de direction et la température de la première fonction harmonique chute régulièrement jusqu'à $\tau = 0.7$ où il y a une seconde inversion du débit. À partir de cet instant, on remarque une augmentation de la température jusqu'à la fin du cycle. Les baisses marquées de température aux instants d'inversion du débit sont caractérisées par la seconde fonction harmonique et semblent être reliées à l'augmentation du transfert de chaleur avec l'écoulement pulsé [16].

Des mesures de température ont aussi été effectuées sur toute la largeur du tuyau d'échappement [16]. Les profils de température à différents instants du cycle d'opération sont présentés à la figure 1.17. Ces profils sont relativement plats sur presque toute la largeur du tuyau d'échappement avec une diminution près de la paroi. La valeur de la température varie au cours du cycle mais le profil reste plat. La plus grande différence réside dans la zone près de la paroi. En effet, en examinant les profils à $\tau = 0{,}2$ et 0,5, on remarque que, dans le premier cas, le passage d'un profil plat à une zone presque

linéaire se fait abruptement à une distance de 2,5 mm de la paroi. En revanche, dans le second cas, le changement se fait graduellement et la température n'atteint la valeur de la région centrale qu'à une distance de 5 mm de la paroi. Ceci implique donc que la nature de la couche limite thermique varie au cours du cycle. Cependant, il est important de noter qu'elle y est toujours présente.

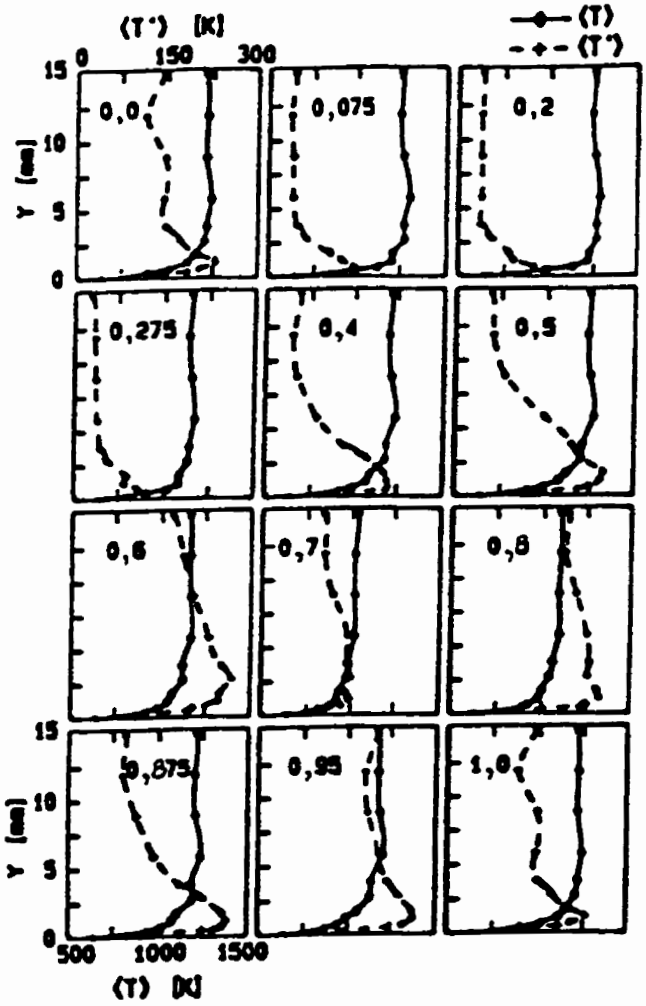


Figure 1.17 Profils des températures à différents instants du cycle [16].

Dec et Keller [16] ont étudié l'effet de la fréquence des ondes sur la température du gaz dans le tuyau d'échappement d'un BCP. La figure 1.18 présente la variation de la température des produits de combustion au cours d'un cycle et, ce, pour différentes fréquences. Ces courbes sont similaires pour toutes les fréquences. On note, cependant, que les baisses de température aux instants d'inversion de débit sont plus marquées avec l'augmentation de la fréquence.

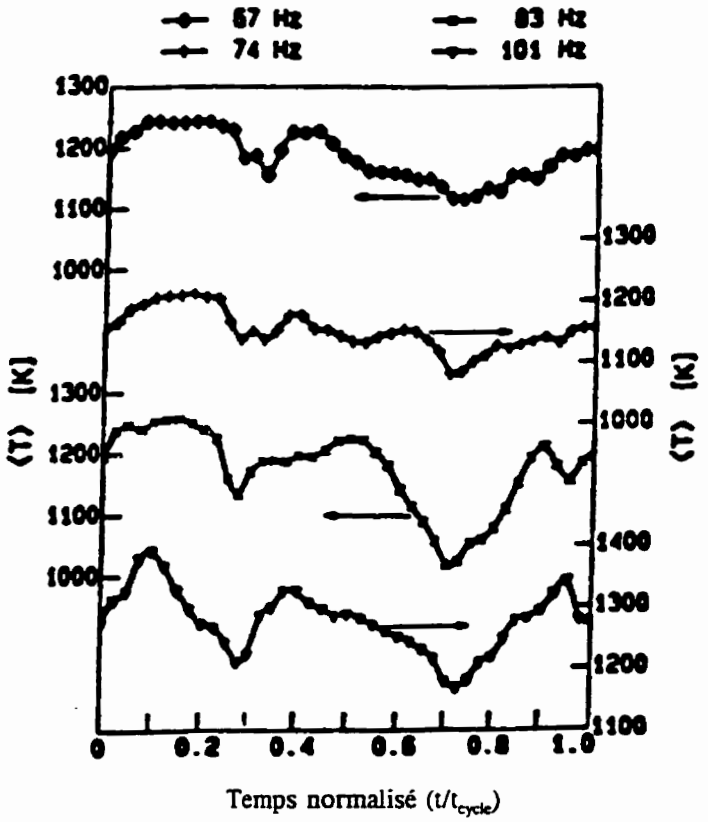


Figure 1.18 Variation de la température d'un cycle en fonction de la fréquence [16].

1.6 Transfert de matière et d'énergie

Un des avantages de la combustion pulsée est l'augmentation significative des taux de transfert de matière et de chaleur par rapport aux systèmes conventionnels. Une revue de la littérature démontre cependant que la présence d'oscillations peut, dans certains cas, faire diminuer les taux de transfert tandis que dans d'autres cas, ces taux augmentent de façon substantielle.

Dec *et al.* [17] ont examiné plusieurs études expérimentales. Il en ressort que dans le cas où l'amplitude des oscillations de vitesse est très faible par rapport à la vitesse moyenne, une faible variation des taux de transfert est enregistrée. En revanche, dans le cas où l'amplitude des oscillations de vitesse est grande par rapport à la vitesse moyenne, une augmentation des taux de transfert est obtenue. En effet, lorsque l'amplitude des ondes de vitesse est plus grande que la vitesse moyenne, l'écoulement des gaz de combustion dans le tuyau d'échappement change périodiquement de direction. La vitesse est positive lorsque l'écoulement est orienté vers l'extrémité ouverte du tuyau d'échappement et négative lorsque l'écoulement se dirige vers la chambre de combustion.

Il est donc possible de conclure que, <u>pour obtenir une augmentation significative des taux de transfert, les oscillations doivent être suffisamment grandes pour causer une inversion périodique du débit des produits de combustion</u> [17].

1.6.1 Transfert de chaleur dans le tuyau d'échappement

Afin d'étudier l'effet des pulsations sur le transfert de chaleur, Dec et Keller [13] ont effectué des expériences sur un BCP typique, tel que décrit par la figure 1.10. Ces expériences consistaient à mesurer le transfert d'énergie à travers la paroi du tuyau d'échappement pour différentes conditions opératoires. La figure 1.19 illustre le rapport des nombres de Nusselt des systèmes oscillatoires par rapport aux systèmes turbulents conventionnels. Ce rapport varie de 0,5 à 3,25 dépendant de la fréquence et de l'amplitude des ondes de pression des systèmes oscillatoires. Le nombre de Nusselt est directement relié au coefficient de transfert de chaleur par la formule suivante :

$$Nu=\frac{hx}{k} \tag{1.8}$$

où h : coefficient de transfert de chaleur ($W/m^2\ ^\circ C$);

x : grandeur caractéristique (m);

k : conductivité thermique ($W/m^\circ C$).

Ainsi, une augmentation du nombre adimensionnel implique un coefficient de transfert de chaleur plus grand avec la combustion pulsée.

Selon les résultats présentés à la figure 1.19, le coefficient de transfert de chaleur est fonction de l'amplitude des ondes sonores. En effet, le rapport des nombres de Nusselt augmente avec l'accroissement de l'amplitude de ces ondes. Il est important

de noter que si l'amplitude est plus faible que 2 kPa, on observe une diminution du transfert de chaleur. Cette figure illustre également l'effet de la fréquence sur le transfert d'énergie : plus la fréquence augmente, plus le coefficient de transfert est élevé.

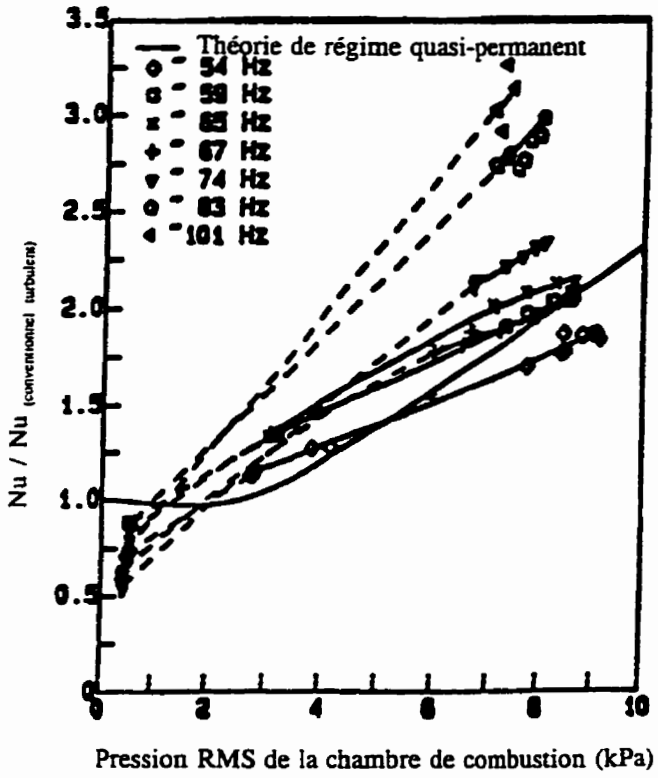


Figure 1.19 Rapport des nombres de Nusselt entre les combustions pulsée et conventionnelle [13].

Les données présentées à la figure 1.19 ont été obtenues en maintenant le nombre de Reynolds à peu près constant. La figure 1.20 illustre l'effet de la variation du nombre de Reynolds moyen sur le transfert de chaleur. On remarque que

l'accroissement du rapport des nombres de Nusselt diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds malgré l'augmentation de la fréquence.

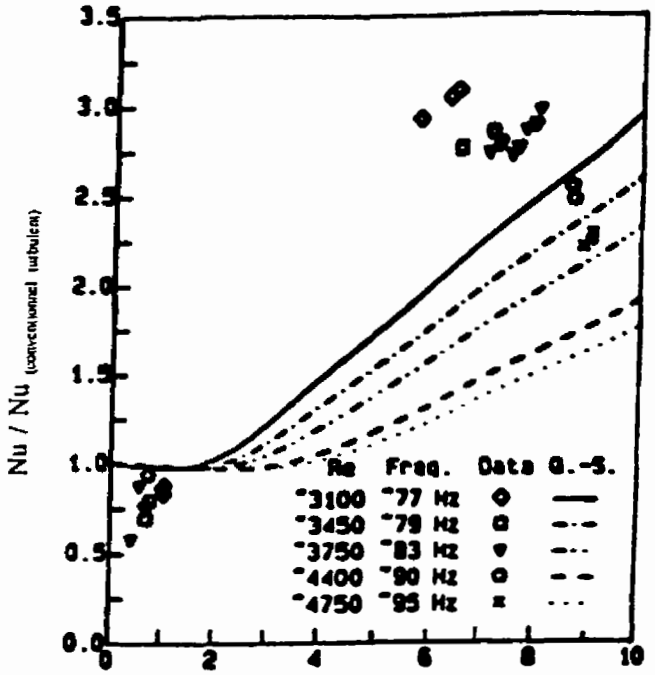


Figure 1.20 Effet du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur [13].

Des mesures du transfert de chaleur avec la combustion pulsée ont également été effectuées par Nomura *et al.* [11]. Leur étude consistait à faire des mesures du transfert de matière et de chaleur lors de l'évaporation de l'eau se trouvant dans une brique poreuse. Des courants d'air chaud, provenant d'un brûleur conventionnel et d'un BCP, étaient alimentés au-dessus de cette brique.

Les résultats obtenus, présentés à la figure 1.21, montrent l'augmentation significative du nombre de Nusselt avec le courant pulsé. Ce nombre est 3 à 3,5 fois plus élevé que celui obtenu avec le brûleur conventionnel et varie avec l'accroissement du nombre de Reynolds. Ce dernier point semble contredire les résultats obtenus par Dec et Keller qui montraient une diminution du rapport des coefficients de transfert avec le nombre de Reynolds. Il est donc important de spécifier que lors des expériences menées par Nomura *et al.*, la fréquence d'opération était d'environ 125 Hz et les nombres de Reynolds variaient autour de $1*10^4$. Les conditions opératoires n'étaient donc pas les mêmes que celles employées par Dec et Keller. De plus, Nomura *et al.* n'ont pas indiqué si la fréquence et l'amplitude des ondes sonores étaient maintenues constantes lors de l'expérimentation.

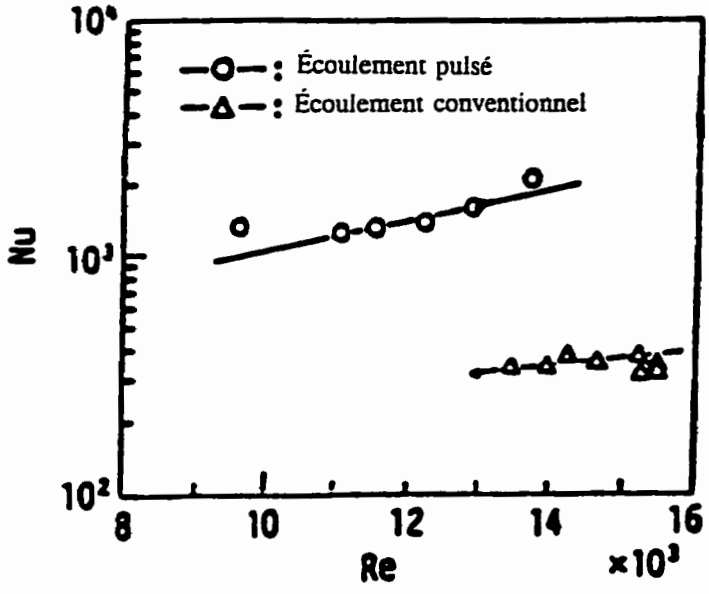


Figure 1.21 Comparaison des coefficients de transfert de chaleur en écoulement pulsé et conventionnel [11].

Pour expliquer l'augmentation du transfert de chaleur avec la combustion pulsée, il faut se rappeler des profils de vitesse, de turbulence et de température discutés précédemment. Dec *et al.* [14] ont noté que le profil de vitesse est similaire à celui qui serait obtenu pour un écoulement en régime permanent turbulent avec un nombre de Reynolds beaucoup plus élevé. Le profil de turbulence de la combustion pulsée est également plus plat que le profil associé à un écoulement stationnaire et possède une intensité plus élevée. L'augmentation des taux de transfert dans le tuyau d'échappement est donc due, en grande partie, à l'augmentation de l'intensité de la turbulence obtenue par les brûleurs à combustion pulsée [18]. Il faut noter que cette augmentation est liée à une contrainte de cisaillement plus élevée dans la couche limite [18]. D'un point de vue microscopique, seule la turbulence est modifiée par le caractère oscillatoire de la combustion.

Tel que mentionné précédemment, le ratio des nombres de Nusselt de la figure 1.19 varie avec la fréquence de fonctionnement. Cette dépendance démontre que l'augmentation du taux de transfert de chaleur n'est pas uniquement due à un niveau de turbulence plus élevé puisque ce dernier paramètre est indépendant de la fréquence [14].

La figure 1.22 illustre le profil de température des gaz dans la région centrale du tuyau d'échappement, la quantité d'énergie transférée à la paroi et le nombre de Nusselt en fonction du temps pour un cycle d'opération. Des pics de transfert de chaleur

sont observés à certains instants. Ils correspondent au temps où l'écoulement change de sens de propagation dans le tuyau d'échappement. Il a été noté à la figure 1.18 que ces baisses de température étaient fonction de la fréquence. En effet, plus la fréquence est élevée, plus les pics sont importants. Ce phénomène explique donc la sensibilité des nombres de Nusselt par rapport à la fréquence des oscillations.

Une explication possible de l'existence de ces pics est l'apparition d'écoulements transversaux, vers la paroi, lors de l'inversion de l'écoulement : une plus grande quantité de chaleur est alors transférée à la paroi. Ainsi, des facteurs tels que les écoulements secondaires contribuent quelque peu à l'augmentation des taux de transfert, mais de façon moins marquée que l'augmentation de l'intensité de turbulence [18].

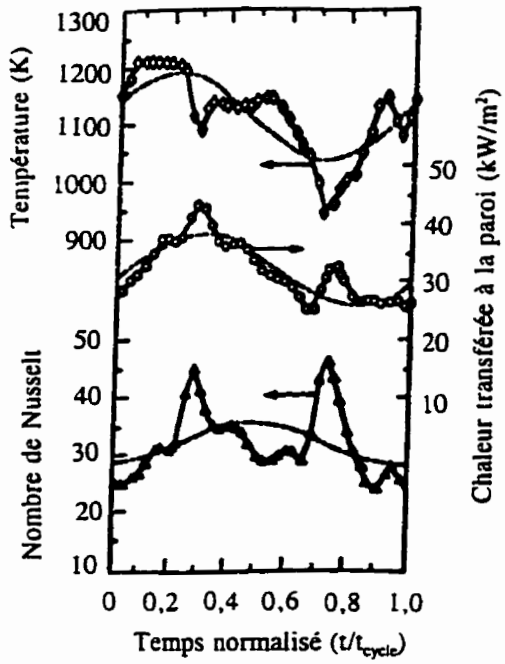


Figure 1.22 Paramètres du transfert de chaleur dans le tuyau d'échappement en fonction du temps [18].

Quelques auteurs ont développé des modèles pouvant prédire les taux de transfert de chaleur dans les BCP. La plupart de ces modèles sont fondés sur des hypothèses de régime quasi-permanent. Ce régime peut être décrit comme suit [19] : *à tout instant du cycle, l'écoulement est considéré comme étant permanent à sa vitesse instantanée.* Cette hypothèse n'est valable que pour des écoulements oscillant à de faibles fréquences. Elle requiert en effet que l'écoulement devienne permanent dans un temps beaucoup plus faible que le temps d'un cycle. Puisque la fréquence des oscillations associées à la combustion pulsée est trop élevée pour que cette condition soit respectée, l'hypothèse de régime quasi-permanent n'est pas applicable.

Il en résulte que les modèles utilisant cette hypothèse sous-estiment les taux de transfert et n'expliquent pas leur augmentation avec la fréquence d'opération. Ce fait est illustré aux figures 1.19 et 1.20 alors que les valeurs prédites par les équations fondés sur des hypothèses de régime quasi-permanent sont comparées aux valeurs expérimentales (Annexe B).

Arpaci *et al.* [19] ont développé un modèle pouvant prédire les coefficients de transfert de chaleur découlant de l'opération des brûleurs à combustion pulsée. Ce modèle consiste à expliquer l'écoulement oscillatoire et turbulent d'un point de vue microscopique. Le modèle suivant est obtenu et les constantes C_0, C_1 et C_2 ont été obtenues par lissage des données expérimentales de Dec et Keller par la méthode des moindres carrés :

$$Nu = C_0 (\overline{Re})^{3/4}\left[1+C_1\frac{U_0}{\overline{U}}\left(1+C_2(\omega-\omega_0)\frac{D}{\overline{U}}\right)\right]^{3/4} \qquad (1.9)$$

où C_0: 0,028

C_1: 0,21

C_2: 7,36

Le modèle développé est une extension des corrélations qui prédisent le nombre de Nusselt pour des écoulements en régime permanent et pour des écoulements qui suivent le régime quasi-permanent. En effet, lorsque la fréquence des oscillations est plus faible que la fréquence limite d'application des hypothèses de régime quasi-permanent ($\omega \leq \omega_0$), le dernier terme de l'équation 1.9 est nul. La corrélation obtenue est celle qui est utilisée en régime quasi-permanent :

$$Nu = 0.028\,(\overline{Re})^{3/4}\left(1+0.21\frac{U_0}{\overline{U}}\right) \qquad (1.10)$$

Dans l'équation 1.10, la fréquence n'a plus d'effet sur le nombre de Nusselt. Lorsque l'amplitude des oscillations de vitesse est nulle ($U_0 = 0$), l'écoulement se trouve en régime permanent et l'équation 1.10 devient :

$$Nu = 0.028\,(\overline{Re})^{3/4} \qquad (1.11)$$

On remarque que cette relation est similaire à la corrélation de Colburn pour le transfert de chaleur en régime permanent turbulent avec un nombre de Prandtl égal à 1 :

$$Nu = 0.023\,(\overline{Re})^{0.8} \qquad (1.12)$$

Ainsi, la corrélation exprimée par l'équation 1.9, prédit non seulement les valeurs expérimentales obtenues lors de l'opération d'un BCP, mais donne également les valeurs limites telles que prédites par les corrélations existantes.

La figure 1.23 présente la comparaison entre les nombres de Nusselt obtenus expérimentalement et ceux prédits par le modèle (Équation 1.9). Ce dernier semble bien corréler les différents points expérimentaux pour une gamme donnée de fréquences et de nombres de Reynolds.

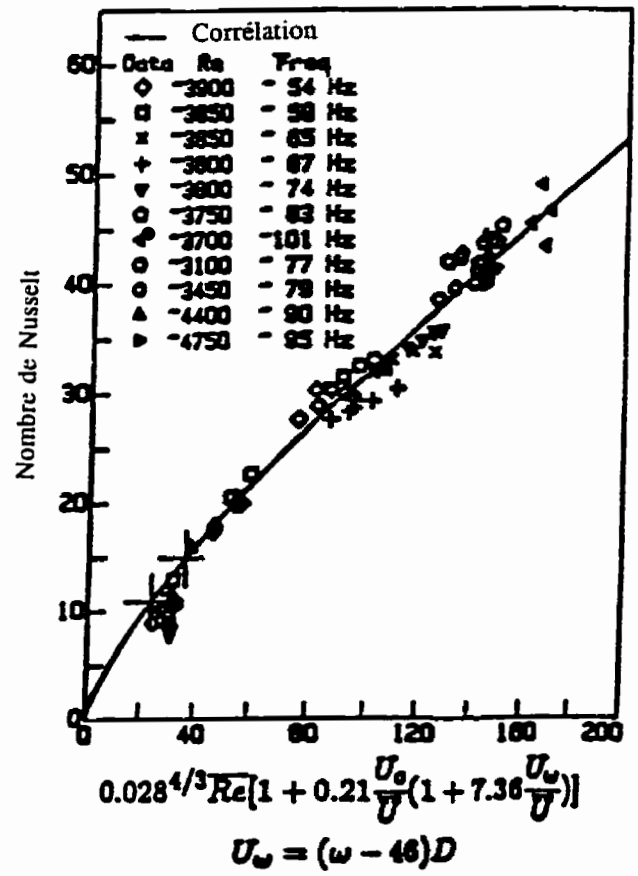


Figure 1.23 Corrélation pour prédire le transfert de chaleur du système pulsé [19].

1.6.2 Transfert de matière dans le tuyau d'échappement

Nomura *et al.* [11] ont effectué des expériences permettant de déterminer l'effet des pulsations sur le transfert de matière. Un courant gazeux provenant d'un brûleur conventionnel circulait au-dessus de la surface d'une brique réfractaire très poreuse afin d'en évaporer l'eau. La brique était pesée à différents instants afin de suivre l'évolution du séchage dans le temps. Cette expérience était répétée avec un courant gazeux provenant d'un brûleur à combustion pulsée. La figure 1.24 illustre les résultats obtenus pour trois expériences différentes.

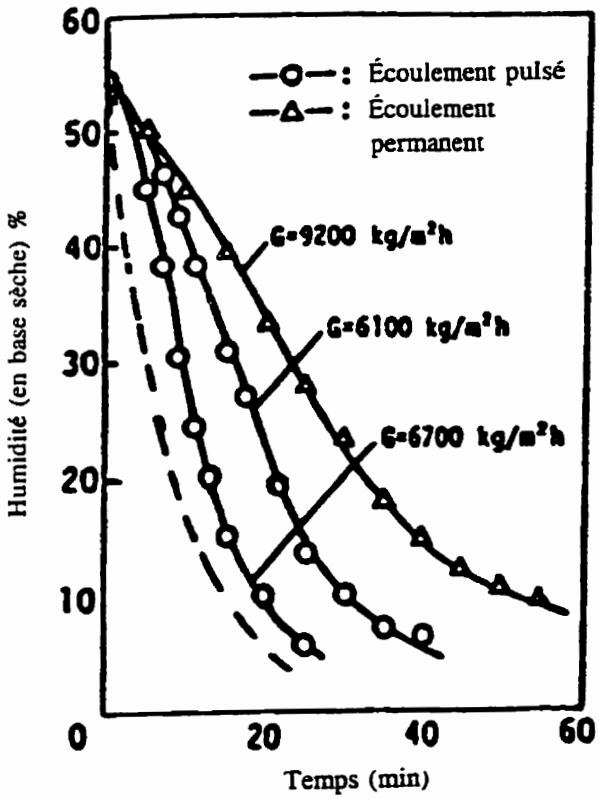


Figure 1.24 Courbes de séchage [11].

De la figure 1.24, il ressort que le temps requis pour atteindre un taux d'humidité déterminé est plus faible avec un écoulement pulsé. Cependant les températures moyennes des gaz étaient similaires. La figure 1.24 montre également la variation du taux d'humidité critique de la brique qui passait de 8 à 5% lors du séchage avec un BCP.

L'augmentation du taux de séchage avec la combustion pulsée peut être expliquée par une augmentation des coefficients de transfert de chaleur, tel que mentionné à la section précédente.

Keller *et al.* [20] ont effectué des mesures du transfert de matière dans un système à combustion pulsée. Un cylindre creux, dans lequel circulait de l'eau, a été placé perpendiculaire à l'écoulement des produits de combustion dans le tuyau d'échappement d'un BCP. Le débit d'eau était fixé de façon à ce que le fluide devienne une vapeur saturée à la sortie du cylindre. Plusieurs expériences ont été réalisées en faisant varier la fréquence d'oscillation, l'amplitude des ondes de pression et le nombre de Reynolds moyen. La figure 1.25 présente le nombre de Nusselt en fonction de l'amplitude des ondes de pression pour un écoulement stationnaire et un écoulement oscillatoire. Le nombre de Nusselt (Nu) :

$$Nu = \frac{d\,(m_s h_{fg} + q_r)}{k_f\,(T_f - T_s)} \qquad (1.13)$$

est proportionnel au flux massique d'eau qui est évaporé (m_s).

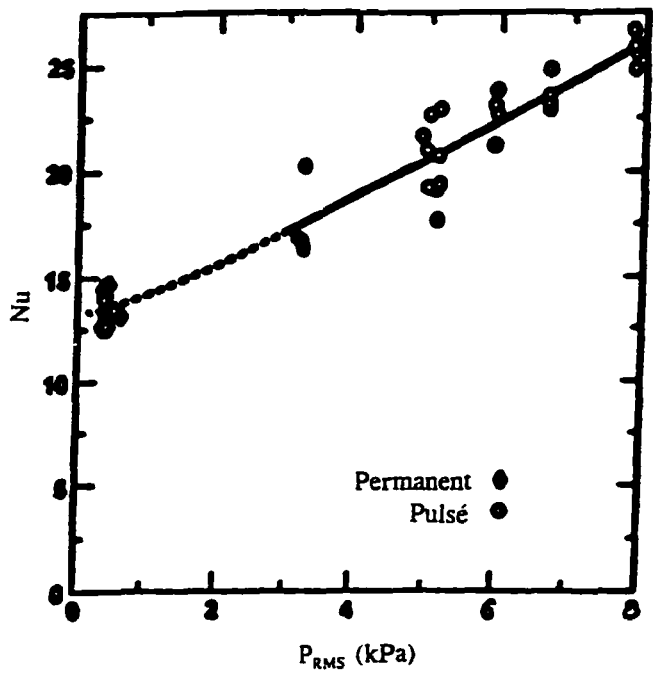


Figure 1.25 Nombre de Nusselt en fonction de l'amplitude des ondes de pression [20].

Le nombre de Nusselt obtenu en écoulement permanent est d'environ 13 tandis qu'il varie de 17 à 26 en écoulement pulsé, dépendant de l'amplitude des ondes sonores. Le transfert de matière augmente d'un facteur variant entre 1,3 et 2 avec la combustion pulsée. Les expériences effectuées par Keller *et al.* [20] ont également permis d'évaluer l'effet de la fréquence et du nombre de Reynolds sur l'augmentation du transfert. Ils ont noté une faible augmentation du nombre de Nusselt avec l'augmentation du nombre de Reynolds moyen, mais aucune variation due à la fréquence d'oscillation, dans la gamme de conditions étudiées [18].

Arpaci et Gemmen [21] ont proposé un modèle pour prédire le transfert de masse dans les systèmes pulsés. L'équation est de la forme suivante :

$$\frac{m'}{\rho D (Re)^{3/4} (Sc)^{1/3}} = \frac{C\,B}{(1+B)^{3/4}} \left(1 + C_1 \frac{U_0}{\bar{U}}\right)^{3/4} \left(1 + C_2 \frac{\omega l}{\bar{U}}\right)^{3/4} \qquad 1.14$$

où C, C_1 et C_2 sont des constantes qui doivent être déterminées expérimentalement. Des tests ont été effectués et les résultats préliminaires indiquent que $C \approx 0.023$ et $C_2 \approx 0$ [21]. Cette équation permet d'évaluer m', soit la masse transférée dans le tuyau d'échappement d'un brûleur à combustion pulsée.

1.7 Production de NO_x

L'oxyde d'azote, sous toutes ses formes, peut facilement contribuer à la formation des pluies acides ou à la destruction de l'ozone stratosphérique. Il est donc important de limiter sa formation. Le terme générique NO_x comprend seulement le monoxyde d'azote (NO) et le dioxyde d'azote (NO_2).

On distingue principalement trois types de formation de NO_x [22] :

- formation thermique à partir de l'azote présent dans l'air comburant;
- formation du "NO-combustible" à partir de l'azote présent dans le combustible;
- formation du "NO-précoce" à partir de l'azote moléculaire dans le front des flammes.

Sachant que la proportion d'azote dans le gaz naturel est très faible, il est possible de conclure que seuls les "NO_x-thermiques" sont en proportions notables dans les émissions atmosphériques, comparativement aux deux autres formes de NO_x. Spécifions que la formation thermique d'oxyde d'azote est très sensible à la température et au temps de contact [22].

Les brûleurs à combustion pulsée sont reconnus pour produire moins de NO_x que les brûleurs conventionnels. Des recherches ont été effectuées à ce sujet pour en déterminer les causes. Selon Keller et Hongo [23], pour que la formation des "NO_x-thermiques" soit faible dans les systèmes pulsés, il faut avoir soit une température relativement faible tout au long du cycle de combustion soit un temps de séjour des produit gazeux très court à haute température. Des études comparatives entre un système conventionnel et un système à combustion pulsée ont démontré que le phénomène responsable des faibles émissions de NO_x était un temps de séjour très court à haute température. Ils ont identifié trois mécanismes pouvant engendrer de faibles temps de contact :

- les produits de combustion chauds sont refroidis lorsqu'ils se mélangent à des gaz plus froids (issus des cycles de combustion précédents) qui s'écoulent du tuyau d'échappement vers la chambre de combustion ;

- les produits de combustion chauds sont rapidement refroidis lorsqu'ils se mélangent aux réactifs qui entrent dans la chambre de combustion ;

- le transfert de chaleur élevé, associé à la combustion pulsée, provoque un refroidissement rapide des gaz résiduels se trouvant dans la chambre de combustion. Ces gaz se mélangent par la suite aux produits de combustion du cycle en cours.

L'étude réalisée a démontré que le dernier mécanisme proposé est responsable des faibles émissions d'oxyde d'azote. Le mélange entre les produits de combustion résiduels refroidis et les produits de combustion du cycle en cours conduisent à un temps de séjour très court à haute température, ce qui minimise la formation des "NO_x-thermiques".

Les émissions de NO_x provenant de la combustion pulsée peuvent être réduites en diminuant les températures et en faisant varier la concentration en oxygène. Les méthodes utilisées pour rencontrer ces objectifs sont les mêmes que pour la combustion conventionnelle, soit la recirculation des gaz de combustion et l'alimentation étagée du combustible et de l'air. Saito et Mitani [24] ont également observé qu'une combustion en deux phases, c'est-à-dire avec une phase riche en combustible et une autre en excès d'air, pouvait réduire les émissions de NO_x. Ce type de combustion est accompli en faisant varier le moment d'injection du combustible par rapport au moment d'injection de l'air dans le système à combustion pulsée.

1.8 Bruit généré par la combustion pulsée

Le haut niveau de bruit généré par un brûleur à combustion pulsée constitue son principal désavantage. En effet, des niveaux sonores de 130 dB et plus sont fréquemment mentionnés dans la littérature [3]. Citons l'exemple d'un chauffe-eau utilisant le principe de la combustion pulsée et dont les pressions d'opération variaient de -0,5 à +0,7 atm qui avait été entendu sur une distance de plusieurs kilomètres [3].

Le niveau de bruit généré par ce type de brûleur varie beaucoup d'un système à un autre dépendant des conditions d'opération. Les chercheurs du *Gas Research Institute* (GRI) ont étudié l'effet de certaines conditions d'opération sur le bruit généré par les BCP [25]. La figure 1.26 montre la relation qui existe entre la puissance au brûleur et le niveau sonore. Ainsi, en faisant varier la puissance au brûleur de 10 à 70 kW, le bruit généré augmentait de 85 à 110 dB.

L'effet de l'amplitude des ondes de pression a également été étudié. La figure 1.27 montre l'augmentation du niveau de bruit de 90 à 110 dB en faisant varier l'amplitude moyenne des oscillations de pression dans la chambre de combustion de 4 à 15 kPa.

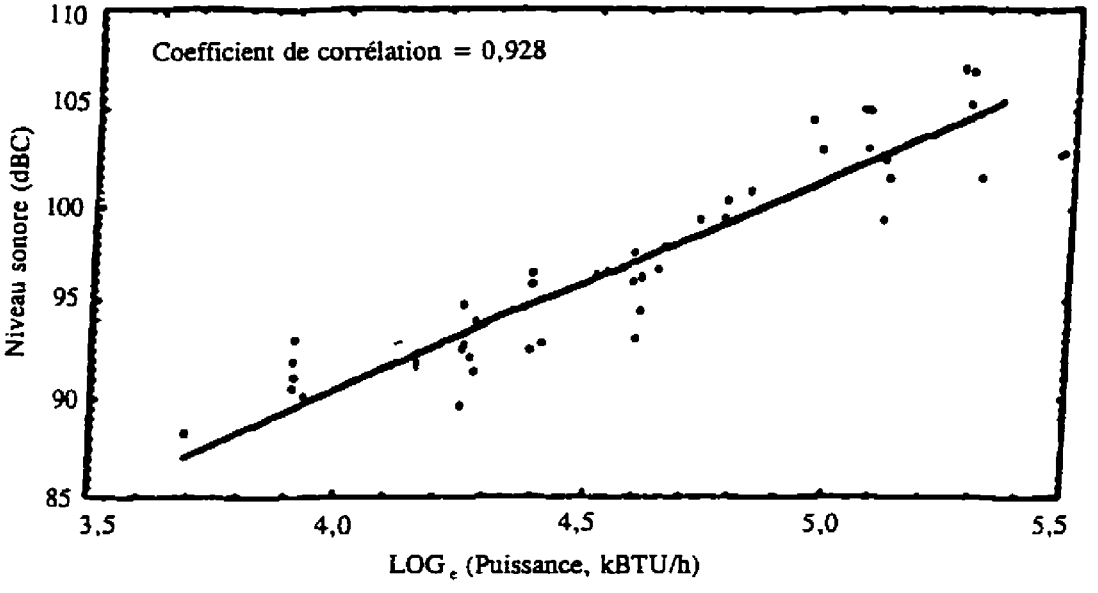


Figure 1.26 Effet de la puissance sur le niveau sonore des brûleurs à combustion pulsée [25].

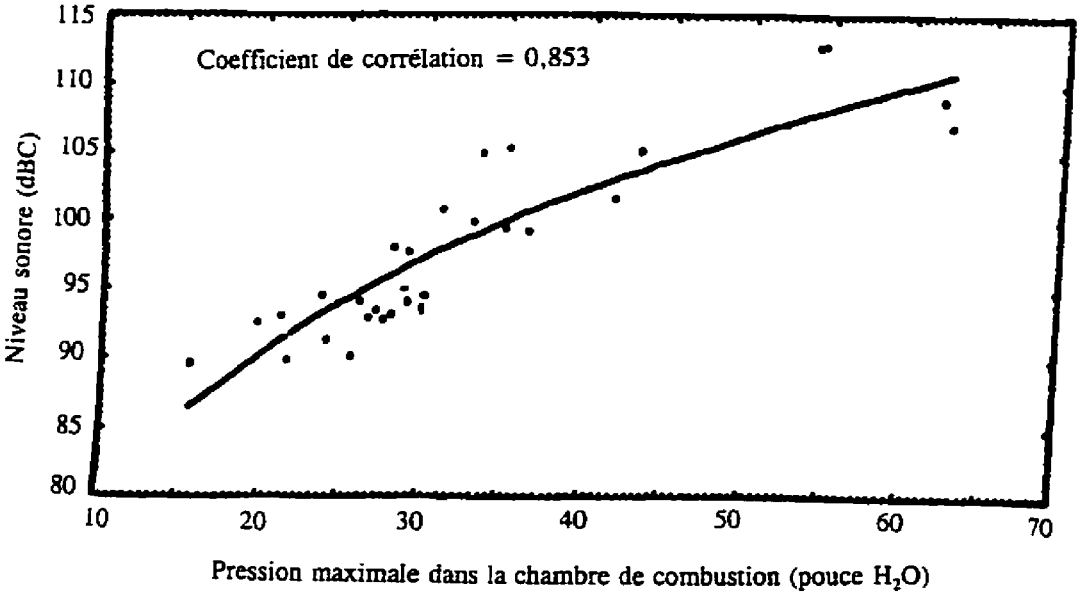


Figure 1.27 Effet de l'amplitude moyenne dans la chambre de combustion sur le niveau sonore des brûleurs à combustion pulsée [25].

Belles *et al.* [26] ont effectué des mesures du bruit provenant de toute une gamme de brûleurs à combustion pulsée. Pour des puissances variant de 5 à 60 kW, le niveau de bruit associé au brûleur variait de 80 à 115 dBC. Ils ont cependant remarqué que le niveau sonore était également fonction de la géométrie du système. Le tableau 1.2 résume la puissance au brûleur nécessaire pour produire un niveau sonore de 77 dBA à la sortie du tuyau d'échappement.

Tableau 1.2 Puissance aux brûleurs nécessaire pour produire 77 dBA [26]

Bruit provenant du brûleur à combustion pulsée = 77 dBA			
Volume chambre combustion (m^3)	Volume silencieux (m^3)	Diamètre tuyau d'échappement (m)	Puissance au brûleur (kW)
0,010	0,07	0,057	32
0,010	0,07	0,070	29
0,007	0,05	0,070	21

Belles *et al.* ont ainsi noté que le diamètre du tuyau d'échappement agit directement sur le niveau sonore. En effet, les deux premières rangées du tableau 1.2 démontrent qu'en augmentant ce diamètre de 57 à 70 cm, la puissance au brûleur nécessaire pour produire 77 dBA diminue de 32 à 29 kW. En examinant les deux dernières rangées du tableau, il est également possible de constater que la variation du volume de la chambre de combustion et du silencieux ont aussi un effet sur le niveau

sonore des BCP. En diminuant ces volumes, la puissance nécessaire pour produire un niveau sonore de 77 dBA passe de 29 à 21 kW.

Inui *et al.* ont étudié la relation qui existe entre le niveau sonore (N) et la chaleur dégagée par le système (Q) [27]. Ces paramètres sont reliés par la relation suivante :

$$N = N_0 + 10 \log(Q/Q_0)^a \qquad (1.15)$$

où "N_0", "Q_0" et "a" dépendent de chaque système et doivent être déterminés expérimentalement. Le bruit peut donc être réduit à la source en diminuant la puissance (Q) ou le rapport air/combustible. Cependant, des mesures expérimentales ont démontré que l'amplitude des oscillations de pression dans la chambre de combustion dépend, elle aussi, de la puissance au brûleur. En faisant varier Q, la pression de fonctionnement change, ce qui peut provoquer une combustion instable.

Tel que démontré par la figure 1.27, le bruit généré dépend également de l'amplitude des ondes de pression. En effet, plus cette l'amplitude est grande, plus le bruit généré est élevé. On se rappellera que les taux de transfert augmentent également avec les amplitudes de pression. Donc, du point de vue de la performance, de grandes amplitudes de pression sont souhaitables afin d'obtenir la surface d'échange la plus petite possible et diminuer les coûts associés au système. Cependant, puisque le niveau de bruit généré augmente avec l'augmentation des amplitudes de pression, il s'agit de

trouver un compromis entre le niveau de bruit acceptable et le transfert de chaleur désiré [3].

Afin d'utiliser cette technologie pour des applications résidentielles, le bruit généré par les pulsations doit être atténué. Le bruit se propageant dans les conduites et celui émis par l'entrée et la sortie du système peuvent être réduits en utilisant des silencieux. Selon Inui *et al.* [27], le bruit peut être réduit d'environ 50 dB en utilisant ces dispositifs.

Un autre moyen pouvant être utilisé pour réduire le bruit généré par la combustion pulsée consiste à opérer deux brûleurs en opposition de phase, c'est-à-dire avec un déphasage de 180° entre les oscillations de pression des deux brûleurs. Les sorties du tuyau d'échappement des brûleurs sont reliées à une chambre commune, permettant l'annulation des oscillations de pression. La figure 1.28 illustre un tel montage.

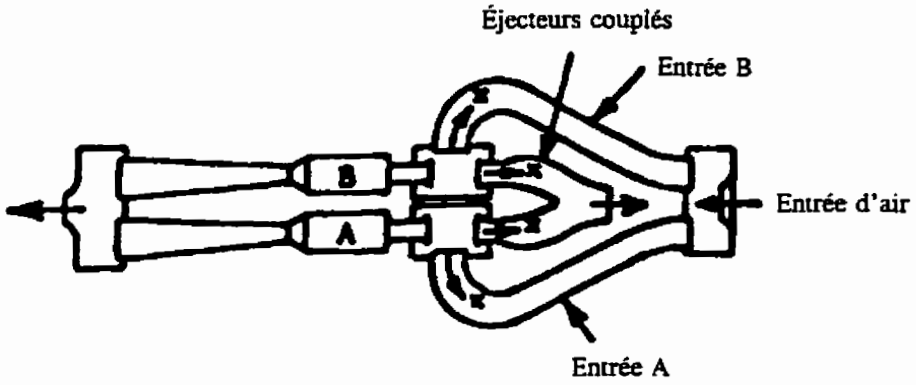


Figure 1.28 Brûleurs à combustion pulsée couplés [28].

Stran et Kentfield [28] ont effectué des mesures de bruit sur une unité comportant deux brûleurs à combustion pulsée ayant des vannes aérodynamiques et étant couplés à l'entrée et à la sortie. Les résultats obtenus démontrent que l'opération des brûleurs sans couplage génère environ 130 dB tandis que les unités couplées permettent une réduction de 20 dB, sans ajout de silencieux externe. Cependant, ce couplage, à l'entrée en particulier, provoque une diminution des performances.

Ohiwa et Yamaguchi [29] ont, pour leur part, comparé le niveau sonore obtenu par un BCP comportant des vannes à clapet pour l'admission du combustible et de l'air et celui obtenu par un brûleur sans vanne mécanique. Les résultats démontrent que le bruit peut être réduit de 3 à 8 dB, dépendant de la puissance au brûleur, en utilisant la seconde configuration. Ils ont également noté que lorsque la longueur du tuyau d'échappement est augmentée et que la surface à travers laquelle les ondes se propagent est diminuée, le niveau de bruit engendré par le système diminue. Ces observations concordent avec celles de Belles *et al.* [26] présentées au tableau 1.2.

1.9 Conclusion

La combustion pulsée du gaz naturel s'avère un phénomène intéressant qui fait augmenter les coefficients de transfert de chaleur et de matière d'un facteur 1,5 à 3. Les émissions d'oxydes d'azote sont relativement faibles, mais le niveau sonore généré par les ondes de pression peut s'élever au-dessus de 100 dB.

La revue de la littérature montre une absence de caractérisation expérimentale exhaustive des échanges entre les ondes sonores d'un brûleur à combustion pulsée et une phase solide ou semi-liquide (boues).

CHAPITRE 2

MONTAGE EXPÉRIMENTAL ET INSTRUMENTATION

Le montage expérimental utilisé au cours des essais à l'usine pilote, est décrit dans ce chapitre, de même que le mode d'opération du brûleur à combustion pulsée, le dispositif de contrôle du procédé et les instruments de mesure.

2.1 Description du montage expérimental

Le montage expérimental est constitué d'un brûleur à combustion pulsée au gaz naturel d'une puissance nominale de 60 kW. Ce brûleur (Figure 2.1), est composé principalement d'un système d'alimentation d'air et de gaz naturel, d'une chambre tampon, d'une chambre de combustion équipée d'une bougie d'allumage, d'un tuyau d'échappement muni d'un échangeur de chaleur à air et de deux types de silencieux.

Chambre tampon :

La chambre tampon en acier est cylindrique et recueille le gaz naturel avant son admission dans la chambre de combustion. Elle mesure 0,1 mètre de diamètre et 0,15 mètre de longueur.

Chambre de combustion :

La fonte est le matériau utilisé pour mouler la chambre de combustion. Elle est

de forme cylindrique et mesure approximativement 0,15 mètre de diamètre par 0,25 mètre de long, pour un volume total de $4{,}63*10^{-3}$ m^3.

Tuyau d'échappement :

La configuration du tuyau d'échappement a été modifiée tout au long des expériences. Les dimensions des configurations étudiées sont présentées au tableau 2.1.

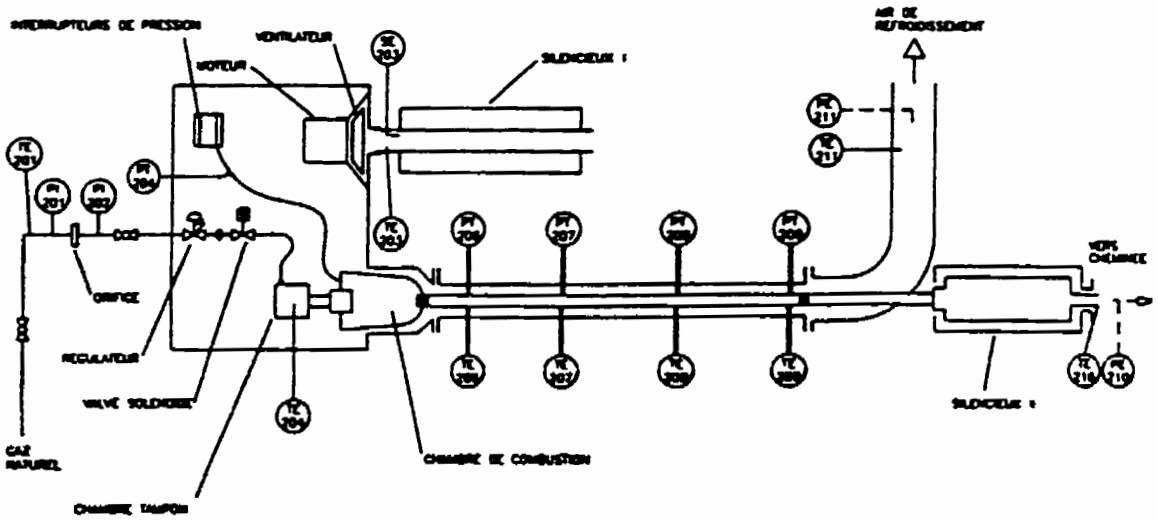


Figure 2.1 Brûleur à combustion pulsée.

Tuyau d'échappement initial (TEI) :

Le tuyau d'échappement est constitué de deux tuyaux concentriques en acier inoxydable 316L. Les produits de combustion circulent dans le tuyau interne, tandis que l'air de refroidissement circule dans la section annulaire. Il faut noter qu'aucune ouverture n'est prévue dans ces tuyaux. Il est donc impossible d'y installer des instruments de mesure de pression et de température permettant de caractériser les propriétés des produits de combustion et de l'air de refroidissement.

Tuyau d'échappement initial n°1 (TEI1) :

La configuration initiale est modifiée en installant neuf tubes latéraux sur le tuyau interne de l'échappement (Figure 2.1). Les tubes latéraux permettent l'insertion de thermocouples et de capteurs de pression pour mesurer les profils de température et de pression.

Tuyau d'échappement initial n°2 (TEI2) :

Cette configuration est presqu'identique à celle du tuyau d'échappement initial n°1. La seule différence réside dans la dimension des tubes latéraux.

Tuyau d'échappement avec un divergent (TED2) :

La configuration du tuyau d'échappement initial est modifiée en introduisant une section divergente à la moitié de la longueur totale de l'échappement (Figure 2.2). Le divergent permet d'adapter le BCP à des applications industrielles telles qu'un lit à jet

pour réaliser le traitement thermique de boues municipales.

Il faut noter qu'une restriction, qui fait passer le diamètre interne de 62,7 à 35,1 mm, est placée à la sortie de la configuration TED2 pour permettre la connexion à la chambre d'expansion. L'instrumentation est fixée au système par des tubes latéraux, tel que décrit dans la section de la configuration TEI2. Le volume total du tuyau interne est de $2,33*10^{-3}$ m^3, avec les tubes d'instrumentation. De plus, un tuyau de 15,8 mm de diamètre interne est fixé sur le dessus de la seconde section de façon à pouvoir mettre en contact des particules solides avec l'onde sonore.

Tuyau d'échappement avec un divergent couplé à un système d'alimentation des solides (TED2-S) :

La configuration TED2 est modifiée de façon à permettre l'injection de particules solides dans la seconde section du tuyau d'échappement (Figure 2.3). Le système d'alimentation est constitué d'une trémie d'alimentation en solide, de deux vannes contrôlant l'admission des particules dans le tuyau d'échappement et d'une fenêtre graduée en plexi-glass permettant de mesurer le débit des solides alimenté.

Silencieux :

Le silencieux I, situé en amont de l'orifice d'alimentation de l'air, permet d'atténuer le bruit créé par le ventilateur qui achemine l'air ambiant vers le brûleur à combustion pulsée.

Le silencieux II est, quant à lui, placé à la sortie du procédé, sur la conduite d'échappement des fumées. Son rôle consiste à atténuer le bruit des ondes sonores qui se propagent dans le tuyau d'échappement. Le brûleur à combustion pulsée est opéré en reliant la sortie du tuyau d'échappement soit au silencieux II soit à une chambre d'expansion cylindrique. Cette dernière mesure 0,58 mètre de diamètre et 0,89 mètre de longueur et permet de simuler le comportement du brûleur lorsqu'il est connecté à une chambre de traitement.

Tableau 2.1 Spécifications des différents tuyaux d'échappement

Configuration	Tuyau interne : diamètre (mm)	Tuyau externe : diamètre (mm)	Longueur (m)	Tubes latéraux (mm)	Remarques
TEI	35,1	95,5	1,5	Aucun	V_{TEI} = $1,45*10^{-3}$ m^3
TEI1	35,1	95,5	1,5	9 tubes Diamètre : 15,8	V_{TEI1} = $1,27 * V_{TEI}$
TEI2	35,1	95,5	1,5	8 tubes Diamètre : 4,57	V_{TEI2} = $1,015 * V_{TEI}$
TED2	Section 1 : 35,1 Section 2 : 62,7	Section 1 : 95,5 Section 2 : 134,5	Section 1: 0,74 Section 2 : 0,70	8 tubes Diamètre : 4,57	Divergent placé à 0,74 m de l'entrée du TE
TED2-S	Section 1 : 35,1 Section 2 : 62,7	Section 1 : 95,5 Section 2 : 134,5	Section 1 : 0,74 Section 2 : 0,70	8 tubes Diamètre : 4,57	Injection des solides à 1,09 m de l'entrée du TE

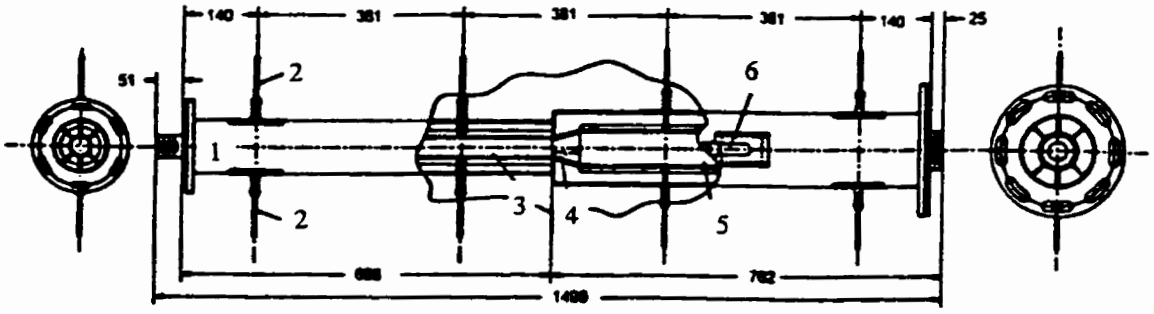


Figure 2.2 Configuration TED2.

2.2 Opération du brûleur à combustion pulsée

Le gaz naturel est alimenté au système à une pression de 7 kPa. Tel qu'illustré à la figure 2.1, le gaz passe en premier lieu par un régulateur de gaz. Cet instrument possède un orifice de 9,5 mm (3/8 pouce) de diamètre et permet d'ajuster la pression à une valeur variant entre 0,9 et 1,6 kPa à sa sortie. Les variations de pression en amont de l'unité sont ainsi atténuées. Par la suite, une vanne à pointeau manuelle permet d'ajuster la puissance du brûleur et une vanne solénoïde contrôle le passage du gaz naturel vers la chambre tampon.

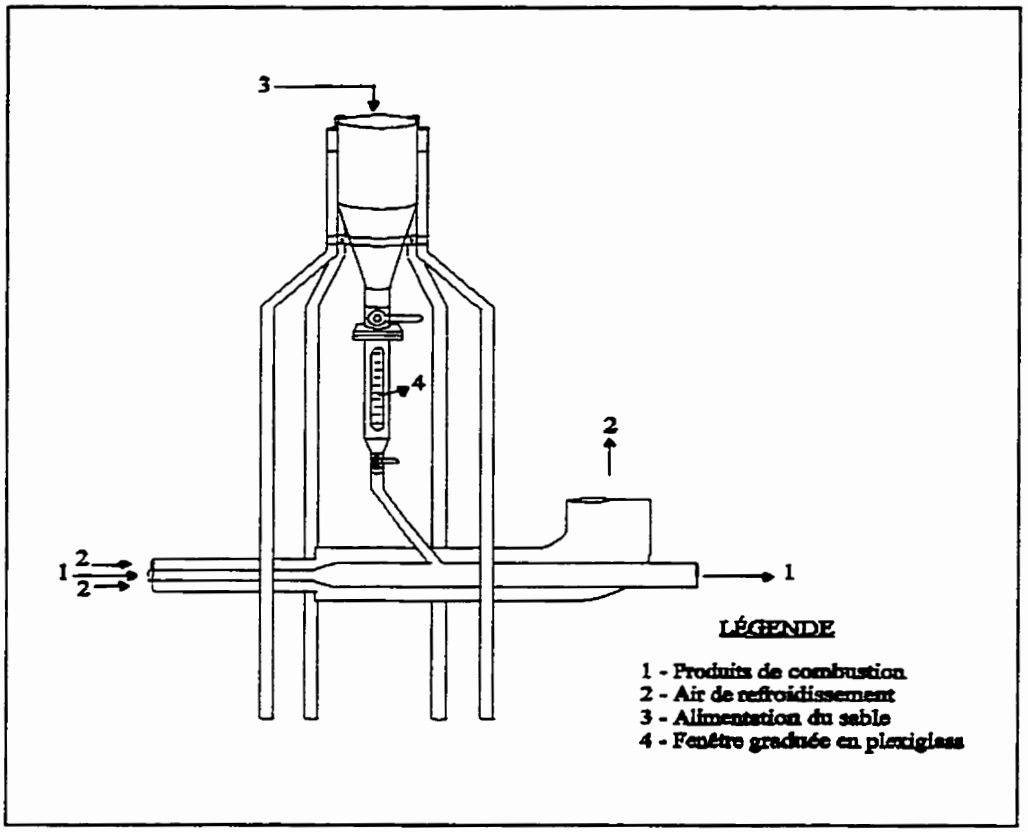


Figure 2.3 Configuration TED2-S.

Lorsque la pression de la chambre de combustion est plus faible que celle de la chambre tampon, un clapet s'ouvre et laisse passer le gaz naturel vers un distributeur de gaz. Ce dernier permet d'uniformiser la distribution du gaz dans la chambre de combustion. Le transfert s'effectue jusqu'à ce que la pression de la chambre de combustion soit plus élevée que celle de la chambre tampon. Le clapet est constitué de deux rondelles qui se déplacent entre deux plaques perforées, distancées de quelques millimètres. Le matériau utilisé pour fabriquer une des rondelle est le "TEFLON" tandis

que l'autre est constituée de "KELF-ON-DACRON".

L'air, alimenté au brûleur, est utilisé pour la combustion du gaz naturel et le refroidissement du tuyau d'échappement. Un ventilateur aspire l'air ambiant et pressurise le cabinet dans lequel se trouve la plupart des éléments composant le brûleur (Figure 2.1). Puisque la pression du cabinet s'élève au-dessus de la pression atmosphérique d'environ 0,75 kPa, l'air s'écoule en continu vers l'échangeur de chaleur. Une certaine quantité d'air comburant est également alimentée vers la chambre de combustion. Lorsque la pression de cette chambre est plus faible que la pression régnant dans le cabinet, huit clapets s'ouvrent pour laisser passer l'air. Ils se referment lorsque la pression de la chambre s'élève au-dessus de celle du cabinet. La figure 2.4 illustre l'arrangement des clapets qui alimentent l'air de combustion et le gaz naturel. Il faut noter que les clapets d'alimentation de l'air sont presque identiques à celui qui se trouve à la sortie de la chambre tampon. Ces clapets ne sont constitués que d'une seule rondelle, composée de "TEFLON" et de fibre de verre.

La combustion se produit entre le gaz naturel et l'oxygène de l'air. Suite à cette réaction, la pression de la chambre de combustion s'élève et les produits de combustion s'échappent par le tuyau d'échappement auquel est connecté le silencieux II ou la chambre d'expansion. Ces gaz sont par la suite dirigés vers une cheminée qui les évacue vers l'extérieur.

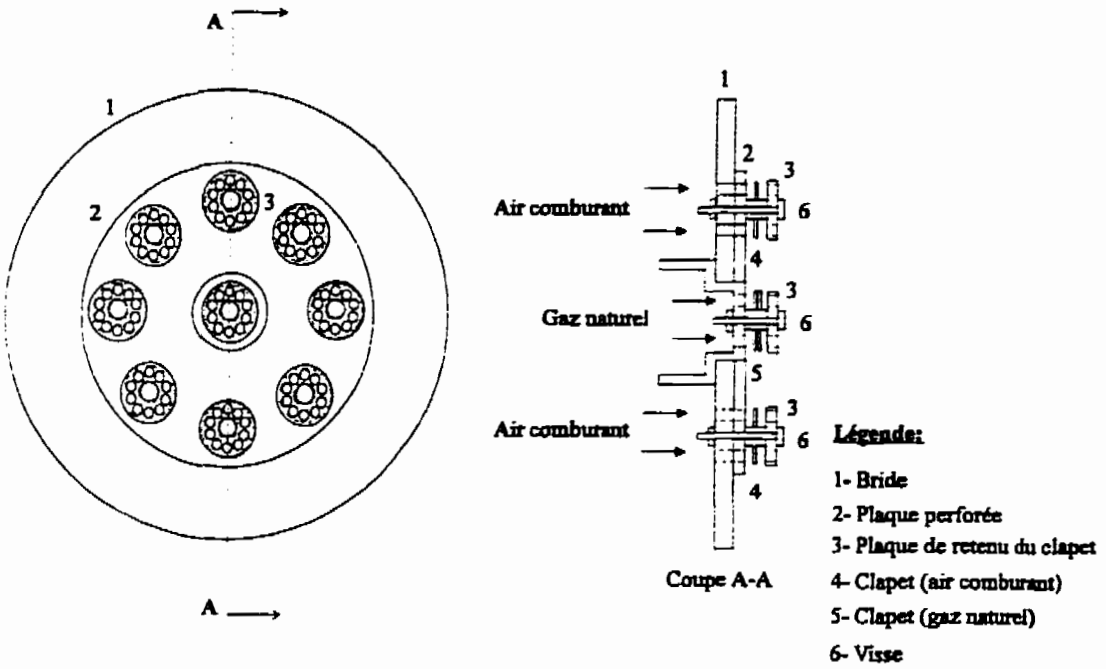


Figure 2.4 Clapets d'alimentation de l'air et du gaz naturel.

2.3 Contrôle du procédé

Le contrôle de l'unité est effectué par deux interrupteurs actionnés par une pression différentielle variant de 0,015 à 3,000 kPa. La première unité de contrôle de pression fait la différence entre la pression régnant dans le cabinet et la pression atmosphérique. Elle est ajustée à 0,125 kPa (0,5 pouce d'eau). Ainsi, lorsque le ventilateur pressurise le cabinet et que l'interrupteur atteint son point de consigne, une lumière verte, située sur le panneau de contrôle, est allumée. Elle indique que la pression du cabinet est suffisante pour démarrer l'unité. Il est alors possible d'appuyer sur le bouton vert de démarrage de façon à ouvrir la vanne solénoïde et à alimenter la

Le second interrupteur fait la différence entre la pression de la chambre de combustion et la pression atmosphérique. Il est ajusté à une valeur de 1,500 kPa (6 pouces d'eau). Ainsi, lorsque le point de consigne est atteint, un signal est envoyé à la vanne solénoïde de façon à la maintenir ouverte, même si le bouton vert est relâché. Le gaz naturel est donc acheminé vers l'unité et la combustion peut se poursuivre.

2.4 Instruments de mesure

Différents instruments de mesure sont utilisés afin de permettre la quantification des paramètres de la combustion. La figure 2.1 illustre leur emplacement sur le montage expérimental.

2.4.1 Capteurs de pression

Cinq capteurs de pression absolue (0 à 210 kPa) sont utilisés pour obtenir la pression en plusieurs points dans le tuyau d'échappement et pour mesurer la fréquence d'oscillation du système. Puisque les capteurs ne peuvent être exposés à des températures de plus de 120°C, il est nécessaire de les installer au bout de tubes en acier inoxydable d'une longeur approximative de 20 cm. Des tubes en cuivre dans lesquels circule un courant d'eau froide sont placés en contact direct avec ces tubes en acier inoxydable. Ces séries de tubes jouent le rôle de petits échangeurs de chaleur. Ainsi, les gaz qui entrent en contact avec la membrane du capteur de pression sont plus

froids que ceux qui se trouvent dans le tuyau d'échappement. Les capteurs sont reliés à un système d'acquisition de données qui prend des mesures à toutes les millisecondes.

Les capteurs reliés au système ont été étalonnés à l'usine et une vérification est effectuée au laboratoire. Les opérations d'étalonnage sont décrites à l'annexe C.

L'incertitude associée aux mesures effectuées par les capteurs de pression est évaluée à 0,50 kPa. Cette valeur est déterminée en notant la variation du signal à pression constante. Il faut noter que ceci concorde avec les prévisions du manufacturier qui rapporte une incertitude de 0,2% de la valeur maximale après 6 mois d'utilisation, soit 0,42 kPa.

2.4.2 Thermocouples

Neufs thermocouples de type K (chromel-alumel) et un thermocouple de type B (platine-rhodium) sont utilisés pour obtenir les températures moyennes d'opération à plusieurs positions dans le brûleur. Les thermocouples de type K sont recouverts d'une gaine protectrice en INCONEL et possèdent un diamètre extérieur de 1,6 mm (1/16 po.). Le thermocouple de type B possède, quant à lui, une gaine protectrice en céramique et un diamètre externe de 3,2 mm (1/8 po). Le signal généré par ces éléments est capté par le système d'acquisition de données. Puisque le temps de réponse des thermocouples est de l'ordre de la seconde, il est impossible d'obtenir des

températures instantanées. Les valeurs obtenues sont donc considérées comme des températures moyennes. L'incertitude absolue associée aux températures d'entrée est déterminée par des mesures répétitives et est évaluée à 2°C tandis que celle associée aux températures dans le tuyau d'échappement est évaluée à 10°C.

2.4.3 Mesure des débits dans le système

Gaz naturel et puissance :

Le débit de gaz naturel est mesuré à l'aide d'une plaque à orifice placée dans la conduite d'alimentation du gaz vers le brûleur. La figure 2.5 illustre la conduite de gaz naturel et ses composants.

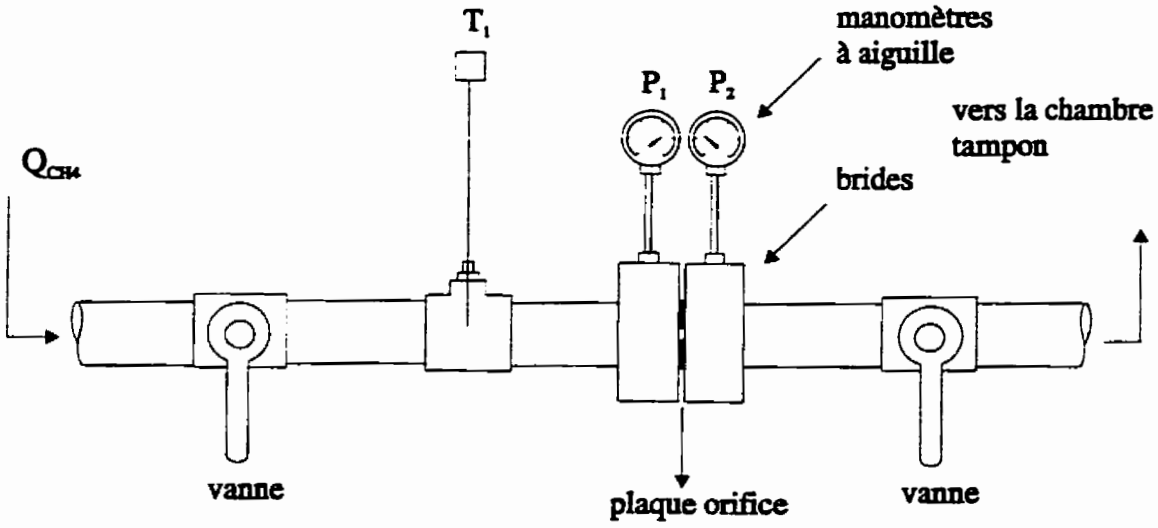


Figure 2.5 Conduite d'alimentation du gaz naturel et ses composants.

La perte de charge à travers l'orifice est mesurée par deux manomètres à aiguille. Le débit de gaz naturel est relié à cette perte de charge par la relation suivante:

$$Q_{CH_4}(m^3/s) = YF_a C_d A_2 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho_1(1-\beta^4)}} \qquad (2.1)$$

Pour une puissance de 60 kW (PCS), le débit de gaz naturel est évalué à approximativement 0,0016 m^3/s (15°C et 1 atm).

La puissance, fondée sur le pouvoir calorifique supérieur (PCS), est calculée à partir du débit de gaz naturel :

$$Puis(kW) = \frac{(Q_{CH_4} \times \rho_1 \times PCS)\,1000}{\rho_a} \qquad (2.2)$$

Puisque cette puissance est obtenue à partir de plusieurs données expérimentales, l'incertitude associée à cette valeur est assez élevée. L'erreur causée par les manomètres à aiguille étant de 0,172 kPa (0,025 psi) pour chaque lecture et celle reliée à la température étant de 2°C, l'incertitude globale associée à la puissance est évaluée à 4 kW (PCS), soit une erreur relative de 7% pour la puissance nominale.

Air comburant :

Un anémomètre est utilisé pour mesurer le débit d'air total fourni par le ventilateur. Puisqu'il n'est pas possible de mesurer directement le débit d'air de combustion, cette mesure est obtenue en faisant la différence entre le débit d'air qui

entre dans le cabinet et le débit d'air qui sort de l'échangeur de chaleur. Ce dernier paramètre est mesuré par un tube de Pitot placé dans la conduite d'évacuation de l'air chaud. Pour une puissance de 60 kW (PCS), le débit d'air de combustion est évalué à environ 0,026 m^3/s (20°C et 1 atm), avec une erreur relative maximale de 20%.

Produits de combustion :

Le débit des produits de combustion est également mesuré par un tube de Pitot placé dans la conduite d'évacuation des fumées vers la cheminée. Pour une puissance de 60 kW (PCS), le débit mesuré est de 0,024 m^3/s (20°C et 1 atm) et l'erreur relative associée à cette mesure est de 3%.

Le détail du calcul des incertitudes associées aux débits et à la puissance est présenté à l'annexe D.

2.4.4 Système d'acquisition de données

Le système d'acquisition possède une interface qui permet à l'utilisateur de choisir la séquence d'enregistrement des données. Les séquences sont composées du temps d'acquisition, du temps d'attente et du nombre de période. Ainsi, le système emmagasine les valeurs de la pression, approximativement à toutes les millisecondes, pendant le temps spécifié pour l'acquisition. Après un certain temps d'attente, l'acquisition recommence et le cycle est répété selon le nombre de périodes spécifié par

l'utilisateur. Les valeurs lues aux thermocouples sont enregistrées une fois à la fin de chaque période.

Les données sont enregistrées dans un fichier et peuvent être récupérées par des logiciels de traitement (EXCEL, SIGMA PLOT...). À partir de ces données, les paramètres de l'onde sonore peuvent être évalués à différentes positions et à différents instants. Ces paramètres sont la fréquence des oscillations, l'amplitude des ondes et la valeur moyenne autour de laquelle l'onde oscille.

$$\textit{Fréquence} = \frac{\textit{Nombre de cycle complet}}{\textit{intervalle de temps}} \qquad (2.3)$$

$$\textit{Amplitude} = \frac{\sum (P_{max} - P_{min})}{\textit{nombre de cycle}} \qquad (2.4)$$

L'incertitude sur ces paramètres est obtenue en répétant certaines mesures. L'erreur sur la fréquence est évaluée à 1 Hz tandis que celle associée à l'amplitude est évaluée à 2 kPa.

Quelques expériences ont été effectuées avant la mise en marche du système d'acquisition. Le signal produit par un capteur de pression était alors envoyé à un oscilloscope TEKTRONIX TDS310. La figure 2.6 illustre un exemple du signal capté à l'écran de l'oscilloscope. L'onde de pression est représentée sous forme de tension

électrique en fonction du temps. Pour obtenir des unités de pression, il est nécessaire d'utiliser les courbes d'étalonnage fournies par le manufacturier.

L'oscilloscope peut également exécuter des calculs ; il permet, par exemple, d'obtenir la fréquence, la moyenne, l'amplitude moyenne et l'amplitude "pic à pic" du signal.

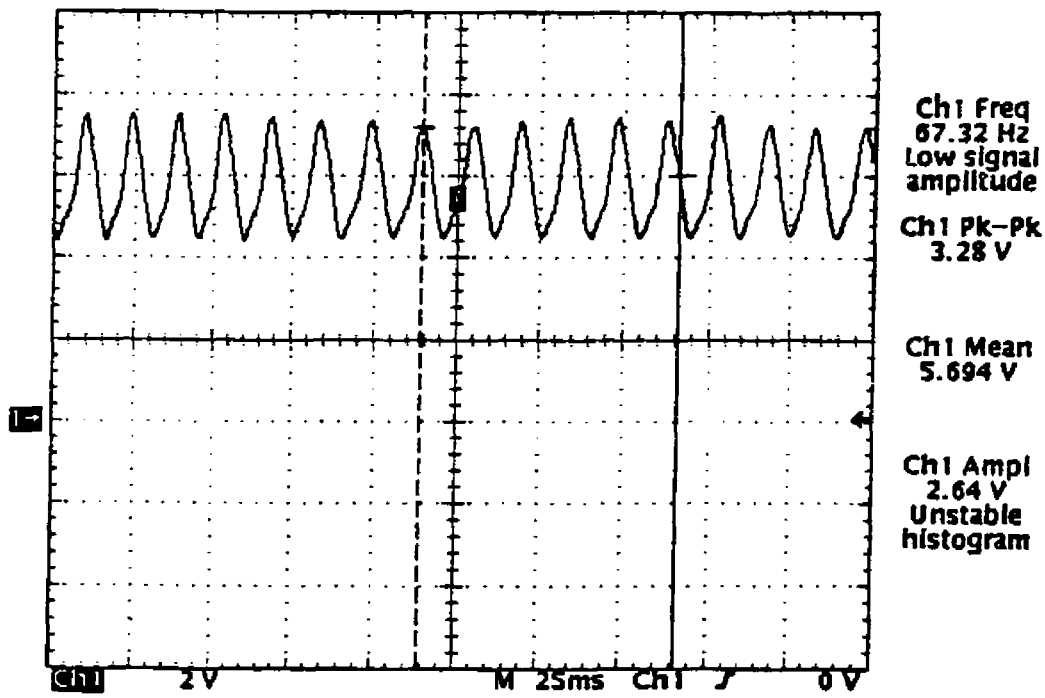


Figure 2.6 Onde sonore obtenue par l'oscilloscope TEKTRONIX.

2.4.5 Analyse des fumées

L'analyse des fumées de combustion donne une indication sur la qualité de la combustion du gaz naturel. Ainsi, des mesures de la concentration des différents gaz présents sont effectuées à l'aide de trois appareils.

Cellules électrochimiques :

La concentration de CO, NO, NO_2, SO_2 et O_2 des gaz de combustion est obtenue à l'aide d'un appareil portatif de LAND COMBUSTION. Le modèle LANCOM 6500 est constitué de cellules électrochimiques qui mesurent les concentrations de différents gaz en se basant sur l'équation de Nerst. Cette équation traduit la relation entre le potentiel de la cellule et la pression partielle des gaz considérés. Cet appareil permet d'obtenir des concentrations avec une précision de 4% sur la mesure.

Chimiluminescence :

La chimiluminescence est utilisée afin d'obtenir une mesure plus précise de la concentration des NO_x présents dans les fumées. Cette méthode consiste à mesurer l'intensité de la luminescence produite lors de la réaction gazeuse du NO avec l'ozone (O_3). Cette intensité est proportionnelle à la concentration de NO. Pour obtenir la concentration de NO_x, il suffit donc de convertir le NO_2 des produits de combustion en NO et de le faire réagir ensuite avec l'ozone. Le modèle 42H, fourni par THERMO ENVIRONMENTAL INSTRUMENTS INC., permet de mesurer des concentrations de

NO_x variant de 50 ppb à 5000 ppm. Les mesures de NO_x effectuées sont dans l'intervalle de 20 à 60 ppm et l'incertitude associée est évaluée à 1 ppm.

Chromatographie en phase gazeuse :

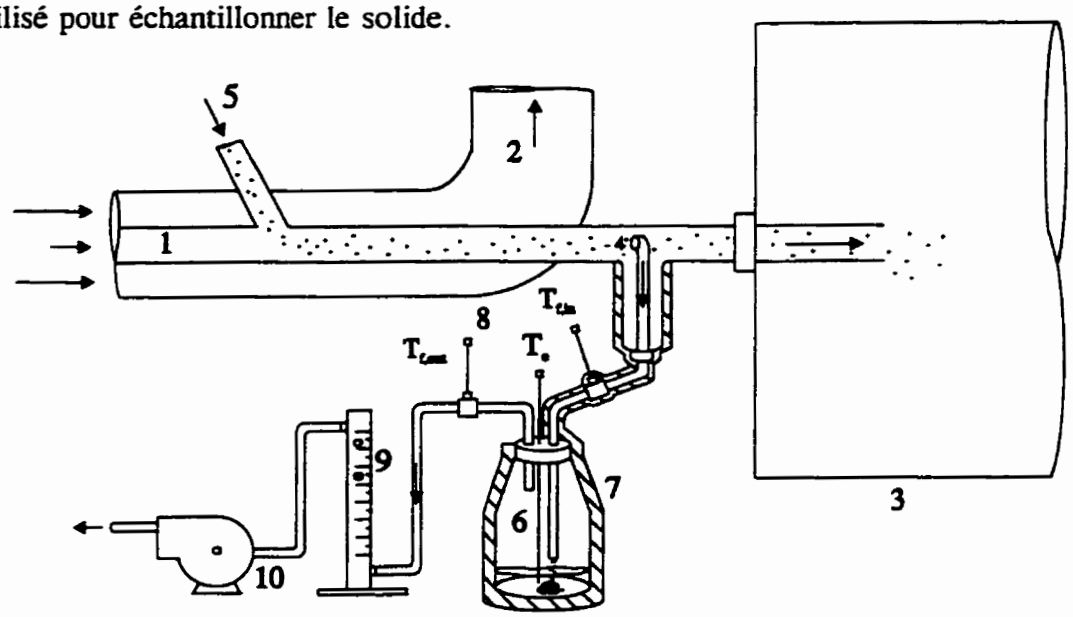
La teneur en matières imbrûlées dans les fumées est un paramètre important pour déterminer l'efficacité de la combustion. Un échantillon des fumées est donc prélevé en continu pendant vingt minutes de façon à remplir une bonbonne en acier. La chromatographie en phase gazeuse permet d'obtenir les concentrations de N_2, O_2, CO_2, CO et CH_4 des produits de combustion. Il faut noter que l'eau est condensée en amont de la bonbonne. Les valeurs obtenues sont donc des concentrations sur une base sèche.

2.4.6 Mesure du bruit

Un analyseur de bruit portatif (30-130 dB) est utilisé pour mesurer le niveau sonore relié au système à combustion pulsée. Les mesures sont disponibles selon les échelles dBA et dBC. L'échelle dBA pondère le signal sonore de façon à accorder moins d'importance aux sons possédant une basse fréquence. Ce filtre a été conçu pour simuler la perception de l'oreille humaine et est utilisé pour les mesures de bruit du système.

2.4.7 Température des particules solides

La température des particules solides, à la sortie du tuyau d'échappement, est obtenue par une sonde calorimétrique de prélèvement. La figure 2.7 illustre le système utilisé pour échantillonner le solide.



LÉGENDE

1 - Tuyau d'échappement
2 - Air de refroidissement
3 - Chambre d'expansion
4 - Sonde de prélèvement (INOX)
5 - Point d'injection du sable
6 - Contenant en verre
7 - Isolation (laine de verre)
8 - Thermocouples de type K
9 - Rotamètre
10 - Pompe à vide

Figure 2.7 Sonde calorimétrique de prélèvement des particules solides.

Une pompe à vide est actionnée et permet de soutirer un échantillon du mélange produits de combustion/particules solides qui circule dans le tuyau d'échappement. Le solide est alors recueilli dans un ballon contenant une certaine quantité d'eau. Un

thermocouple permet de mesurer l'augmentation de la température de l'eau. Le système est isolé afin de minimiser les pertes de chaleur.

La température du solide est déterminée par un bilan de chaleur autour de la sonde calorimétrique :

Énergie perdue par les fumées (E_{fs}) + Énergie perdue par le sable (E_{ss}) = Énergie gagnée par l'eau du ballon (E_{es})

où chacun des termes est obtenu par les équations présentées ci-dessous.

Énergie perdue par les fumées dans la sonde (E_{fs}) :

$$E_{fs} = W_{fs}\ \Delta t\ Cp_{fs}\ (T_{f,entrée} - T_{f,sortie}) \qquad (2.5)$$

Énergie perdue par le sable dans la sonde (E_{ss}) :

$$E_s = m_{sable}\ Cp_s\ (T_{s,entrée} - T_{e,fin}) \qquad (2.6)$$

Énergie gagnée par l'eau dans la sonde (E_{es}) :

$$E_{eau} = m_{e,fin}\ Cp_e\ (T_{e,fin} - T_{e,début}) + (m_{e,fin} - m_{e,début})\ \Delta H_{vap} \qquad (2.7)$$

La température du sable à l'entrée de la sonde, $T_{s,\ entrée}$, est la seule inconnue.

CHAPITRE 3

MÉTHODOLOGIE EXPÉRIMENTALE

Les différentes expériences effectuées peuvent être divisées en 5 groupes :

- expériences préliminaires ;
- méthode permettant de déterminer l'onde effective dans le tuyau d'échappement ;
- variation de la puissance avec la configuration TEI2 ;
- variation de la puissance avec le tuyau d'échappement modifié (divergent);
- introduction d'un solide dans le tuyau d'échappement modifié (divergent).

3.1 Expériences préliminaires

Dans un premier temps, des mesures de l'amplitude de l'onde sonore dans la chambre de combustion et de sa fréquence sont effectuées avec la configuration TEI. Les paramètres des ondes sonores sont comparés aux valeurs obtenues lorsque le brûleur est relié au tuyau d'échappement initial n°1 (TEI1). Ces essais ont pour but de vérifier l'effet de l'augmentation du volume du tuyau d'échappement avec l'ajout des tubes latéraux. Ils ont permis d'apporter les correctifs nécessaires à l'installation de l'instrumentation de façon à ce qu'elle ne modifie pas les caractéristiques de l'onde

sonore (amplitude, fréquence, forme). La configuration TEI2 a donc été conçue à la suite de ces essais.

Les expériences sont effectuées en ajustant le pointeau de la vanne d'alimentation du gaz naturel à la même position pour les essais avec les deux configurations. La puissance du brûleur, l'amplitude et la fréquence de l'onde sonore sont mesurées et comparées entre elles.

3.2 Caractérisation l'onde effective

Tel que précisé à la section 2.4.1, les capteurs de pression ne peuvent être exposés à des températures de plus de 120°C. Cependant, les gaz circulant dans la chambre de combustion et le tuyau d'échappement atteignent des températures de plus de 1000°C. Des tubes en acier inoxydables sont donc installés latéralement sur le tuyau d'échappement de façon à ce que la température du gaz qui entre en contact avec la membrane du capteur ne soit pas supérieure à 120°C (Figure 3.1).

L'onde sonore qui s'écoule dans le tuyau d'échappement (p_i) est transmise dans le tube latéral (p_{lt}) et les variations de pression sont mesurées par les capteurs. Les paramètres caractérisant l'onde sonore, qui se propage dans le tube latéral, varient selon la longueur, la section d'écoulement et le type de terminaison de ce tube [30]. Des essais sont donc réalisés afin d'obtenir une relation entre l'onde mesurée par les

capteurs et celle qui est effective à la jonction du tuyau d'échappement et du tube latéral.

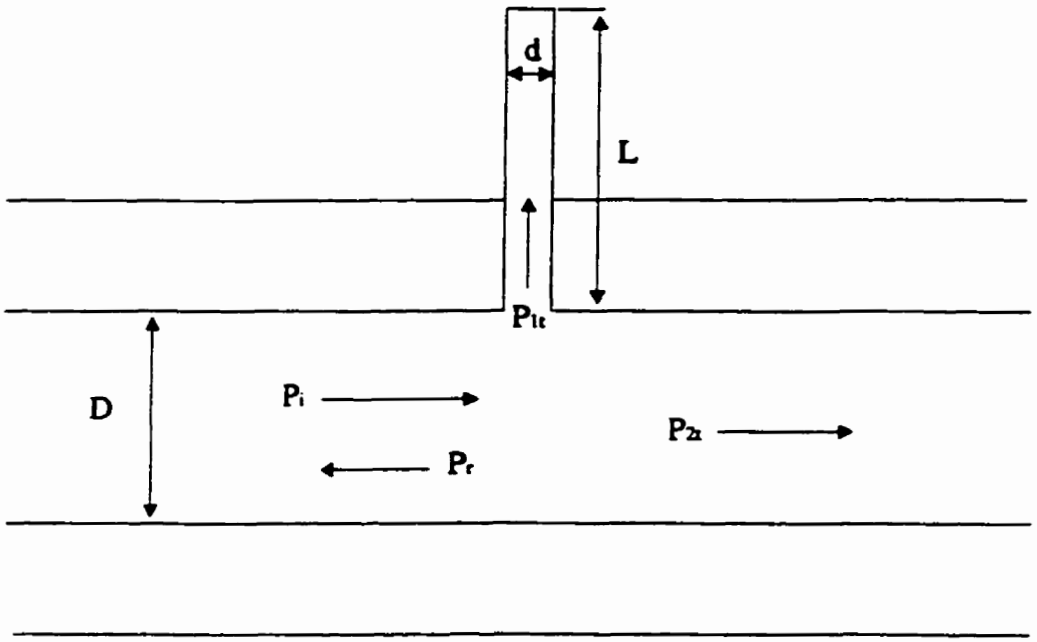


Figure 3.1 Tube latéral greffé sur le tuyau d'échappement.

3.2.1 Configuration TEI2

Différents essais sont effectués avec la configuration TEI2 afin d'obtenir la mesure de l'onde effective. Ils sont réalisés en installant différentes géométries au bout des tubes latéraux. Le tableau 3.1 résume les conditions présentes au cours des essais tandis que la figure 3.2 illustre les géométries étudiées.

Tableau 3.1 Essais effectués pour caractériser l'onde effective: TEI2

Expérience n°	Ouverture du pointeau	Durée (s)	Position étudiée	Géométrie
Eff-1	3/4 tour	125	PT-208 et 209	Bouchon
Eff-2	3/4 tour	125	PT-208 et 209	Néo: bouchon L = 100 cm
Eff-3	3/4 tour	125	PT-208 et 209	Néo: bouchon L = 50 cm
Eff-4	3/4 tour	125	PT-208 et 209	Néo: bouchon L = 10 cm
Eff-5	3/4 tour	125	PT-208 et 209	Capteur au bout
Eff-6	7/8 tour	125	PT-208	SS: bouchon L = 100 cm
Eff-7	7/8 tour	125	PT-208	Néo: bouchon L = 100 cm
Eff-8	7/8 tour	125	PT-208	Néo: bouchon L = 50 cm
Eff-9	7/8 tour	125	PT-208	SS: bouchon L = 50 cm
Eff-10	7/8 tour	125	PT-208	Bouchon
Eff-11	7/8 tour	125	PT-208	Néo: bouchon L = 6,95 m

Tableau 3.1 Essais effectués pour caractériser l'onde effective: TEI2 (suite)

Eff-12	7/8 tour	125	PT-204	Néo: bouchon L = 6,95 m
Eff-13	1 1/4 tours	125	PT-204	Néo: bouchon L = 6,95 m
Eff-14	7/8 tour	125	PT-209	Néo: bouchon L = 6,95 m
Eff-15	1 1/4 tours	125	PT-209	Néo: bouchon L = 6,95 m
Eff-16	1 tour	125	PT-204	SS: atm L = 45 cm
Eff-17	1 tour	125	PT-204	Bouchon
Eff-18	1 tour	125	PT-209	SS: atm L = 45 cm
Eff-19	1 1/4 tours	600	PT-204	SS: atm L = 45 cm
Eff-20	1 1/4 tours	600	PT-209	SS: atm L =45cm
Eff-21	7/8 tour	1500	PT-204	SS: atm L = 45 cm
Eff-22	1 tour	1500	PT-204	SS: atm L = 45 cm
Eff-23	1 1/4 tours	1500	PT-204	SS: atm L = 45 cm
Eff-24	1 tour	1500	PT-209	SS: atm L = 45 cm

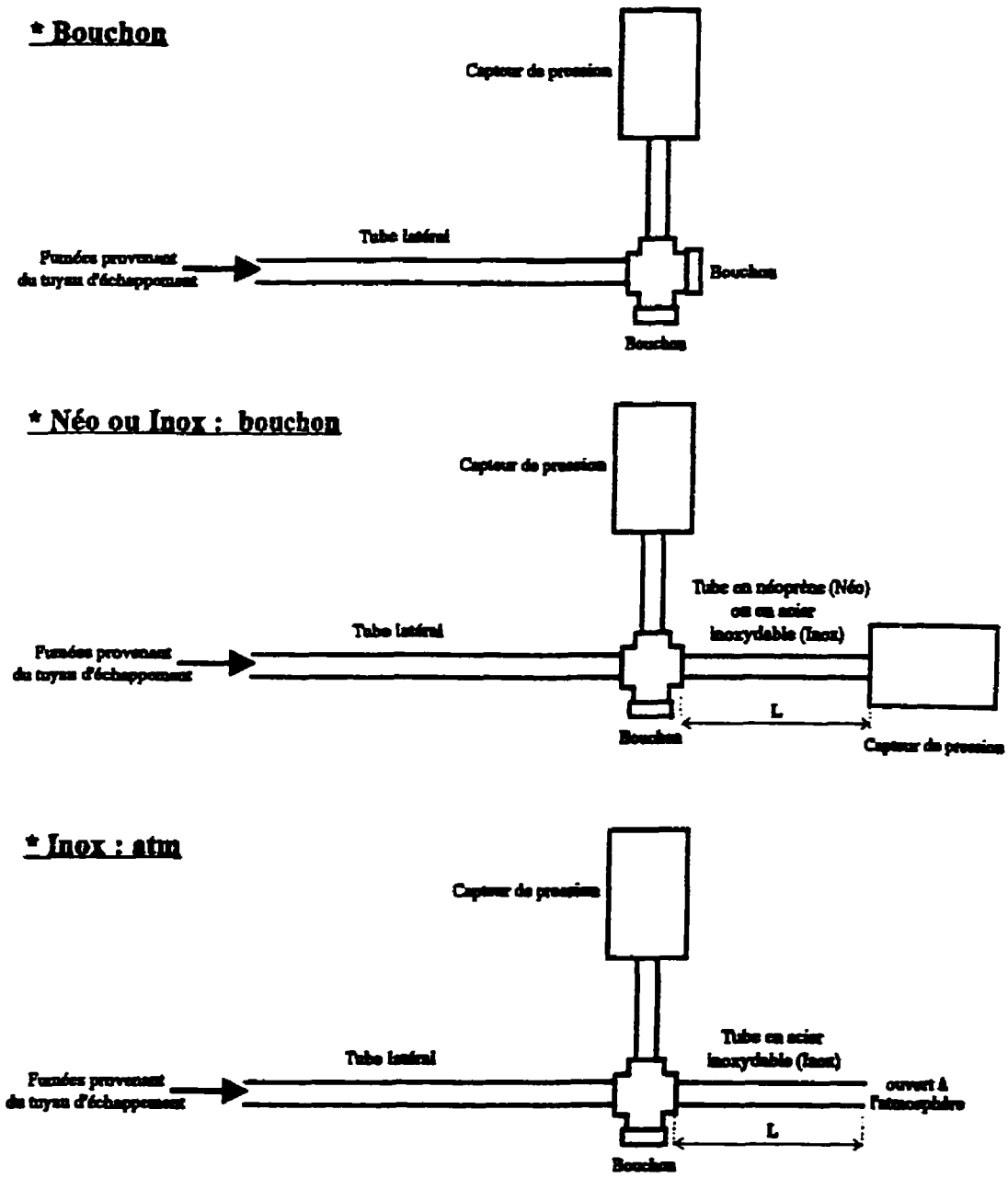


Figure 3.2 Tubes latéraux de TEI2: différentes géométries étudiées.

3.2.2 Configuration TED2

Pour cette configuration, des essais sont réalisés en utilisant différentes géométries à la sortie des tubes latéraux. L'extrémité des tubes peut être bouchée, tel qu'illustré par la figure 3.2. Certains essais sont réalisés en ajoutant des tubes de néoprène au bout des tubes latéraux et en reliant la sortie de tous ces tubes (Figure 3.3). L'extrémité du tube de sortie est soit pincée soit reliée à la conduite d'évacuation de l'air chaud. Finalement, quelques essais sont réalisés en installant plusieurs capteurs en série sur un même tube latéral (Figure 3.4).

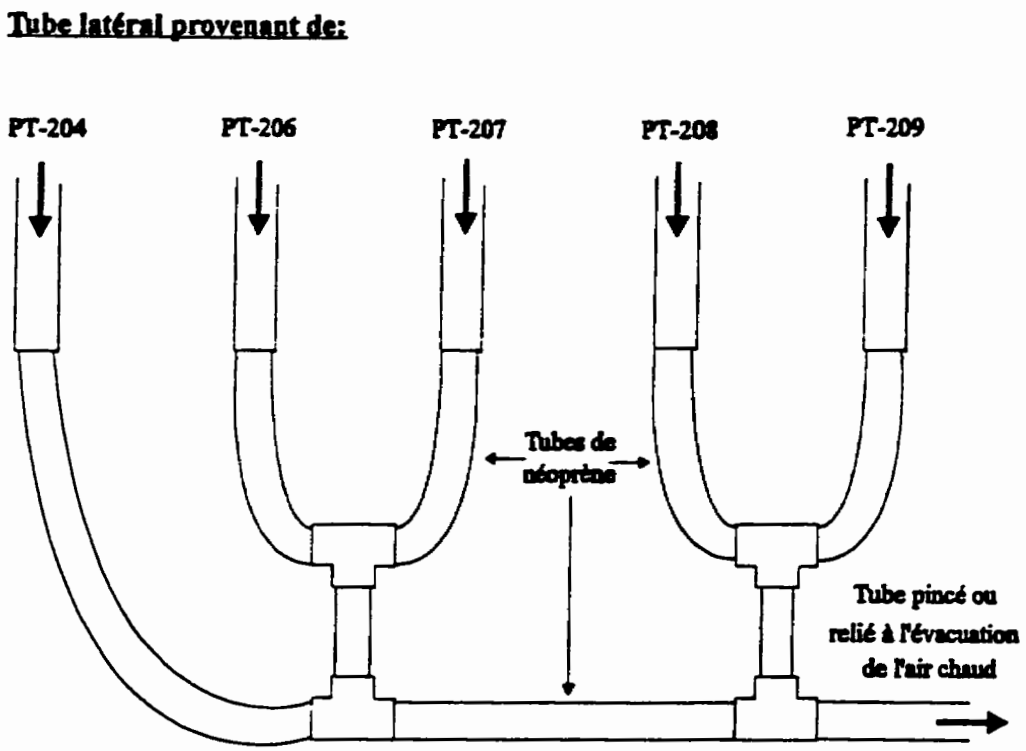


Figure 3.3 Tubes latéraux de TED2 : différentes géométries étudiées.

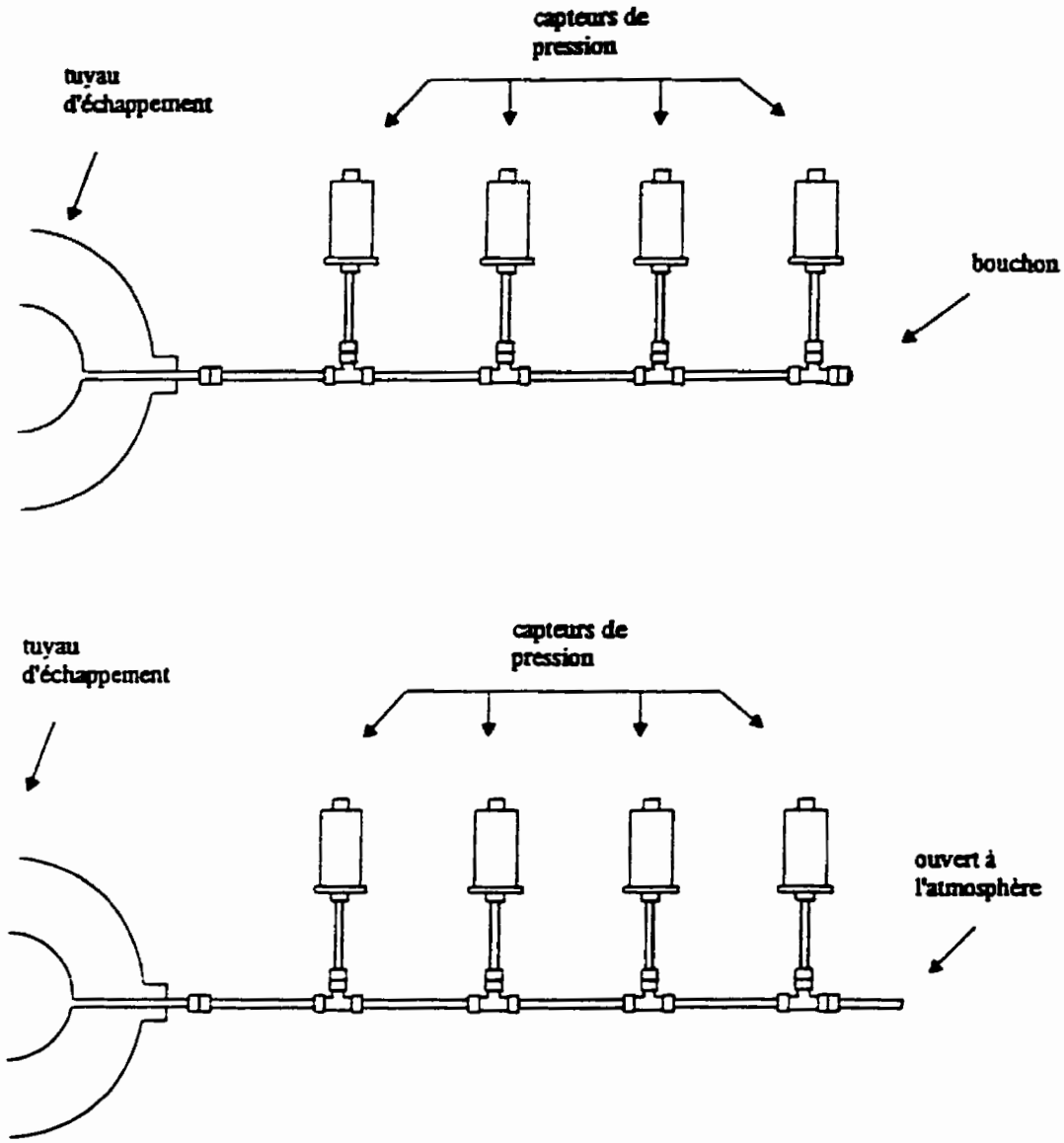


Figure 3.4 Capteurs de pression en série sur un tube latéral.

Le Tableau 3.2 résume les différents essais effectués avec la configuration TED2 pour évaluer l'onde effective qui se trouve dans la chambre de combustion et le tuyau d'échappement.

Tableau 3.2 Essais effectués pour caractériser l'onde effective : TED2

Expérience n°	Ouverture du pointeau	Durée (s)	Position étudiée	Tubes latéraux
Eff-25	1 1/4 tours	1200	Tous	Bouchon
Eff-26	1 1/4 tours	1200	Tous	Pincés
Eff-27	1 1/4 tours	1200	Tous	Écoulement
Eff-28	1 1/4 tours	1200	PT-204	Bouchon
Eff-29	1 1/4 tours	1200	PT-204	Pincés
Eff-30	1 1/4 tours	1200	PT-204	Écoulement
Eff-31	1 1/4 tours	1200	PT-204	Néo: atm L = 20 cm
Eff-32	1 1/4 tours	1200	PT-204	SS = 26 cm + PT-206 + Néo (atm)
Eff-33	1 1/4 tours	1200	PT-204	SS = 26 cm + PT-206 + bouchon
Eff-34	2 1/4 tours	1500	PT-207	4 capteurs en série (b)
Eff-35	2 1/4 tours	1500	PT-207	4 capteurs en série (atm)
Eff-36	2 1/4 tours	1500	PT-207	3 capteurs en série (b)
Eff-37	2 1/4 tours	1500	PT-207	3 capteurs en série (atm)
Eff-38	2 1/4 tours	1500	PT-207	2 capteurs en série (b)
Eff-39	2 1/4 tours	1500	PT-207	2 capteurs en série (atm)
Eff-40	7/8 tour	1500	PT-207	4 capteurs en série (atm)

En plus de ces essais, la plupart des expériences permettant de déterminer l'influence de la puissance sur les paramètres des ondes sonores, décrites à la section 3.4, sont réalisées avec deux géométries : une première série avec le bout des tubes latéraux bouchés et, une seconde série, avec ces tubes reliés et pincés.

3.3 Configuration TEI2 : effet de la puissance

Plusieurs tests sont effectués avec cette configuration en faisant varier la puissance du brûleur. Pour ce faire, l'ouverture du pointeau est ajustée manuellement. La sortie du tuyau d'échappement est alors reliée soit à un silencieux (S) soit à une chambre d'expansion (CE). Le tableau 3.3 résume les différents essais réalisés.

Au cours de ces essais, les deux seules variables pouvant être modifiées sont la puissance fournie au brûleur et la connexion de la sortie du tuyau d'échappement au silencieux ou à la chambre d'expansion. Les variables mesurées sont les pressions instantanées et les températures moyennes dans le tuyau d'échappement, les débits d'air de refroidissement et de fumées, le niveau sonore de la combustion et la concentration des émissions gazeuses. Notons qu'au cours de ces essais, les tubes latéraux étaient constamment bouchés (figure 3.2). Des bilans de matière et d'énergie sont réalisés à partir des valeurs recueillies au cours des essais avec les configurations TEI2 et TED2 pour valider les mesures expérimentales. Les résultats sont présentés à l'annexe F.

Tableau 3.3 Essais réalisés avec la configuration TEI2

Expérience n°	Ouverture du pointeau	Durée (min)	Puissance (kW - PCS)	Sortie des gaz
TEI2-1	3/4 tour	30	55,9	CE
TEI2-2	7/8 tour	40	60,9	CE
TEI2-3	1 tour	40	60,7	CE
TEI2-4	1 tour	40	63,4	CE
TEI2-5	1 1/8 tours	40	65,5	CE
TEI2-6	1 1/4 tours	40	65,4	CE
TEI2-7	1 1/8 tours	40	65,4	CE
TEI2-8	1 1/4 tours	40	68,0	CE
TEI2-9	7/8 tour	40	61,6	CE
TEI2-10	3/4 tour	40	57,3	CE
TEI2-11	1 tour	93	66,6	CE
TEI2-12	7/8 tour	40	64,0	S
TEI2-13	1 1/4 tours	40	67,2	S

3.4 Configuration TED2 : effet de la puissance

Plusieurs essais sont effectués avec cette configuration. Encore une fois, la variable ajustable est la puissance fournie au brûleur. Au cours de ces essais, la sortie du tuyau d'échappement est toujours reliée à la chambre d'expansion. La seconde variable ajustable est la géométrie des raccords situés au bout des tubes latéraux (Figure 3.3). Le tableau 3.4 résume les conditions opératoires des différents essais réalisés avec

le tuyau d'échappement muni d'un divergent (TED2).

Tableau 3.4 Essais réalisés avec le tuyau d'échappement modifié (TED2)

Expérience n°	Ouverture du pointeau	Durée (min)	Puissance (kW- PCS)	Tubes latéraux
TED2-1	1 1/4 tours	40	50,6	bouchés
TED2-2	1 1/4 tours	40	49,3	reliés
TED2-3	1 1/4 tours	40	49,3	pincés
TED2-4	7/8 tour	40	46,8	pincés
TED2-5	7/8 tour	40	47,4	bouchés
TED2-6	2 tours	40	52,1	bouchés
TED2-7	2 tours	40	50,6	pincés
TED2-8	3/4 tour	40	45,4	pincés
TED2-9	2 1/4 tours	40	53,6	bouchés
TED2-10	3/4 tour	40	45,3	bouchés
TED2-11	2 1/4 tours	40	51,2	pincés
TED2-12	3/4 tour	90	46,8	pincés
TED2-13	2 1/4 tours	90	50,6	pincés

3.5 Contact direct des particules solides avec l'onde sonore

Quelques essais sont effectués en injectant des particules solides dans la seconde section du tuyau d'échappement muni d'un divergent (TED2-S). Les caractéristiques du solide sont présentées au tableau 3.5.

Tableau 3.5 Caractéristiques des particules solides

Type de particules solides	Quartz industriel
Diamètre moyen des particules (μm)	311
ρ_{solide} (kg/m^3)	2646
ρ_{vrac} (kg/m^3)	1403

Les variables manipulées sont la puissance fournie au brûleur et le débit de solide. Il faut noter que tous les essais sont effectués avec les tubes latéraux bouchés. Le tableau 3.6 présente les expériences réalisées pour caractériser le contact direct des particules solides avec l'onde sonore.

Tableau 3.6 Essais réalisés en présence des particules solides

N Essai	Ouverture du pointeau	Durée (min)	Puissance (kW - PCS)	Débit de solide (kg/h)	Durée injection (min)
TED2-S-1	2 1/8 tours	50	49,9	47,14	21
TED2-S-2	2 1/4 tours	50	50,6	44,51	24
TED2-S-3	2 1/4 tours	50	49,3	9,77	15
TED2-S-4	2 1/4 tours	50	49,2	12,40	22
TED2-S-5	2 1/4 tours	50	50,5	9,58	27
TED2-S-6	7/8 tours	50	45,9	8,94	22

CHAPITRE 4

RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX ET ANALYSE

Ce chapitre présente les résultats obtenus au cours des essais décrits au chapitre 3, de même que leur analyse.

4.1 Expériences préliminaires

Le but des expériences préliminaires est, d'une part, de se familiariser avec le brûleur et, d'autre part, d'examiner l'effet de la dimension des tubes latéraux sur les caractéristiques de l'onde sonore (amplitude, forme et fréquence).

4.1.1 Effet des tubes latéraux sur les caractéristiques de l'onde sonore

Des essais identiques sont réalisés avec les configurations TEI et TEI1 afin d'étudier l'effet de l'augmentation du volume du tuyau d'échappement sur les ondes sonores. Des mesures sont donc effectuées en positionnant le pointeau de la vanne d'alimentation du gaz naturel au même endroit, soit 1-1/4 tours, pour les deux essais.

Le tableau 4.1 présente les caractéristiques de l'onde sonore dans la chambre de combustion pour ces deux configurations, quelques secondes après le démarrage du brûleur. Les paramètres de l'onde sont obtenus en reliant la sortie du capteur de pression (PT-204) de la chambre de combustion à un oscilloscope qui calcule les valeurs

de la fréquence, la moyenne et l'amplitude de l'onde de pression.

Les deux dernières colonnes présentent des valeurs expérimentales obtenues avec la même configuration, soit TEI. L'écart entre les puissances provient du réglage du régulateur de pression situé en amont de l'orifice de mesure (p_1). Ainsi, lorsque p_1 est augmentée, la puissance au brûleur est plus élevée.

Tableau 4.1 Caractéristiques de l'onde de la chambre de combustion : TEI versus TEI1

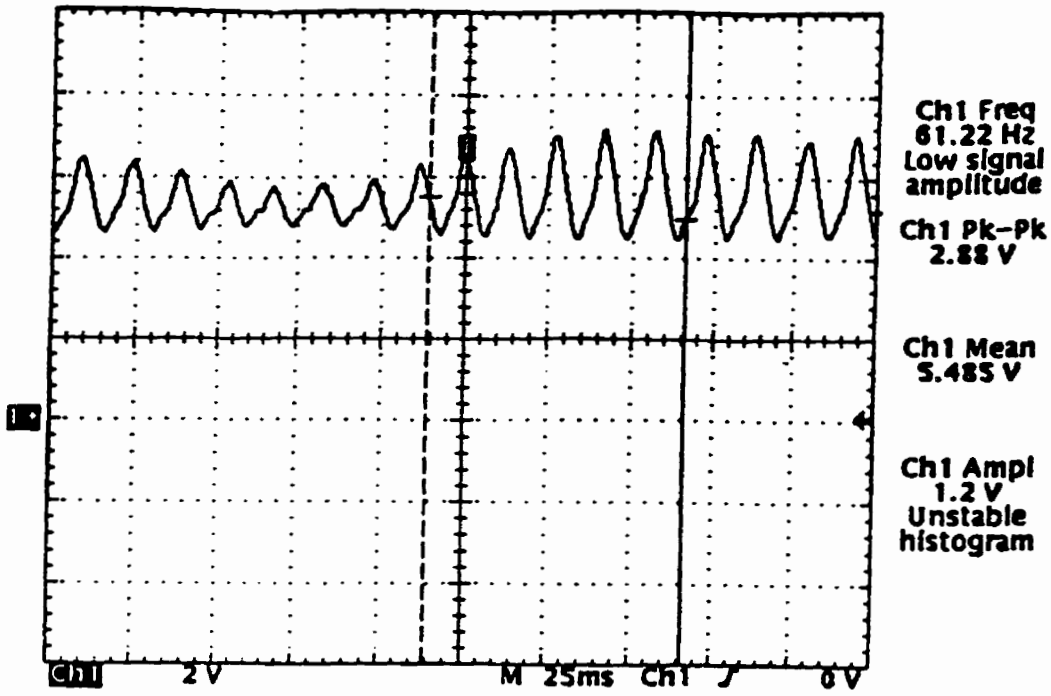
Paramètres	TEI1	TEI	TEI
N° Essai	Pre-1	Pre-2	Pre-3
Puissance (kW sur PCS)	49,6 (p_1 = 109,6 kPa)	64,4 (p_1 = 106,8 kPa)	77,0 (p_1 = 108,2 kPa)
Fréquence (Hz)	67,1	61,2	65,6
Moyenne (kPa)	105,5	113,7	117,2
Amplitude moyenne (kPa)	------	24,8	54,6
Pic à pic maximal (kPa)	19,3	59,3	62,7

À partir des données des deux premières colonnes, il est possible de voir que les puissances générées par le brûleur à combustion pulsée ne sont pas équivalentes pour

les deux configurations. La puissance est évaluée à 49,6 kW (PCS) avec la configuration TEI1 tandis qu'elle passe à 64,4 kW (PCS) avec la configuration TEI, malgré une pression initiale plus élevée avec TEI1. Il en découle donc que les ondes des deux configurations n'ont pas les mêmes caractéristiques. Ainsi, si les tests sont effectués avec TEI1, la plage des puissances étudiées ne sera pas représentative de celle qui serait obtenue avec le tuyau d'échappement initial. Il est donc nécessaire d'apporter des correctifs à la configuration initiale n°1 (TEI1) pour que les paramètres mesurés représentent les valeurs réelles qui seraient obtenues avec la configuration initiale.

Les essais Pre-2 et Pre-3 sont réalisés avec la même configuration (TEI1). En examinant les résultats, il apparait clairement que plus la puissance est élevée, plus l'amplitude et la fréquence augmentent. La puissance a également un effet sur la forme et la stabilité de l'onde sonore. La figure 4.1 illustre le signal de l'oscilloscope pour ces deux essais.

Lors de l'essai Pre-2, la puissance est plus faible et les pics n'ont pas tous la même amplitude. Certains pics sont petits alors que d'autres sont plus grands. Il y a un grand écart entre l'amplitude moyenne (24,8 kPa) et l'amplitude "pic à pic" maximale (59,3 kPa). Dans le cas de l'essai Pre-3, ce phénomène est atténué et les pics ont des amplitudes plus régulières. L'amplitude moyenne est de 54,6 kPa alors que l'amplitude "pic à pic" maximale est de 62,7 kPa. Ainsi, les ondes obtenues lors de l'essai à 77 kW (PCS) sont plus stables.



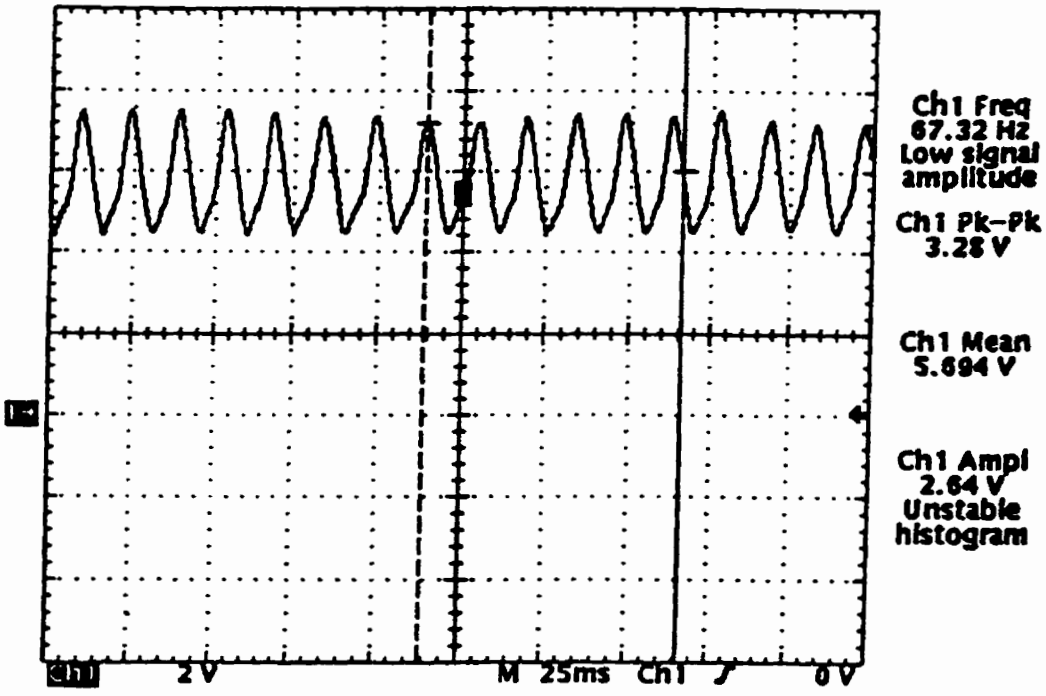


Figure 4.1 Signal de l'oscilloscope pour les essais Pre-2 et Pre-3.

4.1.2 Validation du tuyau d'échappement initial instrumenté n°2 (TEI2)

Des changements ont été effectués sur la configuration TEI1 afin de diminuer l'écart entre les paramètres mesurés avec les configurations TEI et TEI1. La seule différence entre ces deux tuyaux d'échappement est la présence de tubes latéraux et l'augmentation du volume de l'échappement. Tel que présenté au chapitre I, le fonctionnement du brûleur à combustion pulsée dépend de sa géométrie. Il est donc normal d'observer un écart entre les paramètres puisque le volume de l'échappement de TEI1 est augmenté de 27 % avec l'ajout des tubes latéraux. Par conséquent, il est impératif de construire une nouvelle configuration qui permettra d'ajouter de l'instrumentation sur l'échappement mais en maintenant le volume le plus constant possible.

Avant de construire la configuration TEI2, des tests d'exploration sont effectués afin de s'assurer que les nouveaux tubes latéraux ne modifieront pas l'onde sonore de façon significative. À cet effet, des essais sont réalisés en connectant la sortie de la chambre de combustion à un tuyau de même diamètre que l'échappement (diamètre intérieur de 35,1 mm). Des tubes latéraux d'un diamètre interne de 4,57 mm et d'une longueur de 40 centimètres sont rattachés sur le tuyau principal. Trois essais sont effectués en faisant varier le nombre de tubes latéraux entre 0 et 8 tubes. Les résultats obtenus en reliant la sortie du capteur PT-204 à l'oscilloscope sont présentés sommairement au tableau 4.2. Lors de ces essais, le pointeau de la vanne de contrôle

du gaz naturel est maintenu à la même position, soit 1 tour. Les valeurs sont recueillies quelques secondes après le démarrage du brûleur.

Tableau 4.2 Caractéristiques de l'onde sonore : influence du nombre de tube latéral

Paramètres (PT-204)	0 tubes	5 tubes	8 tubes
Fréquence (Hz)	56,4	54,7	53,4
Moyenne (kPa)	118,5	118,6	119,2
Pic à pic maximal (kPa)	80,6	79,4	77,7

La présence des tubes latéraux semble affecter quelque peu les paramètres de l'onde sonore de la chambre de combustion. La fréquence diminue de 56,4 à 53,4 Hz lorsque le nombre de tubes passe de 0 à 8. L'amplitude passe, quant à elle, de 80,6 à 77,7 kPa. Ces variations sont beaucoup plus petites que celles du tableau 4.1. L'écart entre les mesures de l'amplitude était de 69% tandis qu'au tableau 4.2, il est réduit à 4%. Les petites différences peuvent provenir du fait que les données sont recueillies à des instants différents par rapport au démarrage du brûleur. Il y a probablement quelques secondes d'écart entre les différentes mesures puisque le démarrage de l'acquisition de données se fait manuellement. Les paramètres de l'onde changent très rapidement au démarrage du brûleur et se stabilisent après environ 15 minutes. Dans ce cas-ci, le brûleur est opéré pendant une minute pour chaque essai car l'absence de

l'échangeur concentrique rend le système très bruyant.

La présence des tubes latéraux est primordiale pour connaître les caractéristiques de l'onde dans le tuyau d'échappement. Ainsi, la configuration TEI2 est construite en considérant que l'ajout de huit tubes fins (diamètre intérieur = 4,57 mm) ne provoque que des changements mineurs sur les ondes sonores. De plus, la moitié des tubes latéraux servent à introduire les thermocouples dans l'échappement. Leur longueur est inférieure à 40 centimètres, pour se situer autour de 15 centimètres. Le volume ajouté est donc inférieur à celui qui est utilisé pour les essais avec 8 tubes.

4.2 Caractérisation de l'onde effective

Le but de ces essais est de développer une méthode permettant de caractériser l'onde effective à plusieurs positions dans le tuyau d'échappement à partir des valeurs de pressions instantanées dans les tubes latéraux.

4.2.1 Effet de la longueur et du type de terminaison des tubes latéraux

Plusieurs essais sont effectués en faisant varier la longueur des tubes latéraux de même que leur type de terminaison (tube ouvert ou fermé). Il en résulte des ondes sonores avec des amplitudes et des formes différentes, pour des essais à une même puissance.

Longueur des tubes latéraux :

Des essais sont réalisés en ajoutant des tubes de néoprène ou d'acier inoxydable au bout des tubes latéraux (Figure 3.2). La figure 4.2 illustre l'onde sonore obtenue par le capteur de pression PT-208, pour différentes longueurs de tubes, à une puissance donnée. L'onde sonore est évaluée à la même position latérale, soit à environ 30 cm du tuyau d'échappement, pour tous les essais. Tous les tubes étaient alors bouchés.

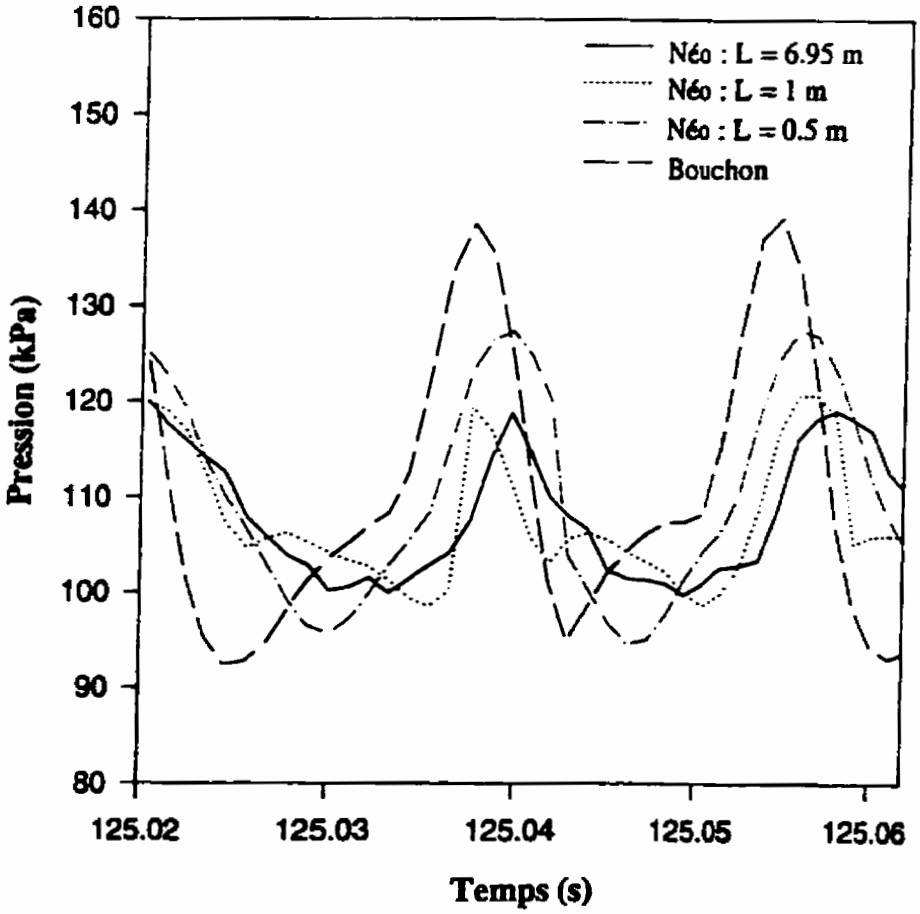


Figure 4.2 Effet de la longueur du tube latéral bouché sur l'onde : PT-208.

L'amplitude des ondes diminue alors que la longueur totale des tubes latéraux augmente. D'autres essais sont réalisés en utilisant des tubes d'acier inoxydable à la place de ceux de néoprène et les résultats sont similaires. Ainsi, le choix du matériau n'affecte pas l'onde sonore de façon significative.

Le bout des tubes latéraux étant bouchés, il est possible qu'une partie de l'onde sonore soit réfléchie. Elle se propagerait alors dans le tube latéral en sens inverse de l'onde principale. Ceci semble le cas car des singularités peuvent être observés à la Figure 4.2. Lors de l'essai "Bouchon", un point d'inflexion est présent dans le signal de montée. Par contre, lors de l'essai avec le tube de 1 mètre, ce point est déplacé et se retrouve après le signal de descente. Les différentes longueurs de tube font varier le déphasage entre les pics principaux et les pics secondaires. Ce déphasage peut provoquer une addition ou une destruction, totale ou partielle, des ondes sonores se propageant en sens inverse dans le tube latéral. Lors de l'essai avec le tube de 50 cm, il ne semble pas y avoir de pic secondaire. Il est cependant probable que ce pic soit en phase avec le pic principal et confondu avec celui-ci.

La réflexion des ondes sonores ne peut probablement pas expliquer l'écart entre les différentes amplitudes, lors du changement de la longueur totale du tube latéral. L'onde réfléchie devrait alors être parfaitement en phase avec l'onde incidente pour provoquer l'augmentation de l'amplitude des ondes. Dans un tel cas, aucun pic secondaire serait observé.

Il est donc possible de conclure que la longueur totale du tube latéral affecte l'amplitude de l'onde qui s'y propage.

Type de terminaison :

Il est également possible d'étudier l'influence du type de terminaison sur les ondes sonores qui se propagent dans le tube latéral. La Figure 4.3 illustre les ondes mesurées par le capteur PT-209, à environ 30 cm du tuyau d'échappement, pour différentes terminaison. La longueur totale des tubes est la même pour les deux essais (0,80 m).

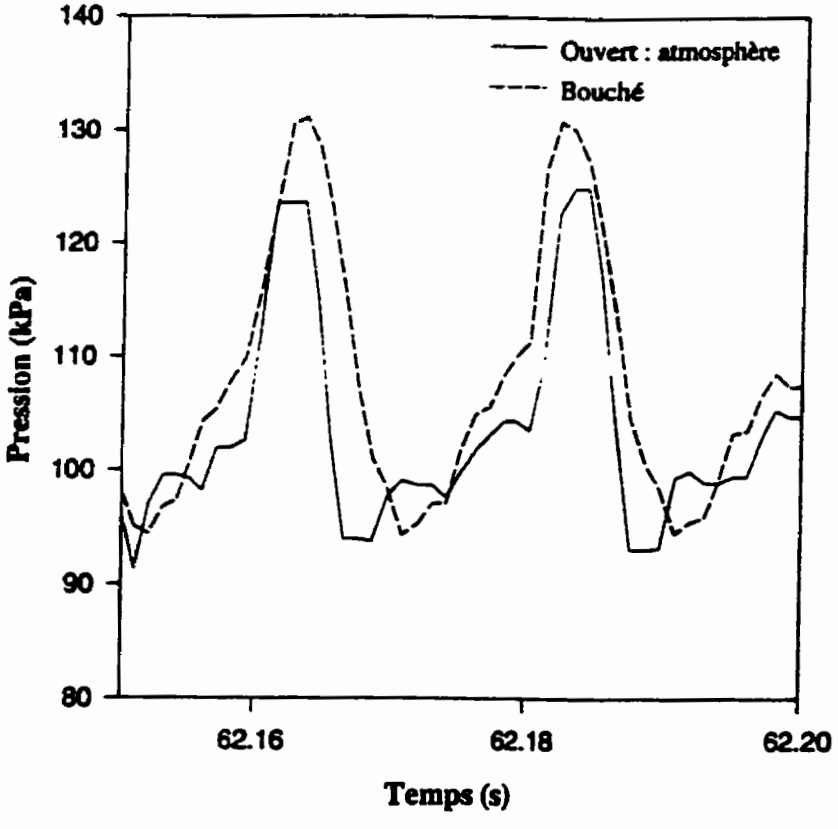


Figure 4.3 Effet de la terminaison du tube latéral sur l'onde : PT-209 (L=0.5m).

L'amplitude des ondes est plus élevée lorsque le tube est bouché. Il faut noter que la propagation des ondes est très différente pour des tubes ouverts ou fermés. Dans le premier cas, les ondes se propagent dans un milieu en écoulement tandis que dans le second, elles se propagent dans un milieu stagnant.

Des points d'inflexion sont observés avec les deux types de terminaison. Lorsque l'extrémité du tube est fermée, les ondes rencontrent un obstacle qui provoque la réflexion. En revanche, lorsque le tube est ouvert, le milieu dans lequel les ondes se propagent change brusquement ; l'extrémité du tube agit comme une expansion soudaine. Une certaine partie des ondes est alors réfléchie dans le tube latéral.

L'effet du type de terminaison du tube latéral peut également être observé à la figure 4.4. Cette figure présente les ondes sonores obtenues par le capteur PT-204, alors que tous les tubes latéraux étaient "pincés" ou "reliés" (Figure 3.3). Dans ces deux cas, les tubes latéraux ont approximativement la même longueur. L'amplitude de l'onde est encore une fois plus basse lorsqu'il y a un écoulement des produits de combustion dans les tubes latéraux.

Les ondes sonores qui se propagent dans un tube latéral sont grandement influencées par la longueur du tube, de même que par son type de terminaison. Il est alors difficile d'évaluer l'onde effective qui se propage dans le tuyau d'échappement.

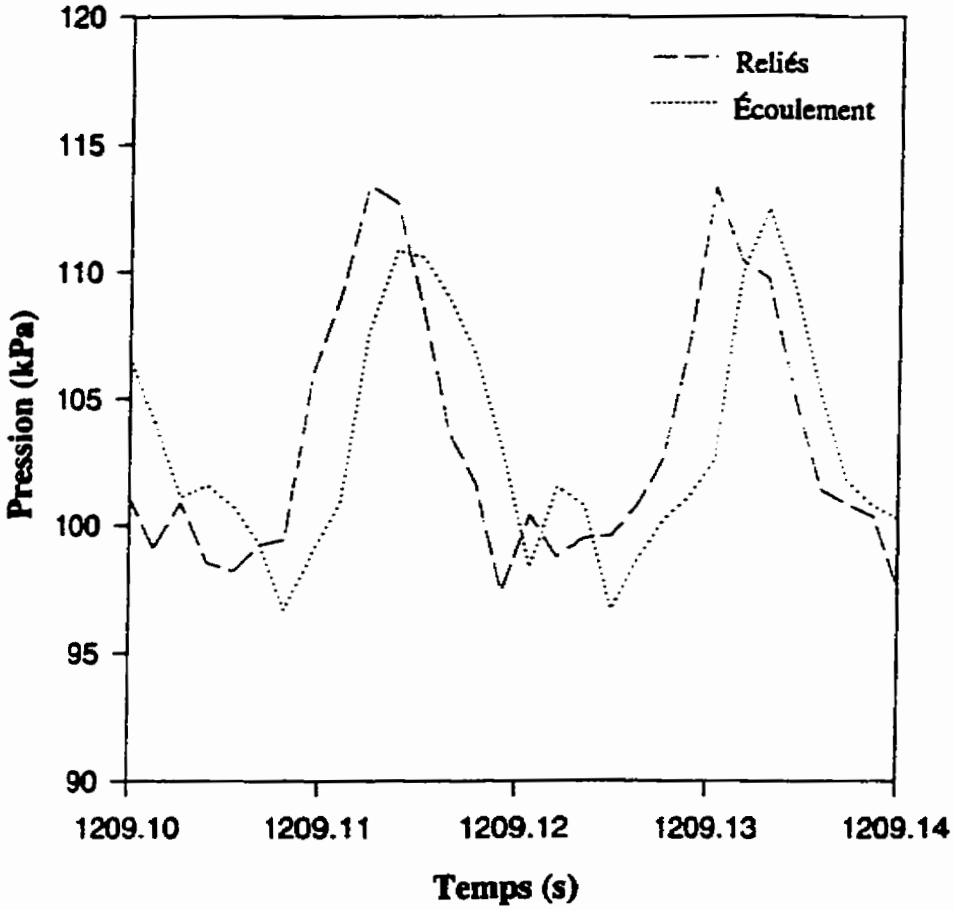


Figure 4.4 Effet de la terminaison du tube latéral sur l'onde sonore : PT-204.

La réponse en régime transitoire d'un élément de mesure de pression dépend principalement des caractéristiques du fluide qui transmet la pression et de la géométrie des tubes de mesure [31]. Le fluide vibre sous l'influence de la friction dans le tube, ce qui tend à amortir les oscillations. L'annexe E présente les équations qui peuvent être utilisées pour évaluer le rapport entre l'amplitude mesurée par le capteur et l'amplitude réelle des ondes dans le système. Le rapport est évalué à 1 pour une longueur de tube variant entre 0,38 et 1m et pour des températures du fluide variant entre 100 et 1300°C.

4.2.2 Ondes sonores : amplitude à différentes positions sur un tube latéral

Des mesures de pression sont effectuées à différentes positions sur un tube latéral relié au tuyau d'échappement. La relation qui existe entre ces valeurs permet d'évaluer l'amplitude de l'onde de pression à la position zéro, soit à la jonction du tube latéral et du tuyau d'échappement. La figure 4.5 illustre l'amplitude de l'onde sonore à différentes positions sur le tube latéral de PT-207. Trois essais sont réalisés alors que 4, 3 et 2 capteurs sont installés sur le tube latéral ouvert à l'atmosphère (Figure 3.4).

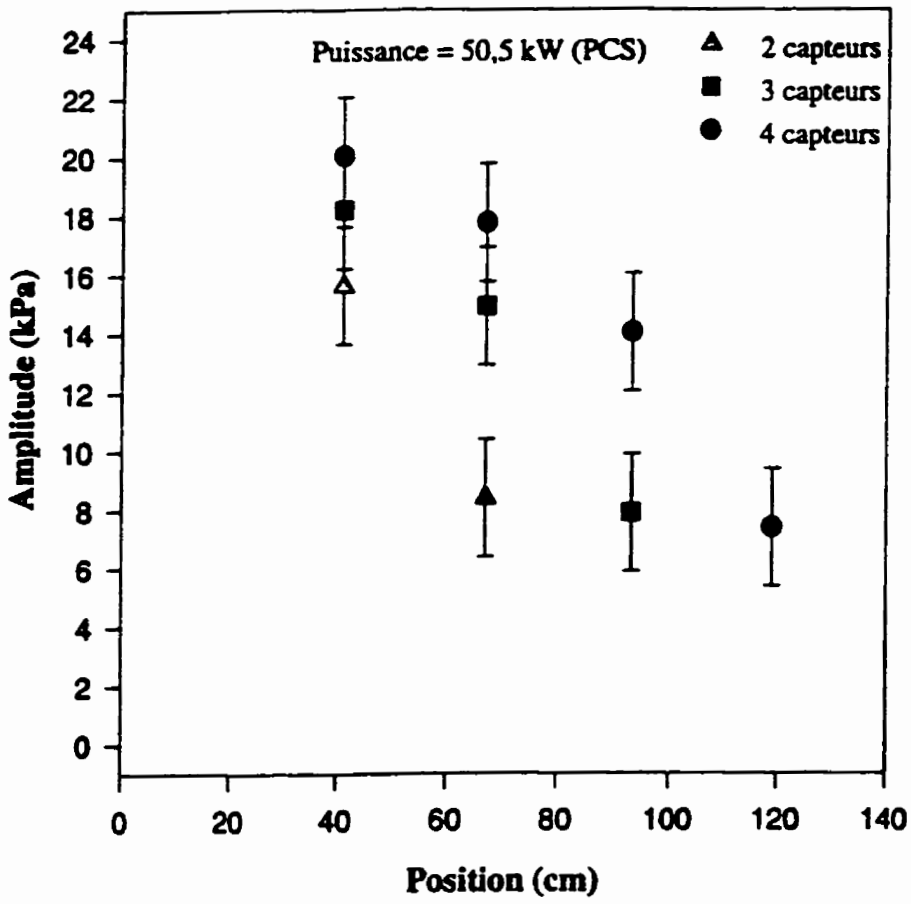


Figure 4.5 Amplitude versus position : tube latéral (PT-207) à l'atmosphère (50,5 kW).

Les courbes obtenues pour les trois essais prédisent des valeurs équivalentes à la position zéro, soit une amplitude approximative de 21 kPa. Les expériences, portées sur le graphique précédent (Figure 4.4), ont été réalisées avec la configuration TED2, à une puissance en régime permanent de 50,5 kW (PCS). L'amplitude prédite par ces trois essais peut être comparée aux mesures obtenues à une même puissance alors que les tubes étaient "bouchés" et "pincés". Le tableau 4.3 présente cette comparaison, de même que les résultats obtenus à une puissance de 46 kW (PCS) pour un essai avec 4 capteurs en série (Figure 4.6).

Tableau 4.3 Comparaison entre les amplitudes prédites et mesurées : PT-207

Puissance	50,5 kW (PCS)	46,0 kW (PCS)
Amplitude prédite : 4 capteurs (kPa)	21,5	19
Amplitude prédite : 3 capteurs (kPa)	20,5	---------
Amplitude prédite: 2 capteurs (kPa)	20,0	---------
Amplitude mesurée : Tube "bouché" (kPa)	27,8	24,7
Amplitude mesurée : Tube "pincé" (kPa)	22,3	19,6

Il est assez difficile d'extrapoler pour obtenir la valeur de l'amplitude à la position zéro puisque l'incertitude sur les amplitudes est relativement grande.

D'après les résultats du tableau précédent, les essais devraient tous être effectués avec les tubes latéraux pincés. Les valeurs obtenues se rapprochent alors beaucoup des amplitudes prédites à la jonction du tube latéral et du tuyau d'échappement lors des essais avec des capteurs en série. Cependant, les essais avec la configuration TEI2 ont été réalisés alors que les tubes latéraux étaient bouchés. Ainsi, pour effectuer des comparaisons entre les ondes des configurations TEI2 et TED2, les valeurs obtenues avec les bouchons seront utilisées.

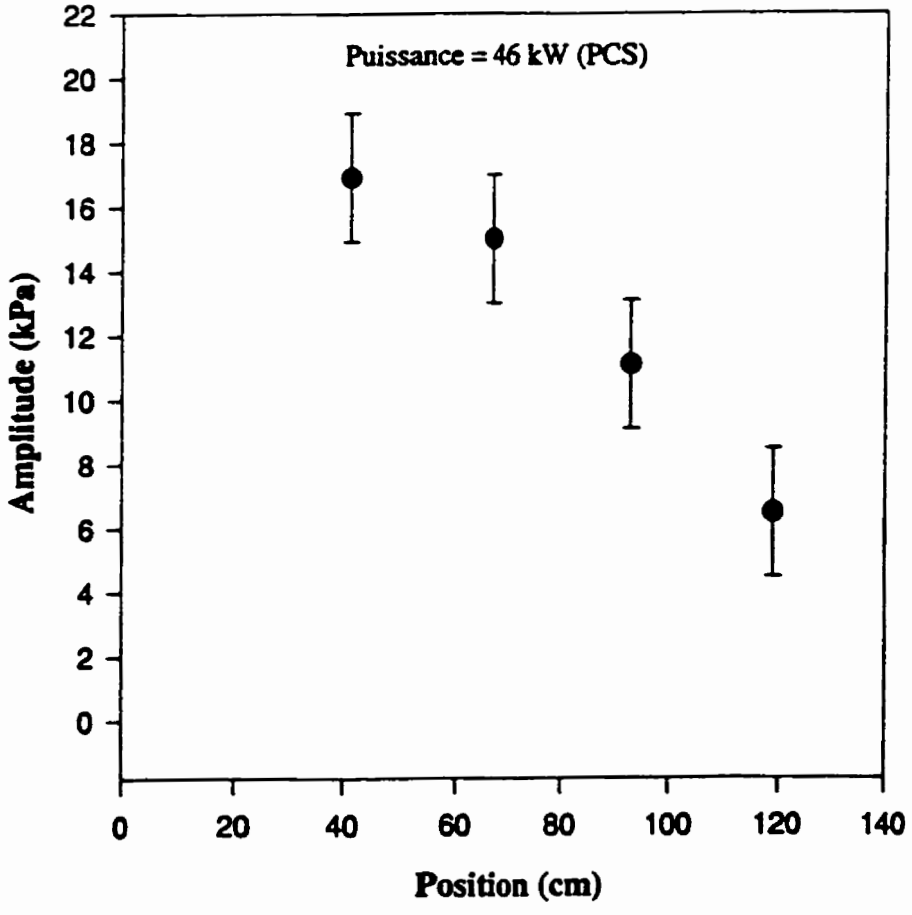


Figure 4.6 Amplitude versus position : tube latéral (PT-207) à l'atmosphère (46 kW).

4.3 Configuration TEI2 : effet de la puissance

Cette section présente les résultats obtenus avec la configuration TEI2.

4.3.1 Équilibre thermique et régime permanent

Lors du démarrage du brûleur, les parois de la chambre de combustion et du tuyau d'échappement sont froides. Elles se réchauffent graduellement jusqu'à ce que l'équilibre thermique soit atteint. La figure 4.7 illustre la variation des températures moyennes des produits de combustion à certaines positions dans le système en fonction du temps, pour l'expérience TEI2-8. Il faut noter que le temps zéro correspond au démarrage du brûleur.

Selon la figure 4.7, le temps requis pour que le système atteigne son équilibre thermique est évalué approximativement à 400 secondes. Ces températures sont celles des produits de combustion, mesurées au centre des conduites et à diverses positions axiales dans le tuyau d'échappement.

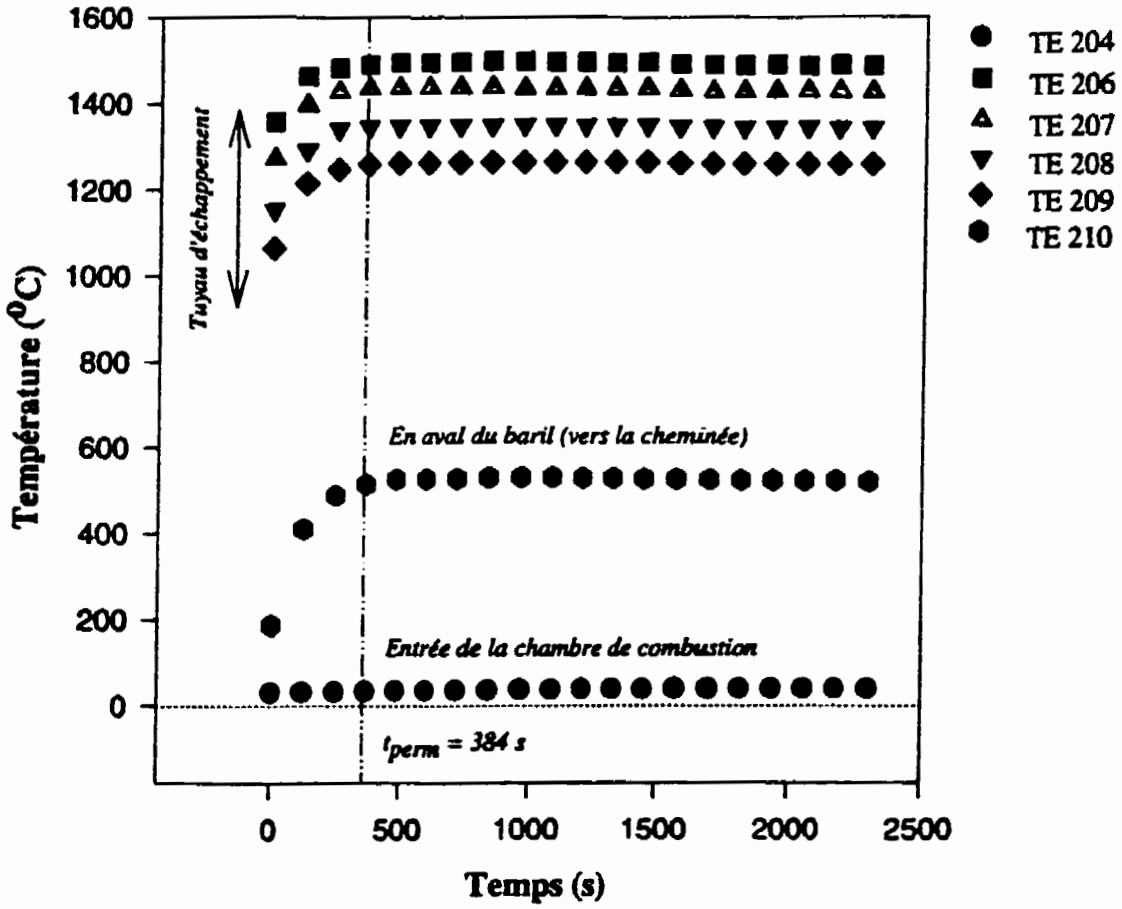


Figure 4.7 Profil instantané de température (65,5 kW sur PCS ; TEI2-8).

Il serait intéressant de connaître le profil de température des gaz au niveau de la paroi en fonction du temps afin d'estimer si, à 400 secondes, l'équilibre thermique est effectivement atteint en tout point du système. Une indication peut être obtenue avec la température des parois externes du tuyau d'échappement.

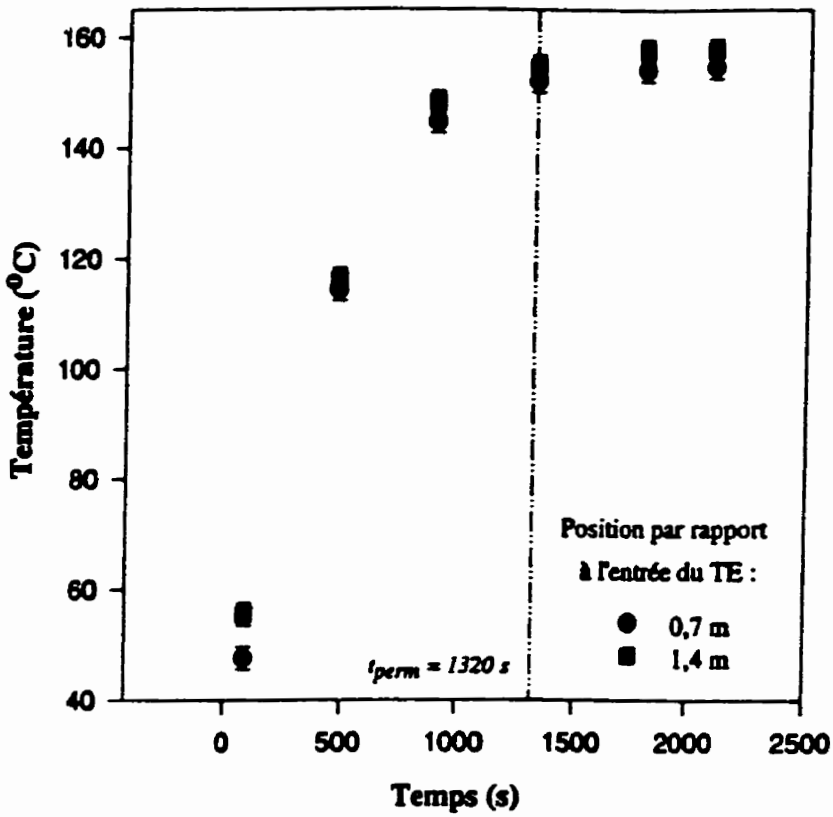


Figure 4.8 Profil des températures de surface (65,5 kW sur PCS ; TEI2-8).

La figure 4.8 illustre la variation des températures de la paroi extérieure en fonction du temps. Ces températures augmentent rapidement jusqu'à 1320 secondes. Elles s'élèvent très légèrement par la suite, pour se stabiliser autour de 1800 secondes. Ainsi, pour que l'équilibre thermique soit atteint en tout point du système, le temps requis se situe entre 1320 et 1800 secondes.

La puissance du brûleur varie également dans le temps. La figure 4.9 présente la puissance fournie au brûleur en fonction du temps pour l'essai TEI2-8.

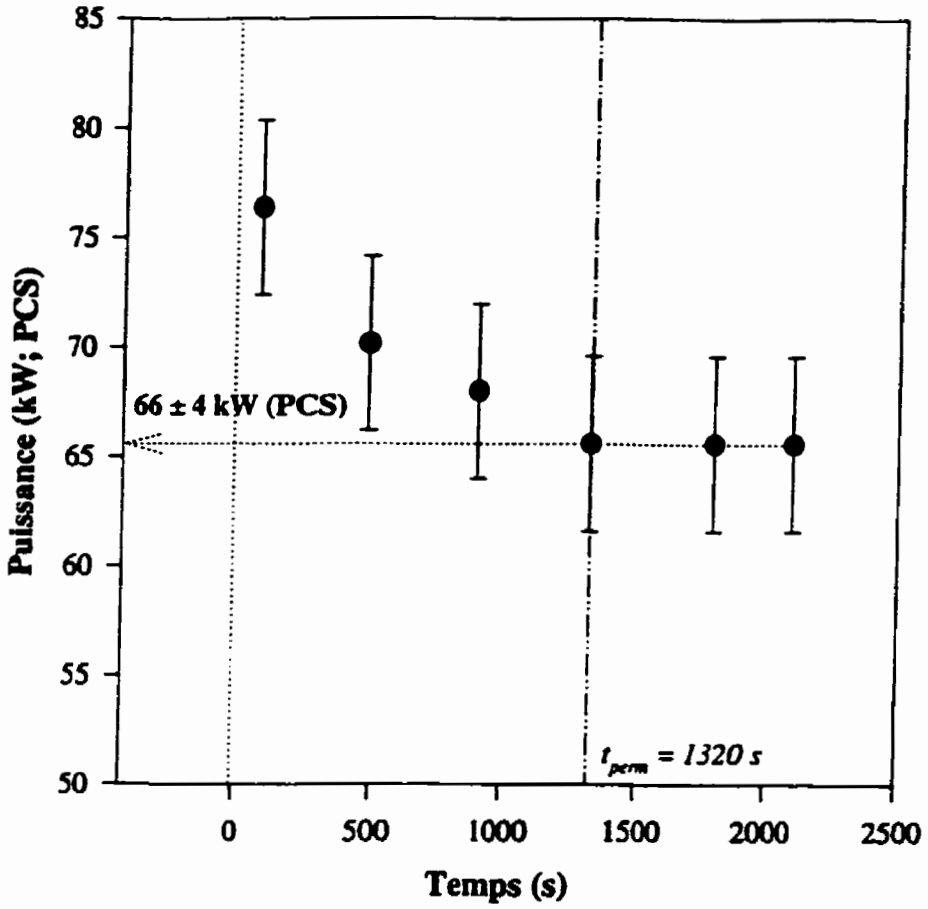


Figure 4.9 Variation de la puissance fournie au brûleur dans le temps (TEI2-8).

La figure 4.9 montre une diminution de la puissance dans le temps. Cette diminution peut provenir du fait que le débit de gaz naturel alimenté dans la chambre de combustion par un clapet (Figure 2.5) ne dépend que de l'hydrodynamique du système. Ainsi, une diminution du débit de combustible indique une augmentation de la résistance à l'écoulement qui est provoquée par l'élévation des températures dans le tuyau d'échappement.

Selon la figure 4.9, le temps requis pour atteindre le régime permanent est d'environ 1300 secondes. Cette valeur se rapproche du temps nécessaire pour obtenir une température constante à la paroi. Il est alors possible de conclure que le seul facteur qui influence l'hydrodynamique du système est la température. Le temps nécessaire à l'atteinte du régime permanent est en effet égal à celui qui est requis pour atteindre l'équilibre thermique.

4.3.2 Paramètres de l'onde sonore

À partir des valeurs de pression obtenues expérimentalement, il est possible de reconstituer la forme de l'onde sonore à des instants et des positions donnés. La figure 4.10 illustre les ondes obtenues dans la chambre de combustion (PT-204) et à la sortie du tuyau d'échappement (PT-209), à différents temps lors de l'essai TEI2-8. Le temps zéro correspond au démarrage du brûleur. Le bout des tubes latéraux est bouché. La puissance au démarrage du brûleur est de 76,4 kW (PCS) et elle se stabilise à 65,5 kW (PCS).

Le premier graphique de la figure 4.10 montre que la fréquence des ondes est équivalente pour les deux capteurs, tandis que l'amplitude diminue vers la sortie du tuyau d'échappement. Puisque les échelles des trois graphiques sont identiques, il est possible d'observer une augmentation de la fréquence et une baisse de l'amplitude en fonction du temps pour les deux positions.

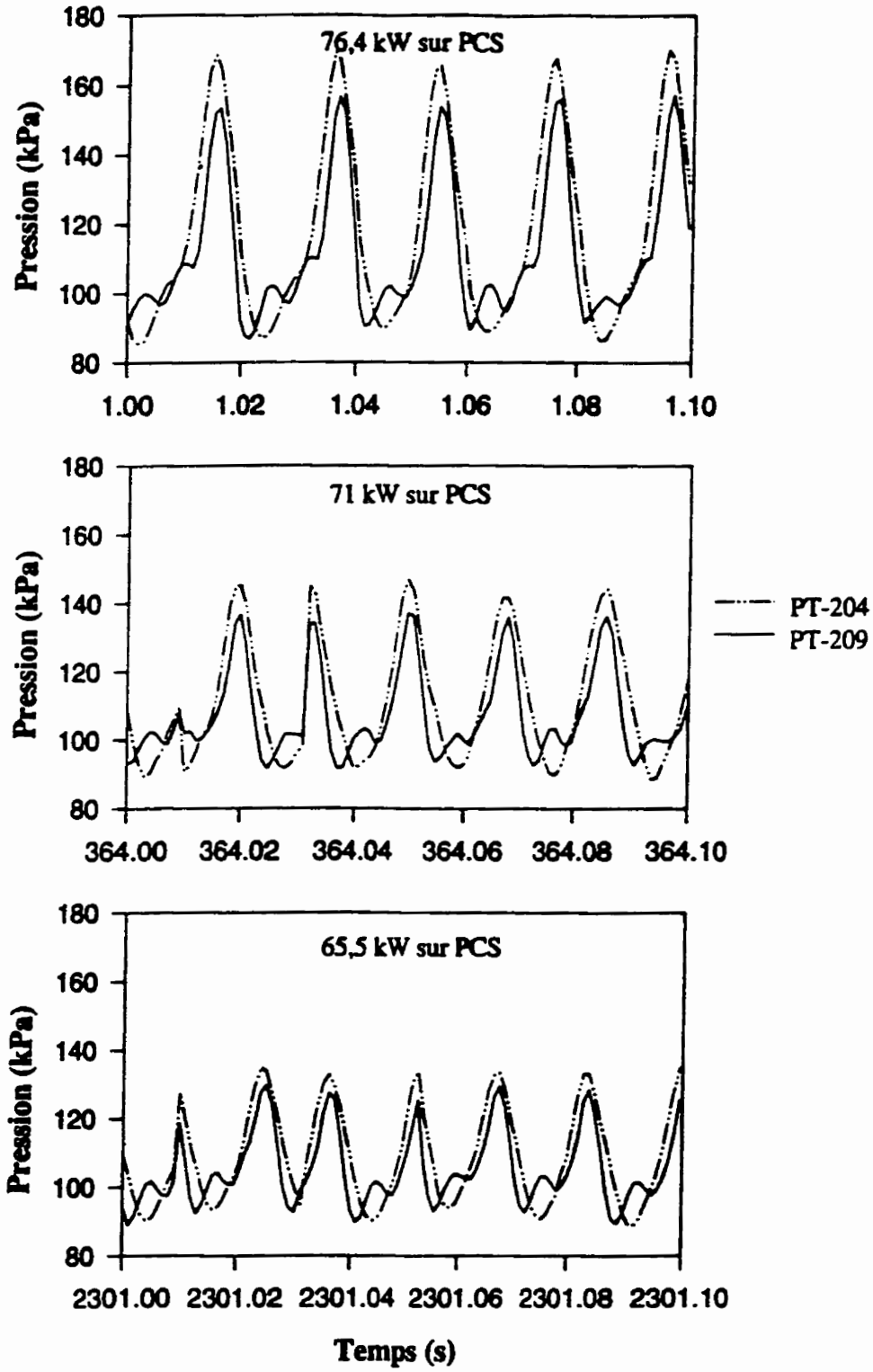


Figure 4.10 Onde sonore en fonction du temps pour l'essai TEI2-8.

Les ondes dans la chambre de combustion semblent stables et sont de forme sinusoïdale. En revanche, les ondes obtenues au capteur PT-209 présentent certaines singularités entre les pics principaux. Ce capteur étant situé à la sortie du tuyau d'échappement, ces perturbations pourraient être causées par un effet de sortie. La chambre d'expansion est située à la sortie du tuyau d'échappement et sa section est plus grande que celle de ce dernier. Lorsque l'onde est soumise à un changement de section, une partie de l'onde est transmise tandis qu'une partie est réfléchie. Ainsi, l'onde réfléchie pourrait revenir vers l'échappement et être captée par PT-209.

Les paramètres de l'onde sonore varient dans le temps. La figure 4.11 illustre la variation de l'amplitude de l'onde de la chambre de combustion et de la fréquence des ondes sonores (PT-204) en fonction du temps. Ces graphiques présentent également la variation des paramètres en fonction de la puissance puisque les résultats de quatre essais sont portés sur un même graphique.

Amplitude des ondes :

Le premier graphique montre une diminution de l'amplitude de l'onde en fonction du temps et avec une diminution de la puissance (Figure 4.11). Ainsi, pour l'essai dont la puissance en régime permanent est de 65,5 kW, l'amplitude passe de 78 à 48 kPa en 2300 secondes. Elle se stabilise vers 1250 secondes, ce qui correspond au temps requis pour atteindre le régime permanent (section 4.3.1).

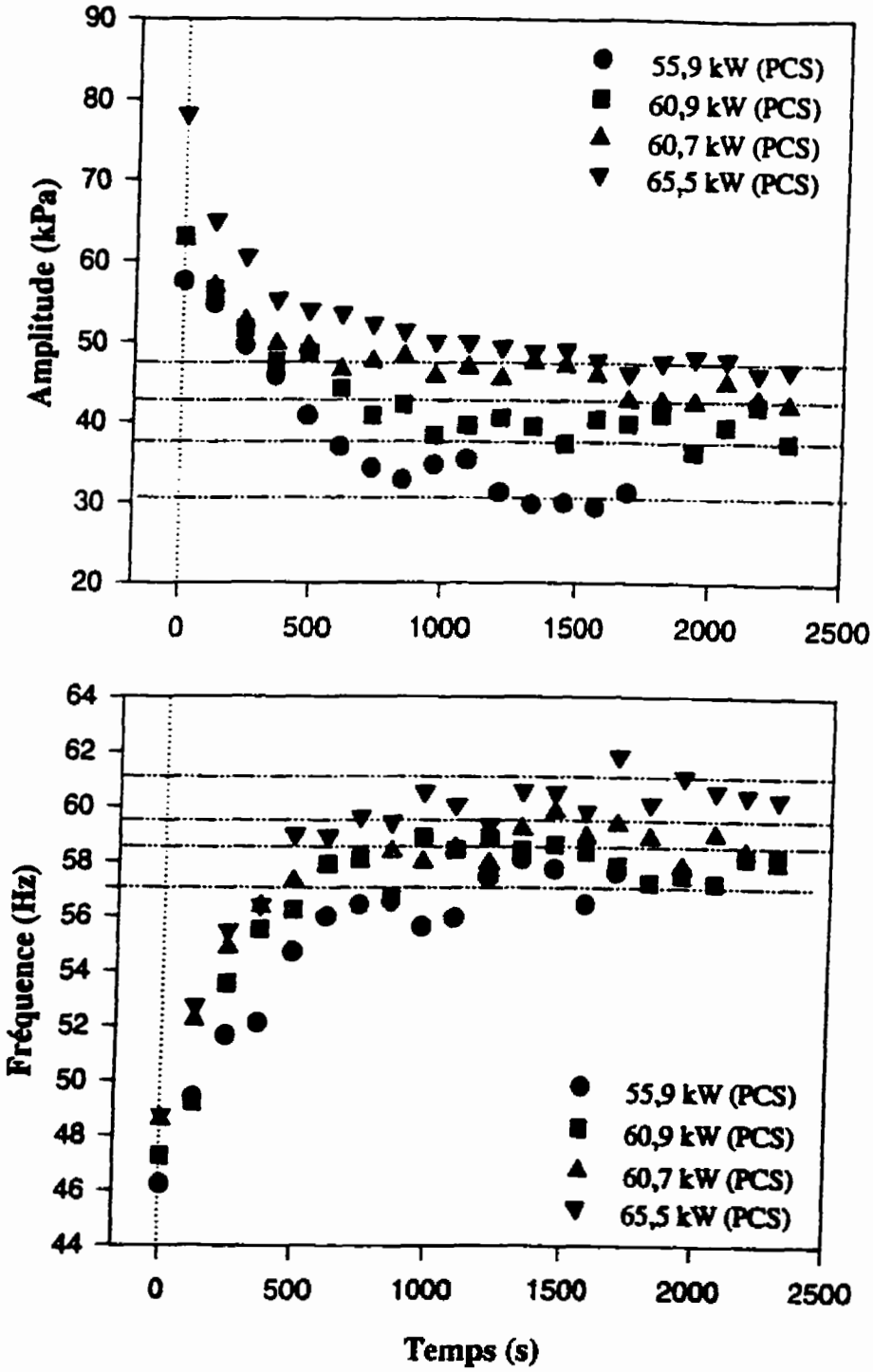


Figure 4.11 Effet de la puissance au brûleur : PT-204 (TEI2).

L'amplitude des ondes de la chambre de combustion, en régime permanent, passe de 31 à 48 kPa lorsque la puissance augmente de 55,9 à 65,5 kW (PCS). Pour examiner de plus près l'effet de la puissance sur l'amplitude, il faut se rapporter à la figure 4.12. Elle illustre la variation de l'amplitude en fonction de la puissance, pour tous les essais réalisés avec la configuration TEI2.

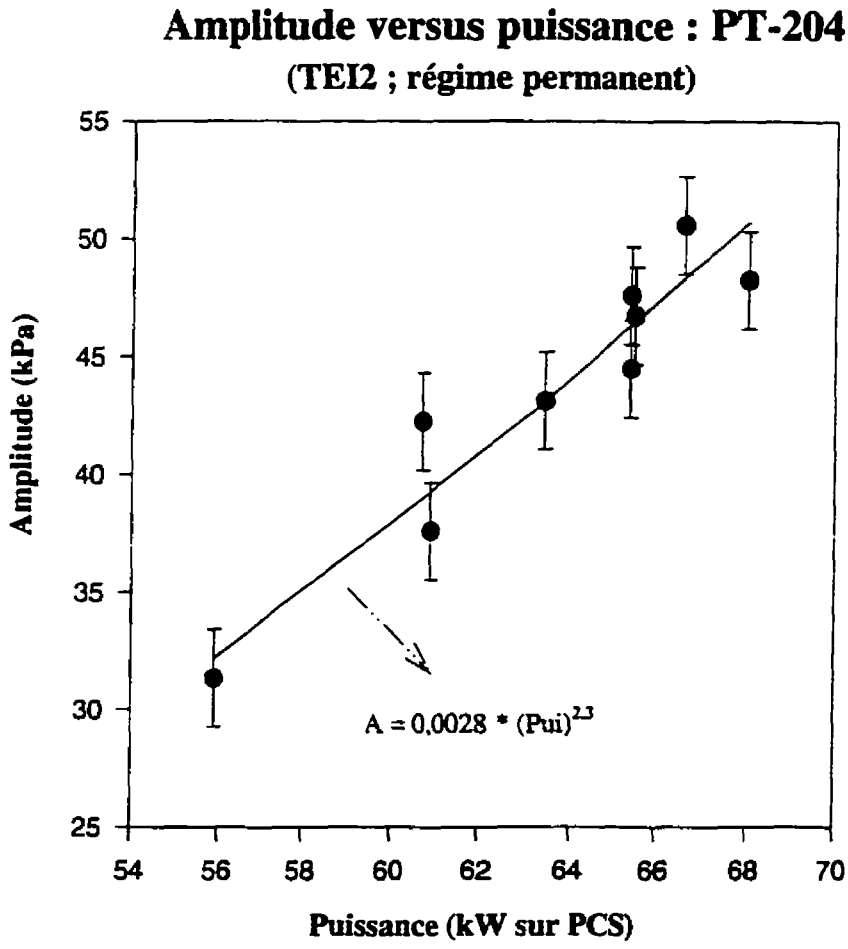


Figure 4.12 Amplitude versus puissance : PT-204 (TEI2).

Une augmentation de l'amplitude est observée lorsqu'une plus grande puissance est fournie au brûleur. Ainsi, lorsque la puissance augmente, un plus grand débit de gaz naturel entre dans la chambre de combustion. La réaction chimique entre le gaz naturel et l'oxygène produit un plus grand débit de fumées. La pression maximale atteinte dans la chambre de combustion, dont le volume demeure constant, est alors plus élevée. L'amplitude de l'onde étant définie comme la différence entre les pressions maximale et minimale ; l'augmentation de p_{max} entraîne une plus grande amplitude.

La relation entre l'amplitude et la puissance fournie au brûleur semble linéaire dans la plage étudiée. Cependant, pour que les conditions initiales soient respectées, la relation entre la puissance et l'amplitude doit passer par l'origine. En effet, à une puissance égale à zéro, aucune onde sonore n'est générée. L'amplitude de l'onde s'exprime donc par une relation du type :

$$A = K \times (Pui)^{n} \qquad (4.1)$$

Les paramètres K et n sont obtenus en linéarisant les point expérimentaux :

$$A(kPa) = 0,0028\,(Pui)^{2,3} \qquad (4.2)$$

La pression maximale ou minimale, atteinte dans la chambre de combustion, est fonction de l'amplitude de l'onde sonore et est exprimée par la relation suivante :

$$p(cc)_{max,min} = p_{moyen} \pm \frac{1}{2}\,(A) \qquad (4.3)$$

La pression moyenne est connue pour tous les essais de même que l'expression de l'amplitude. Il est alors possible de calculer les pressions maximale et minimale de la chambre de combustion et d'obtenir une relation entre $p_{max, min}$ et la puissance fournie au brûleur :

$$p(cc)_{max,min} = p_{moyen} \pm 0,0014\,(Pui)^{2,3} \qquad (4.4)$$

Cette relation n'est valide que dans la plage des puissances étudiées. La relation 4.4 permet donc de prédire les pressions minimale et maximale atteintes dans la chambre de combustion avec des tubes latéraux bouchés en connaisant la puissance fournie au brûleur.

Fréquence :

Le second graphique de la figure 4.11 illustre la variation de la fréquence en fonction du temps pour des essais à différentes puissances. Les mesures permettent d'observer une augmentation de la fréquence en fonction du temps et de la puissance.

L'équation 1.1 (section 1.5) permet d'estimer la fréquence associée à un brûleur à combustion pulsée de type "Helmholtz". Selon cette équation, la fréquence des ondes est fonction de la géométrie du système et de la vitesse de propagation des ondes sonores. Puisque la géométrie demeure inchangée au cours des essais, la variation de la fréquence ne dépend que de la vitesse de propagation de l'onde. Il faut noter que cette dernière est fonction des caractéristiques du fluide dans lequel les ondes se

propagent. La température des gaz augmente avec le temps dans le tuyau d'échappement (Figure 4.7), ce qui provoque une plus grande fréquence. Pour l'essai TEI2-8 ($(Puis)_{perm}$ = 65,5 kW sur PCS), la valeur de la fréquence se stabilise à 61 Hz.

La figure 4.13 illustre l'effet de la puissance sur la fréquence d'oscillation des ondes sonores, pour tous les essais réalisés avec la configuration TEI2.

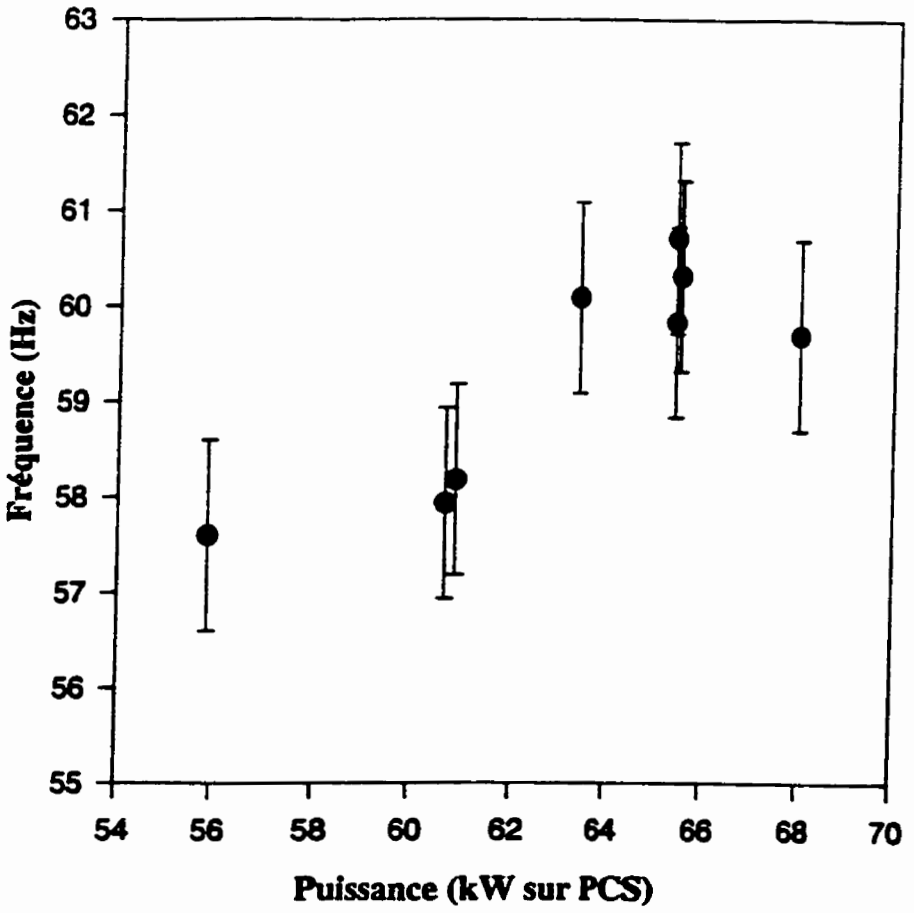


Figure 4.13 Fréquence versus puissance : PT-204 (TEI2).

À partir de la figure 4.13, il apparait clairement que la fréquence augmente avec la puissance, dans la plage étudiée. Une plus grande puissance fait augmenter la température des produits de combustion et, par le fait même, la vitesse de propagation des ondes sonores et la fréquence des oscillations.

Effet de la position axiale dans le tuyau d'échappement :

À partir de la figure 4.10, représentant l'onde de pression à deux endroits dans le brûleur, il est possible d'observer que l'onde subit quelques modifications lorsqu'elle se déplace de la chambre de combustion vers la sortie du tuyau d'échappement. Un essai a été réalisé alors que quatre capteurs de pression étaient reliées au montage expérimental. La figure 4.14 présente l'onde obtenue au démarrage du brûleur alors que les tubes latéraux étaient bouchés.

La figure 4.14 montre que la fréquence demeure constante pour tous les capteurs, mais que l'amplitude passe de 85 à 65 kPa lorsque l'onde se déplace de la chambre de combustion vers la sortie du tuyau d'échappement.

Des distorsions sont observées dans les signaux de tous les capteurs. Tel que discuté précédemment (section 4.3.2), une partie de l'onde peut être réfléchie et provoquer des pics secondaires lorsque l'onde atteind la chambre d'expansion. L'amplitude du pic secondaire est plus grande pour le capteur PT-209 et diminue vers PT-208.

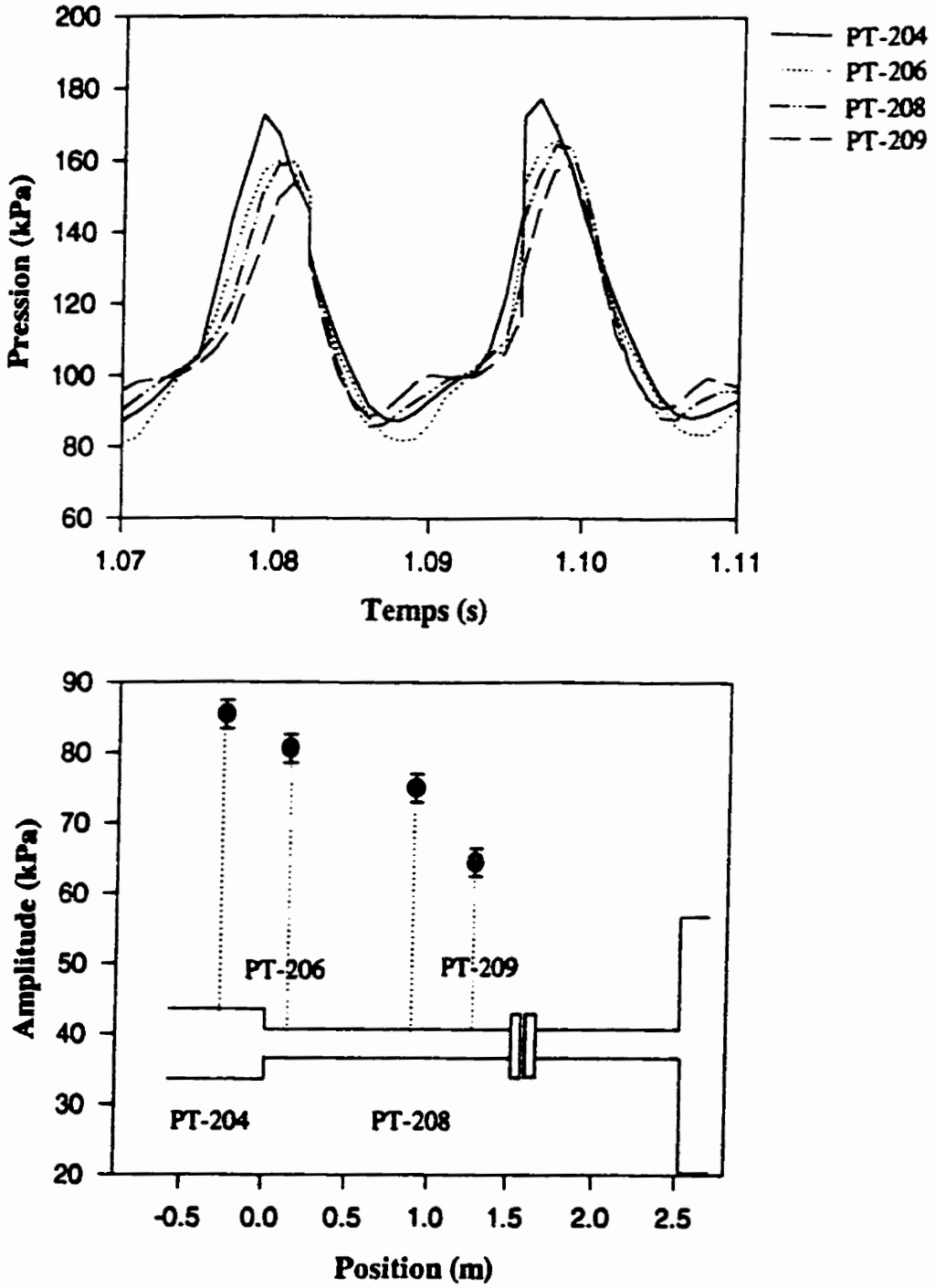


Figure 4.14 Onde sonore et amplitude en fonction de la position axiale (21-07-95).

Bruit généré par le brûleur à combustion pulsée :

Quelques mesures de l'intensité du bruit généré par le brûleur à combustion pulsée sont effectuées autour du montage expérimental. Ainsi, le niveau sonore se situe approximativement à 100 dBa à 10 cm de la chambre d'expansion et à 93 dBa à 1 mètre de cette chambre. Aucune tendance n'est observée alors que la puissance passe de 56 à 61 kW (PCS).

4.3.3 Émissions gazeuses

La figure 4.15 montre la variation de la teneur des fumées en NO_x, CO et O_2 en fonction de la puissance au brûleur. La concentration de NO_x varie de 23 à 33 ppmv lorsque la puissance passe de 55,9 à 68 kW (PCS) tandis que celle de CO est presque constante à une valeur de 5 ppmv. De plus, des analyses par chromatographie en phase gazeuse ont démontré que la concentration de CH_4 est plus faible que 1 ppmv, correspondant à la limite de détection de l'appareil utilisé. Ces émissions indiquent que la combustion est complète.

La figure 4.15 présente également la concentration résiduelle d'oxygène dans les produits de combustion. Le graphique illustre la diminution de cette concentration avec l'augmentation de la puissance. Le taux d'aération est donc plus élevé lors des expériences à faible puissance et ne pouvait être maintenu constant lors des essais.

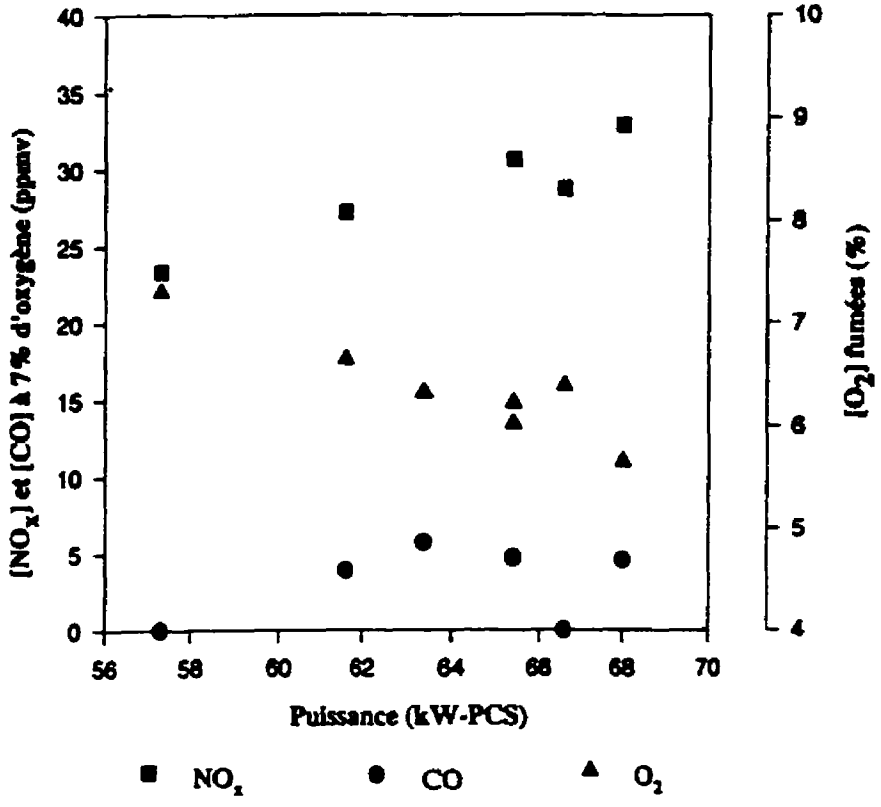


Figure 4.15 Concentration des émissions gazeuses versus puissance (TEI2).

La formation de NO_x est principalement contrôlée par les températures des gaz chauds dans la chambre de combustion (section 1.7). Ainsi, plus cette température est élevée, plus la concentration de NO_x augmente. Il n'est malheureusement pas possible de mesurer la température des gaz dans la chambre de combustion. Une indication des variations de cette température est cependant obtenue en mesurant la température à l'entrée du tuyau d'échappement (TE-206). La figure 4.16 illustre les variations de la température TE-206 en fonction de la puissance au brûleur en régime permanent.

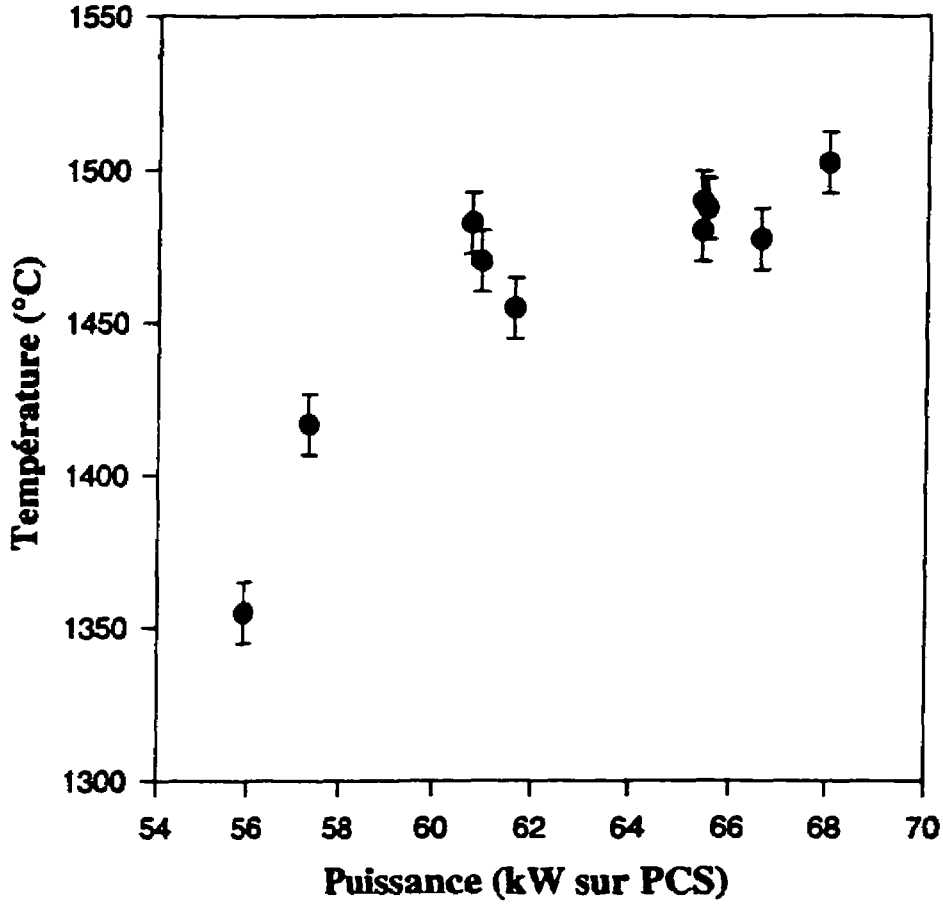


Figure 4.16 Variation de TE-206 en fonction de la puissance (TEI2).

Les températures à TE-206 varient de 1350 à 1510°C lorsque la puissance passe de 55,9 à 68 kW (PCS). Ces mesures laissent supposer que la température dans la chambre de combustion augmente avec la puissance. Ainsi, puisqu'il est admis que les NO_x sont formés à haute température, la concentration de NO_x sera plus élevée à plus grande puissance.

4.3.4 Configuration TEI2 : chambre d'expansion *versus* silencieux

Trois essais, à des puissances différentes, sont réalisés alors que le silencieux II est connecté au brûleur à combustion pulsée. Des différences marquées apparaissent évidemment au niveau du bruit généré par le système lorsque le silencieux est utilisé. Avec la chambre d'expansion, pour une puissance moyenne de 61 kW (PCS), l'intensité du bruit mesurée à un mètre du brûleur est de 93 dBa tandis qu'avec le silencieux, pour une puissance moyenne de 64 kW (PCS,) une valeur de 88 dBa est obtenue.

Les caractéristiques des ondes sont comparées pour deux essais dont les puissances en régime permanent sont presqu'identiques. La figure 4.17 présente l'évolution des puissances dans le temps pour l'essai TEI2-11, alors que la chambre d'expansion est reliée au système et pour l'essai TEI2-13, alors que le silencieux est connecté au brûleur à combustion pulsée.

Compte tenu des incertitudes dues aux mesures de la puissance, il convient d'affirmer que le volume de la chambre de résonance n'affecte pas l'évolution de la puissance, pour une position donnée de la vanne à pointeau d'alimentation du gaz naturel.

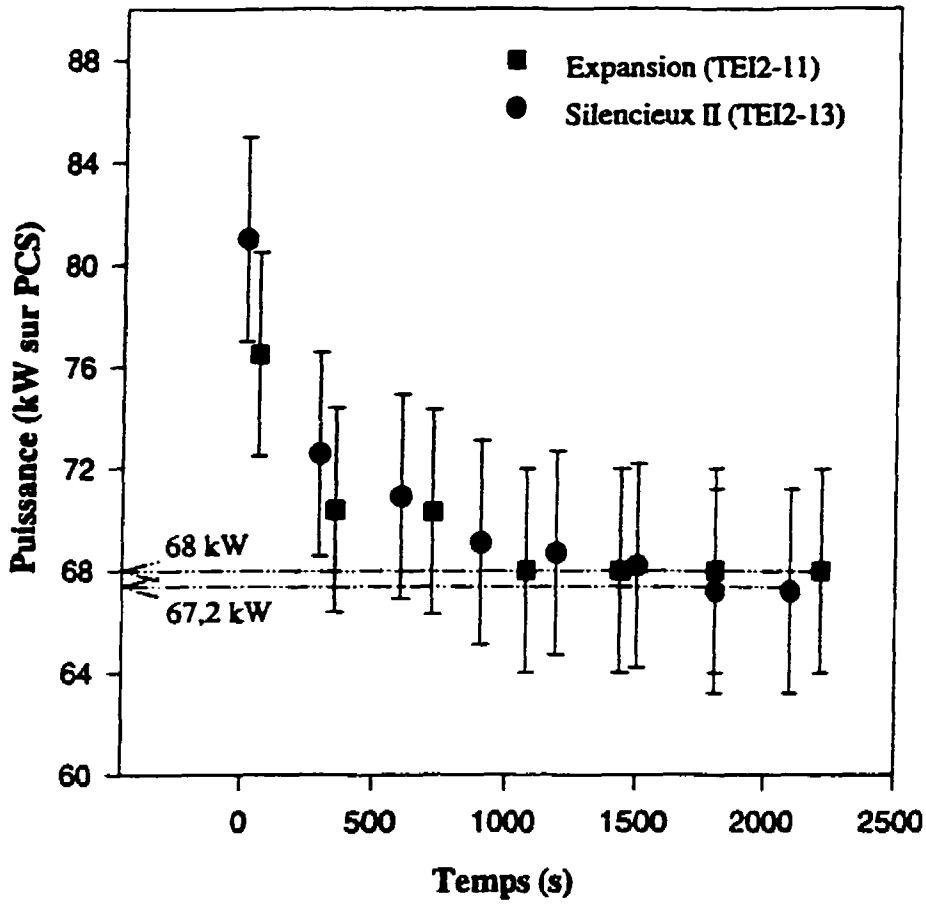
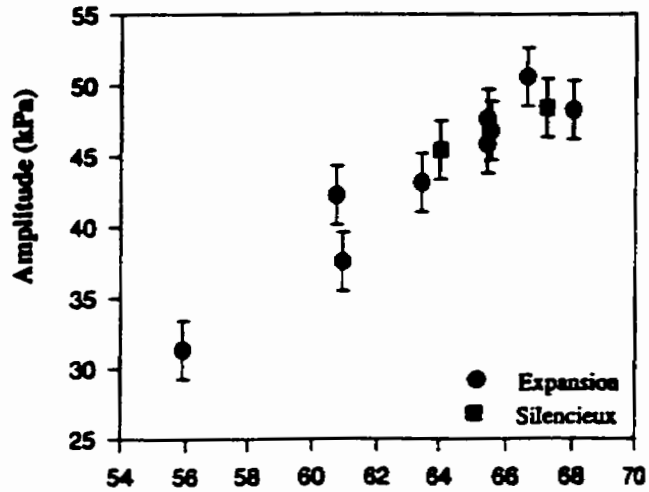


Figure 4.17 Puissance en fonction du temps pour deux types de sortie.

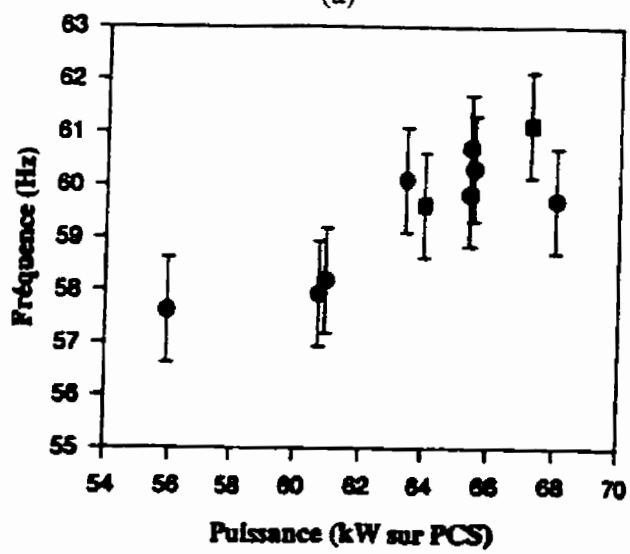
Paramètres des ondes sonores :

La figure 4.18 (a) présente l'amplitude des ondes en régime permanent en fonction de la puissance pour tous les essais effectués avec la configuration TEI2. Les valeurs obtenues avec le silencieux II suivent la même tendance et sont comparables à celles obtenues avec la chambre d'expansion. Il est cependant difficile de conclure avec seulement deux points.

La figure 4.18 (b) présente la fréquence en fonction de la puissance pour tous les essais effectués avec la configuration TEI2. La fréquence des ondes de la chambre de combustion suit également la même tendance pour les deux systèmes, pour la plage des puissances étudiées.



(a)



(b)

Figure 4.18 Amplitude et fréquence en fonction de la puissance (2 types de sortie)

Profil de températures :

La figure 4.19 compare les profils de température pour les essais réalisés avec les deux types de sortie.

La principale différence entre ces deux profils réside dans la température de sortie des fumées qui est plus petite lorsque la chambre d'expansion est connectée au tuyau d'échappement. Ce résultat est prévisible compte tenu de l'aire d'échange entre les gaz chauds et l'air ambiant qui est plus grande avec la chambre d'expansion.

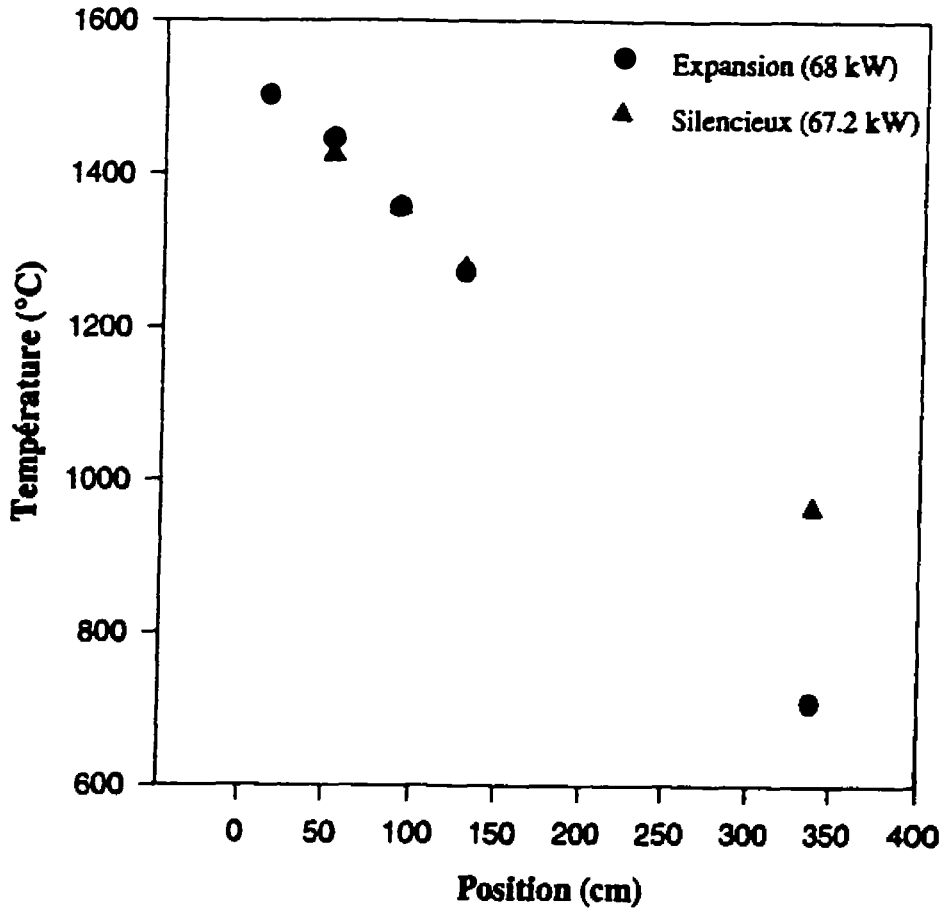


Figure 4.19 Comparaison de deux profils de température [68 kW (PCS)].

Émissions gazeuses :

La figure 4.20 présente la comparaison de la concentration d'oxydes d'azote pour les deux types de sortie : il y apparaît une augmentation significative de la concentration des NO_x avec l'accroissement de la puissance au brûleur, et lorsque le silencieux II est utilisé. La concentration de NO_x varie de 34 à 47 ppmv pour des puissances variant de 63,5 à 67,2 kW (PCS).

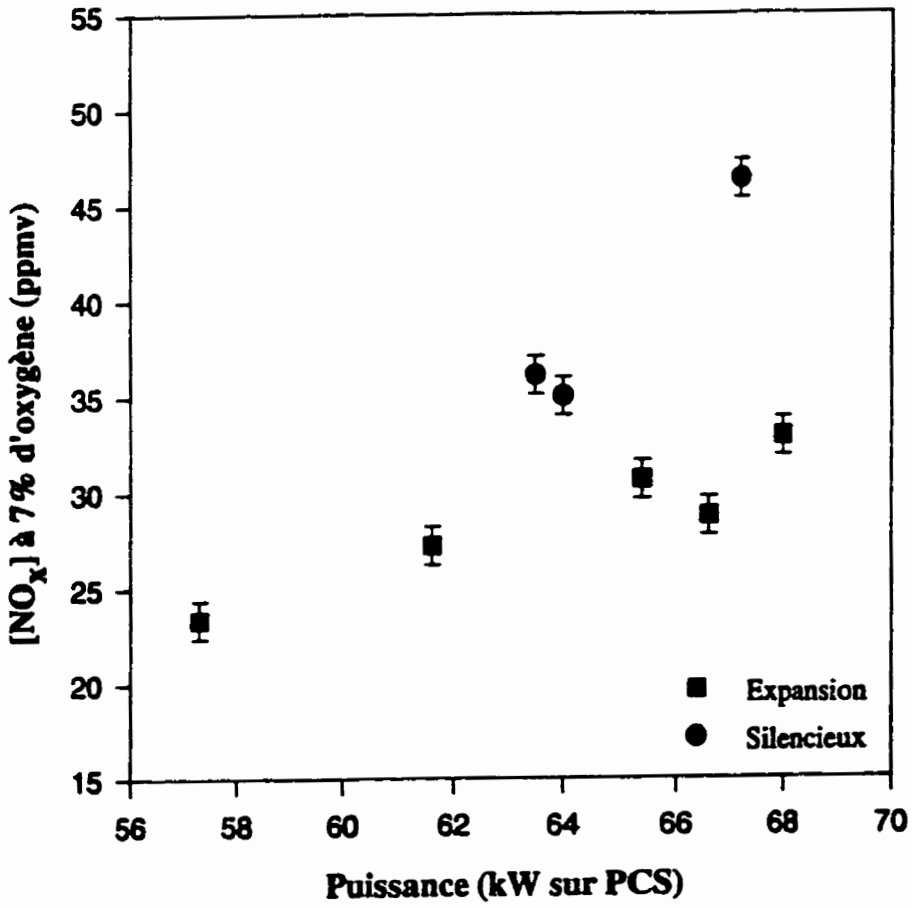


Figure 4.20 Comparaison de la concentration des NO_x pour deux types de sorties.

Il est difficile de fournir une explication pour l'augmentation de ces concentrations. Les profils de températures dans le tuyau d'échappement sont similaires. Cependant, la température qui est la plus pertinente pour tenter d'expliquer les concentrations de NO_x, soit TE-206, n'était pas disponible au cours de ces essais.

La concentration résiduelle d'oxygène mesurée est de 6,25 % à 63,5 kW (PCS). Cette valeur est similaire à celles obtenues à la figure 4.15, pour une même puissance. L'écart dans la concentration des NO_x n'est donc pas lié au taux d'aération.

4.4 Configuration TED2 : effet de la puissance

Cette section présente les résultats obtenus lors des essais avec le brûleur à combustion pulsée auquel est rattaché la configuration TED2.

Les tableaux 3.3 et 3.4 du chapitre III résument les différents essais qui sont réalisés avec les deux configurations. Lors des expériences avec la configuration TEI2, la puissance du brûleur variait de 55,9 à 68 kW (PCS), tandis qu'avec le tuyau d'échappement modifié, elle variait de 45,3 à 53,6 kW (PCS). Il est alors difficile de comparer les essais réalisés avec ces deux configurations puisque les puissances étudiées ne sont pas les mêmes. Il faut noter qu'il est impossible d'obtenir une puissance plus grande que 53,6 kW (PCS) avec la configuration TED2. En effet, au cours de cet essai la vanne d'alimentation du gaz naturel était ouverte au maximum.

La figure 4.21 illustre la variation de la puissance dans le temps, pour des essais effectués avec les configurations TEI2 (TEI2-1) et TED2 (TED2-9). Les puissances en régime permanent sont respectivement de 55,9 et 53,6 kW (PCS).

La diminution de la puissance provient de la restriction qui se trouve à la sortie du tuyau d'échappement et qui permet de connecter le tuyau d'échappement à la chambre d'expansion (section 2.1). Cette restriction provoque une perte de charge supplémentaire dans le tuyau d'échappement et une plus grande pression en aval de l'orifice de mesure du débit de gaz naturel.

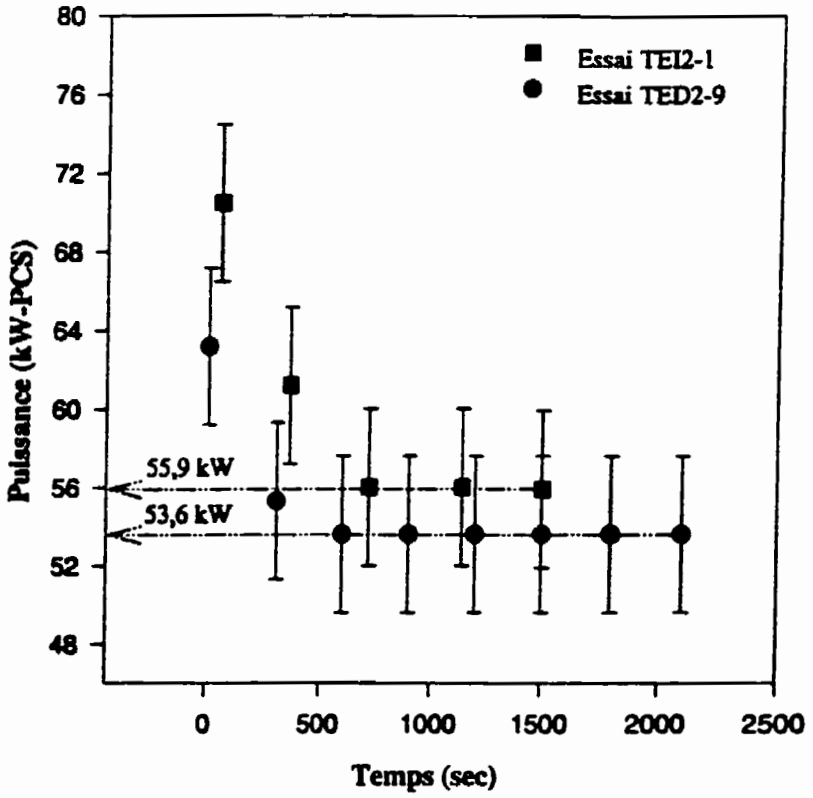


Figure 4.21 Puissance en fonction du temps : configurations TEI2 et TED2.

Compte tenu des incertitudes sur la mesure de la puissance au brûleur, il convient de considérer que la puissance est sensiblement identique dans les deux cas (Figure 4.21).

4.4.1 Paramètres de l'onde sonore

La figure 4.22 montre l'onde de pression dans la chambre de combustion (PT-204) en fonction du temps, pour les configurations TEI2 et TED2. Les trois graphiques (Figure 4.22) laissent apparaitre des différences quant à la forme des ondes des deux configurations. L'onde dans la chambre de combustion possède une forme sinusoïdale assez régulière lorsque le tuyau d'échappement est de section uniforme. En revanche, la présence d'une section divergente au milieu de l'échappement provoque une perturbation dans le signal de descente. En effet, lorsque l'onde rencontre un changement de section, une partie est réfléchie et un pic de plus faible amplitude pourrait se propager en sens inverse de l'écoulement.

Des différences sont également observées en ce qui concerne l'amplitude des ondes. Le premier graphique illustre les ondes sonores au démarrage du brûleur. À ce moment, l'amplitude de l'onde associée à la configuration TEI2 est beaucoup plus élevée que celle de la configuration TED2. Ces amplitudes sont respectivement de 75 et 39 kPa. L'écart entre ces valeurs diminue avec le temps puisqu'à la fin des essais, alors que le régime permanent est atteint, les amplitudes sont de 31 et 29 kPa.

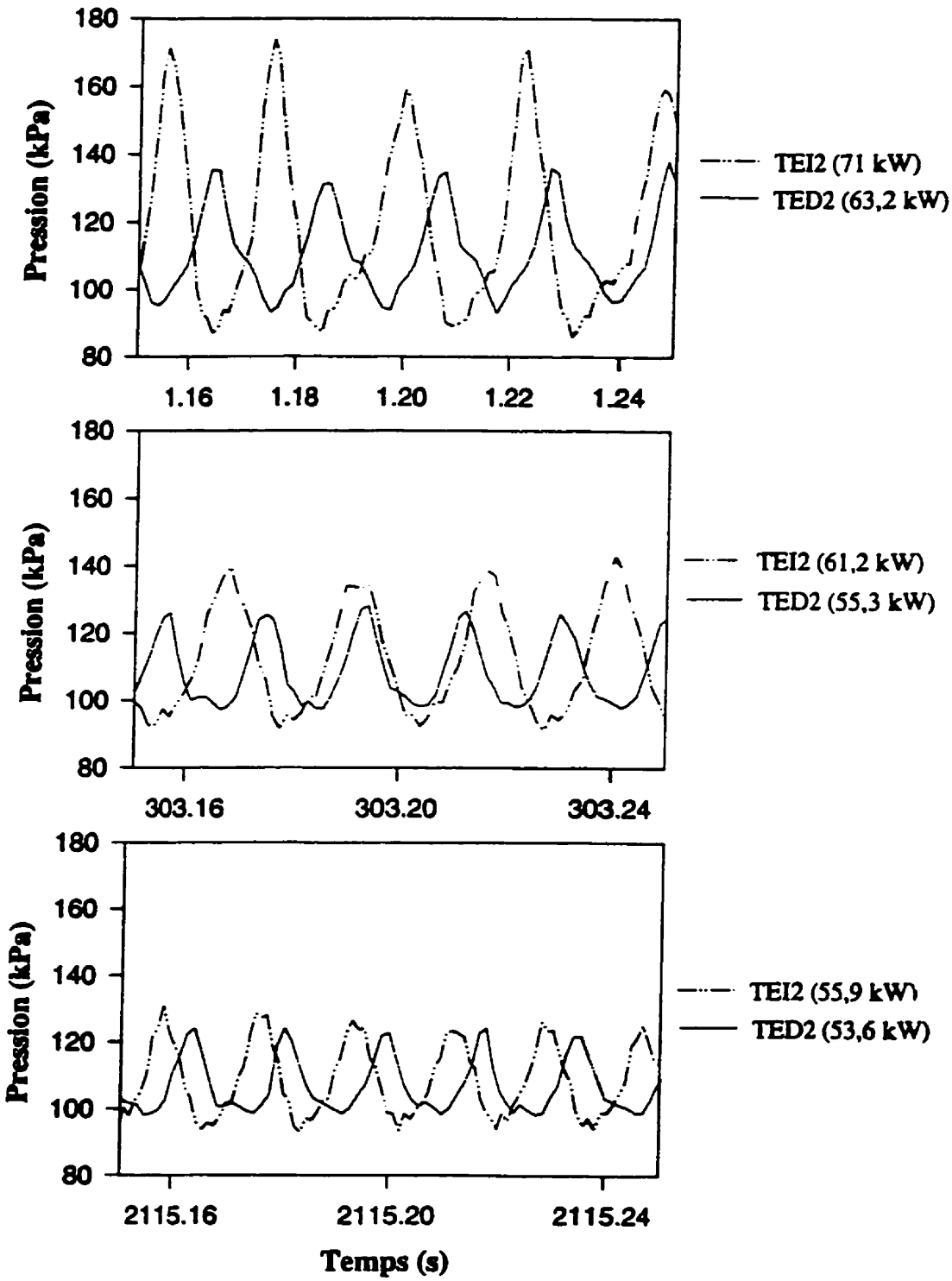


Figure 4.22 Onde de pression pour deux configurations : PT-204.

Il semble donc que le comportement du brûleur à combustion pulsée dans le temps dépend de la géométrie du tuyau d'échappement. Ce phénomène a pu être observé à la figure 4.21 alors que l'écart entre les puissances obtenues avec les deux configurations était plus grand au démarrage du brûleur et diminuait jusqu'à l'atteinte du régime permanent.

La figure 4.23 illustre la variation de l'amplitude, la fréquence et la température en fonction du temps. Les mêmes tendances apparaissent avec cette configuration, soit une diminution de l'amplitude et une augmentation de la fréquence et des températures en fonction du temps (Figure 4.23 (a) et (b)).

Il faut cependant noter que le régime permanent est atteint plus rapidement lors de l'essai avec la configuration TED2. Ce temps est estimé à 900 secondes, alors qu'il est d'environ 1300 secondes lors des essais avec la configuration TEI2.

Amplitude des ondes sonores :

En régime permanent, l'amplitude de l'onde sonore, mesurée dans le cas de la configuration TED2, est plus faible que celle de la configuration TEI2. La figure 4.24 montre l'effet de la géométrie du tuyau d'échappement sur les paramètres de l'onde sonore : amplitude et fréquence. Il y apparaît que des changements de section du tuyau d'échappement affecte ces paramètres.

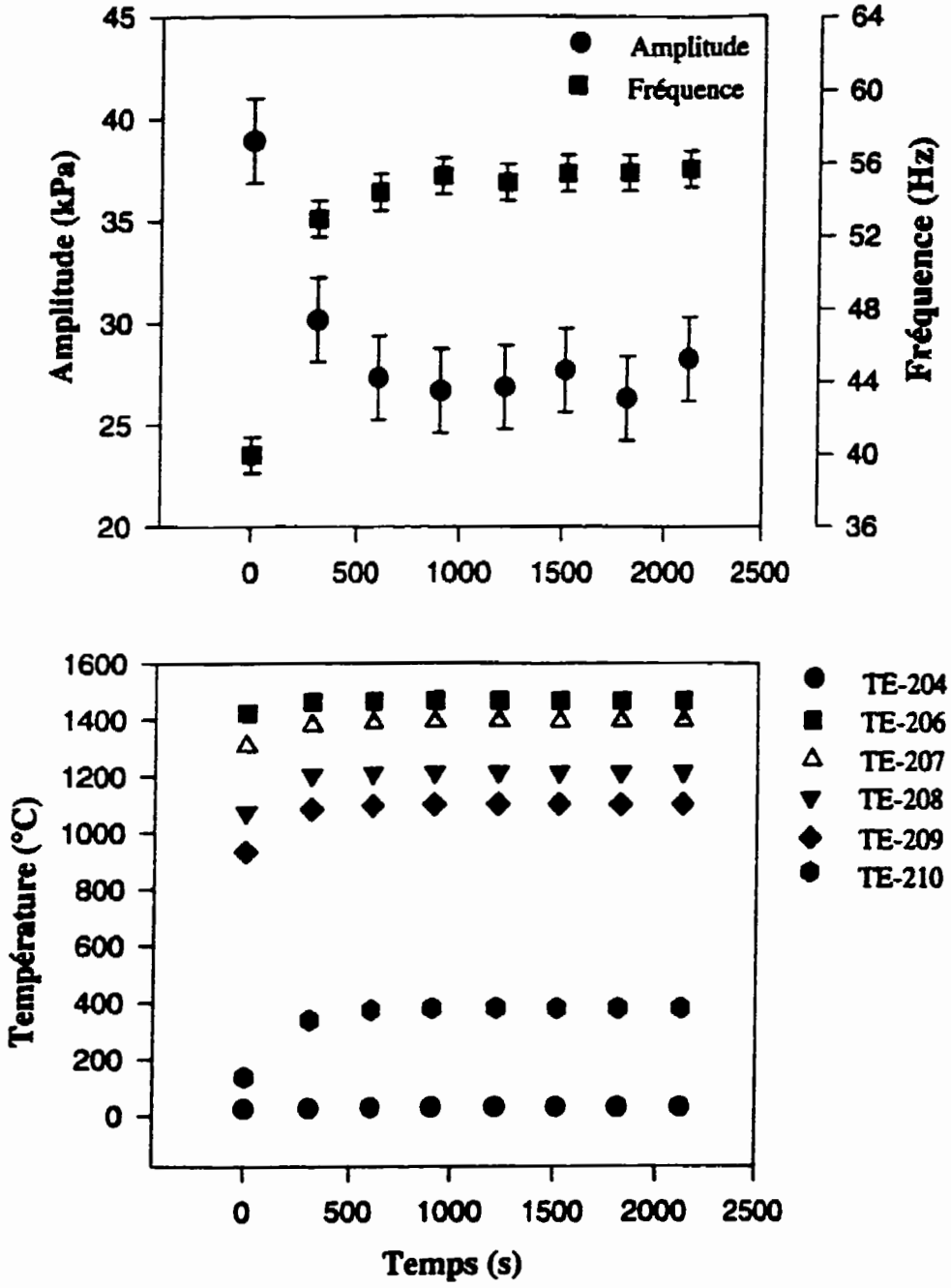


Figure 4.23 Paramètres des ondes sonores (TED2 ; 53,6 kW sur PCS).

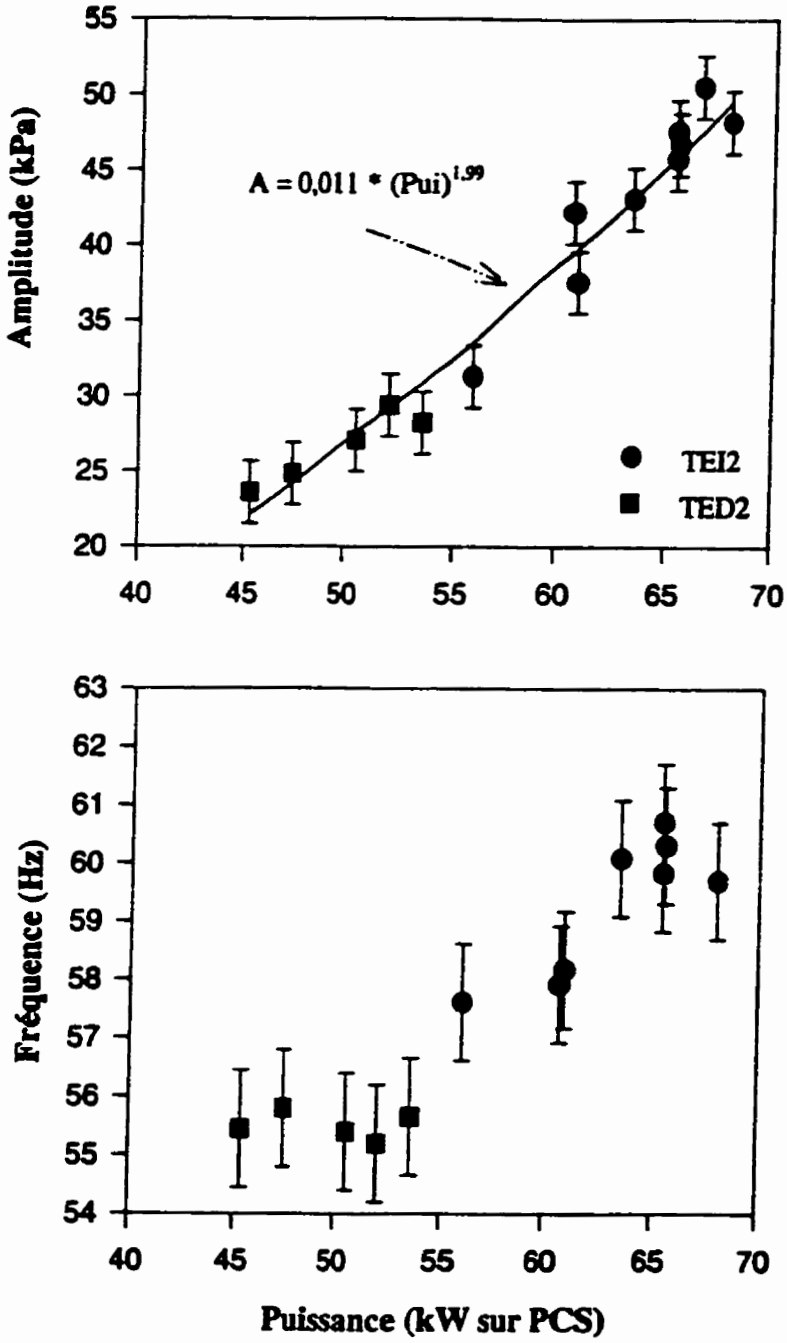


Figure 4.24 Effet de la puissance sur les paramètres de l'onde (TEI2 et TED2).

Le premier graphique illustre la variation de l'amplitude de l'onde dans la chambre de combustion en fonction de la puissance, pour les deux plages de puissance étudiées. La relation issue de ces deux paramètres est exprimée par :

$$A(kPa) = 0,011\,(Pui)^{1,99} \qquad (4.5)$$

Le coefficient de corrélation est égal à 0,97.

Cette relation unique pour les deux configurations suppose que l'amplitude de l'onde dans la chambre de combustion n'est fonction que de la puissance fournie au brûleur. Ainsi, les modifications du tuyau d'échappement provoquent une diminution de la puissance et, par le fait même, des ondes sonores ayant une amplitude plus faible dans la chambre de combustion. Si, avec cette seconde géométrie, il était possible d'obtenir des puissances égales à celles obtenues avec la configuration TEI2, les amplitudes seraient alors égales.

Fréquence des ondes sonores :

La figure 4.24 montre que la fréquence est plus faible pour les essais effectués avec TED2 : elle se situe autour de 55,5 Hz alors qu'elle varie entre 58 et 61 Hz avec la configuration TEI2. De plus, elle semble stable et ne présente pas de variation avec la puissance, dans le cas de la configuration TED2 : l'écart observé reste inférieur à l'incertitude moyenne calculée sur l'ensemble des essais effectués.

La relation permettant d'obtenir la fréquence théorique (équation 1.1) prévoit une variation de cette valeur avec la géométrie du brûleur à combustion pulsée et la vitesse de propagation des ondes sonores :

$$f=\frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{A_t}{V_0 L}} \qquad (1.1)$$

Ainsi, l'augmentation de l'aire du tuyau d'échappement (A_t) devrait provoquer une augmentation de la fréquence, dans le cas de la configuration TED2. Cependant, la puissance est plus faible pour ces essais, ce qui modifie la vitesse de propagation des ondes sonores dans le tuyau d'échappement (c). D'autres paramètres physiques pourraient expliquer ces résultats ; par exemple, un déphasage entre la pression maximale des ondes sonores et le point de dégagement d'énergie (critère de Rayleigh : section 1.5.1) pourrait provoquer des changements dans la fréquence des oscillations.

Effet de la position :

La figure 4.25 montre le profil instantané de pression à une position axiale donnéee. L'amplitude de l'onde diminue légèrement dans la première section du tuyau d'échappement en passant de PT-204 à PT-207. La section divergente, située entre les capteurs PT-207 et PT-208, provoque une augmentation de l'amplitude de l'onde. L'augmentation du volume provoque une diminution de la vitesse d'écoulement des fumées et l'augmentation de la pression.

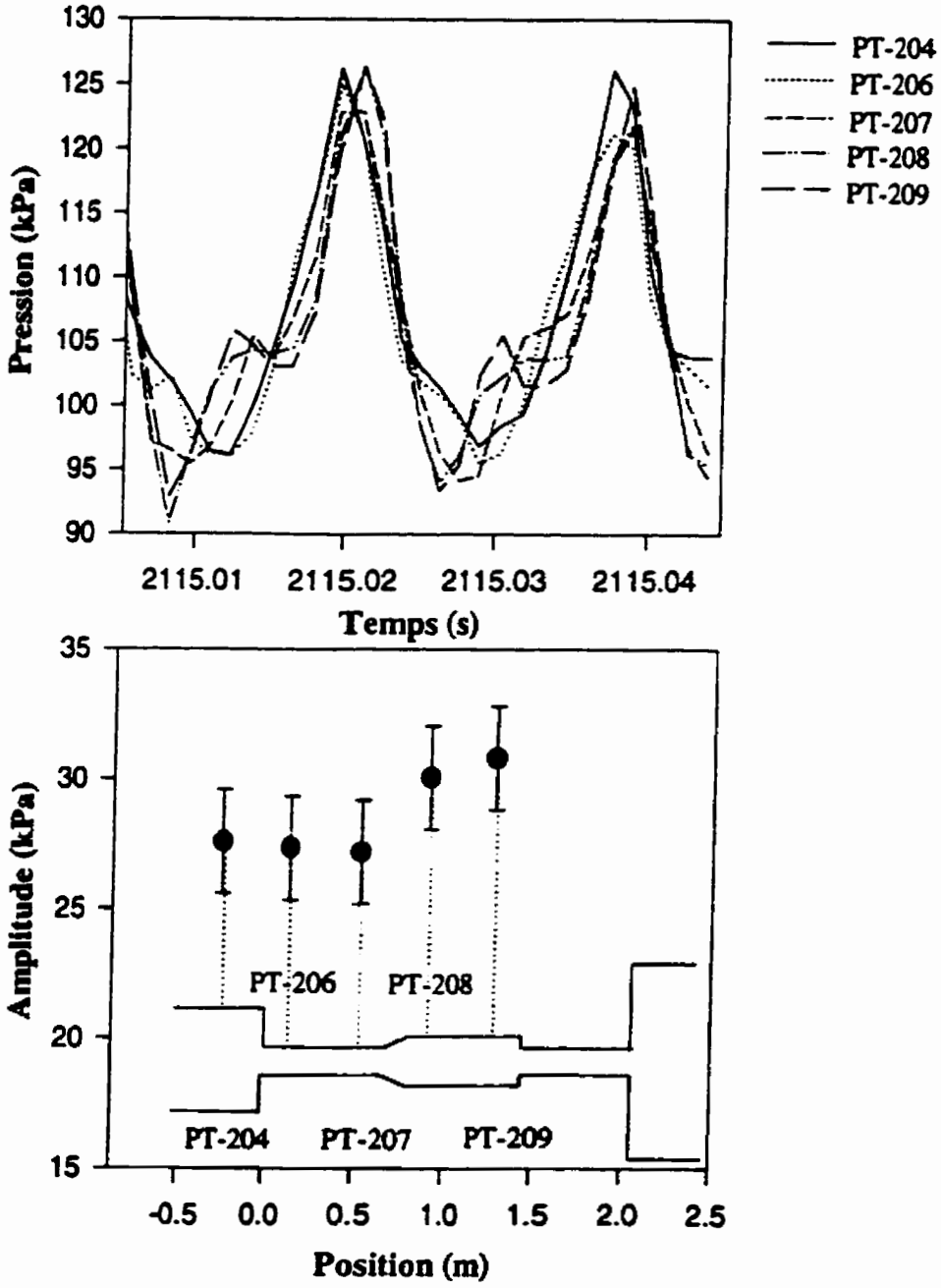


Figure 4.25 Onde sonore et amplitude versus position axiale : TED2.

Les capteurs PT-208 et PT-209 mesurent des pics secondaires dans le signal de montée des ondes sonores. Ces pics pourraient provenir de la réflexion d'une partie de l'onde, causée par la présence de la contraction à la sortie du tuyau d'échappement. Ce pic atteindrait en premier lieu PT-209, pour se diriger par la suite vers PT-208. En effet, l'amplitude du pic secondaire est plus élevée à PT-209 qu'à PT-208.

Bruit généré par le brûleur à combustion pulsée :

Le tableau 4.4 compare les niveaux sonores obtenus avec les configurations TEI2 et TED2. Tous les essais sont réalisés alors que la chambre d'expansion est connectée au tuyau d'échappement.

Tableau 4.4 Niveau sonore du BCP en régime permanent : TEI2 versus TED2

Puissance (kW sur PCS)	Configuration	Niveau sonore à 10 cm (dBa)	Niveau sonore à 1 m (dBa)
55,9	TEI2	100	93
60,9	TEI2	100	93
45,4	TED2	83,5	80,2
50,6	TED2	85,3	80,6
53,6	TED2	86,5	81,8

Le niveau sonore varie peu avec la puissance pour des essais avec une même configuration. Ainsi, lorsque la puissance de la configuration TED2 passe de 45,4 à 53,6 kW (PCS), le niveau sonore, à 1 mètre du brûleur, augmente de 80,2 à 81,8 dBa.

L'effet n'est cependant pas observé avec la configuration TEI2.

La géométrie du tuyau d'échappement a une grande influence sur le bruit généré par le brûleur à combustion pulsée. En effet, le niveau sonore à 1 mètre du brûleur passe de 93 à 81,8 dBa lorsque la configuration TED2 est installée. De plus, les puissances sont équivalentes pour ces deux essais (Figure 4.21).

Le tableau 4.5 présente les normes canadiennes d'exposition au bruit pour les travailleurs. Ainsi, la durée maximale d'exposition est de 2 heures par période de 24 heures lorsque le niveau de pression acoustique est de 93 dBa alors qu'elle passe à 8 heures, pour un niveau sonore de 87 dBa. Dans cette optique, la seconde configuration est privilégiée.

Tableau 4.5 Durée maximale d'exposition à divers niveaux sonores

Niveau de pression acoustique (dBa)	Durée maximale d'exposition en heures par employé par période de 24 heures
87	8,0
90	4,0
93	2,0
96	1,0
100	0,4

4.4.2 Profil de température

La figure 4.26 illustre le profil des températures moyennes dans le tuyau d'échappement, pour des essais effectués avec les configurations TEI2 et TED2.

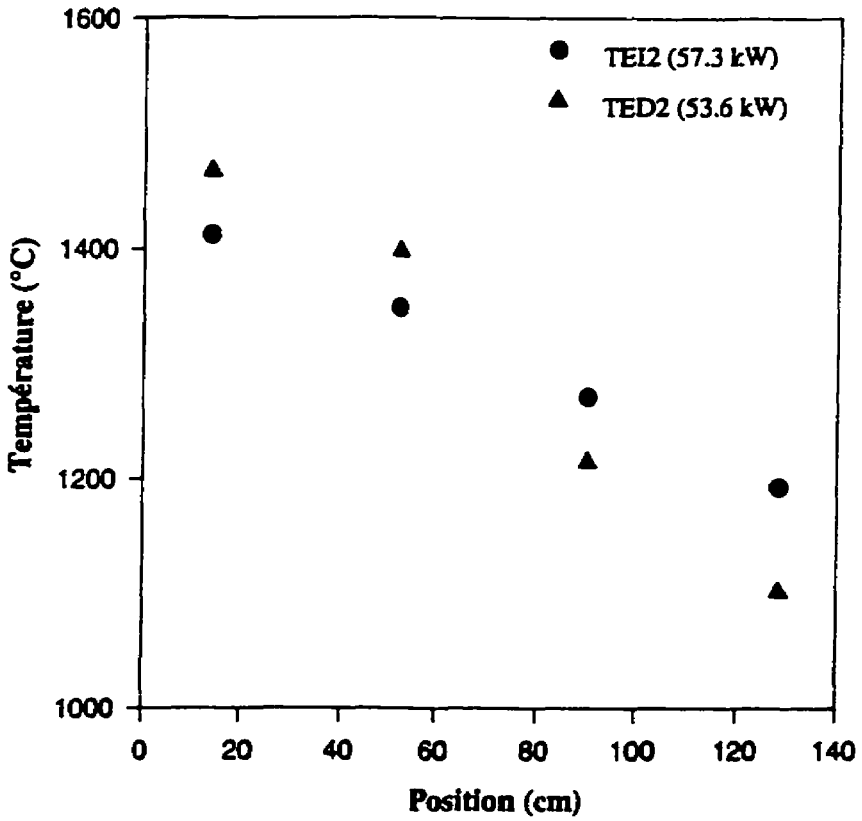


Figure 4.26 Profil de température pour deux configurations.

La température à l'entrée du tuyau d'échappement (TE-206) est plus élevée lors de l'essai avec TED2, bien que la puissance y soit plus faible. Cette température diminue et les profils se croisent à une position intermédiaire entre les thermocouples TE-207 et TE-208. Dans la seconde section de la configuration TED2, le diamètre du

tuyau d'échappement est plus grand et la vitesse des produits de combustion diminue. Un temps de contact plus grand peut permettre un meilleur échange de chaleur entre les produits de combustion et l'air de refroidissement. Les débits d'air circulant dans la section annulaire sont équivalents pour les deux configurations : 0,0838 m^3/s (20°C et 1 atm) pour TED2 et 0,0811 m^3/s (20°C et 1 atm) pour TEI2.

La variation de la température TE-206 (entrée du tuyau d'échappement) en fonction de la puissance est présentée à la figure 4.27. Les deux séries de données montrent l'augmentation de cette température en fonction de la puissance.

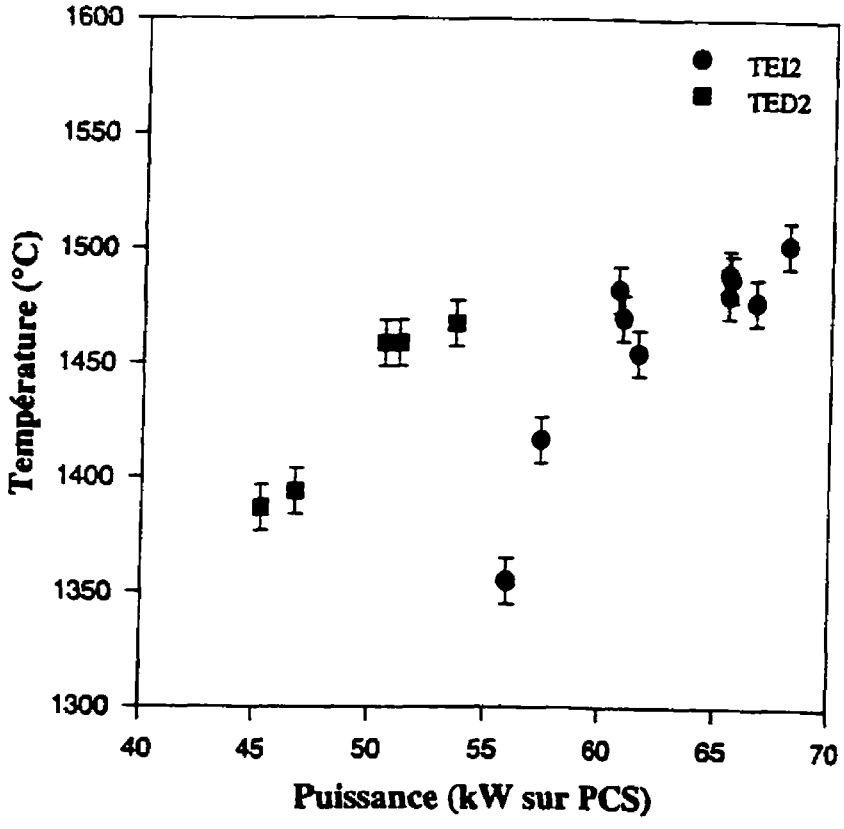


Figure 4.27 Variation de TE-206 en fonction de la puissance : TEI2 versus TED2.

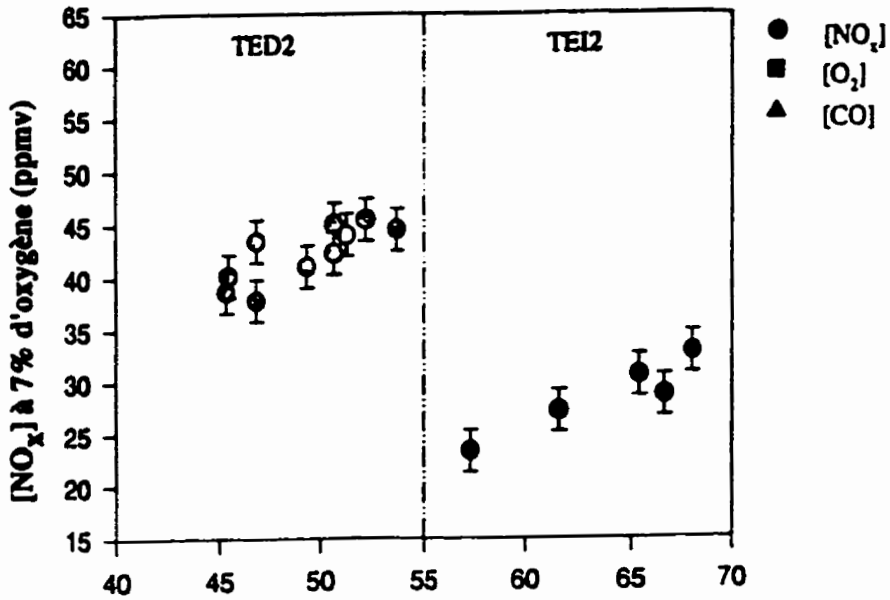
La température à l'entrée du tuyau d'échappement est plus grande avec la configuration TED2 qu'avec la configuration TEI2, pour des essais à des puissances équivalentes. En effet, la température TE-206 est de 1475°C avec TED2 (Puissance=53,6 kW) tandis qu'elle est de 1350°C avec TEI2 (Puissance=55,9 kW). Cette augmentation est probablement due à la diminution de l'excès d'air lors des essais avec TED2 (Figure 4.28).

4.4.3 Émissions gazeuses

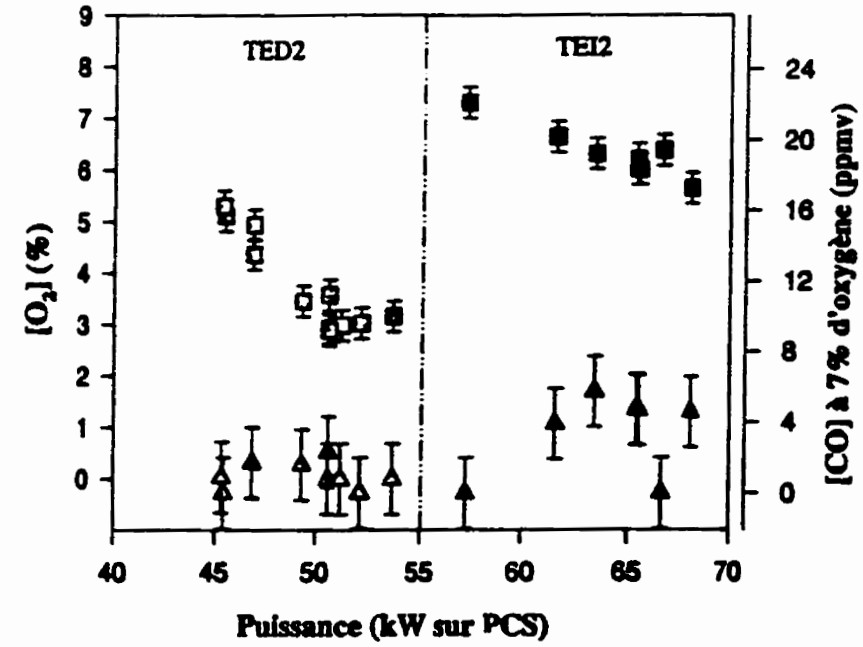
La comparaison des émissions gazeuses est présentée à la figure 4.28, pour les deux configurations étudiées.

La figure 4.28 (a) montre la variation de la concentration d'oxydes d'azote en fonction de la puissance. Les deux séries de données présentent une augmentation de [NO_x] avec la puissance. Les concentrations sont cependant plus élevées lors des essais avec TED2, bien que la puissance soit plus faible.

La figure 4.26 montre que la température à l'entrée du tuyau d'échappement (TE-206) est plus élevée lors de l'essai avec la configuration TED2, pour une puissance équivalente. Ceci pourrait laisser supposer que la température des gaz présents dans la chambre de combustion est plus grande, ce qui favorise la formation des NO_x.



(a)



(b)

Figure 4.28 Concentration des émissions gazeuses pour les deux configurations.

La figure 4.28 (b) présente la concentration résiduelle d'oxygène dans les produits de combustion. Elle est plus faible lors des essais avec la seconde configuration. Ceci signifie qu'un plus faible débit d'air entre dans la chambre de combustion. Par ailleurs, la figure 4.28 (b) montre que la teneur des fumées en CO est peu affectée par le type de configuration : la concentration moyenne passe de 1 à 4 ppmv.

4.5 Effet du contact direct des particules de sable avec l'onde sonore

Cette section présente les résultats obtenus lors des essais avec la configuration TED2-S. Plusieurs essais sont réalisés en faisant varier la puissance du brûleur en régime permanent et le débit des solides (Tableau 3.6). La figure 4.29 montre la variation de la puissance du brûleur dans le temps, pour un essai avec un débit de solide de 10 kg/h.

La puissance diminue dans le temps pour se stabiliser à une valeur de 51,8 kW (PCS), au temps 900 secondes. Les particules solides sont alors introduites dans le tuyau d'échappement (au temps 1100 secondes), ce qui provoque une diminution de la puissance. Elle se stabilise alors à 50,5 kW (PCS). L'écart de 1,3 kW entre les deux puissances ne semble pas significatif puisqu'il est inférieur à l'incertitude sur ces valeurs. Cependant, cette diminution est observée pour tous les essais en présence de la phase solide. L'écart entre les deux puissances peut difficilement être quantifié

puisque l'incertitude sur chacun des paramètres est relativement grand. Cette diminution provient de la résistance supplémentaire à l'écoulement, qui est provoquée par la présence des particules solides dans le tuyau d'échappement.

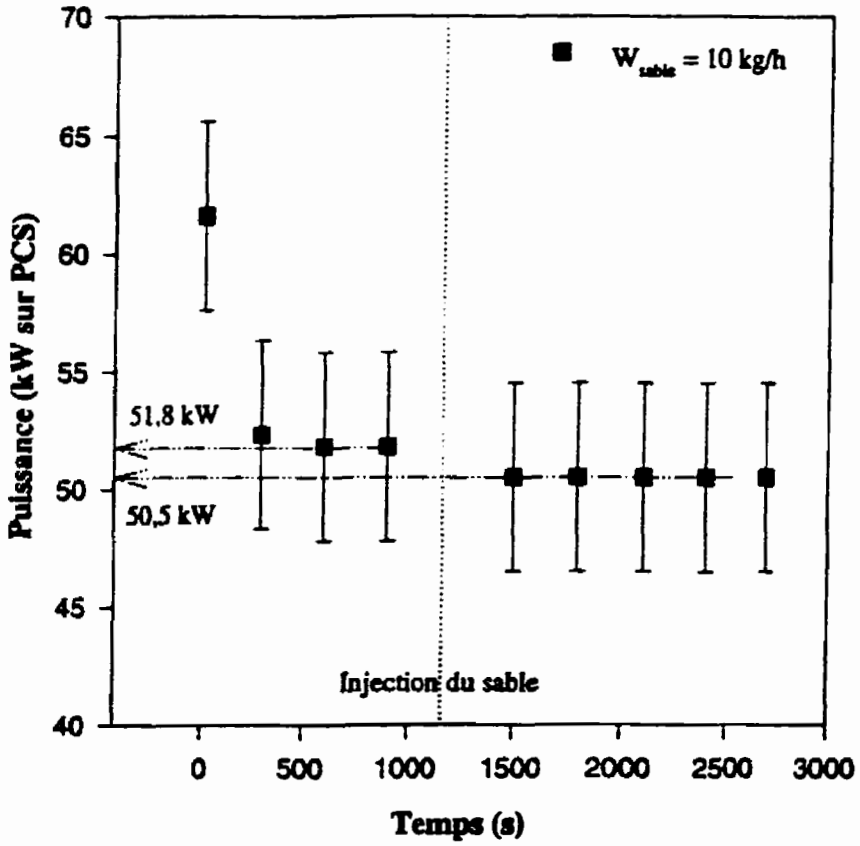


Figure 4.29 Puissance en fonction du temps : essai TED2-S-4.

4.5.1 Introduction des solides : variation des paramètres de l'onde sonore

La figure 4.30 présente le profil des ondes sonores à la sortie du tuyau d'échappement (PT-209) avant et après l'introduction d'un débit de solide de 10 kg/h.

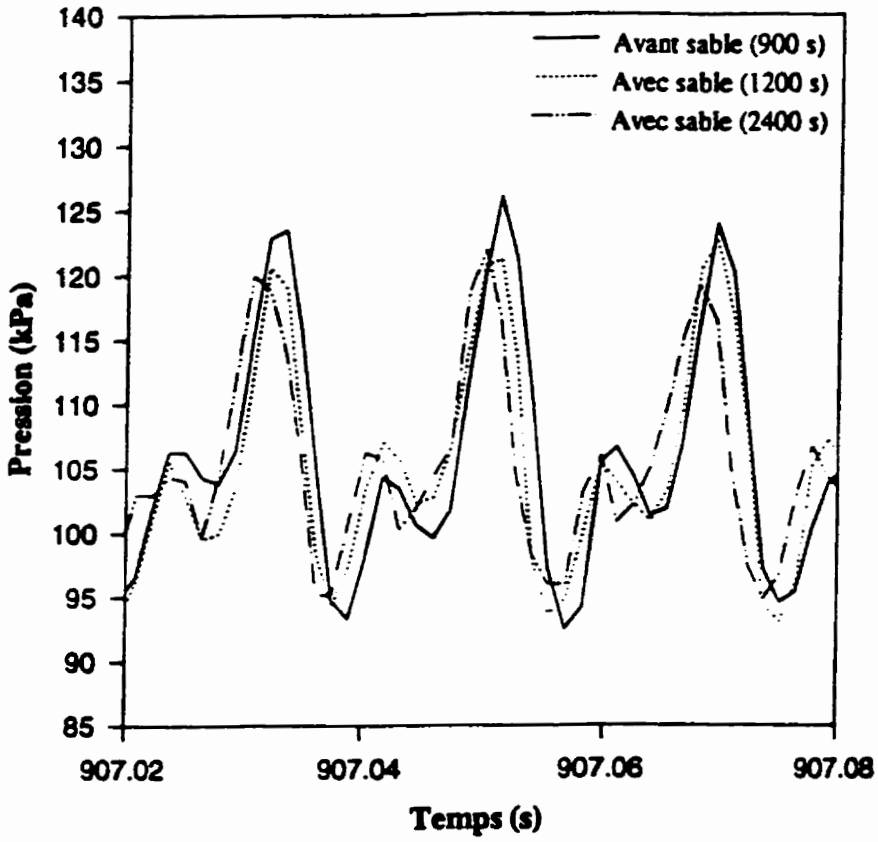


Figure 4.30 Onde sonore à PT-209 : effet de l'injection des particules solides (50,5 kW sur PCS) .

Les ondes sonores conservent leur forme et leur stabilité malgré la présence des particules solides. La seule différence est une légère diminution de l'amplitude de l'onde qui passe de 31 à 28 kPa. Cette baisse fait suite à la diminution de la puissance au brûleur avec l'introduction des solides. La fréquence des oscillations n'est pas affectée par les solides.

La figure 4.31 montre l'effet du débit des solides sur la propagation des ondes sonores, pour quatre essais à une puissance moyenne de 50 kW (PCS). Les ondes conservent leur stabilité et leur forme lorsque le débit passe de 10 à 47 kg/h.

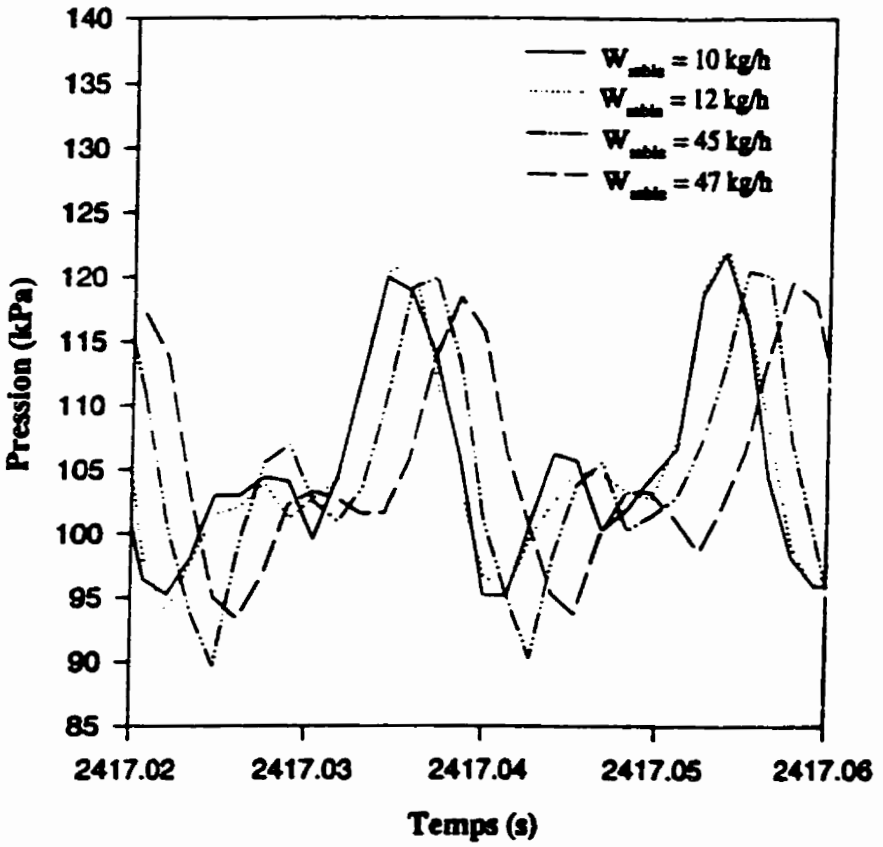


Figure 4.31 Onde sonore à PT-209 : effet du débit de solide (50,5 kW sur PCS).

Il faut cependant noter que le débit des particules solides n'est pas toujours constant lors de l'opération du brûleur. Ce phénomène est surtout observé lorsque des débits élevés sont introduits dans le tuyau d'échappement. Les débits sont donc des

valeurs moyennes dans le temps tandis que les ondes sonores sont des valeurs instantanées : elles sont mesurées à un instant précis. Il est donc difficile de conclure quant à la stabilité des ondes lors des essais à 45 et 47 kg/h.

L'introduction des solides influence le niveau de bruit généré par le brûleur à combustion pulsée. Le niveau sonore, à 10 cm de la chambre d'expansion, est de 79 dBa lorsqu'un débit de 10 kg/h est introduit dans le système (Puissance = 50,5 kW (PCS)) alors qu'il est de 85,3 dBa en l'absence de la phase solide.

4.5.2 Injection des solides : variation du profil de température

Les profils de température dans le tuyau d'échappement, avant et après l'injection des solides, sont illustrés à la figure 4.32, pour un essai à 50,5 kW (PCS). Ces profils sont très similaires. La seule différence provient de la diminution de la température à la sortie du tuyau d'échappement et à l'entrée de la chambre d'expansion lorsque les solides sont introduits dans le système.

La diminution de la température des fumées est provoquée par le transfert de chaleur entre les produits de combustion et les particules solides. La figure 4.32 illustre également le profil de température des solides entre l'introduction dans le tuyau d'échappement et la chambre d'expansion. Le sable, qui se trouve à la température ambiante, est introduit dans le tuyau d'échappement. Sa température, au point

d'injection dans l'échappement, est estimée en posant que la phase solide est un milieu continu parfaitement mélangé. Les particules sont chauffées de 132 à 645°C sur une distance axiale de 89 cm. L'équilibre n'est pas atteint puisque la température du solide est inférieure à celle des fumées.

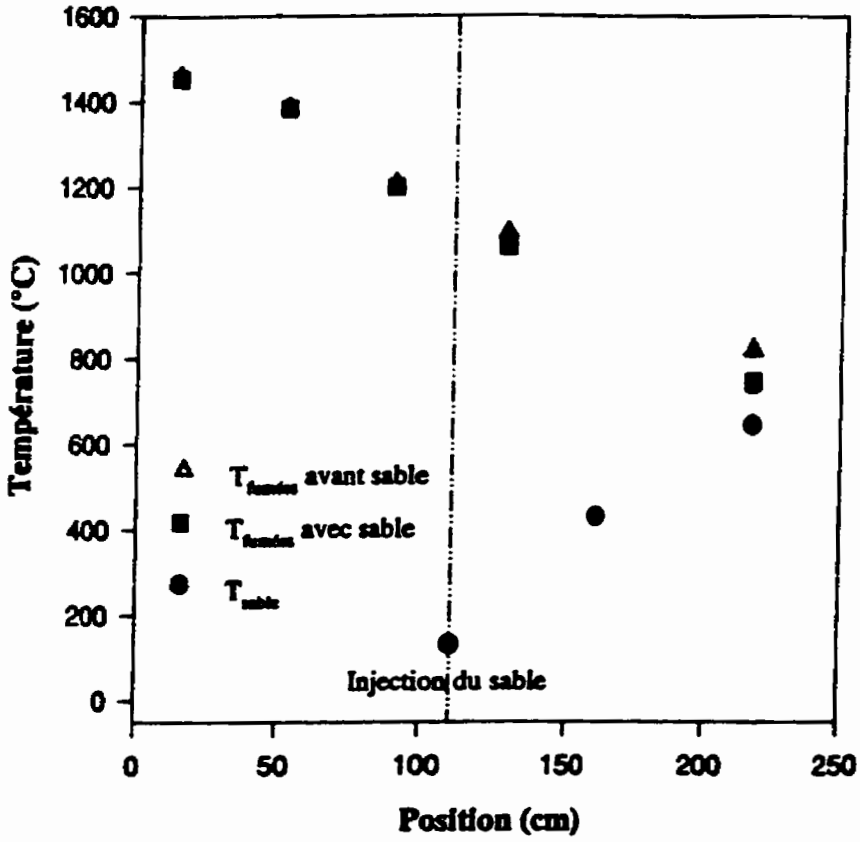


Figure 4.32 Profil de température dans l'échappement : injection des particules solides (W_s = 10 kg/h ; 50,5 kW sur PCS).

4.5.3 Injection des solides : variation de la concentration des émissions gazeuses

La figure 4.33 présente la concentration des émissions gazeuses des produits de combustion, pour tous les essais réalisés avec les configurations TED2 et TED2-S.

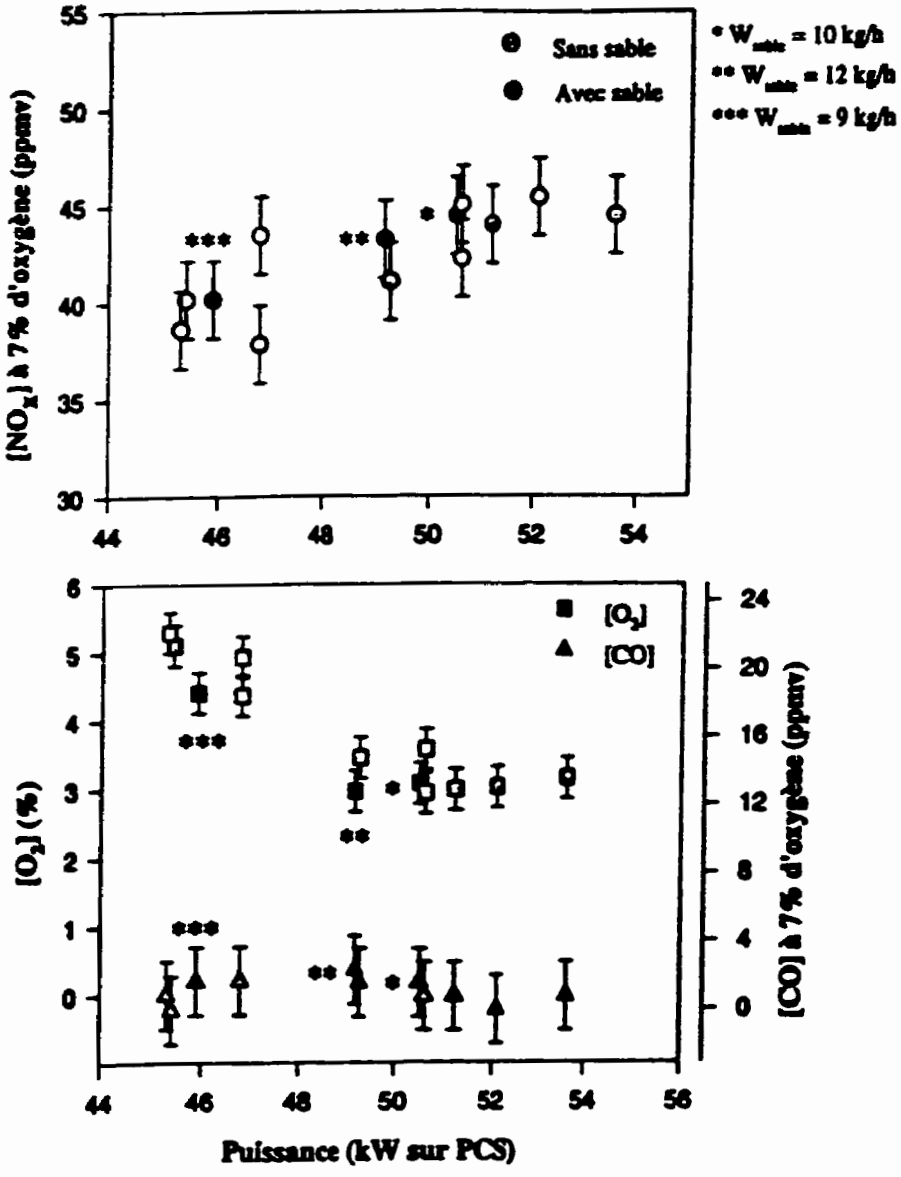


Figure 4.33 Concentration des émissions gazeuses : effet de l'injection des solides.

Ainsi, la présence de particules solides semble faire augmenter légèrement la concentration des NO_x, pour une puissance équivalente. Cependant, cette augmentation n'est pas significative. L'écart est du même ordre de grandeur que l'incertitude sur les paramètres. Ceci laisse supposer que la température de la chambre de combustion demeure constante malgré l'introduction des solides dans le tuyau d'échappement.

Les concentrations de CO et d'oxygène ne sont pas affectées par la présence des particules solides. Il faut noter que ces résultats étaient prévisibles puisque les solides injectés ne sont pas contaminés.

CONCLUSION

L'objectif principal poursuivi au cours de ce projet était de caractériser le comportement du prototype d'un brûleur à combustion pulsée au gaz naturel d'un point de vue hydrodynamique et thermique.

En premier lieu, la propagation des ondes sonores dans un tuyau d'échappement de section constante a été étudiée. La puissance pouvant produire des oscillations stables varie de 55,9 à 68 kW (PCS) en régime permanent avec la configuration TEI2. La puissance est plus grande lors du démarrage du brûleur et diminue jusqu'à ce que l'équilibre thermique soit atteint : l'hydrodynamique de l'écoulement n'est fonction que de la température du système de combustion.

L'amplitude des ondes sonores et leur fréquence augmentent avec la puissance. L'amplitude des ondes de la chambre de combustion (pour des tubes latéraux bouchés) varie de 31 à 50 kPa et leur fréquence passe de 57,5 à 60,5 Hz pour la gamme des puissances étudiées. Cette amplitude diminue lorsque l'onde se propage de la chambre de combustion vers la sortie du tuyau d'échappement.

La température des fumées dans le tuyau d'échappement augmente également avec la puissance : TE-206 (entrée du TE) passe de 1350 à 1500°C lorsque la puissance passe de sa valeur minimale à sa valeur maximale. La concentration d'oxydes d'azote

(NO_x) varie de 23 à 33 ppmv. La concentration résiduelle d'oxygène passe alors de 7.2 à 6,5% tandis que celle de CO demeure constante avec une valeur moyenne d'environ 4 ppmv.

La gamme des puissances pouvant être atteinte avec le brûleur à combustion pulsée est modifiée lorsque le tuyau d'échappement muni d'une section divergente (TED2) est utilisé. La puissance en régime permanent varie alors de 45 à 53.6 kW (PCS). Cette nouvelle configuration augmente la résistance à l'écoulement, par la présence d'une restriction à la sortie du tuyau d'échappement. L'amplitude des ondes suit la même tendance avec cette configuration, soit une augmentation avec la puissance. De plus, l'amplitude des ondes de la chambre de combustion (PT-204) peut être exprimée par une relation unique pour les deux configurations :

$$\text{Amplitude (kPa)} = 0{,}011*(\text{Puissance})^{1.99}$$

En revanche, dans le tuyau d'échappement, la section divergente modifie le profil axial des amplitudes : il y a une augmentation de l'amplitude des ondes sonores après la section divergente. La fréquence demeure constante à 55 Hz pour toutes les puissances.

La température, à l'entrée du tuyau d'échappement (TE-206), est plus élevée avec cette configuration, pour des puissances équivalentes. Ainsi, elle passe de 1350°C (TEI2) à 1475°C (TED2) pour une puissance approximative de 55 kW (PCS). Cette augmentation est due à un taux d'aération plus petit avec la configuration TED2 et provoque une plus grande concentration de NO_x. Cette concentration varie de 37 à 46

ppmv pour la gamme des puissances étudiées.

L'introduction des particules solides dans le tuyau d'échappement provoque une diminution de la puissance du brûleur : pour un essai à une puissance de 51.8 kW (PCS), la puissance passe à 50,5 kW (PCS) lorsqu'un débit de 10 kg/h de particules de 311 μm est injecté dans l'échappement. La présence des particules provoque une restriction supplémentaire à l'écoulement, de même qu'une faible diminution de l'amplitude de l'onde sonore à la sortie du tuyau d'échappement (PT-209). La stabilité des ondes sonores n'est toutefois pas affectée. Ce phénomène est observé pour des débits de solides variant entre 10 et 47 kg/h. La diminution de l'amplitude est plus prononcée avec un plus grand débit. La fréquence n'est pas affectée par la présence des solides.

La température des fumées à la sortie du tuyau d'échappement est plus basse lors de l'injection des solides car une certaine quantité de chaleur est transférée aux particules. Pour un essai à 50,5 kW (PCS), la température du solide passe de 132 à 645°C sur une distance axiale de 89 cm. Finalement, les émissions gazeuses (NO_x, O_2 et CO) sont semblables à celles obtenues avec la configuration TED2.

Le brûleur à combustion pulsée semble être un outil approprié pour effectuer le le traitement thermique d'un produit granulaire puisque cette étude préliminaire montre que les ondes sonores, qui font augmenter considérablement les coefficients de transfert de chaleur, conservent leurs propriétés et leur stabilité lorsqu'elles entrent en contact

avec des particules solides.

RECOMMANDATIONS

Les recommandations suivantes sont émises pour la poursuite du projet :

- Les pressions instantanées devraient être mesurées alors que le bout des tubes latéraux est pincé ;

- La restriction permettant de connecter la sortie du tuyau d'échappement de la configuration TED2 à la chambre d'expansion devrait être enlevée afin de réduire la résistance à l'écoulement. Des puissances plus élevées pourraient alors être obtenues avec la configuration TED2. La conduite reliant la sortie du tuyau d'échappement à la chambre d'expansion devrait alors être remplacée ;

- Le débit des fumées, de même que celui de l'air de refroidissement devraient être mesurés avec un compteur à gaz à la place du tube de Pitot. Une plus grande précision serait obtenue ;

- Des essais devraient être effectués dans une autre plage de puissance avec les configurations TEI2 et TED2 pour vérifier si la relation 4.1 est applicable ;

- Des expériences, avec la configuration TED2-S, devraient être effectuées avec des débits de solide plus élevés. Ces essais permettraient d'obtenir le débit

maximal au-dessus duquel les ondes sonores sont affectées par les solides ;

- La conduite d'injection de sable devrait être déplacée dans le tuyau d'échappement en amont de la position actuelle afin d'augmenter le temps de séjour du sable dans le système ;

- Des tests pourraient être réalisés en employant des solides contaminés. Il serait alors intéressant d'obtenir le taux de dégradation du contaminant et la teneur des émissions atmosphériques en substances polluantes ;

- Le brûleur à combustion pulsée pourrait être adapté à un séchoir à lit à jet. La performance énergétique du séchoir serait alors comparée à celle d'un lit à jet conventionnel.

RÉFÉRENCES

1. ZINN, B.T. (1991). Pulse Combustion. Natural Science, 304-311.

2. CULICK, F.E.C. (1987). A Note on Rayleigh's Criterion. Combustion Science and Technology, 56, 159-166.

3. PUTNAM, A.A., BELLES, F.E. et KENTFIELD, J.A.C. (1986). Pulse Combustion. Progress in Energy Combustion Science, 12, 43-79.

4. BRAMLEY PALM, R. Jr. (1989). Pulse Combustion: A New Approach. Heating/Piping/Air conditioning, 147-150.

5. KENTFIELD, J.A.C. (1993). Nonsteady, One-dimensionnal, Internal, Compressible Flows - Theory and Applications. Oxford Science Publications.

6. KELLER, J.O., BRAMLETTE, T.T., DEC, J.E. et WESTBROOK C.K. (1989). Pulse Combustion: The Importance of Characteristic Times. Combustion and Flame, 75, 33-44.

7. ZINN, B.T. (1986). Pulse Combustion: Characteristics, Applications and Research Needs. American Chemical Society.

8. CHOWDHURY J. (1992). Pulse combustion lowers drying costs. Process Technology, 44-45.

9. ZINN, B.T. (1985). Pulsating Combustion. Mechanical Engineering, 36-41.

10. GEORGE, P.E. et PUTNAM A.A. (1991). Development of a Rotary Valve for Industrial Pulse Combustors. Fossil Fuel Combustion, 33, ASME, 27-33.

11. NOMURA, T., NISHIMURA, N., HYODO, T., TAGO, Y., HASEBE H. et KASHIWAGI, T. (1989). Heat and Mass Transfer Characteristics of Pulse-Combustion Drying Process. in Drying '89, Edited by A.S. Mujumdar & M. Roques, Hemisphere/Taylor Francis.

12. KU, S., CHENG, X.C., DANIEL B.R., JAGODA J.I. et ZINN B.T. (1987). Radiation Measurements in a Gas Pulse Combustor. Combustion Fundamentals and Applications, Argonne, USA.

13. DEC, J.E. et KELLER, J.O. (1989). Pulse Combustor Tail-Pipe Heat Transfer Dependence on Frequency, Amplitude and Mean Flow Rate. Combustion and Flame, 77, 359-374.

14. DEC, J.E., KELLER, J.O. et HONGO, I. (1991). Time-Resolved Velocities and Turbulence in the Oscillating Flow of a Pulse Combustor Tail Pipe.

Combustion and Flame, 83, 271-292.

15. LINDHOLM A., NÄSLUND M., KLINGMAN J., NILSSON U. et LÖFSTRÖM C. (1991). Measurements on Experimental Pulse Combustors at Lund Institute of Technology. presented at the International Symposium on Pulsating Combustion, Montery, USA.

16. DEC, J.E. et KELLER, J.O. (1990). Time-Resolved Gas Temperatures in the Oscillating Turbulent Flow of a Pulse Combustor Tail Pipe. Combustion and Flame, 80, 358-370.

17. DEC, J.E., KELLER, J.O. et ARPACI V.S. (1992). Heat Transfer Enhancement in the Oscillating Turbulent Flow of a Pulse Combustor Tail Pipe. International Journal of Heat and Mass Transfer, 35, n°9, 2311-2325.

18. KELLER, J.O., GEMMEN, R.S. et OZER, R.W. (1992). Fundamentals of Enhanced Scalar Transport in Strongly Oscillating and/or Resonant Flow Fields as Created by Pulse Combustion. in Drying '92, edited by A.S. Mujumdar.

19. ARPACI, V.S., DEC, J.E. et KELLER, J.O. Heat Transfer in Pulse Combustor Tailpipes. Tiré du rapport : Mass Transfer in Oscillating Flows, Efficient Drying via Pulse Combustors, Final Report, January 1988-September 1991, GRI

n° 92/0136.

20. GEMMEN, R.S., KELLER, J.O. et ARPACI, V.S. Heat/Mass Transfer from a Cylinder in the Strongly Oscillating Flow of a Pulse Combustor Tailpipe. Tiré du rapport: Mass Transfer in Oscillating Flows Efficient Drying via Pulse Combustors, Final Report - January 1988 / September 1991, GRI n° 92/0136.

21. ARPACI, V.S. et GEMMEN, R.S. Mass Transfer in Pulse Combustor Tailpipes. Tiré du rapport : Mass Transfer in Oscillating Flows, Efficient Drying via Pulse Combustors, Final Report, January 1988-September 1991, GRI n° 92/0136.

22. BENALI, M. (1992). Émissions atmosphériques issues de la combustion du gaz naturel et de l'incinération des déchets. Séminaire du 8 septembre 1992 au LRDE.

23. KELLER, J.O. et HONGO, I. (1990). Pulse Combustion: The Mechanisms of NO_x Production. Combustion and Flame, 80, 219-237.

24. SAITO, T., SAITO, K. et MITANI, A. (1989) Study on NO_x Formation Mechanism in Gas-Fired Pulse Combustors. International Gas Research Conference, 1008-1017.

25. GAS RESEARCH INSTITUTE. (1982). Pulse Combustion Furnace Phase II: Advancement of Developmental Technology. Annual Report (January - December 1981).

26. BELLES, F.E., VISHWANATH, P.S. et IVES, J.E. (1982). Sound Characteristics of a Family of Pulse Burners at Various Heat-Release Rates. Proceedings of the Symposium on Pulse Combustion Applications, Atlanta, Georgia.

27. INUI. S., OKAMOTO, K., NAKAMOTO. M. et HOSAKA, M. (1987). Development of Low Noise Pulse Combustor. Combustion Science and Technology, 52, n°1-3, 107-119.

28. STRAN. B.S. et KENTFIELD, J.A.C. (1982). Twin Valveless Pulse Combustors Coupled to Operate in Antiphase. Proceedings of the Symposium on Pulse-Combustion Applications, Atlanta, Georgia.

29. OHIWA, N. et YAMAGUCHI, S. (1989). A Valveless Pulse Combustor with Wide Operation Range and Low Noise Level. Journal of Energy Resources Technology, 111, 187-193.

30. TEMKIN S. (1981). Elements of Acoustics. John Wiley & Sons, Inc.

31. HOLMAN J.P. (1989). Experimental Methods for Engineers. Fifth Edition. McGraw-Hill. Inc.

32. BELLES, F.E. et GRIFFITHS, J.C. (1982). Pulse Combustion Furnace Phase II - Advancement of Developmental Technology. Annual Report (January - December 1981). Gas Research Institute.

33. MULLEN, J.J. (1984). The Pulse Combustion Furnace: How it is changing an industry. ASHRAE Journal, 28-33.

34. PARKINSON G. (1991). Pulse Combustion Sounds Off. Chemical Engineering, 28-35.

35. OZER. R.W. (1992). Pulse Combustion Drying. Food and Beverage Industry Symposium, Kingston, Ontario.

36. BLACK, N.P. (1991). Biomass gasification project gets funding to solve black liquor safety and landfill problems. Tappi Journal, 65-68.

37. PARKINSON G. (1989). Pulse Combustion Gets a Big Tryout. Chemical Engineering, 51-52.

38. ZINN, B.T., DANIEL, B.R. et RABHAN, A.B. (1992). Applications of Pulse Combustion in Industrial and Incineration Processes. International Gas Research Conference, Orlando, Florida.

39. SERWAY, R.A. (1989) Physique III: Optique et physique moderne, 2e édition, Les éditions HRW ltée.

ANNEXE A :

Applications industrielles de la combustion pulsée

A.1 Fournaise, bouilloire et chauffe-eau

Une des premières applications de la combustion pulsée commercialisée avec succès est probablement la fournaise à air chaud développée par Lennox Inc. (Richardson, Texas) en 1982. On note également la compagnie Hydrotherm qui a conçu des chauffe-eau commercialisés sous le nom de Hydropulse. Les deux compagnies offrent des systèmes ayant des capacités variant entre 10 et 90 kW [7]. Les Figures A.1 et A.2 illustrent ces deux systèmes.

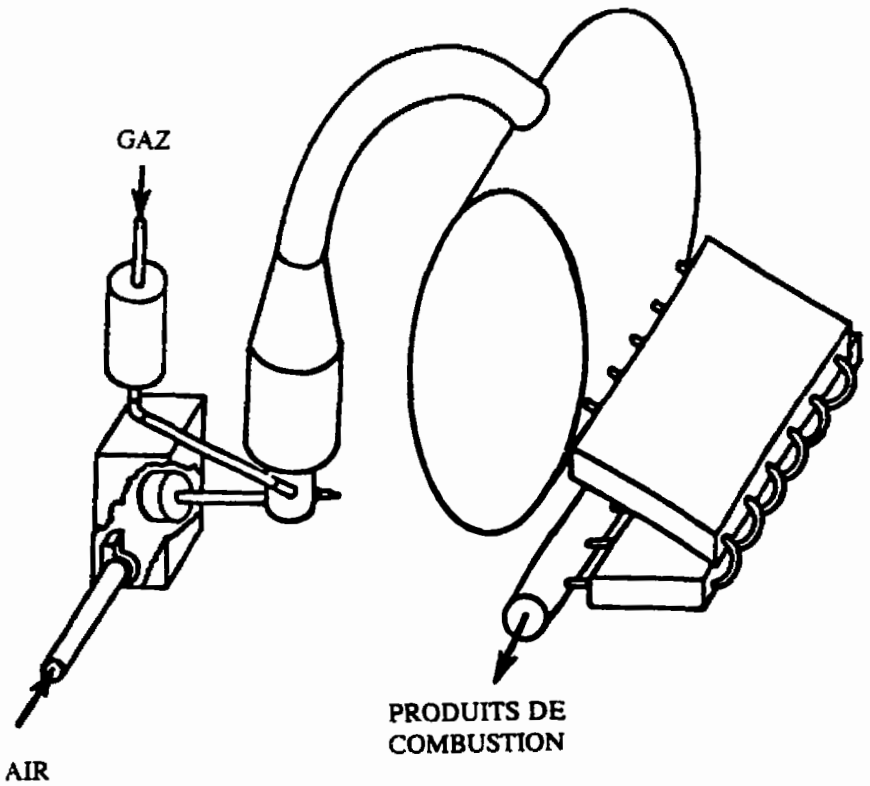


Figure A.1 Schéma d'une fournaise air chaud [32].

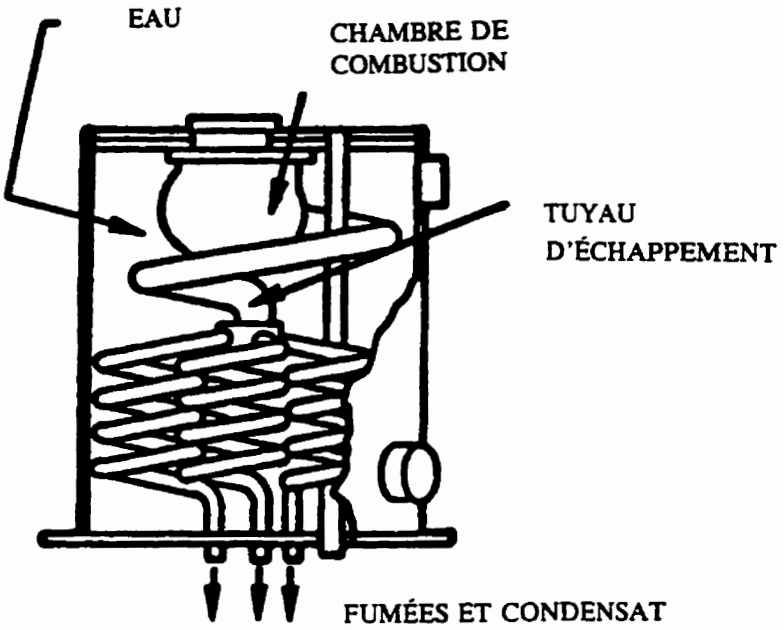


Figure A.2 Schéma du système Hydropulse [9].

Pour ces deux procédés, le brûleur est immergé dans le fluide à chauffer (air ou eau) et le transfert de chaleur se fait par convection forcée entre les gaz chauds circulant dans le tuyau d'échappement et le fluide qui l'entoure (via une conduction à travers les parois du brûleur). La combustion pulsée fait augmenter l'efficacité thermique de ces systèmes jusqu'à une valeur de 95% [9]. Les taux de transfert de chaleur élevés ayant lieu dans ce type de brûleur permettent donc de réduire la taille des échangeurs de chaleur. On note enfin que le temps requis pour atteindre les températures désirées est deux fois plus faible que dans des systèmes conventionnels, réduisant par le fait même

la consommation de combustible. Selon une étude menée par Lennox et AGA (American Gas Association) en 1981, une réduction moyenne de 26% de la consommation de combustible était obtenue par les fournaises à air chaud construites par Lennox [33].

Les compagnies Forbes Energy Engineering (FEE) et Fulton Boiler Works Inc. (Pulaski, N.Y.) ont développé, avec l'aide du Gas Research Institute, des bouilloires industrielles ayant des capacités de l'ordre de 90 à 220 kW. Ces systèmes peuvent produire de la vapeur à des pressions allant jusqu'à 10 atm (150 psig). Selon FEE, ces bouilloires possèdent une efficacité énergétique (obtenue à pression atmosphérique et à une température des condensats de 80°C) de 5% plus élevée que celle d'une bouilloire conventionnelle. De plus, les émissions de NO_x sont d'environ 30 ppm par rapport à 70 ppm pour un brûleur conventionnel. Notons enfin que ces améliorations sont obtenus avec des coûts de fabrication qui sont la moitié de ceux qui sont reliés à un système conventionnel [34] .

A.2 Séchage

Un autre procédé qui utilise avantageusement la combustion pulsée est le séchage. Puisque le temps de séchage dépend du transfert de l'eau entre le produit à sécher et l'air chaud, et que l'action des ondes sonores accélère ce transfert, il en résulte que les séchoirs utilisant ce principe ont une plus grande efficacité.

La compagnie Bepex (Minneapolis, Minnesota) a développé un séchoir, de nom commercial UNISON DRYER, qui utilise le principe de la combustion pulsée. Il a été conçu pour sécher les produits sensibles à la chaleur comme les produits pharmaceutiques et alimentaires. La figure A.3 illustre ce système.

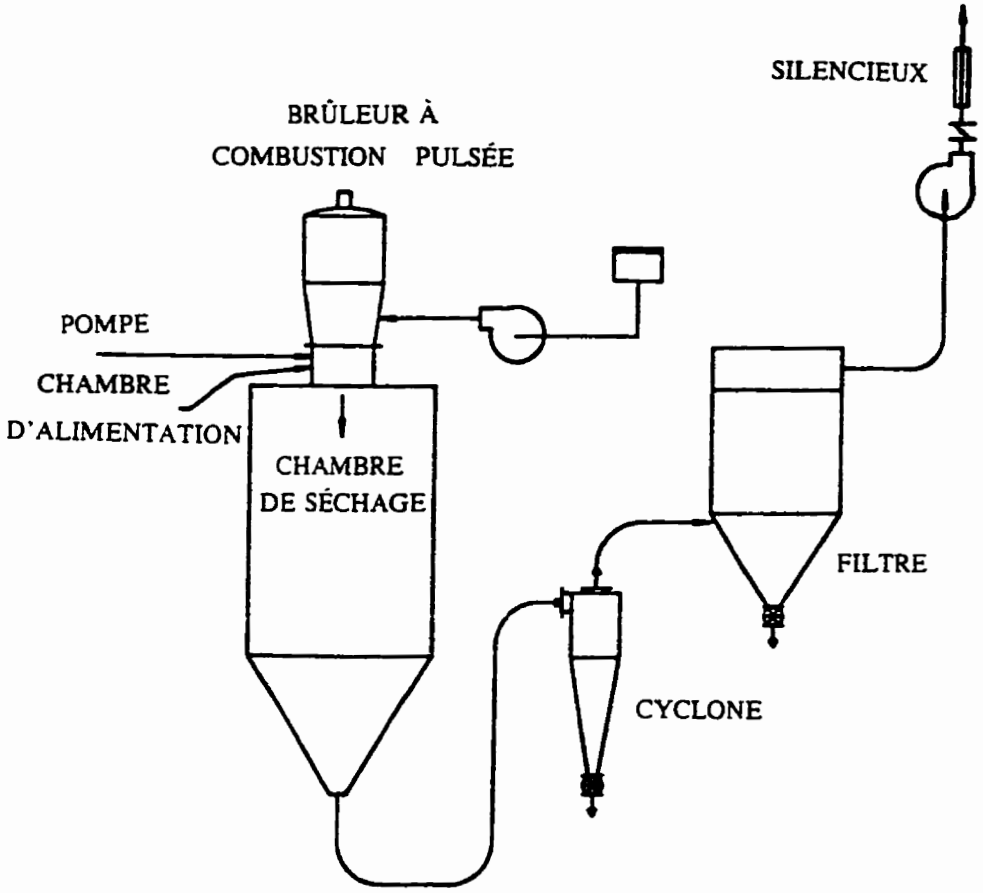


Figure A.3 Schéma du séchoir UNISON [35].

Lorsqu'un liquide est pompé dans un environnement où des pulsations de grande amplitude sont présentes, il est atomisé sans avoir recours à un système mécanique et

le séchage est accéléré [35]. Les gaz chauds à la sortie d'un BCP, se trouvant à des températures de l'ordre de 550 à 1150 °C, sont utilisés pour sécher les produits désirés selon le principe suivant [34] : les gaz pulsés à des fréquences de 125 à 200 Hz provenant d'un BCP et le matériel à sécher sont introduits séparément dans une chambre de séchage. Le jet de gaz pulsé atomise la matière humide en de fines particules, de l'ordre de 50 à 100 μm de diamètre. Puisque les pulsations perturbent la couche limite qui se trouve autour des particules et provoquent de grands taux de transfert de matière et de chaleur, l'eau diffuse constamment vers la surface et s'évapore. Au cours de ce processus, la température maximale des particules correspond à la température humide de l'air de séchage, qui est généralement en-dessous de 80°C [34].

Le système UNISON est idéal pour sécher des produits sensibles à la chaleur. En effet, bien que la température générée par la réaction soit d'environ 1000°C, le temps de séjour du solide dans la zone chaude est extrêmement court et les particules atteignent des températures de l'ordre de 50 à 100°C [8]. Des tests ont été effectués sur divers produits tel que le café instantané et d'autres aliments : aucun changement de goût, d'arôme ou de propriétés chimique et physique n'a été détecté [34]. Des essais ont également démontré que des solutions ayant des viscosités allant jusqu'à 300 cp et des boues ayant des viscosités jusqu'à 1200 cp pouvaient être facilement atomisées [35]. De plus, puisqu'aucun dispositif mécanique n'est nécessaire pour atomiser la matière à traiter, la fiabilité du système de séchage est augmentée.

A.3 Production d'énergie

Lockwood & Associates (Petaluma, Californie) travaille sur un projet de cogénération utilisant la combustion pulsée. Le principe est le suivant : les gaz de combustion pourraient faire tourner les pales d'un rotor pour produire de l'électricité. Cette méthode pourrait s'avérer plus simple et moins coûteuse que l'utilisation d'une turbine [34]. La compagnie note également que le même principe pourrait être utilisé afin de faire tourner les hélices d'un appareil à décollage et atterrissage vertical.

A.4 Gazéification

La combustion pulsée a également été utilisée par MTCI Inc. (Columbia, Maryland) pour gazéifier la liqueur noire provenant du procédé de pâtes et papiers de la compagnie Weyerhaeuser (Tacoma, Washington) [36]. La gazéification se produit de cette façon : la liqueur noire est pulvérisée sur un lit de particules de carbonate de sodium (Na_2CO_3) d'un diamètre de 600 μm. Une série de tubes contenant les gaz chauds résultants de la combustion pulsée sont plongés dans le lit de particules et chauffent ce dernier. Le contact direct entre la liqueur noire et les particules chaudes permet un chauffage et une pyrolyse rapide de cette liqueur. Un résidu de carbone est alors formé à la surface des particules de Na_2CO_3 et réagit avec la vapeur alimentée au système pour produire un gaz de synthèse. Ce dernier peut être avantageusement mélangé au gaz naturel et servir de combustible. La Figure A.4 illustre ce procédé.

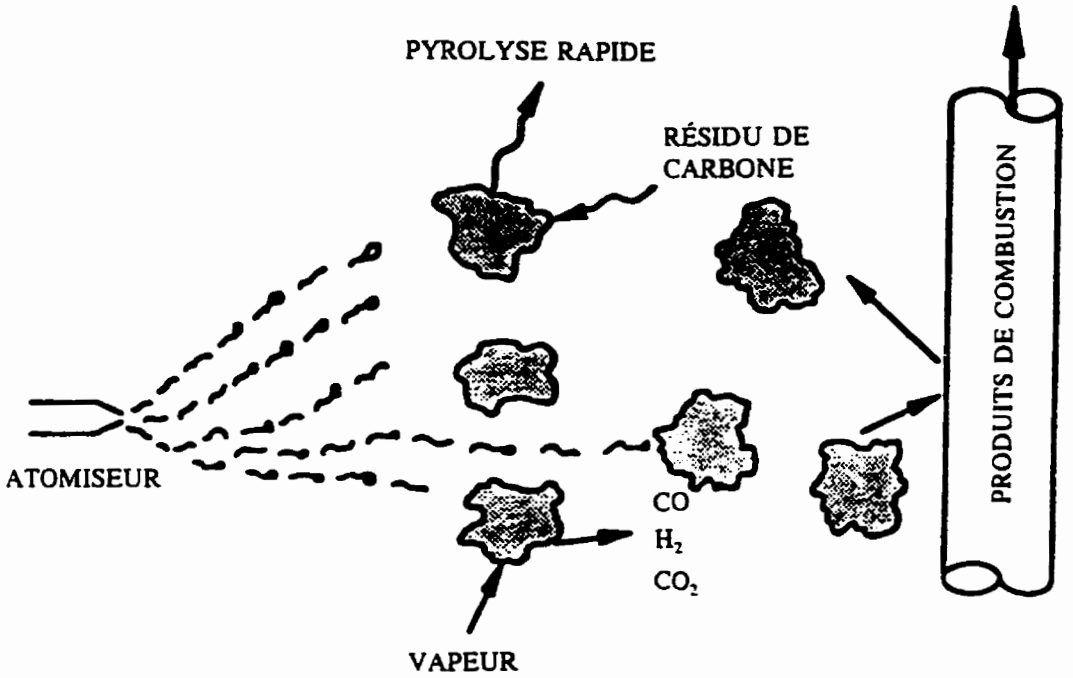


Figure A.4 Procédé de gazéification de la liqueur noire avec un BCP [36].

Le principal avantage découlant de l'utilisation de la combustion pulsée réside dans les températures d'opération. L'unité fonctionne à environ 650°C par rapport à un système conventionnel dont les températures varient entre 800 et 1000°C. À ces hautes températures, le sel contenu dans la liqueur noire fond et corrode les tubes de vapeur de l'échangeur. Advenant une rupture de ces tuyaux, le sodium peut entrer en contact avec la vapeur et provoquer un risque d'explosion [37]. En utilisant la combustion pulsée, ce danger est éliminé et le sel peut être récupéré sous forme de poudre sèche. On note également que les coefficients de transfert de chaleur sont de 3 à 5 fois plus élevés que dans un système conventionnel [36].

MTCI Inc. utilise également la combustion pulsée pour gazéifier des boues provenant d'une unité de recyclage de papier [37]. Les boues sont acheminées vers une unité de gazéification à lit fluidisé où elles sont chauffées et fluidisées par les gaz provenant d'un brûleur à combustion pulsée. Puisque les pulsations font augmenter les taux de transfert de chaleur, les dimensions de l'unité de gazéification peuvent être réduites, diminuant les coûts associés au système [37].

A.5 Traitement des gaz provenant de la combustion du charbon

MTCI Inc. étudie actuellement la possibilité d'agglomérer les cendres résultant de la combustion du charbon à l'aide de la combustion pulsée. Dans ce système, les gaz provenant d'un BCP entrent dans une chambre d'agglomération où les ondes sonores agitent les particules de cendres. Elles entrent alors en collision et s'agglomèrent en de plus grosses particules. Une fois les cendres agglomérées, elles peuvent être séparées facilement à l'aide d'un cyclone et les gaz de combustion peuvent être utilisés pour faire tourner une turbine sans qu'il y ait de risque d'endommager les pales [34].

Ce brûleur opère à une fréquence de plus de 1000 Hz et produit des ondes sonores de 170 dB, ce qui ne peut être atteint par un BCP traditionnel. MTCI Inc. utilise donc un brûleur en "T" dans lequel le combustible est introduit par les deux extrémités de la chambre de combustion. Les gaz de combustion sont évacués par une sortie commune située au milieu de cette chambre.

A.6 Production d'ondes de résonance : application à plusieurs procédés

Des oscillations de pression de grande amplitude permettent d'augmenter la productivité et de diminuer la consommation énergétique de procédés industriels contrôlés par les taux de transfert de masse, d'énergie ou de quantité de mouvement [38]. La combustion pulsée est donc utilisée pour produire de telles oscillations en plus de fournir l'énergie nécessaire au procédé.

Sonotech a développé un brûleur à combustion pulsée à fréquence variable pour produire des ondes de résonance à l'intérieur de procédés déjà existants ou de nouveaux systèmes. Le principe utilisé est le suivant [39] :

> *lorsqu'un système pouvant osciller est soumis à l'action d'une force périodique, l'amplitude résultante est plus grande si la fréquence de la force appliquée est égale à l'une des fréquences naturelles du système.*

Ainsi, quand cette condition est atteinte, les ondes de l'intérieur du brûleur sont en résonance avec celles du procédé. La figure A.5, où f_0 représente la fréquence de résonance du procédé, illustre ce phénomène.

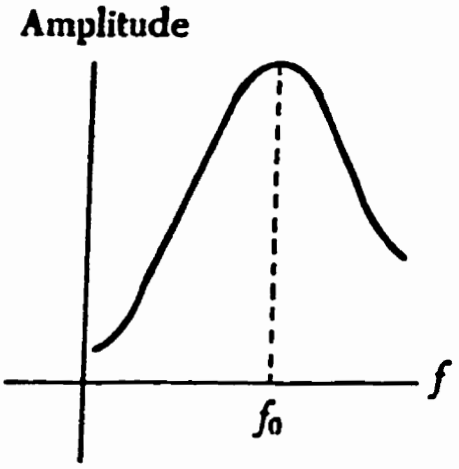


Figure A.5 Amplitude en fonction de la fréquence pour un système oscillant [39].

Sonotech a commercialisé le brûleur CELLO qui utilise le principe de la combustion pulsée. La gamme de puissance couverte par ce brûleur varie de 30 à 3500 kW [38]. Ce système a été initialement conçu comme brûleur d'appoint, fonctionnant en parallèle avec un brûleur conventionnel. Le brûleur CELLO peut cependant être utilisé pour fournir toute ou du moins une grande partie de l'énergie nécessaire au procédé. La Figure I.6 illustre le montage utilisé pour produire des oscillations dans des procédés industriels. Il s'agit d'un brûleur à combustion pulsée à fréquence variable dont le tuyau d'échappement est connecté à un grand réservoir pouvant servir d'unité de séchage, de calcination, d'incinération etc.

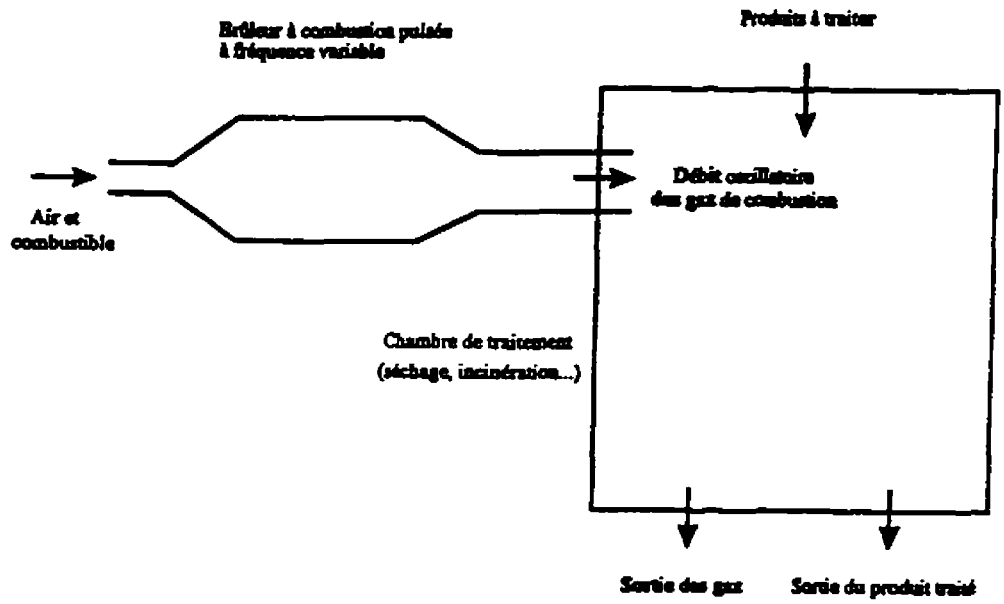


Figure A.6 Production d'ondes de résonance par un brûleur à combustion pulsée à fréquence variable.

La détermination de la fréquence d'opération se fait par essais-erreurs à partir de la fréquence naturelle du procédé obtenue théoriquement. En effet, il est difficile de prévoir la fréquence naturelle d'un procédé à cause des géométries complexes et des différentes conditions d'opération. La fréquence d'opération du brûleur est donc ajustée en faisant varier la longueur du tuyau d'échappement jusqu'à ce que les lecteurs de pression, situés dans la chambre du procédé industriel, détectent les oscillations ayant la plus grande amplitude.

Plusieurs tests ont été effectués avec un brûleur à combustion pulsée à fréquence variable afin de mesurer l'effet des pulsations sur la performance de certaines applications telles le séchage par atomisation, la calcination de la chaux et l'incinération de déchets solides [38]. Le premier test consistait à comparer la quantité de combustible requis pour évaporer un débit d'eau fixe en présence et en absence de pulsations à l'intérieur du procédé. L'eau était atomisée dans une chambre de traitement et l'énergie était fournie par un système à combustion pulsée à fréquence variable. L'expérience a donc été répétée en opérant le BCP à la fréquence naturelle du procédé de façon à produire des ondes de résonance, soit 76 Hz, et à une autre fréquence qui ne produisait pas de pulsation à l'intérieur du même procédé, soit 90 Hz. Les résultats obtenus démontrent que lorsque la fréquence d'opération passe de 90 à 76 Hz, une diminution de 8 à 17% de la quantité de combustible consommé est observée. Cette diminution est fonction du débit d'eau qui variait de 13 à 16 LPM [38].

Des tests de calcination du $CaCO_3$ ont également été effectués en plaçant une certaine quantité de chaux dans un tube auquel était rattaché le tuyau d'échappement d'un BCP à fréquence variable. Initialement, 360 grammes de $CaCO_3$ étaient introduits dans le tube de calcination chauffé à 982°C. La Figure A.7 présente le pourcentage de calcination atteint en fonction du temps pour une expérience avec des pulsations et une autre sans pulsation. Il en ressort que le temps nécessaire pour obtenir un taux de calcination de 50% passe de 70 à 50 minutes avec l'ajout de pulsations dans le système, soit une réduction de 30% [38].

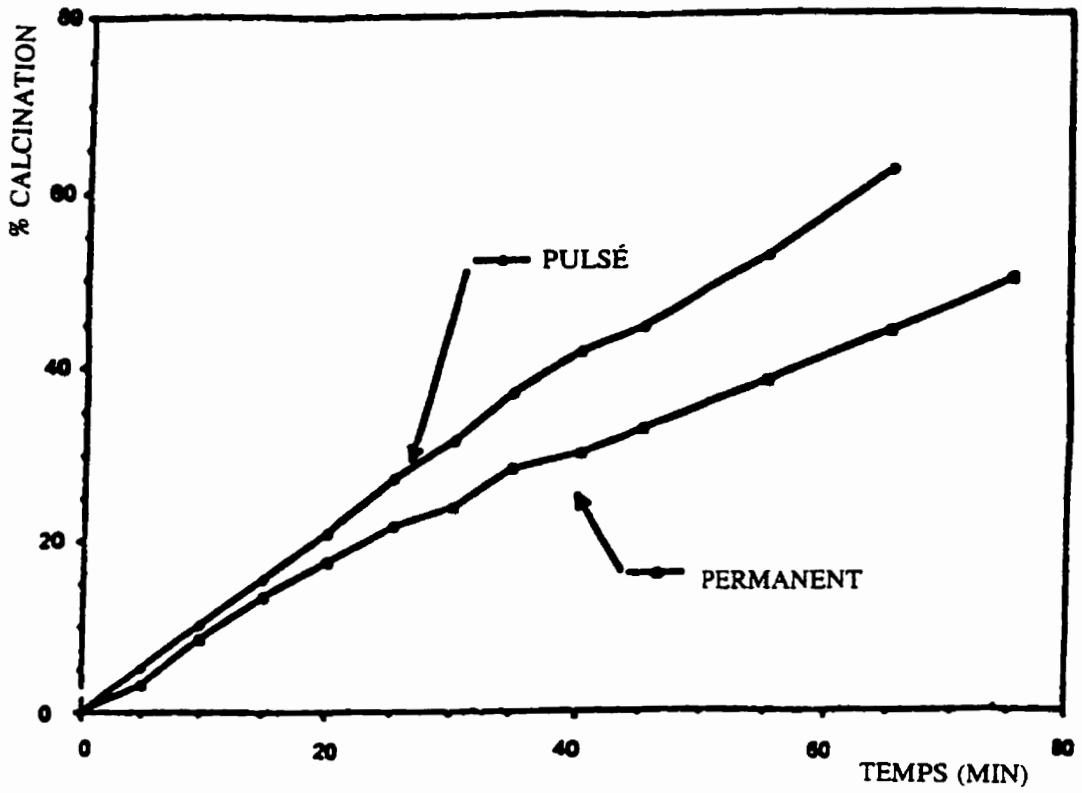


Figure A.7 Taux de calcination du $CaCO_3$ en fonction du temps [38].

En conclusion, le brûleur à combustion pulsée à fréquence variable peut être utilisé pour augmenter la productivité et diminuer la consommation d'énergie des procédés qui sont contrôlés par les taux de transfert de masse, d'énergie et de quantité de mouvement.

ANNEXE B :

Analogie de Reynolds

L'analogie de Reynolds est à la base de plusieurs corrélations servant à prédire le transfert de chaleur. Cette analogie requiert que les équations de base et les conditions aux frontières des bilans de quantité de mouvement et d'énergie soient similaires.

Dans le cas de la combustion pulsée, il a été possible de voir au cours des deux sections précédentes que la couche limite thermique et le profil de vitesse n'ont pas le même comportement. En effet, la température des gaz de combustion est plus élevée que celle de la paroi en tout instant du cycle tandis que leur vitesse subit des inversions périodiques, passant d'une valeur positive à une valeur négative. De plus, la condition à la frontière requiert que la vitesse soit nulle en tout temps à la paroi. L'analogie de Reynolds n'est donc pas respectée en ce qui a trait à la combustion pulsée [16]. Ainsi, les corrélations de transfert de chaleur fondées sur cette analogie ne peuvent être utilisées.

ANNEXE C :

Étalonnage des capteurs de pression

L'appareil DPI-510, de l'entreprise DRUCK, est utilisé pour alimenter les capteurs à des pressions connues de façon précise. La sortie des capteurs est reliée à un voltmètre et la tension obtenue est convertie en unité de pression à l'aide des courbes de calibration fournies par le manufacturier. La pression obtenue peut être comparée à la pression connue.

La vérification a été effectuée plusieurs fois à des pressions variant entre 2 et 30 psia. La Figure C.1 illustre le montage utilisé pour procéder à cette vérification. Pour obtenir des pressions plus basses que la pression atmosphérique, une pompe à vide est connectée à l'évent du DPI-510. En revanche, pour obtenir des valeurs plus élevées que l'atmosphère, une bonbonne d'air comprimé est reliée à la "SOURCE" du DPI-510.

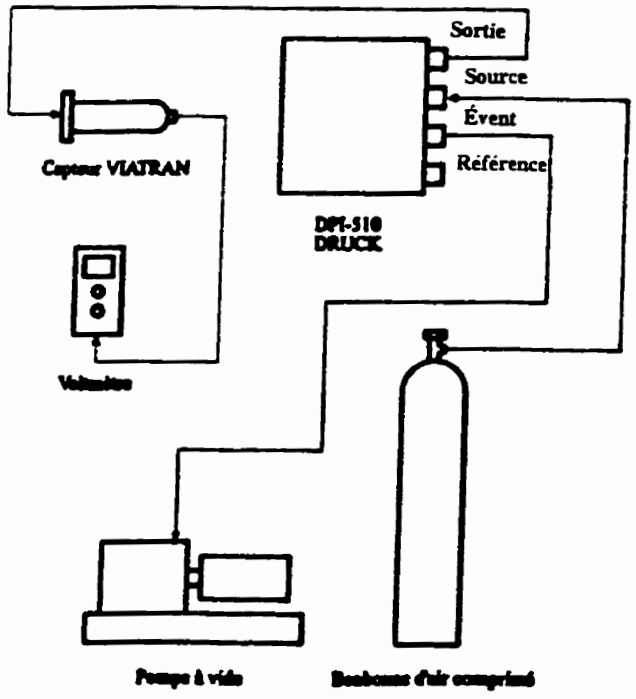


Figure C.1 Montage utilisé pour vérifier la calibration des capteurs de pression.

ANNEXE D :

Calcul de l'incertitude sur les débits

La relation utilisée pour estimer l'incertitude est basée sur la relation de Kline et McClintock :

$$\Delta R = \sqrt{\sum \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2} \qquad (D.1)$$

D.1 - Débit de gaz naturel (Q_{CH_4}) :

Le débit de gaz naturel (Q_{CH_4}) est calculé à partir de la perte de charge à travers une plaque à orifice placée dans la conduite d'alimentation du gaz naturel. Cette relation est exprimée à l'équation 2.1, de la section 2.4.3. Les paramètres comportant des erreurs de mesure sont les variables p_1, p_2 et T_1. L'incertitude sur Q_{CH_4} est alors obtenue par la relation suivante :

$$\Delta Q_{CH_4} = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_{CH_4}}{\partial \rho_1} \Delta \rho_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{CH_4}}{\partial p_1} \Delta p_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{CH_4}}{\partial p_2} \Delta p_2 \right)^2} \qquad (D.2)$$

$$\Delta \rho_1 = \sqrt{\left(\frac{\partial \rho_1}{\partial p_1} \Delta p_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial \rho_1}{\partial T_1} \Delta T_1 \right)^2} \qquad (D.3)$$

En effectuant les dérivées partielles, les relations deviennent :

$$\Delta Q_{CH_4} = \sqrt{2 \times \left(\frac{K \Delta p_1}{2 (\rho_1)^{1/2} (p_1 - p_2)^{1/2}} \right)^2 + \left(\frac{-K (p_1 - p_2)^{1/2} \Delta \rho_1}{2 \rho_1^{3/2}} \right)^2} \qquad (D.4)$$

lorsque $\Delta p_1 = \Delta p_2$.

$$K = YF_a C_d A_2 \sqrt{\frac{2}{(1-\beta_4)}} \qquad (D.5)$$

$$\Delta\rho_1 = \sqrt{\left(\frac{M\Delta p_1}{RT_1}\right)^2 + \left(\frac{-p_1 M\Delta T_1}{RT_1^2}\right)^2} \qquad (D.6)$$

Les erreurs de mesure sur les paramètres sont évaluées à :

Δp_1 = 172 Pa (0,025 psi)

Δp_2 = 172 Pa (0,025 psi)

ΔT_1 = 2°C

L'incertitude sur le débit du gaz naturel est fonction des valeurs de pression et température. Elle varie donc pour les différentes valeurs de débit mais est évaluée en moyenne à 7%.

D.2 - Puissance au brûleur (Puis) :

L'incertitude sur la puissance est calculée par la même méthode. À partir de l'équation 2.2, reliant le débit de gaz naturel à la puissance, la relation suivante est obtenue:

$$\Delta Puis = \sqrt{\left(\frac{1000\ PCS\ \rho_1\ \Delta Q_{CH_4}}{\rho_{standard}}\right)^2 + \left(\frac{1000\ Q_{CH_4}\ PCS\ \Delta\rho_1}{\rho_{standard}}\right)^2} \qquad (D.7)$$

L'incertitude moyenne est évaluée à 4 kW.

D.3 - Air comburant (Q_{ac}) :

Le débit d'air de combustion est obtenu par la différence entre le débit d'air total qui entre dans le cabinet (Q_{at}) et le débit d'air de refroidissement (Q_{ar}). L'incertitude, calculée par la relation de Kline et McClintock, est présentée ci-dessous :

$$\Delta Q_{ac} = \sqrt{(\Delta Q_{at})^2 + (\Delta Q_{ar})^2} \qquad (D.8)$$

Il est alors nécessaire d'évaluer $\Delta(Q_{at})$ et $\Delta(Q_{ar})$ afin d'obtenir la valeur de l'incertitude sur Q_{ac}.

Air qui entre dans le cabinet :

Ce débit est évalué à partir de la vitesse de l'anémomètre. L'incertitude dépend de l'erreur sur la vitesse et la température de l'air. Les erreurs sur les paramètres sont de :

$\Delta V = 0{,}5$ m/s

$\Delta T = 2°C$

L'incertitude dépend du débit. Cette valeur étant presque constante, l'incertitude est évaluée en moyenne à 3%.

Air qui sort de l'évacuation :

Le débit est obtenu par la différence entre les pressions dynamique et statique, mesurée par un tube de Pitot. La variation de la pression différentielle

provoque une erreur de lecture sur la charte permettant d'obtenir le débit d'air. Ce débit est mesuré à trois positions radiales dans la conduite d'évacuation de l'air chaud provenant de l'échangeur de chaleur. L'incertitude est évaluée en moyenne à 3 %.

Connaisant les incertitudes sur les différents débits d'air, celle qui est reliée au débit d'air comburant est évaluée à 20 %.

D.4 - Débit des fumées (Q_f) :

Ce débit est également obtenu par lecture de la différence des pressions dynamique et statique, par un tube de Pitot. Dans ce cas, l'erreur est estimée en moyenne à 3 %.

ANNEXE E :

Amortissement de l'amplitude de l'onde dans tube de mesure

La réponse en régime transitoire d'un élément de mesure de pression dépend principalement des caractéristiques du fluide qui transmet la pression et de la géométrie des tubes de mesure [31].

La pression oscille à une fréquence ω et possède une amplitude de p_0 et se propage dans un tube de longueur L et de rayon r. L'élément de mesure de pression est situé au bout du tube dans une chambre de volume V. Le fluide vibre sous l'influence de la friction dans le tube, ce qui tend à amortir les oscillations. La formule suivante est utilisée pour approximer le rapport entre p (amplitude mesurée par le capteur) et p_0 [31]:

$$\frac{p}{p_0} = \frac{1}{\left[\left[1-(\omega/\omega_n)^2\right]^2 + 4h^2(\omega/\omega_n)^2\right]^{1/2}} \qquad (E.1)$$

La fréquence naturelle, ω_n et le coefficient d'amortissement, h sont obtenus par les relations suivantes :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{3\pi r^2 c^2}{4LV}} \qquad (E.2)$$

$$h = \frac{2\mu}{\rho c r^3}\left(\frac{3LV}{\pi}\right)^{1/2} \qquad (E.3)$$

La vitesse de propagation des ondes sonores, c est exprimée par l'équation suivante :

$$c = \left(\frac{\gamma R T}{M}\right)^{1/2} \qquad (E.4)$$

Le rapport des amplitudes présenté à l'équation E.1 est calculé pour les conditions suivantes :

rayon du tube	=	2,286 mm
volume	=	$1{,}806 * 10^{-6}$ m^3
fréquence	=	60 Hz
température	=	100 et 1400°C
longueur du tube	=	0,38 et 1 m

Le rapport est égal à 1 pour toutes les combinaisons de températures et de longueurs de tube.

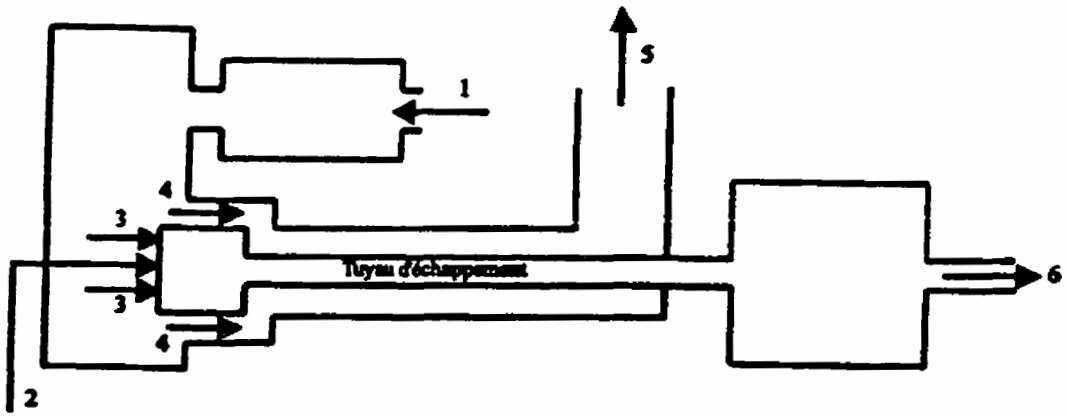
ANNEXE F :

Bilans de matière et d'énergie

Des bilans de matière et d'énergie sont effectués à partir des mesures recueillies au cours des essais avec les configurations TEI2 et TED2.

F.1 - Bilan de matière :

Le débit des fumées et leur teneur en oxygène peuvent être obtenus par calcul en effectuant un bilan de matière sur le montage expérimental. Ces valeurs sont alors comparées aux mesures expérimentales. L'écart entre les deux valeurs donne une indication de la fiabilité des instruments utilisés de même que la pertinence des hypothèses émises pour effectuer les calculs. La figure F.1 illustre les courants gazeux à l'entrée et à la sortie du brûleur à combustion pulsée.



Légende:

1- Air ambiant
2- Gaz naturel
3- Air comburant
4- Air de refroidissement
5- Air chaud
6- Fumées

Figure F.1 Schéma des courants pour les bilans de matière.

Les hypothèses émises pour calculer les bilans sont les suivantes :

1- le gaz naturel n'est constitué que de méthane ;

2- le méthane réagit complètement (si la quantité d'oxygène alimentée est suffisante);

3- le méthane et l'oxygène réagissent pour ne former que de l'eau et du dioxyde de carbone :

$$CH_4 + 2\,O_2 \rightarrow CO_2 + 2\,H_2O \qquad (F.1)$$

Le tableau F.1 illustre la comparaison entre les valeurs mesurées et calculées pour certains essais réalisés avec les configurations TEI2 et TED2.

Tableau F.1 Débit des fumées et teneur en oxygène : valeurs mesurées et calculées

N° Essai	Débit des fumées (m3/s à 1 atm et 20°C)			Concentration d'oxygène (%)		
	Mesuré	Calculé	Écart (%)	Mesurée	Calculée	Écart (%)
TEI2-2	0,0229	0,0220	4	7,31	6,75	8
TEI2-4	0,0242	0,0275	12	6,65	9	26
TEI2-7	0,0243	0,0231	5	6,39	4,98	22
TEI2-9	0,0244	0,0268	9	6,22	7,79	20
TED2-1	0,0155	0,0162	5	3,58	3,35	6
TED2-2	0,0142	0,0143	1	3,46	1,01	71
TED2-6	0,0150	0,0175	17	3,03	4,31	30
TED2-8	0,0144	0,0150	4	5,11	3,95	23

L'écart entre les débits de fumées varie de 1 à 17%. L'incertitude sur la valeur calculée est cependant très grande. Elle est estimée à environ 20% et provient du calcul du débit d'air qui entre dans la chambre de combustion : l'incertitude résulte de l'addition des erreurs sur les deux débits (annexe D).

L'écart entre les concentrations d'oxygène mesurées et calculées varie de 6 à 71%. Cependant, l'incertitude sur la concentration d'oxygène calculée est très grande. Elle est évaluée à plus de 100% et découle principalement de l'incertitude associée au débit d'air comburant (annexe D).

À partir des données du tableau F.1 et l'estimation des incertitudes, il semble que les hypothèses émises pour le calcul théorique soient plausibles et que les instruments de mesure donnent des valeurs réalistes.

F.2 - Bilan d'énergie :

Deux types de bilans d'énergie peuvent être effectués sur le système : bilan global et bilan sur le tuyau d'échappement.

Bilan global :

Ce bilan est effectué sur le brûleur à combustion pulsée complet (Figure F.1) :

Énergie des gaz d'entrée (E_{ge}) + Énergie dégagée par la combustion (E_c) = Énergie perdue par les parois de la chambre de combustion (E_{cc}) et du tuyau d'échappement (E_{te}) + Énergie des fumées (E_f).

où chacun des termes est calculé par les équations présentées ci-dessous.

Terme n°1 :

$$E_{ge}(kW) = Q_{ac}\,Cp_{ac}\,\rho_{ac}\,(T_{ac}-T_{ref}) + Q_{CH_4}\,Cp_{CH_4}\,\rho_{CH_4}\,(T_{CH_4}-T_{ref}) \qquad (F.2)$$

La température de référence est prise à 25°C.

Terme n°2 :

$$E_c(kW) = \frac{Q_{CH_4}\times\rho_{CH_4}\times PCI\times 1000}{M_{CH_4}} \qquad (F.3)$$

Le pouvoir calorifique inférieur (PCI) est calculé à partir de la composition du gaz naturel et des chaleurs de combustion de chaque constituant. Il est évalué à 804,15 kJ/mol.

Termes n°3 et n°4 :

Il est impossible de calculer directement ce terme puisque la température des gaz de la chambre de combustion n'est pas mesurée. Cependant, l'énergie perdue par la chambre de combustion et le tuyau d'échappement est transférée à l'air de

refroidissement. Ainsi, ce terme est exprimé par :

$$(E_{cc}+E_{te})\ (kW) = Q_{ar}Cp_{ar}\rho_{ar}\,(T_{ar_s}-T_{ar_e}) + hA\,(T_p-T_\infty) \qquad (F.4)$$

où h représente le coefficient de convection naturelle, T_∞ la température ambiante et A la surface d'échange du tuyau externe de l'échappement.

Terme n°5 :

$$E_f(kW) = Q_f Cp_f \rho_f\,(T_f-T_{ref}) \qquad (F.5)$$

Le tableau F.2 présente les résultats du bilan d'énergie global pour quelques essais avec la configuration TED2.

Tableau F.2 Bilan d'énergie global

N° Expérience	E_{ge} + E_c (kW)	E_{cc} + E_{te} + E_f (kW)	Écart (%)
TED2-9	47,2	43,7	7
TED2-10	39,9	36,4	9
TED2-11	45,1	39,2	13

L'écart entre les valeurs d'entrée et de sortie varie de 7 et 13%. Le terme (E_{ge} + E_c) est plus grand que le terme (E_{cc} + E_{te} +E_f) pour tous les essais effectués avec la configuration TED2 (Tableau 4.7). Ainsi, certaines pertes d'énergie ne sont pas quantifiées ou sont sous-estimées dans le brûleur à combustion pulsée.

Bilan sur le tuyau d'échappement :

Le tuyau d'échappement est constitué de deux tubes concentriques qui forment un échangeur de chaleur. Le fluide chaud, constitué des fumées de combustion, circule dans le tuyau interne tandis que l'air de refroidissement s'écoule dans la section annulaire. Un bilan d'énergie est réalisé autour de l'échappement. Le bilan effectué est:

Énergie perdue par les fumées (E_{t-f}) =

Énergie gagnée par l'air de refroidissement (E_{t-a}) +

Énergie perdue par les parois (E_{t-p}).

où chacun des termes est calculé par les équations présentées ci-dessous.

Terme n°1 (E_{t-f}) :

$$E_{f-t}(kW) = Q_f Cp_f \rho_f (T_{f-e} - T_{f-s}) \qquad (F.6)$$

Terme n°2 ($E_{t-ar} + E_{t-p}$) :

$$(E_{t-ar} + E_{t-p})\ (kW) = Q_{ar} Cp_{ar} \rho_{ar} (T_{ar_s} - T_{ar_{e-t}}) + hA\,(T_p - T_\infty) \qquad (F.7)$$

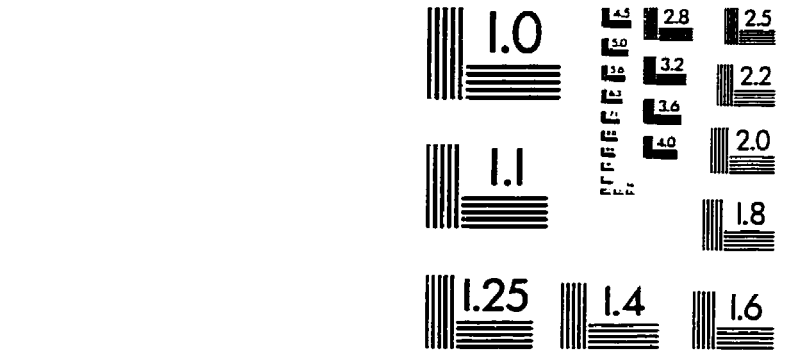
Le tableau F.3 montre les résultats de ce bilan pour des essais avec la configuration TED2. Lors des essais avec la configuration TEI2, la température de l'air de refroidissement n'était pas mesurée adéquatement à la sortie du tuyau d'échappement.

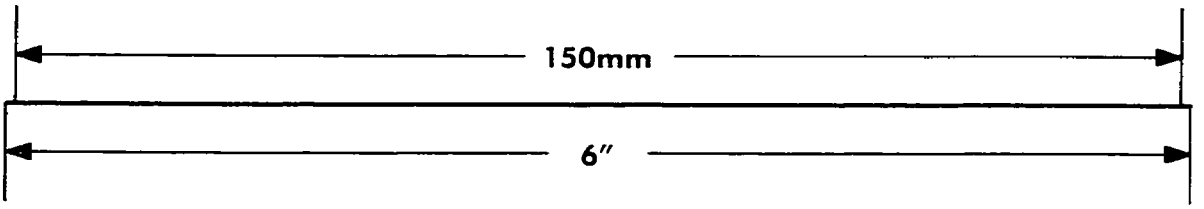
Tableau F.3 Résulats des bilans d'énergie autour du tuyau d'échappement

N°Expérience	$E_{t\text{-}f}$	$E_{t\text{-}a} + E_{t\text{-}p}$	Écart (%)
TED2-9	9,9	8,7	12
TED2-10	9,0	7,9	12
TED2-11	9,1	8,6	5

L'écart entre l'énergie perdue par les fumées et celle gagnée par l'air de refroidissement varie entre 5 et 12%. Le terme de gauche ($E_{t\text{-}f}$) est plus grand que celui de droite ($E_{t\text{-}a} + E_{t\text{-}p}$), pour tous les essais réalisés avec la configuration TED2. Ainsi, ces valeurs sont en accord avec celles obtenues avec le bilan d'énergie global ; certaines pertes d'énergie ne sont pas quantifiées ou sont sous-estimées.

IMAGE EVALUATION TEST TARGET (QA-3)





APPLIED IMAGE, Inc
1653 East Main Street
Rochester, NY 14609 USA
Phone: 716/482-0300
Fax: 716/288-5989

© 1993, Applied Image, Inc., All Rights Reserved