



HAL
open science

Modélisation et caractérisation dynamique des circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne

Mustapha Bordjane

► To cite this version:

Mustapha Bordjane. Modélisation et caractérisation dynamique des circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne. Génie mécanique [physics.class-ph]. Université des Sciences et de la Technologie Mohamed Boudiaf d'Oran, 2013. Français. NNT: . tel-00842010

HAL Id: tel-00842010

<https://theses.hal.science/tel-00842010>

Submitted on 11 Jul 2013

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université des Sciences et de la Technologie d'Oran

« Mohamed Boudiaf »

FACULTE DE GENIE MECANIQUE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE DOCTORAT EN SCIENCE

SPECIALITE : GENIE MECANIQUE

OPTION : ENERGETIQUE

PRESENTE PAR

M. Mustapha Bordjane

SUJET DU MEMOIRE

**MODELISATION ET CARACTERISATION DYNAMIQUE DES CIRCUITS
D'ADMISSION ET D'ECHAPPEMENT DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE**

SOUTENU LE

13/03/2012

DEVANT LE JURY COMPOSE DE:

M. AZZI Abbas

M. ABIDAT Miloud

M. CHALET David

M. LOUKARFI Larbi

M. DELLIL Ahmed Zineddine

M. HAMIDOU Mohamed Kamel

Pr. USTO-MB

Pr. USTO-MB

Dr. Centrale Nantes, France

Pr. UHBB Chlef

Dr. U Oran

Dr. USTO-MB

PRÉSIDENT

RAPPORTEUR

CO-RAPPORTEUR

EXAMINATEUR

EXAMINATEUR

EXAMINATEUR

ANNEE 2012

**A mes parents
A mon épouse et mes enfants
A mes soeurs et mes oncles**

Avant propos

Le travail présenté dans ce mémoire de thèse a été réalisé en collaboration entre le Laboratoire de Mécanique Appliquée (LMA) de l'Université des Sciences et de Technologie Mohamed Boudiaf d'Oran et l'Equipe Energétique des Moteurs à Combustion Interne du Laboratoire de Mécanique des Fluides (LMF) de l'Ecole Centrale de Nantes. Ce laboratoire est devenu depuis début 2012, le laboratoire de recherche en Hydrodynamique, Energétique et Environnement Atmosphérique (LHEEA).

Je tiens tout d'abord à remercier Monsieur **Miloud Abidat**, Professeur à l'Université des Sciences et de Technologie Mohamed Boudiaf d'Oran et directeur du laboratoire (LMA) qui a bien voulu assurer la direction de ce travail. Je le remercie également pour la confiance qu'il m'a toujours témoignée et pour ces conseils et orientations scientifiques qu'il m'a prodigués pendant ces années d'étude.

Je tiens aussi et à la même position, à exprimer ma profonde gratitude à Monsieur **David Chalet**, Maître de conférences à l'Ecole Centrale de Nantes qui a bien voulu assurer la co-direction de cette thèse. Qu'il en soit bien remercié pour m'avoir proposé un sujet d'étude dans un domaine où il est particulièrement compétent et de m'avoir éclairé de ces conseils, ce qui m'a permis de dégager quelques-uns des traits essentiels d'une méthode de traitement numérique dans le domaine des moteurs à combustion interne.

Je souhaite ensuite exprimer ma reconnaissance à Monsieur **Jean-François Hétet**, Professeur à l'Ecole Centrale de Nantes pour m'avoir accepté d'être parmi son équipe de recherche pendant mon séjour en France.

Je souhaite aussi exprimer ma reconnaissance à Monsieur **Azzi Abbes**, Professeur à l'Université des Sciences et de Technologie Mohamed Boudiaf d'Oran, qui m'a fait bénéficier de ses orientations, conseils et remarques scientifiques. Je trouve ici l'occasion de lui témoigner mon respect.

J'adresse mes remerciements à l'ensemble du personnel de l'Equipe Energétique des Moteurs à Combustion Interne en particulier et à ceux du Laboratoire de Mécanique des Fluides (LMF) de l'Ecole Centrale de Nantes en général: Pascal Chessé, Jean Louis Audrain, Michel Violleau, Xavier Tauzia, Hani Mohtar, Adrien Piton, Samiur Shah, Aline Le Roch,...

Enfin, je remercie d'avance tous les membres du jury de thèse, pour leurs critiques constructives de mon travail et pour leur participation à mon jury.

Je ne saurais terminer ces remerciements sans évoquer mes parents, mon épouse et ma petite famille en général pour leurs patiences, leurs compréhensions ainsi que leurs soutiens moraux tout au long de mes années d'étude et surtout durant mon séjour en France.

Mustapha Bordjane

Résumé

Résumé: Les écoulements dans les circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne jouent un rôle majeur pour la détermination des différents rendements (volumétrique, de balayage et mécanique), la puissance indiquée, les performances, les émissions et en établissant le champ d'écoulement dans le cylindre. Lorsque les gaz s'écoulent transitoirement à travers ces systèmes, l'ensemble des forces de frottement et d'inertie de gaz sont présentes. L'importance relative de ces forces dépend de la vitesse du gaz et les dimensions et les formes de tels systèmes. Traditionnellement, ces écoulements sont étudiés au moyen des équations de dynamique des gaz unidimensionnelles (1D) où, le phénomène tridimensionnel de l'écoulement et la déformation des ondes de pression, la turbulence et la viscosité sont ignorés ou négligés. L'approche thermodynamique (0D) a été aussi utilisée où l'effet important d'inertie de fluide lié aux dimensions des composantes de ces circuits d'admission et d'échappement a été ignoré. Dans cette étude, la méthode de vidange remplissage, a été complètement révisée et une nouvelle méthode (Méthode Inertielle Capacitive **MIC**), basée sur la formulation thermodynamique de la méthode de vidange remplissage et sur l'équation fondamentale de la conservation de la quantité de mouvement, est développée. L'objectif est ensuite de tenir compte des effets d'inertie de fluide sur le comportement de fluide ou de l'écoulement sans utilisation du code unidimensionnel 1D (à cause du long temps de calcul). Pour cet objectif, des analyses de calcul CFD ont été élaborées afin de calculer les paramètres de calage de « la méthode inertielle capacitive » correspondant au nouveau modèle. Dans cette étude, il est apparu que les effets d'inertie ignorés de la formulation de la méthode de vidange remplissage sont les causes pour que cette dernière soit valable uniquement pour les circuits compacts d'admission et d'échappement de MCI. Pour valider le nouveau modèle, une investigation expérimentale a été réalisée sur un moteur monocylindrique à quatre temps. Le débit volumétrique du moteur est ensuite calculé avec le nouveau modèle. Le résultat est comparé à celui issu de l'expérimental et un bon accord a été obtenu.

خلاصة: الجريان في قنوات السحب و العادم لمحركات الاحتراق الداخلي تلعب دورا مهم في تحديد مختلف المردودات (الحجمية، التمشيط والميكانيكية) الأستطاعة البائنة، الأداء، الأنبيعاتات وكذلك لتحديد خصائص حقل الجريان في أسطوانة المحرك. عند ولوج الغازات عبر هذه القنوات، يلاحظ وجود كل من قوى الاحتكاك و قوى عطالة الغازات. نسبة أهمية هذه القوى تتعلق بسرعة الغازات وأبعاد وشكل هذه القنوات (قنوات سحب الشحنة اللازمة لعملية الاحتراق وطررد العوادم والغازات الغير كاملة الاحتراق من أسطوانة المحرك). عادتاً، يتم دراسة الجريان في هذه القنوات بواسطة معادلات ديناميكا الغازات أحادية الأبعاد، أين يتم تجاهل كل من الجانب الثلاثي الأبعاد للجريان، تشوه موجات الضغط، الاضطراب و اللزوجة للغاز أو للجريان. نهج طريقة الديناميكا الحرارية عديم الأبعاد، كذلك يتم استعماله أين يتم إهمال المفعل أو الظاهرة المهمة لعطالة الغازات و المرتبطة بأبعاد مكونات هذه القنوات تتضمن الدراسة المقترحة، مراجعة تامة لنموذج الشحن والتفريغ ليتم استحداث طريقة جديدة (طريقة العطالة والسعة) تعتمد على مبدأ الديناميكا الحرارية لطريقة الشحن والتفريغ وعلى المبدأ الأساسي في التحريك أو المعادلة الأساسية للمحافظة على كمية الحركة. الهدف بعد ذلك هو الأخذ في الحسبان ظاهرة عطالة الغازات على سلوك هذه الأخيرة أو الجريان دون اللجوء إلى البرنامج أحادي الأبعاد والذي يتطلب مدة زمنية أطول لأجراء الحساب. لهذا الغرض، تحاليل ناتجة عن محاكاة الجريان باستعمال البرنامج ثلاثي الأبعاد (**CFD.CFX**) أجريت من أجل حساب عوامل الضبط المناسبة للطريقة المستحدثة. من خلال هذه الدراسة، تبين أن إهمال ظاهرة عطالة الغازات من صياغة مبدأ طريقة الشحن والتفريغ هو السبب الذي جعل هذه الأخيرة لا تكون مناسبة إلا في حالة القنوات المدمجة. لاعتماد النموذج المقترح، تم إجراء دراسة تجريبية باستخدام محرك رباعي الأشواط ذو أسطوانة واحدة. بعد حساب التدفق الحجمي للمحرك بالنموذج المقترح، تمت مقارنته بالمردود الحجمي التجريبي حيث نلاحظ توافق مقبول بين النتيجتين.

Abstract: The flows in intake and exhaust manifolds of internal combustion engines play a major role in determining the different (volumetric, scavenging and trapping) efficiencies, indicated power, performance, emissions and establishing the flow field within the engine cylinder. When the gas flows unsteadily through these systems, both frictions, pressure and inertial forces are present. The relative importance of these forces depends on gas velocity and the size and shape of such systems. Traditionally, these flows were studied by means of the 1D gas dynamics equations where, the 3D phenomenon of the flow and the pressure wave's deformation, turbulence and viscosity were ignored or neglected. The thermodynamic (0D) approach was also used and where the important effect of fluid inertia related to the size of manifold components was ignored. In this study, the filling and emptying method, was completely revised and a new method (Inertial Capacitive Method **ICM**), based on the thermodynamic formulation of the filling and emptying method and on the fundamental equation of momentum conservation, is developed. The objective is then to take into account the fluid inertial effects on the fluid behaviour without the use of one-dimensional 1D code (due the computational times). In this objective, a computational fluid dynamics analysis is made in order to calculate the tuning parameters of the "inertial capacitive method" corresponding to the new model. In this study, it appears that the ignored inertial effects from the formulation of the filling and emptying method is the reason why this latter becomes only appropriate for the compact manifolds. To validate the new model, experimental investigation is carried out on a single-cylinder four-stroke engine. The volumetric mass flow rate of the engine is then calculated with the new model. The result is compared to the experimental one and a correct agreement is obtained.

Plan de mémoire de thèse

Le présent mémoire de thèse se compose de six chapitres principaux, le premier chapitre présente une étude bibliographique ou un état de l'art sur la modélisation des circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne. Le deuxième chapitre est consacré à une présentation simplifiée des systèmes d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne, le troisième chapitre est réservé au développement détaillé des modèles mathématiques utilisés dans ce mémoire de thèse. Le quatrième chapitre est consacré à l'exposition des différentes techniques numériques utilisées pour le traitement numérique des différentes équations aux dérivées partielles (EDP) et lois physiques utilisées dans ce mémoire. Dans le cinquième chapitre, l'étude expérimentale a été abordée et enfin, la présentation et l'interprétation des résultats ont été accomplies au chapitre six.

Chapitre 1: Etude bibliographique

Le premier chapitre présente un état de l'art sur la modélisation des circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne, le recensement et l'analyse de l'ensemble des méthodes de modélisation existantes. Cette étude se limite aux modèles dits « **de connaissance** » tels que les modèles quasi-stationnaires (quasi linéaire ou l'approche de valeurs moyennes), méthode de vidange remplissage, méthode acoustique, méthode des caractéristiques, techniques de résolution numérique et le modèle proposé, la méthode inertielle capacitive.

Chapitre 2: Systèmes d'admission et d'échappement

Dans ce chapitre, une présentation simplifiée des systèmes d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne a été accomplie.

Chapitre 3 : Modèles mathématiques

Le troisième chapitre est essentiellement consacré à la présentation et le développement détaillé des différents modèles mathématiques utilisés dans ce mémoire; principe, formulation mathématique et conditions initiales et aux limites relatives à chaque modèle. Le modèle proposé, méthode inertielle capacitive et les modèles utilisés pour la validation numérique de ce dernier

Chapitre 4 : Etude (Méthodes) numériques

Ce chapitre récapitule les différentes techniques et méthodes utilisées pour le traitement numérique et la solution des différentes EDP ou EDO et lois physiques ainsi que les conditions initiales et aux limites exposées au troisième chapitre.

Chapitre 5 : Etude expérimentale

Ce chapitre décrit en détail, le banc d'essai utilisé pour réaliser les mesures expérimentales, côté matériels et logiciels ainsi que le mode opératoire relatif.

Chapitre 6 : Résultats et discussion

Enfin, dans ce chapitre, les résultats numériques et expérimentaux issus des chapitres précédents ont été présentés, discutés et commentés.

Table des matières

Avant propos.....	II
Résumé.....	IV
Plan de mémoire de thèse.....	VI
Table des matières.....	VIII
Notations.....	X
Introduction générale.....	14
Chapitre I Etude bibliographique.....	19
Les modèles de connaissance.....	25
Modèle quasi-stationnaire.....	25
Méthode de vidange remplissage	26
Méthode acoustique.....	31
Méthode des caractéristiques.....	33
Techniques de résolution numérique.....	34
Méthode inertielle capacitive (Modèle proposé).....	35
Chapitre II Systèmes d’admission et d’échappement.....	43
Introduction.....	44
Fonction et composants des systèmes d’admission et d’échappement.....	45
Phénomène oscillatoire dans les conduites d’admission échappement de MCI.....	47
Les effets combinés quasi statiques et dynamiques.....	48
Pertes par frottement.....	49
Effet Kadenacy.....	49
Processus d’échange de gaz (période ouverte)- Processus d’admission et d’échappement...	50
L’écoulement du mélange frais dans le système d’admission.....	53
Modélisation du système d’admission.....	53
Les écoulements en répartiteur d’admission (écoulement d’admission).....	54
Procédure de calage (de point de vue pratique).....	55
Chapitre III Modèles mathématiques	57
Modélisation thermodynamique transitoire (0D).....	59
Méthode de vidange remplissage.....	60
Hypothèses relatives à la simulation du fonctionnement du moteur.....	61
L’équation de l’évolution transitoire de la température (équation d’énergie).....	62
Propriétés thermodynamiques des fluides utilisés dans un cycle moteur	63
Ecoulements de fluides aux travers les soupapes.....	64
Les équations gouvernantes pour un système thermodynamique ouvert.....	67
L’équation de continuité pour l’écoulement d’air dans les répartiteurs d’admission.	70
Méthode inertielle capacitive –modèle proposé.....	75
Modélisation unidimensionnelle 1D.....	80
Equations générales de la dynamique des gaz.....	86
Schémas numériques.....	88
Conditions aux limites.....	90
Modélisation tridimensionnelle 3D CFD. (Ansys.CFX)-Expérimentation numérique.....	92

Chapitre IV Méthodes numériques.....	99
Historique.....	100
Introduction.....	100
Méthode de Taylor.....	101
Représentation analytique de la chaleur spécifique à pression constante (Courbes de <i>Keenan</i> et <i>Kaye</i> , sous programme Keekay).....	103
Analyse sommaire des courbes de <i>Keenan</i> et <i>Kaye</i>	104
Méthode de Runge Kutta (sous programme <i>Derivee</i>).....	106
Formule de Barre de Saint Venant (Calcul de débit massique à travers un orifice, sous programme <i>bsv</i>).....	109
Organigramme de codage de la méthode inertielle capacitive.....	113
Chapitre V Etude expérimentale.....	115
I. Description du banc d'essai.....	116
II. Caractéristiques des organes de banc d'essai.....	117
1. Moteur thermique.....	117
2. Moteur électrique.....	118
3. Variateur électronique universel de vitesse.....	119
4. Capteur de pression.....	120
5. Débitmètre.....	122
6. Carte d'acquisition.....	123
7. Logiciel LabView.....	124
III. Description de la ligne d'admission d'air pour le moteur de banc d'essai.....	124
1. L'installation expérimentale	125
2. Mode opératoire.....	125
IV. Acquisition des données.....	126
1. Sections effectives en fonction des levées des soupapes d'AE.....	126
2. Pression instantanée en cylindre- Section effective interpolée de soupape- Pression moyenne en cylindre	127
Chapitre VI Résultats et interprétations.....	129
Conclusion générale.....	161
Références bibliographiques.....	165
Annexes.....	173
Annexe A: hypothèse de quasi stationnarité de l'écoulement, liée à la notion de compacité de conduit.....	174
Annexe B: diagrammes section temps du moteur à distribution par soupapes.....	176
Annexe C: méthode des caractéristiques.....	180
Annexe D: équations d'écoulement de fluide à travers un orifice.....	185

Notations

Symboles	Désignations	Unité
AE	Admission et Echappement	-
a_s, a₀	Célérité du son	m/s
A	Section transversale de l'élément tubulaire	m ²
A_T	Aire de la section effective de la soupape	m ²
A_{TH}	Aire de l'ouverture du volet du boîtier papillon	m ²
CFL	Nombre de Courant Friedrichs Lewy	-
C_p	Chaleurs spécifiques à pression constante	J/kg.K
C_v	Chaleur spécifique à volume constant	J/kg.K
C_D	Coefficient de décharge d'écoulement	-
D	Diamètre du tube	m
Dm	Débit massique d'écoulement	Kg/s
e	Grandeur massique d'énergie interne	J/kg
exx	Coefficient d'excès d'air	-
E	Energie interne totale	J
F_{tube}	Section du tube	m ²
f	Coefficient de frottement	-
F	Vecteur flux relatif à la dynamique des gaz	-
h	Enthalpie statique spécifique	J/kg
H	Enthalpie totale	J/kg
h_a, h_e	Grandeurs massiques d'enthalpies	J/kg
k_{pap}	Coefficient de pertes au niveau du boîtier papillon	-
k_{pot}	Coefficient de pertes au niveau du pot de détente	-
K	Représente les composantes du vecteur source lié à W	-
L	Longueur du tube	m
MCI	Moteur à Combustion Interne	-
MDF	Mécanique Des Fluides	-
MIC	Méthode Inertielle Capacitive	-
m	Masse	kg
M	Masse moléculaire du gaz	g/mol
<i>m</i>	Débit massique instantané	Kg/s
n	Fréquence	Hz
N	Vitesse de rotation du moteur	tr/min
p	Pression	Pa
P_{atm}	Pression atmosphérique	Pa
P_{répad}	Pression dans le répartiteur d'admission	Pa
P_{colech}	Pression dans le collecteur d'échappement	Pa
PD	Coefficient d'excès d'air	-
q	Debit massique d'écoulement	Kg/s
Q	Quantité de la chaleur	J
R_u	Constante universelle des gaz parfaits	J/mol.K
R_s	Constante spécifique des gaz parfaits	J/kg.K
r	Constante massique des gaz parfaits	J/kg.K
r,θ, z	Coordonnées cylindriques	-
R_e	Nombre de Reynolds	-

S	Aire de la section transversale du tube	m^2
S_{IE}	Aire de la section transversale de l'élément inertiel	m^2
S_{CE}	Aire de la section transversale de l'élément capacitif	m^2
SL	Rapport section sur longueur	m
t	Temps	s
T	Temperature	$^{\circ}K$
u, v, w	Composantes de vitesse dans les directions x, y et z	m/s
\vec{U}	Vecteur vitesse	m/s
U	Vitesse moyenne	m/s
V_d	Cylindrée du moteur	cm^3
VC	Volume de Contrôle	-
V	Volume ($V_{rec}=L_0.S_0$)	m^3
W	Vecteur représentant les inconnues relatives à la dynamique des gaz	-
x, y, z	Coordonnées cartésiennes	-

Lettres grecques		
ρ	Masse volumique	kg/m^3
γ	Rapport des chaleurs spécifiques	-
Δt	Pas du temps	s
Δx	Pas d'espace	m
μ	Viscosité dynamique	$kg.m/s$
ν	Viscosité cinématique	m^2/s
δ	Coefficient d'excès d'air	-
η_v	Rendement volumétrique du moteur	-
Σ	L'aire du volume du contrôle	-
τ_w	Contrainte tangentielle pariétale	pa
Identité des vecteurs		
∇	L'opérateur Nabla	-
\otimes	Dyadique opérateur dénote le produit tensoriel de deux vecteurs	-
Subscripts		
i	Dénote la valeur initiale	-
e	Dénote les variables d'entrée	-
s	Dénote les variables de sortie	-
0	Dénote les caractéristiques géométriques de tube	-
rec	Dénote le reservoir (receiver)	-
spec	Dénote une valeur spécifique	-
ref	Dénote une valeur de référence	-
IE	Dénote l'élément inertiel	-
CE	Dénote l'élément capacitif	-

Introduction générale

Introduction générale

Le sujet de recherche abordé dans ce mémoire de thèse marque le début d'une collaboration entre deux équipes de recherche issues des laboratoires de mécanique appliquée LMA de la faculté de génie mécanique de notre université « USTMB d'Oran » et le laboratoire de mécanique des fluides LMF de l'école centrale de Nantes (France), devenu depuis début 2012, le laboratoire de recherche en Hydrodynamique, Energétique et Environnement Atmosphérique (LHEEA). L'intitulé du sujet « **Modélisation et caractérisation dynamique des circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne** » nous a poussé à comparer les travaux déjà réalisés dans le domaine et à nous interroger sur notre place. Il est apparu indispensable de décomposer le travail en plusieurs étapes. Ainsi, le sujet s'est recentré sur l'aspect modélisation avec bien sûr des essais de validation relatifs. Ce mémoire de thèse est le fruit de travaux résultant de ce partenariat et constitue la fondation d'une future collaboration qui sera certainement poursuivi.

Dans ce contexte, l'objectif de l'étude est d'établir un modèle thermodynamique tenant compte de l'effet d'inertie de fluide généralement ignoré et capable de se passer de la modélisation unidimensionnelle. Ce modèle se présente comme un outil d'aide à l'amélioration de la modélisation des circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne. Les méthodes de modélisation sont nombreuses et nous avons le choix entre plusieurs voies. Nous avons donc choisi de concevoir un modèle OD reposant sur l'étude thermodynamique (premier principe) et le principe fondamental de la dynamique. Cette approche offre un bon compromis entre la précision des résultats et le temps de simulation. De plus, le paramétrage est simplifié. Il constitue donc un intermédiaire et un support idéal pour générer des données.

Dans le domaine de la propulsion automobile, l'admission d'air frais et l'échappement des gaz brûlés dans et à partir des cylindres sont toujours réalisés par le biais des soupapes. Or l'ouverture et la fermeture périodique de ces éléments donnent naissance à des phénomènes transitoires au sein des lignes d'admission et d'échappement et peuvent conduire à un remplissage différencié des cylindres.

Aussi, dans ce domaine, les écoulements dans les systèmes d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne sont de nature compressible et transitoire. Les circuits de liaison qui constituent ces systèmes sont composés d'éléments très variés (tubulures droites, coudes, jonctions, collecteurs, boîtiers papillon,...) et les ondes générées par l'ouverture et la fermeture des soupapes affectent de manière significative le remplissage des cylindres.

En outre, de nos jours, la mise au point de moteurs performants s'appuie sur la simulation numérique. Cette démarche ne peut être applicable qu'avec des modèles suffisamment précis et impliquent des temps de calculs compatibles avec une simulation de moteur complet.

L'objectif de cette thèse est d'améliorer la modélisation des circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne par la mise en place d'une méthode originale permettant de se passer d'une résolution unidimensionnelle des équations de la dynamique des gaz dans les systèmes d'admission et d'échappement des MCI. Pour mener à bien ces travaux, on peut s'appuyer sur les résultats expérimentaux obtenus à partir d'un moteur à combustion interne monocylindrique et des résultats numériques obtenus à partir de code calcul **CFD.CFX** et le code de programmation **Fortran** pour le codage de la méthode développée.

Les performances accrues des moyens de calcul ont rendu possible pour certains équipements de moteurs à combustion interne (systèmes d'admission et d'échappement) la simulation de leur fonctionnement, favorisant la mise en place d'une démarche plus rigoureuse et généralement plus directe et plus rapide. Cette voie n'est pas pour autant exempte de difficultés; elle exige, en particulier d'établir une formulation mathématique capable de donner une bonne représentation des processus impliqués et de conduire au meilleur accord avec les données expérimentales toujours prises pour référence [1].

Les phases d'admission de l'air et d'échappement des gaz sont capitales pour le fonctionnement d'un moteur à combustion interne. Aussi bien que l'écoulement des fluides au travers les soupapes. Le débit de ces fluides dépend de la nature d'écoulement, de la surface de passage et du rapport de pression amont et aval de la soupape [1].

Plusieurs techniques expérimentales et numériques ont été développées dont l'objectif est de fournir une bonne compréhension du phénomène complexe qui se produit dans les systèmes d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne. [2].

La littérature liée à l'étude de dynamique des gaz en circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne a pour origine le début du vingtième siècle par les études de Koester [3], Boden et Schecter [4], ces derniers seuls comptent une vingtaine de publications sur le sujet qui datent d'avant la deuxième guerre mondiale. D'autres études ont ensuite été publiées tel que celles de Matthews et Gardiner [5], Capetti [6], Dennison [7], Mukhlow [8] et Schweitzer [9]. Ces études se concentrent presque entièrement sur l'aménagement de l'écoulement transitoire en circuits d'admission et d'échappement pour augmenter la puissance spécifique utile maximale et ceci reste toujours l'objectif pour les moteurs d'automobile. Côté critère de désignation, le système d'admission et d'échappement doit être calé (tuned) pour fournir un couple maximal à basse vitesse de telle sorte qu'un haut rapport global d'engrenage peut être employé.

L'intérêt porté aux méthodes de désignation des circuits d'admission et d'échappement des MCI continu en industrie automobile et les nouveaux moteurs achèvent ces caractéristiques à travers la désignation soignée de l'ensemble des circuits d'admission et d'échappement. La désignation de ces systèmes dépend de fait d'être capable de calculer ou simuler l'écoulement transitoire des gaz compressibles s'écoulant à travers le moteur [10].

Plusieurs variables de désignation des systèmes d'admission et d'échappement déterminent les performances globales. Ces variables comportent la longueur et l'aire de la section transversale de l'ensemble des tubes primaires et secondaires (runners), le volume et l'emplacement des plenums ou les jonctions qui joignent (raccordent) les différents tubes (primaires et secondaires), les angles d'entrée ou de sortie de ces tubes aux jonctions, les ports d'admission et d'échappement...etc. La plupart de ces détails géométriques sont en dehors de ce qui peut être incorporé dans les modèles discutés ci-après. Couplés avec la nature pulsatoire de l'écoulement, ces détails créent des effets significatifs de dynamiques de gaz sur les écoulements d'admission et d'échappement qui nécessitent une approche de modélisation plus complète [11].

Par un souhaitable calage de désignation des systèmes d'admission (ou d'échappement) ; les longueurs des tubes primaires et secondaires et les aires des sections transversales, un avantage peut être tiré du phénomène d'ondes pour augmenter la pression au port d'admission à la fin du processus d'admission, et de diminuer la pression au port d'échappement à la fin du processus d'échappement. Ces avantages de calage peuvent être réalisés sur des gammes spécifiques de vitesse (régimes de rotation).

Les relations mathématiques gouvernant les écoulements transitoires de gaz parfait (idéal) sont des équations différentielles partielles hyperboliques. La caractéristique commune des solutions de ces équations est que quelques informations sont propagées par ondes qui traversent avec la vitesse locale du son relative au fluide. Tandis que d'autres informations traversent avec la vitesse locale du fluide lui-même. Dans le cas de l'écoulement de gaz, les ondes de pression traversent à la vitesse locale du son, tandis que le gaz lui-même traverse avec la vitesse locale [10].

Parmi les facteurs affectant le rendement volumétrique et qui sont en relation avec ou appartiennent aux circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne, on cite: le frottement d'écoulement dans le système d'admission et d'échappement, le transfert de chaleur dans le système d'admission, le frottement d'écoulement à travers les soupapes, le calage des soupapes, l'étranglement d'écoulement à travers les soupapes d'admission et les ports et le réglage (mise au point) d'admission et d'échappement. Pour le premier point, dû aux frottements, des pertes ou chute de pression se produisant en admission à travers le filtre à air, carburateur (ou injecteur), papillon d'étranglement et le répartiteur d'admission. Les pertes de pression aussi, se produisent dans le système d'échappement à travers la soupape d'échappement, les ports, collecteurs, catalyseurs, silencieux et tubes d'échappement. Pour le dernier point, avec une désignation souhaitable des systèmes d'admission et d'échappement, sections transversales des tubes...etc., on peut tenir compte (profiter) de l'avantage de phénomène d'ondes pour augmenter la pression dans les ports d'admission à la fin du processus d'admission et diminuer la pression des ports d'échappement à la fin du processus d'échappement. De tels avantages de réglage peuvent être réalisés avec des gammes de vitesse spécifique.

Par conséquent, en se basant sur la formulation thermodynamique du modèle de vidange remplissage (premier principe de la thermodynamique) et le second principe de dynamique pour tenir compte des effets d'inertie de fluide, un nouveau modèle a été développé intitulé par « modèle inertiel capacitif » ou « méthode inertielle capacitive ». Aussi, en se basant sur les analyses CFD, les paramètres de calage de la nouvelle approche sont déterminés pour généraliser l'application de cette procédure pour n'importe quelle configuration de collecteur ou répartiteur.

Chapitre I Etude bibliographique

Etat de l'art sur la modélisation des circuits d'admission et d'échappement des MCI

Etat de l'art sur la modélisation des circuits d'admission et d'échappement des MCI

Cette partie présente un état de l'art sur la modélisation des circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne. Elle se limite aux modèles dits « **de connaissance** » basés sur la description, en valeurs moyennes, des variables du moteur afin de réduire leur complexité. Le fonctionnement des moteurs à combustion interne est régi par des dynamiques et des phénomènes physiques très variés (thermodynamique, mécanique, chimique ...), non linéaires et faisant intervenir une multitude de paramètres et d'organes de réglage. La modélisation de ce type de systèmes, relativement complexe, dépend de l'objectif visé (simulation, commande...). En effet, il existe plusieurs types de modèles dont la granularité variée du modèle particulière (particulier, comportement local) au modèle macroscopique (comportement global). Les modèles les plus fins sont principalement utilisés par les énergéticiens pour étudier par exemple, l'évolution des différentes zones de température dans les cylindres. Ces modèles permettent de simuler avec précision le comportement du moteur, mais, en contrepartie sont relativement gourmands en temps de calcul [12].

La simulation des ondes de pression en circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne reste un défi. En application automobile, le remplissage et la vidange des moteurs à combustion interne sont parfois analysés à partir du spectre de fréquences (approche fréquentielle) des circuits (collecteurs/répartiteurs). Cependant, ceci est toujours établi avec la supposition de faibles perturbations qui n'est pas forcément justifiée en tubulures du moteur, où de grandes fluctuations de pression peuvent être se produites. Dans cette étude, un nouveau modèle est présenté afin d'analyser les ondes de pression sans utilisation de la description unidimensionnelle du système.

Les modèles mathématiques les plus détaillés des moteurs à combustion interne, tiennent compte des variations temporelles et spatiales de la pression, de la température, de la composition, des pertes par transfert de chaleur, des processus d'échange de gaz, des écoulement en collecteurs/répartiteurs et autour des soupapes d'admission et d'échappement et ainsi de suite. Ces modèles peuvent être classés en deux groupes principaux: modèles thermodynamiques et modèles dimensionnels, dépendant de la solution temporelle et spatiale de champ d'écoulement.

Les modèles mathématiques ont été développés pour améliorer la compréhension du champ d'écoulement, le mélange air fuel et la combustion en moteurs rotatifs. Ces modèles sont basées sur ceux développés pour les moteurs à allumage commandé et moteurs Diesel et peuvent être classés en deux groupes: modèles thermodynamiques (0D) et modèles dimensionnels (1D, 2D et 3D). Les modèles thermodynamiques à leur tour, peuvent être classés en deux sous groupes:

les modèles uni zonales et les modèles multi zonales selon le nombre de zones dont le cylindre est divisé. Tandis que, les modèles dimensionnels peuvent être divisés en un et multi dimensionnels.

Les modèles multidimensionnels sont basés sur les équations de conservation (en moyenne d'ensemble ou moyenne statistique, moyenne en temps) de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Les espèces et ces modèles tiennent compte de la turbulence. Ces modèles fournissent des informations quantitatives et qualitatives sur le champ d'écoulement (vitesse, température, et fractions de masse des espèces) à certains temps et emplacements dans la chambre de combustion et ils tiennent compte des variations temporelles et spatiales de champ d'écoulement dans la chambre de combustion.

Les écoulements en collecteurs d'échappement ou répartiteurs d'admission ont été traditionnellement étudiés au moyen des équations de la dynamique des gaz uni dimensionnels (1D) qui incluent les effets de transfert de chaleur. Cependant, récemment, les modèles multidimensionnels ont été utilisés pour analyser l'écoulement à travers la soupape d'admission et les écoulements en collecteurs/répartiteurs. Pour prédire avec précision le champ d'écoulement en cylindre et la combustion, il est nécessaire de connaître les conditions aux limites aux ports d'admission et d'échappement. Ces conditions aux limites dépendent des processus d'échange de gaz, la pression de cylindre, la température, la géométrie des ports et des soupapes, etc. [13]. Trois types de modèles pour le calcul des détails des écoulements d'admission et d'échappement ont été développés et utilisés :

1. Les modèles quasi-stationnaires pour les écoulements à travers les singularités pour les soupapes et les passages (ports), ou autres composants.
2. Les modèles de vidange remplissage qui comptent pour le volume fini des composants critiques de collecteurs ou répartiteurs.
3. Les modèles de dynamique des gaz décrivant les variations spatiales de débit et de pression le long des collecteurs (répartiteurs).

Chacun de ces trois types de modèles peut être utile pour l'analyse du comportement du moteur.

Le choix approprié d'un modèle dépend des objectifs, le temps et l'effort disponibles [11].

Pour prédire avec précision l'écoulement en cylindre et la combustion, il est nécessaire de connaître les conditions aux limites aux ports d'admission et d'échappement. Ces conditions aux limites dépendent du processus d'échange de gaz, la pression et la température du cylindre, la géométrie des ports et soupapes, etc. Les écoulements en collecteurs d'échappement ou (répartiteurs d'admission) et les écoulements au travers les soupapes d'admission et d'échappement jouent un

rôle majeur en déterminant les rendements volumétrique, de remplissage (scavenging) et mécanique, et en établissant le champ d'écoulement en cylindre du moteur.

Traditionnellement, ces écoulements sont étudiés au moyen des équations de la dynamique des gaz unidimensionnel incluant les effets de transfert de chaleur. Actuellement, cependant, les modèles multidimensionnels ont été utilisés pour analyser l'écoulement à travers les soupapes d'admission et d'échappement et les écoulements en collecteurs et répartiteurs. Ces modèles fournissent des informations quantitatives et qualitatives sur le champ d'écoulement. Le modèle thermodynamique (0D) peut être aussi utilisé et demande peu de temps de calcul. Le choix ou la sélection et l'utilisation d'un modèle mathématique de moteur à combustion interne dépend d'une manière considérable sur le phénomène que le chercheur veut résoudre et les ressources de calculs disponibles [13].

L'objectif est de présenter et faire une synthèse des modèles qui ont été utilisés pour analyser les écoulements en circuits d'admission et d'échappement et les processus d'échange de gaz en moteur à combustion interne.

De façon générale, il est impossible d'obtenir une solution analytique du problème décrit par les équations de la dynamique des gaz sauf pour quelques cas particuliers. Pour cette raison des techniques de résolution ont été développées comme la méthode acoustique et la méthode des caractéristiques. Par la suite, face à l'évolution de l'outil informatique, des techniques de résolutions numériques ont été mises en place. Toutes ces méthodes partant de même système d'équations, elles ne peuvent se différencier que par le degré de simplicité des hypothèses qu'elles supposent, par leurs limites d'utilisation et par la discrétisation introduite [14].

Par système, on signifie souvent un processus, il peut être de nature quelconque: mécanique, électrique, électromécanique, chimique, industriel, etc. Il peut être considéré comme une boîte noire ou black box en anglais (voir **Fig.I-1**). Il est dès lors important, en premier lieu de distinguer les grandeurs d'entrée et les grandeurs de sortie du système étudié. Ensuite, il importe d'essayer de déterminer les relations qui les relient et de connaître la nature et les modes d'interaction avec l'environnement.

Par grandeur de sortie, on entend la grandeur que l'on souhaite réguler ou asservir. Par grandeur d'entrée, on entend les signaux qui permettent d'agir sur le système, c'est-à-dire qui affectent l'état de sa grandeur de sortie. La grandeur de sortie peut être modifiée par l'action des

grandeurs d'entrées ou sous l'effet de perturbations provenant de l'environnement ou encore sous l'effet de la variation des constituants du système lui-même.

Un processus est un système dynamique, c'est-à-dire un système évolutif pour lequel le temps joue un rôle fondamental. C'est un système traversé par des flux d'information, d'énergie et de matière tout en étant soumis à des perturbations aléatoires extérieures (**Fig.I-1**). Un modèle de procédé est un ensemble de relations mathématiques permettant de prédire certains aspects de son évolution. La qualité des modèles repose sur une analogie, plus ou moins étroite, entre le comportement des objets physiques et celui des êtres mathématiques. Il existe plusieurs types de modèles, principalement les **modèles de connaissances** et les **modèles de représentation** ou de conduite.

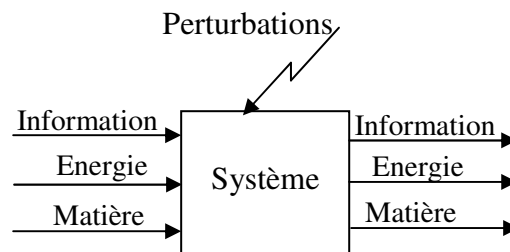


Fig.I-1: Représentation générale d'un processus

- **Un modèle de connaissance** est un modèle dont les caractéristiques et les équations ont été établies en faisant appel à des modèles plus généraux mettant en œuvre les lois de la physique: température, pression, débit... Ils sont beaucoup plus riches de signification que les modèles de représentations définies ci-après et contiennent toutes les informations utiles sur le processus étudié. Par contre ils sont en général difficiles à déterminer et de mise en œuvre complexe. Dans la modélisation du fonctionnement d'un procédé, on retrouve pratiquement toujours les mêmes opérations [15]: la construction du modèle, l'identification, la validation et l'utilisation. La **construction** d'un modèle de procédé repose généralement sur des bilans de masse, d'énergie ou de force (quantité de mouvement). L'écriture de ces bilans fait intervenir les lois de la physique. **L'identification** consiste à ajuster les paramètres inconnus du modèle de manière à ce que celui-ci décrive au mieux le fonctionnement du procédé. La pratique usuelle consiste à définir un critère d'écart (généralement de forme quadratique) entre les sorties du procédé et les prédictions du modèle. On ajuste ensuite les paramètres du modèle de manière à minimiser ce critère. En raison des hypothèses utilisées lors de l'établissement du modèle, celui-ci reste une représentation schématique de la réalité physique, et sa structure ne permet généralement pas une description très fine du procédé. L'étape de **validation** permet de déterminer si le modèle

obtenu est satisfaisant en comparant ses sorties à celles obtenues par expérience, c'est-à-dire s'il permet de décrire le fonctionnement du procédé avec une précision suffisante, pour toutes les variations des entrées auxquelles le procédé peut être soumis.

C'est enfin dans le cadre de **l'utilisation** du modèle que s'évaluent définitivement ses performances. Parmi les modèles de connaissances qu'on peut présenter dans cette étude bibliographique, on cite: modèles quasi-stationnaires, les modèles d'action d'ondes (ondes acoustiques et ondes d'amplitudes finies), les modèles de vidange remplissage sur lesquels repose le développement de notre nouveau modèle, le modèle inertiel capacitif.

- **Un modèle de représentation** consiste à choisir à priori la structure d'une expression mathématique liant les sorties et entrées d'un procédé. Lorsque le procédé étudié est complexe, l'établissement d'un modèle de connaissance peut constituer une entreprise considérable, sans commune mesure avec les avantages que l'on retirera de ce modèle. On peut également aboutir à une situation dans laquelle le modèle de connaissance obtenu est d'une telle complexité qu'il n'est pas possible de l'utiliser dans le cadre de l'application pour laquelle il a été conçu. Les modèles de représentation peuvent être classés en deux grandes catégories: **les modèles linéarisés** représentés de façon classique par des fonctions de transfert, ou un espace vectoriel d'état. Ces modèles locaux, bien que simple, ne sont valables que dans la zone voisine d'un point de fonctionnement. La présence d'une non-linéarité se traduit par une variation des paramètres du modèle linéaire dans la zone d'étude (modèle multizone) impliquant ainsi plusieurs modèles linéaires. Il peut y avoir un seul **modèle non linéaire** (modèle d'état Affine ou modèle Narmax).

Notons que modèle de connaissance et modèle de représentation ne sont pas exclusifs. Dans le cas où le procédé étudié n'est pas disponible pour des essais, on peut utiliser un modèle de connaissance compliqué pour calculer des réponses aux diverses entrées, et construire sur ces réponses des modèles de représentation plus simples. Enfin, la détermination d'un modèle mathématique d'un processus nécessite en général diverses hypothèses simplificatrices afin de limiter sa complexité. Dans chaque application, il apparaît nécessaire de faire un compromis entre la finesse et la précision du modèle à mettre en œuvre d'une part, et la limite de complexité admissible, compte tenu des objectifs fixés, d'autre part.

Les modèles de connaissances

1. Modèles quasi-stationnaires (quasi linéaire ou l'approche de valeur moyenne)

L'avantage principal de la modélisation quasi linéaire réside dans sa simplicité combinée avec les exigences (équipements) de calcul limitées. Dans cette approche, les éléments du système (collecteurs, répartiteurs, cylindres...), sont modélisés en termes de caractéristiques d'état stationnaire ou valeurs moyennes en utilisant des coefficients de correction empiriques, et en négligeant la nature intermittente et non linéaire de cycle de fonctionnement du moteur. Les simplifications souvent adoptées sont citées comme suit:

- le milieu ou le fluide moteur est assumé soit à de l'air pur ou les produits de combustion, sont traité comme un gaz parfait avec des capacités calorifiques ou chaleurs spécifiques constantes. Lorsque les vitesses de gaz sont relativement basses, les pressions et températures dynamiques sont considérées comme égales à celles statiques correspondantes;
- l'accumulation des volumes dans le système a un effet négligeable ;
- les valeurs moyennes sont utilisées pour les pressions et températures du moteur et collecteurs ou répartiteurs ;
- les performances de sortie de moteur sont reliées au fuel injecté via des équations empiriques ou des données d'état stationnaires en tables ;
- une relation empirique est appliquée pour l'estimation de la température de gaz d'échappement, à l'entrée de la turbine. Ceci est défini à partir de température d'admission de répartiteur, par ajout d'un facteur de hausse de température à cette dernière, pour tenir compte des effets de combustion;
- un facteur de pulsation est utilisé pour corriger le rapport de détente de turbine afin de tenir compte de la pulsation de suralimentation [16].

Les modèles quasi stationnaires, modèles de valeurs moyennes sont pratiquement quasi-linéaires mais avec la différence principale qu'ils sont habituellement construits sur les bases physiques des sous modèles de processus de moteur plutôt que des corrélations empiriques.

Le pionnier de cette approche a été Winterbone [17, 18]. De tels modèles sont donc basés sur les caractéristiques statiques de tous les composants du moteur, ainsi que les lois de base de la mécanique et de la thermique. Cette approche ne constitue pas, d'une part, un succès total pour les moteurs à cause des effets inertiels thermiques et de la complexité du phénomène de combustion. Elle dépend, d'autre part, d'un certain nombre de coefficients empiriques et nécessite, par la suite un nombre assez élevé d'essais expérimentaux.

L'avantage des modèles quasi-stationnaires est qu'ils produisent les non linéarités statiques qui existent dans le moteur et évaluent l'amplitude des paramètres physiques tels que la température d'échappement, la richesse, etc...obtenus durant le fonctionnement stationnaire [19, 20]. Un autre avantage consiste au fait que le programme de simulation se compose principalement d'équations algébriques (représentant le débit d'air, la puissance, ...) avec peu d'équations différentielles. Ce qui permet à ce type de modèle de ne pas souffrir de problème de stabilité [20]. Ce concept peut se justifier dans le cas de moteurs à forte inertie (moteurs de camion par exemple).

Les modèles quasi-stationnaires sont incapables de calculer les variations de pressions et de débits des gaz dans les ports et les cylindres. Sans ces informations, il est impossible de prédire exactement les effets de variation en calage de came (cam timing), transfert de chaleur à la charge (alimentation), le contre écoulement dans le système d'admission (renversement) et le frottement d'écoulement avec les parois. Tous ces effets varient avec la vitesse du moteur. Quelques uns sont plus important à basses vitesses, tels que, chauffage de la charge (alimentation) et autres ont des effets plus prononcés à grandes vitesses, tels que, la résistance d'écoulement (et par conséquent la diminution de rendement volumétrique, VE).

2. Méthode de Vidange remplissage:

Les méthodes de vidange remplissage de type zéro dimensions sont aussi appelées méthodes ou modèles phénoménologiques depuis qu'elles incorporent les principes scientifiques pour la simulation des différents processus [16].

L'application de cette méthode, notamment utilisée par N.Watson [21, 22, 23], est effectuée en constatant que les différents espaces impliqués (cylindres, collecteurs, répartiteurs) sont des systèmes ouverts. Ces espaces, toujours partiellement occupés par une masse instantanée de fluide sont simultanément le siège de transfert de fluide et d'énergie constamment modifié au cours de fonctionnement de l'ensemble propulsif.

La liaison entre des espaces voisins et la cohérence des calculs est assurée par l'équation de continuité [1]. A chaque pas de calcul, on établit un bilan instantané de masse et d'énergie. On obtient les différents profils des paramètres caractéristiques (température, pression, et débit...etc.) en fonction du temps. La stabilité des calculs est assurée par des tests d'arrêts du calcul itératif qui rendent compte du fonctionnement cyclique du système [1].

Le modèle obtenu exige moins de facteurs empiriques que les autres méthodes. Le résultat obtenu se ramène dans notre cas à trois équations différentielles non linéaires ordinaires du premier ordre, résolues par la méthode numérique de Runge Kutta de quatrième ordre (celles de l'énergie et de masse), celle de continuité (débit), par une intégration numérique simple [intégration de débit] [24].

Par la subdivision des passages d'admission et d'échappement en séries finies de sections (volumes), et l'analyse de l'écoulement entrant et sortant de chaque section à chaque degré de rotation de vilebrequin, une image claire de pression dans le système peut être obtenue. Cette méthode qui s'appelle vidange remplissage, peut prédire avec précision les pressions moyennes dans les sections des systèmes d'admission et d'échappement, mais ne peut pas rendre compte des variations de pressions sur ces sections dû aux effets de dynamique des gaz.

Malgré son incapacité de prédire le comportement dynamique du gaz, les techniques de vidange- remplissage sont substantiellement plus précises et riche en informations que les modèles quasi-stationnaires. Ces avantages sont dus en grande partie, aux analyses du pas du temps utilisé pour prédire les pressions et les débits d'écoulement. Ces techniques exigent aux modèles de vidange remplissage d'affiner les résultats en calculant les pressions à chaque degré de rotation de vilebrequin durant le processus complet de cycle à quatre temps. Ces analyses degré par degré conduisent au modèle d'être sensible aux changements en calage de came, débit dans les systèmes d'admission et d'échappement et les configurations des soupapes et des passages (ports).

Les modèles peuvent même analyser les effets transitoires qui se produisent lorsque le papillon d'étranglement s'ouvre ou se ferme.

Les modèles de vidange remplissage, répètent cette analyse entière d'écoulement pour chaque point de tour par minute (tr/min) où la puissance et le couple doivent être prédits. En conséquence, les programmes de calcul qui utilisent cette technique communément tracent les courbes de puissance du moteur en calculant et ensuite en traçant les points de puissance en fonction du temps.

La mathématique nécessaire de prédire chaque valeur de puissance implique plusieurs millions de calculs. Malgré les exigences lourdes de calcul, un PC moderne équipé avec coprocesseur mathématique peut développer une courbe entière de puissance qui consiste de (10 à 15) points en moins d'une seconde.

Dans les modèles de vidange remplissage, le moteur et ses sous systèmes sont représentés comme série de volumes de contrôle, liés par des soupapes ou orifices qui peuvent transférer ou échanger de la masse, de la chaleur et du travail. La loi des gaz parfait et les principes de conservation de masse et d'énergie sont appliqués pour la prédiction des performances de moteur. Les propriétés de gaz sont calculées en utilisant des relations polynomiales de température et de pression. Le pas de calcul est très petit, de l'ordre de 1 degré de rotation de vilebrequin (1°CA) ou même moins, durant lesquelles les conditions quasi-stationnaires sont supposées pour les processus thermodynamiques.

Les modèles 0D de vidange remplissage qui sont utilisés comme base pour la simulation des performances transitoires du moteur Diesel, sont toujours uni zonaux, traitent les contenus des cylindres comme mélanges uniformes (homogènes). De tels modèles sont appelés 0D puisqu'ils ne donnent aucune considération aux dimensions de champs d'écoulement. Outre les modèles uni zonales, la nécessité de contrôler les émissions polluantes à partir des moteurs à combustion interne mène au développement d'autres modèles plus compliqués, tels que les modèles bizonales et multi zonales qui fournissent une grande précision et flexibilité pour ce type de phénomène complexe comme la formation d'oxydes d'azote et des particules dans les cylindres des moteurs à combustion interne.

Dans les modèles uni zonales, le fluide (gaz) dans le moteur est supposé être un système thermodynamique qui subi un échange d'énergie et de masse avec le milieu environnant, où l'énergie dégagée durant le processus de combustion est obtenue en appliquant le premier principe de la thermodynamique au système. Les hypothèses usuelles de la modélisation uni zonale sont:

1. Homogénéité spatiale de la pression ;
2. Homogénéité spatiale de la température (pour le cylindre entier ou pour chaque zone considérée ;
3. Le fluide est considéré comme un gaz parfait ;
4. Les propriétés du gaz (l'enthalpie h et l'énergie interne e ...etc.) sont modélisées en utilisant des relations polynomiales en fonction de la température ou de la pression ;
5. La chaleur dégagée à partir de la combustion est distribuée uniformément dans le cylindre ;
6. L'enthalpie associée à l'injection de fuel est souvent peu significative, par conséquent elle est ignorée ;
7. Le taux de transfert de chaleur moyenné (résolu temporellement) est utilisé pour estimer le transfert de chaleur pour les parois du cylindre ;
8. La dissociation est souvent, mais pas toujours, négligée.

Dans les modèles bizonales, le gaz est séparé en deux zones, une zone de gaz brûlé et une autre de gaz non brûlé. Ces deux zones sont ensuite considérées comme deux systèmes thermodynamiques distincts avec interaction d'énergie et de masse entre eux et avec le milieu environnant commun, les parois de cylindre. En plus des suppositions précédentes, les hypothèses suivantes sont aussi, souvent proposées:

1. Pas de transfert de chaleur entre les zones de gaz brûlé et celle de gaz non brûlé;
2. Le travail nécessaire au transfert de fluide à partir de la zone de gaz non brûlé à la zone de gaz brûlé est négligeable. [16].

Dans une méthode de vidange remplissage pur, les singularités des systèmes d'admission et d'échappement sont prises en compte uniquement par le biais des pertes de charges qu'elles induisent. La figure ci-dessous (**Fig.I-2**) [14] présente le principe de modélisation lié à cette méthode. Les collecteurs sont alors représentés par des éléments capacitifs dont le volume correspond à la ligne complète de l'admission ou de l'échappement suivant l'élément considéré. Un bilan de masse et un bilan d'énergie associés à l'équation d'état du gaz permettent de déterminer la pression, la masse et la température à chaque instant. La présence du boîtier papillon, du filtre à air et des différents pots de détente engendre une perturbation de l'écoulement qui se traduit ici par une simple perte de charge. Afin de prendre en compte cet aspect, le théorème de Bernoulli est utilisé pour déterminer le débit massique au travers de ces éléments, ce qui suppose que l'air reste incompressible dans ces zones particulières. On obtient ainsi dans le cas du boîtier papillon (ou de filtre à air) les relations suivantes selon le sens de l'écoulement:

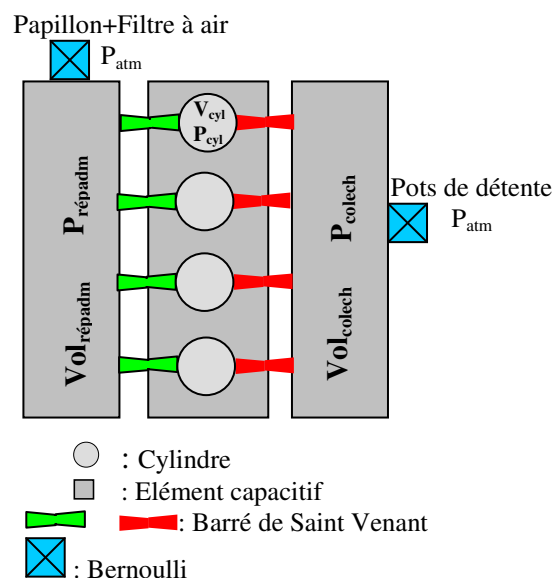


Fig.I-2: Lignes d'admission et d'échappement d'un point de vue vidange et remplissage pur [14]

$$- \text{ Si l'écoulement est entrant: } Dm_{pap} = \sqrt{(p_{atm} - p_{répad}) / k_{pap}} \quad (I-1)$$

$$- \text{ Si l'écoulement est sortant: } Dm_{pap} = \sqrt{(p_{répad} - p_{atm}) / k_{pap}} \quad (I-2)$$

Le même type de relation est obtenu pour déterminer le débit massique au travers des différents pots de détente. Pour caractériser ces singularités, la pression moyenne dans les collecteurs 'admission et d'échappement du moteur test est mesurée. Les coefficients de pertes au niveau du boîtier papillon et des pots de détente (k_{pap} et k_{pot}) sont alors déterminés de telle sorte que la valeur moyenne de la pression expérimentale et de celle obtenue par simulation numérique du fonctionnement complet du moteur soient similaires. On obtient ainsi pour le moteur test: $k_{pap} = 2,5 \cdot 10^4 \text{ kg}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$, $k_{pot} = 3 \cdot 10^5 \text{ kg}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$ [14]. L'inertie liée à la longueur plus ou moins importante des tubulures n'est pas prise en compte et cette méthode ne permettra pas de différencier deux configurations de circuits de géométries différentes et présentant des volumes globaux identiques [10].

- Dans les méthodes de vidange remplissage, les collecteurs ou répartiteurs ou une partie de ces derniers sont représentés par des volumes finis où la masse du gaz peut être augmentée ou diminuée en fonction du temps ;
- De tels modèles peuvent être classés différemment de ceux traitant le système entier d'admission ou d'échappement comme simple volume, à ceux divisant ces systèmes en plusieurs parties (portions), avec singularités d'écoulement telles que : filtre à air, papillon d'étranglement, soupape d'admission...etc., au début, entre les volumes ou à l'extrémité ;
- Chaque volume est ensuite traité comme volume de contrôle (système ouvert à volume fixe), qui contient du gaz à l'état uniforme ;
- Les équations de conservation de masse et d'énergie développées ci-après, sont utilisées pour définir l'état du gaz dans chaque volume de contrôle [11].

Pour les moteurs à courtes conduites d'admission ou d'échappement, comme celles rencontrées en grands moteurs Diesel à deux temps pour les applications marines, il est possible d'étudier l'écoulement par la méthode de vidange remplissage pour lesquels de simples résultats sont obtenus par application des lois de la thermodynamique à un volume de contrôle (cylindre) à travers lequel le gaz passe. Cette méthode peut être appliquée à un VC variable ou constant, pour un répartiteur d'admission ou collecteur d'échappement. De plus, il est commode d'étudier l'un des processus d'admission ou d'échappement seul avant de considérer le cas combiné le plus complexe. La méthode est très simplifiée. La nature des écoulements et en particulier, les aires effectives

d'écoulement dépend fortement de la mécanique détaillée de fluide. Le point le plus important dans ce cas, est que les effets de vitesse ne sont pas ignorés mais l'action d'onde est ignorée.

Il est supposé que les conduites sont courtes et que le temps de passage de l'onde est en plus, petit comparé au temps du processus complet (admission ou échappement). Sous de telles conditions, il n'est pas nécessaire d'utiliser la méthode des caractéristiques pour étudier l'écoulement en conduites, les changements en propriétés se produisent ou prennent place sans retard à cause du passage rapide des ondes de part en part du système et l'écoulement est quasi stationnaire. La méthode d'analyse de vidange remplissage se classe en tant que légèrement plus complexe que les modèles

quasi stationnaire jusqu'au cas où elle est presque considérée comme impliquent les techniques d'action d'ondes.

La méthode de vidange remplissage est utilisée extensivement en industrie dans les cas de désignation des moteurs et désignation des répartiteurs/collecteurs et ajustement ou adaptation des turbos compresseurs. Ces modèles sont plus pratiques que ceux quasi stationnaires et nécessitent moins de données empiriques. Cependant, le temps de calcul nécessaire pour la solution est en ordre de grandeur plus grand. Depuis que ces modèles caractérisent les conditions en répartiteurs/collecteurs par une pression unique et une température unique, il n'est pas possible d'évaluer le calage ou le réglage de répartiteurs/collecteurs ou la distribution déséquilibrée de mélange en utilisant de telle approche. La désignation détaillée de répartiteurs/collecteurs, nécessite l'utilisation des techniques d'action d'ondes (acoustique) [25].

3. Méthode acoustique

La nature périodique des processus d'admission et d'échappement et surtout les ondes de pression générées par l'ouverture et la fermeture des soupapes affectent d'une manière significative le remplissage des cylindres. Relativement à ce phénomène propagatif, l'approche acoustique basée sur les lois de conservation de la MDF et l'hypothèse des faibles perturbations autour d'une situation initiale d'équilibre pour un écoulement de fluide, fournit une vision globale du phénomène qui naît de la rupture de cet équilibre. L'approche acoustique est indispensable à l'étude des phénomènes vibratoires.

La première méthode à avoir été utilisée, et qui est toujours très largement employée fut développée au début du siècle par Stewart [24]. Elle suppose des perturbations de faible amplitude, d'influence négligeable sur l'état moyen, communiquant aux particules une vitesse faible comparée à la vitesse du son. Ces hypothèses simplificatrices permettent la linéarisation des équations et rendent possible leur intégration dans le cas des phénomènes périodiques [26]. En fonction des conditions à réaliser à l'admission et à l'échappement pour obtenir un bon remplissage ou une bonne vidange du cylindre, il est possible d'établir un certain nombre de règles simples à respecter [27].

On s'aperçoit donc avec cette méthode et à partir de plusieurs exemples, que par un calcul très simple et très rapide on peut déterminer avec une très bonne approximation les régimes d'accord en fonction des longueurs et des rapports de section des différents éléments de tubulure. En acoustique puisqu'on peut dissocier en chaque point l'onde incidente de l'onde réfléchie, il est possible de calculer l'atténuation entre deux sections d'un réseau. On peut étudier par ce moyen, sans avoir besoin de faire des calculs très longs, des systèmes relativement compliqués et obtenir l'allure de leur courbe d'atténuation en fonction de la fréquence. Bien sûr du fait même des hypothèses simplificatrices de départ, ces méthodes ont des limites. Il faudrait n'avoir à traiter que des fluctuations de pression de l'ordre de 0,05 bar, or il est courant à l'échappement d'avoir des fluctuations supérieures à 1bar. Il n'est donc pas surprenant d'observer expérimentalement des atténuations inférieures à celles que laisse prévoir la théorie. D'autre part on considère dans ce type de calcul un état moyen et en particulier une vitesse du son constante dans l'ensemble des tubulures. Ceci est parfaitement justifié à l'admission mais moins à l'échappement où les variations de température sont beaucoup plus importantes. Enfin, le fait de ne pas faire intervenir la vitesse de l'écoulement constitue une source d'erreur non négligeable surtout dans les moteurs rapides où les débits volumiques sont importants. C'est d'ailleurs la raison pour laquelle cette méthode ne permet pas de prédéterminer les sections. En résumé que peut-on attendre de l'application de telles méthodes ? Essentiellement deux points [26, 27, 28]: premièrement, la valeur des longueurs des divers éléments de tubulure à mettre en œuvre ainsi que les rapports de section à respecter pour réaliser certaines conditions d'accord. Deuxièmement, une indication de l'atténuation en fonction de la fréquence d'un élément silencieux. Dans bien des cas, malgré ses imperfections cette méthode est amplement suffisante pour résoudre beaucoup de problèmes.

L'hypothèse de perturbations faibles autour d'une situation d'équilibre initiale de l'écoulement d'un fluide dans un tuyau fournit une vision globale du phénomène propagatif qui naît de la rupture de cet équilibre. Cette approche, dite de l'acoustique, conduit à résoudre un système d'équations linéarisées [29]. Elle permet alors d'avoir une vision générale sur les phénomènes de propagation d'ondes. Cependant, cette technique de résolution est plutôt adaptée à la résolution des équations de la dynamique des gaz pour des amplitudes d'ondes de pression négligeables face à la pression moyenne, ce qui n'est pas le cas au sein des tubulures des moteurs à combustion interne [30]. De plus, la présence d'ondes de chocs entraîne la présence d'effets non linéaires importants [31]. Pour ces raisons, la méthode acoustique ne sera pas utilisée dans notre étude. Chronologiquement, cette approche fut la première établie d'où l'utilisation abusive du terme *étude acoustique* en ce qui concerne l'étude des phénomènes de propagation d'ondes de pression dans les tubulures d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne [14].

4. Méthode des caractéristiques

Si on ne fait pas d'hypothèse simplificatrice des faibles variations des paramètres caractérisant l'état du gaz, le système d'équations n'est pas intégrable directement et nécessite une intégration pas à pas. Celle-ci peut s'effectuer par la méthode des caractéristiques. Cela permet d'étudier physiquement l'influence sur l'état du gaz des perturbations qui arrivent en certains points préalablement choisis des tubulures suivant des intervalles de temps compatibles avec les délais d'évaluation des phénomènes, autrement dit fonction de la vitesse du son dans le milieu considéré.

Son premier avantage, surtout quand on a eu l'occasion de faire une application graphique, est de comprendre effectivement le mécanisme des phénomènes qui se produisent dans une tubulure [32]. De plus elle permet d'obtenir avec précision les lois d'évolution de pression, de vitesse et de température en tout point des tubulures, en fonction du temps et en particulier aux extrémités où les phénomènes intéressent plus spécialement le motoriste. On peut citer à ce sujet des études de conception des collecteurs d'admission et d'échappement [33, 34] pour les moteurs alternatifs par cette méthode.

En conclusion, la méthode des caractéristiques est donc une méthode très puissante qui permet d'accéder avec précision à des paramètres qui intéressent le motoriste comme: le coefficient de remplissage réel ou la contribution au niveau sonore global des bruits de bouche d'admission et d'échappement ou les amplitudes des fluctuations de pression dans la tubulure en fonction de leur diamètre. Mais cette méthode nécessite un programme de calcul beaucoup plus important que les méthodes acoustiques et la complexité de ce programme croît beaucoup en fonction du nombre des

singularités à traiter. La méthode des caractéristiques s'appuie sur la transformation d'un système d'équations aux dérivées partielles (dynamique des gaz) en un système d'équations aux dérivées ordinaires.

Une évolution de cette méthode a par la suite été développée afin de prendre en compte les variations de sections, les frottements et les échanges thermiques [35]. Cependant, cette méthode présente un inconvénient majeur. Il faut à chaque instant connaître l'état du système afin de savoir si un choc apparaît ou non. En effet, à l'apparition d'un tel type d'onde, les caractéristiques se croisent. Il n'y a donc plus unicité de la solution et cette méthode n'est plus utilisable directement. Il faut alors faire appel aux équations de choc (Rankine- Hugoniot) et maintenir un couplage entre les deux résolutions. Ceci reste assez contraignant surtout si plusieurs ondes de chocs se propagent dans la canalisation (voir **annexe C**).

5. Techniques de résolution numérique

L'utilisation d'un schéma de résolution numérique pour l'étude d'un système d'équations nécessite d'évaluer si ce système modélise bien le système réel. Pour cela, on définit dans le cas des équations linéaires les notions d'erreur (de troncature), de consistance, de convergence et de stabilité. Cependant, s'il est possible d'étendre les définitions d'erreur et de consistance à un système non linéaire, ce n'est pas le cas pour la stabilité. La méthode la plus simple est de définir un critère de stabilité linéaire locale [31]. De plus, d'après la théorie de Lax [36], l'analyse de la stabilité fournit aisément les conditions nécessaires et souvent suffisantes pour que l'étude de la convergence soit superflue.

La stabilité assure que le calcul peut être effectué sans que les erreurs introduites par la discrétisation ne soient amplifiées indéfiniment. L'analyse de la stabilité a été proposée par Von Neumann [31] en effectuant une analyse harmonique. Ainsi, le pas en espace, noté Δx , et le pas de temps, noté Δt sont constamment liées par la relation de Courant-Friedrichs-Lewy [37]:

$$(\Delta t / \Delta x) \leq \text{CFL} \cdot \text{Min}[1/(a_s + |u|)] \quad (I-3)$$

Dans le cadre d'équations linéaires, le coefficient CFL est égal à l'unité. Les équations rencontrées ici n'étant pas linéaires, ce coefficient suffit à fixer le critère de stabilité et dépend alors du schéma numérique utilisé. Il correspond alors à un indicateur de rapidité de résolution du fait qu'il fixe la valeur du pas de temps. Parmi les schémas les plus utilisés on peut citer [14]:

1. Schémas aux différences finies usuels de type prédicteur-correcteur;
2. Schéma à viscosité artificielle;
3. Schéma à compression artificielle;
4. Méthode de transport de flux corrigés ;
5. Méthode des solveurs de Riemann

La dynamique des écoulements en systèmes d'admission (et d'échappement) des moteurs multicylindre, peut être modélisée plus complètement en utilisant les équations d'écoulement compressible transitoire unidimensionnelles. La méthode standard de la solution des équations gouvernantes a été la méthode des caractéristiques [35]. Récemment, les techniques de différences finies qui sont plus efficaces ont été utilisées [38]. Les hypothèses généralement utilisées dans ce type d'analyse sont:

1. Le système d'admission (ou d'échappement) peut être modélisé comme combinaison de tubes (pipes), jonctions et plenums ;
2. L'écoulement dans les tubes est 1D et sans conduction axiale;
3. Les états en cylindres du moteur et plenums sont uniformes en espace;
4. Les conditions aux limites sont considérées quasi stationnaires;
5. Les coefficients de décharge, de transfert de chaleur et de frottement pour l'écoulement stationnaire sont valables pour l'écoulement transitoire;
6. Les gaz peuvent être modélisés en tant que gaz idéals ou parfaits.

6. Méthode inertielle capacitive (modèle proposé)

Dans la méthode de vidange remplissage présentée précédemment, les répartiteurs d'admission ou les collecteurs d'échappement sont représentés par des éléments capacitifs dans lesquels les volumes relatifs à ces éléments correspondent aux systèmes entiers d'admission ou d'échappement et toutes les restrictions (singularités) de ces systèmes sont traités au moyen des pertes de charges. En plus, l'effet important de l'inertie de l'écoulement de fluide lié à la longueur (géométrie) des tubes des collecteurs ou répartiteurs est ignoré. Cette méthode (vidange remplissage) est incapable de refléter les effets de changements détaillés en géométrie de collecteur ou répartiteur sur les performances du moteur [10]. Aussi cette méthode est incapable de distinguer entre deux configurations de géométries différentes qui exhibent des volumes globaux identiques. Donc, dans ce mémoire de thèse, une évolution a été ajoutée pour tenir compte de l'effet d'inertie du fluide dans les circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne. Le principe de cette méthode consiste à décrire les systèmes d'admission et d'échappement par une combinaison d'éléments capacitifs calculés par la méthode de vidange remplissage et des éléments inertiels caractérisés par des coefficients

représentant le rapport entre la section transversale et la longueur des tubes considérés, en appliquant l'équation fondamentale de la conservation de la quantité de mouvement (principe fondamentale de la dynamique).

Dans les deux cas et pour toutes les singularités de l'écoulement entre les éléments capacitifs et les éléments inertiels, l'équation de Bernoulli est utilisée pour calculer les différentes pertes générées [14].

Une étude plus précise sur l'influence des écoulements au sein des tubulures d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne peut être effectuée en prenant en compte l'inertie du fluide dans les différentes canalisations. La figure ci-dessous (**Fig.I-3**) [14] présente les différences parvenues par rapport à une méthode vidange remplissage pur. Le principe consiste à décrire les systèmes d'admission et d'échappement comme une combinaison d'éléments capacitifs calculés par la méthode vidange remplissage et d'éléments inertiels caractérisés par le rapport (SL) entre la section de passage du tuyau et la longueur de cet élément.

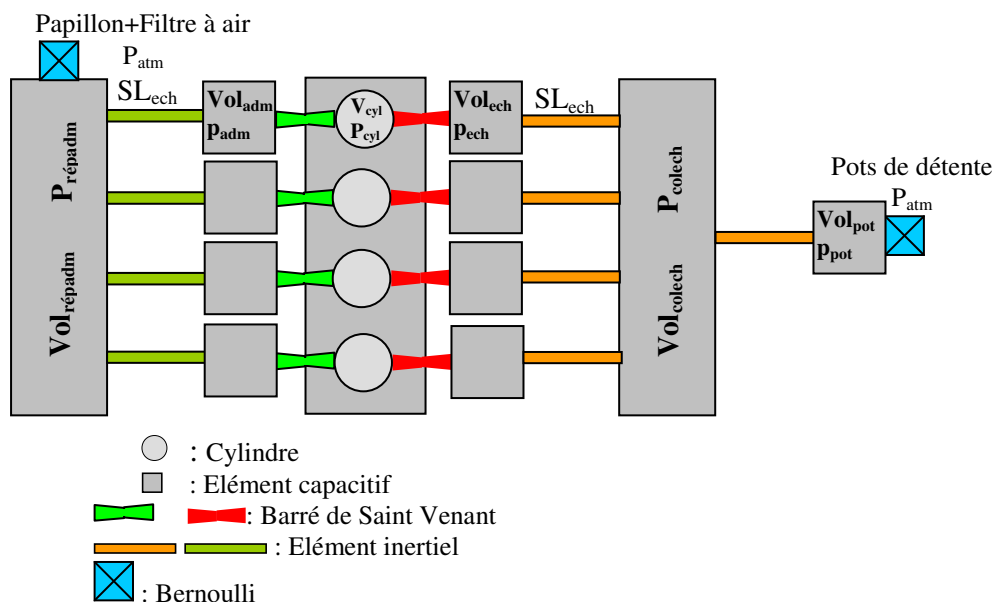


Fig.I-3: Lignes d'admission et d'échappement d'un point de vue inertiel [14]

Par application du principe fondamental de la dynamique (en faisant l'hypothèse d'un fluide incompressible), le débit massique au travers des différents éléments inertiels peut être obtenu par la relation suivante:

$$dDm_{t_{ube}} / dt = SL.(p_{\text{entrée de tube}} - p_{\text{sortie de tube}}); \quad SL = F_{t_{ube}} / L_{t_{ube}} \quad (I-4)$$

Comme pour la méthode de *vidange remplissage pur*, les débits massiques en entrée et en sortie du système sont calculés à partir de l'équation de Bernoulli qui englobe les différentes pertes générées par le boîtier papillon, le filtre à air et les pots de détente [14].

Parmi les travaux déjà réalisés dans ce domaine, on peut citer à titre d'exemples:

Ugur Kesgin [39] qui a étudié les effets des paramètres des systèmes d'admission et d'échappement sur les performances du moteur: le diamètre du collecteur d'échappement; les longueurs des tubes d'admission et d'échappement; la géométrie des jonctions des tubes et les effets des soupapes.

Les points essentiels retirés de cette étude sont: pour avoir une suralimentation à pression constante idéale, le diamètre de collecteur d'échappement doit être égal au moins à l'alésage (bore) de cylindre. L'élongation des tubes d'échappement conduit à une amélioration potentielle du rendement du moteur.

L'inconvénient dans ce cas, est l'augmentation du volume du moteur et par conséquent la complexité de construction qui représente un compromis entre rendement et forme compacte du moteur. Pour un haut rendement du moteur, le décalage des soupapes doit être optimisé en fonction du rendement volumétrique, de la fraction des gaz résiduels, du rendement de remplissage (trapping) avec contrôle de retour d'écoulement dans les canalisations d'admission et d'échappement. Les profils des levées des soupapes doivent être aussi optimisés. Cette étude fournit des informations précises sur le dimensionnement approprié des systèmes tubulaires d'admission et d'échappement aussi bien que les soupapes de ces systèmes. Les points essentiels retirés de cette étude sont:

1. Pour avoir une turbo alimentation à pression constante idéale, le diamètre du collecteur d'échappement doit être égal au moins à l'alésage (bore) du cylindre;
2. L'élongation des tubes d'échappement conduit à une amélioration potentielle du rendement du moteur. L'inconvénient dans ce cas, est l'augmentation du volume du moteur et par conséquent la complexité de construction qui représente un compromis entre rendement et forme compacte du moteur;
3. Une jonction en T en forme de diffuseur dans le système tubulaire d'échappement, conduit à une amélioration potentielle du rendement du moteur.

Chiavola, O [2], propose une méthode basée sur la combinaison entre l'approche des modèles non linéaires transitoires et la méthode acoustique linéaire. L'approche non linéaire transitoire repose sur l'utilisation simultanée des modèles de la MDF (0D, 1D, et 3D) appliqués aux différentes régions de la même géométrie. L'approche du domaine fréquentiel (méthode acoustique linéaire) est fondée sur la théorie acoustique et l'utilisation de la technique de fonction de transfert.

Dans cette étude, une variété de procédures de modélisation actuellement appliquée pour prédire la propagation des ondes de pression à travers le gaz en écoulement le long des systèmes d'AE des MCI a été proposée. Ces procédures peuvent être classés en deux groupes principaux: les modèles linéaires acoustiques et les modèles non linéaires de la MDF. Selon les hypothèses sur lesquelles ils sont fondés: les modèles linéaires acoustiques unidimensionnels, sont largement adoptés pour l'évaluation des performances de bruit dans les systèmes d'AE des MCI, en raison de ses simplicités et basses exigences de calcul pour la description des géométries complexes. Mais, comme dans ces systèmes, les fluctuations de pression sont caractérisées par de très grandes amplitudes que celles assumées dans l'approche linéaire, les modèles non linéaires sont nécessaires pour obtenir des prédictions réelles. Les modèles non linéaires de la MDF s'appuyant sur les schémas suivants: schéma 0D, souvent couplé avec les modèles 1D pour investir le comportement en cylindre et l'écoulement à travers les soupapes d'AE; les schémas 3D utilisés pour décrire le système d'AE des MCI.

L'objectif principal de cette étude est d'évaluer la capacité d'une approche intégrée (temporelle/fréquentielle) de capturer les principales caractéristiques déterminant la propagation de la perturbation de pression le long des systèmes d'AE qui affecte les performances des MCI. La méthode décrite ici peut être adoptée pour l'ensemble, les prédictions acoustiques et les prédictions de la MDF et ensuite pour évaluer les performances du moteur et le rayonnement (radiation) de bruit. L'approche hybride (fréquentielle/temporelle) peut être appliquée pour caractériser une géométrie complexe au moyen d'une fonction de transfert, donc être très utile en activité d'installation et de réglage (calage) de la géométrie complète d'AE d'un moteur multicylindre configuré en n'importe quelle architecture complexe.

Rodney J. Tabaczynski [40], présente l'analyse de l'écoulement stationnaire dans le système d'admission, la dynamique du système d'admission et celle du système d'échappement. Pour le premier point, il montre qu'une désignation convenable d'un système d'admission et d'échappement du moteur à combustion interne permet d'avoir un couple amélioré en gardant

un rapport de compression économique en moteurs à allumage commandé et amélioré les fumés de la quantité limitée de consommation d'air en moteur Diesel. Deux objectifs doivent être achevés en désignant un système d'AE : premièrement, le système ne doit pas avoir une chute de pression excessive conduisant à l'étranglement de l'écoulement et deuxièmement, il doit être calé convenablement afin d'avoir un rendement volumétrique désiré ou une courbe du couple. Un gain de (15%) en rendement volumétrique est possible avec une désignation convenable d'un répartiteur d'admission. La première étape du processus de développement d'un système d'AE, est de minimiser les pertes d'écoulement dans le système et le développement d'un système avec un maximum de capacité d'écoulement, pour cela, le système entier doit être analysé pour déterminer les chutes de pression à travers tous les composants individuels du système, calculs des facteurs de résistances individuels et global, le coefficient de décharge et l'index de Mach. Tout changement en géométrie de système d'AE implique un changement en alésage, course et (calage et dimensions) des soupapes. L'effet d'étouffer l'aspiration d'un répartiteur d'admission est plus grand que de conduire le système d'admission à aspirer facilement.

D.A. Kouremenos, C.D. Rakopoulos, and E.C. Andritsakis [41], présentent une étude basée sur la méthodologie mathématique des courbes caractéristiques et les résultats obtenus sont du premier ordre en précision, en temps et en espace. Les méthodes numériques basées sur cette approche ont été utilisées par plusieurs chercheurs. D'autres auteurs approximent directement les équations gouvernantes originales par l'utilisation des différents schémas de la méthode des différences finies. Ces méthodes offrent une économie en temps de calcul mais, nécessitent des techniques numériques complexes pour éviter le comportement non physique des résultats. A ce jour, aucune preuve valide de la précision supérieure à celle donnée par la méthodologie des courbes caractéristiques n'a été reportée. Dans cette étude, une attention particulière a été attribuée à la modélisation des conditions aux limites aux niveaux des extrémités des tubes (conduits) d'une manière la plus précise que possible. Pour cette raison, les processus en cylindres et en plenums sont mathématiquement simulés. Les résultats d'analyse théoriques ont été présentés de manière originale et consistent à tracer des graphiques (diagrammes) détaillés représentant les contours de variation (en circuits d'admission et d'échappement) de la pression et température du gaz et de l'index de Mach en fonction de l'angle de rotation de vilebrequin (temps) et la longueur des tubes. Par conséquent, des informations utiles pour les mécanismes impliqués sont fournies, ce qui conduit à une interprétation correcte du comportement observé du moteur. Ces informations peuvent être utilisées pour le calage des tubes (conduits) d'admission et d'échappement, pour améliorer le rendement volumétrique et la pression effective moyenne. Pour la validation expérimentale de la présente méthodologie,

les résultats d'analyse obtenus sont comparés favorablement avec des données expérimentales extraits de la littérature relative.

Yusuru Shimamoto et al. [42], décrivent dans cette étude, une comparaison entre les résultats de calcul d'une part et les résultats expérimentaux, afin de vérifier que la méthode des caractéristiques pour l'écoulement 1D est applicable pour l'écoulement dans le système d'admission. Certaines conditions pour utiliser correctement l'effet d'inertie sont investigués à travers les calculs par la méthode des caractéristiques.

Ils constatent que l'alimentation en air pour un moteur à quatre temps et à aspiration naturelle est sensible aux fluctuations de pression dans le système d'admission. La procédure d'amélioration de l'alimentation en air de quelques pourcents est relativement simple par le calage tubulure. Dans les moteurs multicylindres, bien que, la configuration et dimensions optimales de système d'admission pour un calage tubulure puissent être cherché expérimentalement par les méthodes de coupe et essais, cette procédure expérimentale est très fastidieuse en raison des configurations complexes. En plus, il peut être désirable de prédire théoriquement ou numériquement les performances due au calage tubulaire.

Souvent, le répartiteur d'admission ne produit pas les mêmes effets de dynamique des gaz dans tous les cylindres puisque sa configuration est imposée par les conditions du montage (assemblage) du moteur. Donc, le rendement volumétrique de chaque cylindre révèle une petite différence.

Les principaux résultats obtenus dans cette étude sont les suivants:

1. La méthode des caractéristiques peut être utilisée pour prédire le rendement volumétrique d'un moteur multi cylindre avec configuration complexe de (collecteur d'échappement ou répartiteur d'admission), depuis que les résultats de calcul sont en accord avec les résultats expérimentaux,
2. Il est recommandé d'utiliser la distance entre les deux extrémités de tube au lieu de la longueur le long de la ligne centrale de tube, pour la longueur de tube qui doit être déterminée par le modèle de calcul.
3. Le diamètre de tube d'admission qui produit la vitesse moyenne d'admission de (50 à 60) m/s semble d'être optimal pour l'utilisation de l'effet d'inertie d'alimentation.
4. La section de passage au niveau de la soupape d'admission doit être déterminée afin d'utiliser le principe d'alimentation par effet d'inertie d'une manière positive.

R.J. Primus [43], présente un modèle basé sur la formulation de Fanno, qui est fondée à son tour, sur le deuxième principe de la thermodynamique. Le modèle a été utilisé pour quantifier la destruction de l'énergie utile aux niveaux des soupapes et au collecteur d'échappement, d'étudier l'influence de différents paramètres du système d'échappement sur les grandeurs relatives à ces pertes. Aussi, pour l'optimisation du diamètre et l'influence du frottement du collecteur d'échappement. Le modèle a été utilisé pour établir une étude paramétrique afin d'observer le comportement des pertes en système d'échappement à la réponse aux changements de système d'échappement.

Les deux approches classiques d'analyse des fluides compressibles en conduites d'aires constantes sont: la condition de ligne de Rayleigh (écoulement sans frottement, avec l'existence des transferts thermiques) et la condition de ligne de Fanno (écoulement adiabatique avec l'existence de pertes par frottement). Le frottement dans les conduites peut être constitué de deux composantes; le frottement pariétal due à la rugosité de surface (caractérisé par: FL/D) et le frottement de fluide résultant des courbures et jonctions (caractérisé par le facteur de perte d'écoulement, quantité de perte de pression dynamique $k_t = [2 \div 3]$), relation de propriété de Krigen et Borman.

Le modèle a également été utilisé pour établir une étude paramétrique pour un nombre de variables de système d'échappement afin de formuler une méthode possible de réduire les pertes par frottement (collecteur) et par étranglement (soupapes). En se basant sur le second principe de la thermodynamique, les observations suivantes peuvent être citées:

- Approximativement, (57%) de pertes d'énergie utile se produisent pendant le processus d'étranglement aux niveaux des soupapes d'échappement ;
- Approximativement (43%) de pertes d'énergie utile sont dus aux frottements dans le collecteur d'échappement. Ces pertes ne deviennent significatives qu'après l'ouverture de la soupape d'échappement ;
- L'étude paramétrique sur l'optimisation du diamètre du collecteur (tubulure) a révélé les points suivants: lorsque le diamètre de collecteur augmente, les pertes par frottement de ce dernier diminuent bien que les pertes par étranglement augmentent. La combinaison des deux effets donne une orientation pour un diamètre optimal. Les changements géométriques du collecteur montrent des effets significatifs sur les performances du moteur.
- Cette étude paramétrique a été établie pour déterminer (voir) la réponse des pertes de système d'échappement aux différents changements dans ce système. Le résultat de cette étude montre que les paramètres principaux pour la sélection d'un diamètre de collecteur sont: le coefficient

–

de perte d'écoulement (k_t , mieux de diminuer), la fréquence de rotation du moteur (n) et le rapport air fuel.

Conclusion

Le choix d'un modèle « optimum » diffère considérablement en fonction de l'objectif. Parmi les modèles non linéaires, un large choix est proposé par cette étude bibliographique. Chacun présente, en fonction des objectifs définis, des avantages et des inconvénients. Le modèle acoustique conduit, suite aux simplifications apportées, à un système d'équations aux dérivées partielles intégrables analytiquement mais d'une utilisation limitée aux conduites d'admission. La méthode des caractéristiques reproduit bien le comportement global du moteur, elle est largement utilisée pour la conception des collecteurs des moteurs alternatifs, mais, son temps de calcul reste important. La méthode de vidange remplissage néglige l'effet « de l'alimentation pulsée de la turbine », son caractère itératif nécessite un temps de calcul considérable. Donc, la détermination d'un modèle mathématique pour le moteur nécessite diverses hypothèses simplificatrices afin de limiter sa complexité tout en gardant le maximum possible de la précision nécessaire aux objectifs fixés [24].

Chapitre II Systèmes d'admission et d'échappement

Processus d'échange de gaz- Processus d'admission et d'échappement

Systèmes d'admission et d'échappement

1. Introduction

Le moteur à combustion interne, à allumage commandé et à aspiration naturelle, est, sans conteste, le meilleur générateur d'énergie motrice. Notre objectif est d'étudier plus particulièrement les effets d'inertie des gaz afin d'améliorer sa modélisation. Aujourd'hui, l'enjeu est de développer un moteur plus propre, plus petit et plus économique. La distribution des gaz lors de l'admission et de l'échappement se fait par la mise à l'atmosphère du cylindre par tout moyen approprié dont les ouvertures et fermetures déterminent les différentes phases. Les plus importantes difficultés pratiques concernent le remplissage du cylindre en gaz frais et l'évacuation des produits de la combustion car les conditions d'écoulement des masses gazeuses modifient les courbes théoriques du fait de l'inertie du gaz, des phénomènes pulsatoires régnant dans les tubulures, du frottement pariétal ainsi que des échanges de chaleur. Le bon fonctionnement du moteur à combustion interne alternatif suivant le cycle réel à quatre temps est directement lié aux problèmes de transfert de gaz, conditionnant le remplissage du moteur. Le but de l'admission étant de remplir le cylindre, il est nécessaire en début de phase, d'avoir une différence de pression entre la tubulure et le cylindre. Du fait des phénomènes pulsatoires régnant dans la tubulure, la pression atteint des valeurs élevées. Cette pression peut être plus forte que celle qui règne dans le cylindre ce qui permet de combattre l'inertie de l'organe d'admission par une ouverture prématurée (avant le PMH) appelée AOA (avance à l'ouverture d'admission). Si l'inertie de la colonne gazeuse est gênante en début de phase, elle est par contre très favorable en fin de phase, ce qui permet de retarder la fermeture de l'organe d'admission soit RFA (retard à la fermeture d'admission après le PMB) jusqu'à l'équilibre des pressions entre le cylindre et la tubulure, limite du reflux. Pour l'échappement, l'avance à l'ouverture de l'échappement supprime la première partie isochore du diagramme théorique. La pression varie progressivement jusqu'à la fermeture de l'organe d'échappement que l'on retarde RFE (retard à la fermeture d'échappement après le PMH) jusqu'à obtenir la condition de non refoulement, c'est-à-dire l'équilibre des pressions entre le cylindre et la tubulure d'échappement. On constate qu'autour du PMH, entre AOA et RFE les organes d'admission et d'échappement sont simultanément ouverts. Cette situation caractéristique est le croisement de la distribution, qui détermine la faculté de vidange et de remplissage du cylindre à un certain régime de rotation du moteur. La vidange du cylindre, proportionnel à la vitesse d'évacuation des gaz brûlés, se poursuit bien après le PMH grâce à l'énergie cinétique acquise par la colonne gazeuse en mouvement qui crée derrière elle une certaine dépression fonction de sa vitesse. Cette dépression lors du croisement est utilisée pour vaincre l'inertie de la colonne de gaz frais destinée au remplissage de manière à lui faire prendre de la vitesse. Dès lors, un problème se pose, il ne faut absolument pas que la dépression suivant la colonne de gaz brûlés soit supérieure à celle créée par la descente du piston

dans le cylindre; auquel cas la masse gazeuse fraîche serait en partie distribuée dans l'échappement avec toutes les conséquences que cela pourrait entraîner: pertes de remplissage donc pertes de rendement [44].

2. Fonction et composants des systèmes d'admission et d'échappement

La fonction des systèmes d'admission et d'échappement des MCI est de délivrer l'air nécessaire pour la combustion et évacuer les gaz d'échappement avec de faibles influences sur les performances du moteur. Ces systèmes peuvent inclure d'autres composantes telles que les composantes d'utilisation de l'énergie des gaz chauds d'échappement. Donc, ils nécessitent une désignation appropriée pour avoir de meilleures performances globales du moteur.

Généralement, le système d'admission est typiquement constitué d'un filtre à air, carburateur et papillon ou (injecteur de fuel et papillon) ou papillon avec injecteur de fuel individuel dans chaque port d'admission et répartiteur d'admission. Durant le processus d'admission, les pertes de pression se produisent lorsque le mélange passe à travers ou par chacune de ces composantes. Il y a aussi une chute de pression à travers le port d'admission et la soupape. Le système d'échappement est typiquement constitué d'un collecteur d'échappement, tube d'échappement, souvent un catalyseur de conversion pour le contrôle des émissions et un silencieux. La figure (**Fig.II-1**) illustre les processus d'admission et d'échappement d'écoulement de gaz dans un moteur à allumage commandé conventionnel. Ces écoulements sont pulsatoires. Cependant, beaucoup d'aspects de ces écoulements peuvent être analysés sur bases quasi stationnaires et les pressions indiquées dans le système d'admission sur cette figure (**Fig.II-1**), représentent les valeurs moyennées par rapport au temps d'un moteur multi cylindre.

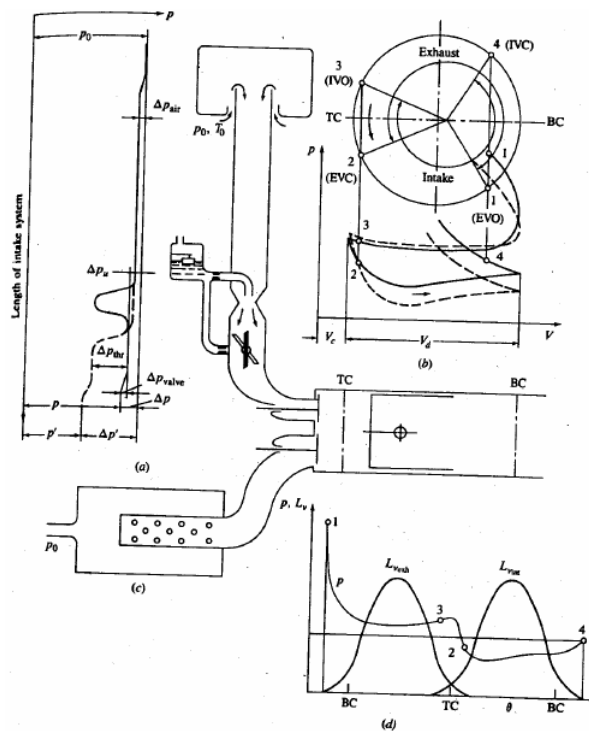


Fig.II-1: processus d'admission et d'échappement pour un moteur à quatre temps et à allumage commandé: (a) système d'admission et pressions moyennes avec; (b) distribution de la soupape et diagramme pression- volume; (c) système d'échappement; (d) pression de cylindre p et la levée de soupape L_v en fonction de l'angle θ de rotation de vilebrequin. Lignes continues pour ouverture complète de la plaque papillon; lignes interrompues pour l'ouverture partielle; p_0, T_0 , conditions atmosphériques; Δp_{air} =pertes de pression en filtre à air; Δp_u =pertes d'admission en amont de la plaque papillon; Δp_{thr} =pertes de pression à travers la plaque papillon; Δp_{valve} =pertes de pression à travers la soupape d'admission [45]

En raison de la variation temporelle de la section d'ouverture de la soupape et du volume de cylindre, les effets d'inertie des gaz et la propagation des ondes dans les systèmes d'admission et d'échappement, les pressions en admission, en cylindre et en échappement durant ces processus d'échange de gaz varient de manière complexe. Le calcul analytique de ces processus est difficile. En pratique, ces processus sont souvent traités empiriquement en utilisant des paramètres globaux tel que le rendement volumétrique pour définir les performances des systèmes d'admission et d'échappement [11]. Les ondes (de pression) se produisent dans les tubulures des moteurs à combustion interne à cause de la nature périodique des processus d'admission et d'échappement. Les ondes de petites amplitudes se comportent mathématiquement de façons linéaires tandis que celles de grandes amplitudes sont non linéaires. Le comportement linéaire implique que les effets de deux ondes en interaction sont simplement la somme des effets lorsque chacune agit individuellement. Ceci est vrai pour les ondes sonores et peut être appliqué à l'action d'onde pour les tubulures d'admission mais, il n'est pas réellement applicable aux ondes de pression qui se produisent dans les tubulures d'échappement de moteurs à combustion interne. Les ondes dans les systèmes moteurs sont généralement non linéaires et nécessitent des méthodes de calcul plus complexes.

3. Phénomène oscillatoire dans les conduites d'admission/échappement de MCI

Lors de l'ouverture de la soupape d'échappement, la pression dans le cylindre étant élevée, une onde de pression se propage dans le collecteur à la vitesse du son (**Fig.II-2**) [46].

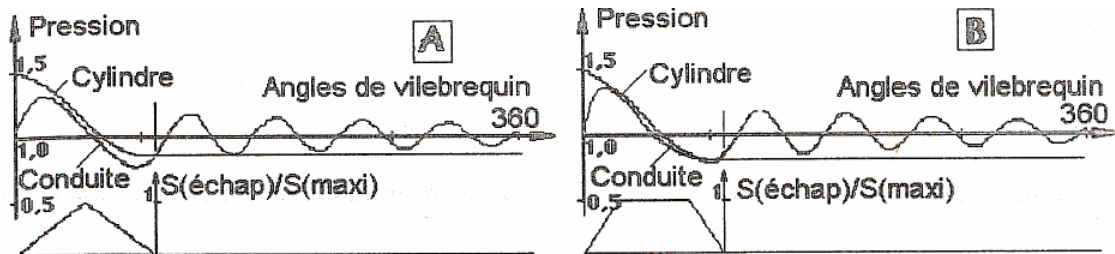


Fig.II-2: Pressions des gaz brûlés dans la conduite d'échappement calculées pour une ouverture et une fermeture lentes (A) et rapide (B) de la lumière d'échappement. $S(\text{échap})/S(\text{maxi})$: rapport entre la section de la lumière d'échappement et la section maximale [46].

Lorsque cette onde arrive à la sortie de la tubulure, elle se réfléchit en onde de dépression et remonte le courant gazeux à la même vitesse de son. Si cette onde arrive à la soupape un peu après la sortie de la bouffée suivante (phase d'échappement du cycle suivant) elle facilite la vidange du cylindre et crée un mouvement d'aspiration de l'air frais. Ce mouvement améliore le remplissage ou le balayage dans le cas des moteurs à deux temps. Cet effet n'est valable que pour une seule vitesse du moteur et pour une longueur de tuyauterie compte tenu de la présence de volumes. Dans le cas d'un moteur multicylindre, il y a interférence des cylindres entre eux lorsqu'ils échappent sur la même conduite. Dans le cas d'un moteur à quatre temps, la durée d'un cycle est de 720 degrés de vilebrequin, la durée d'un échappement est supérieure à 180 degrés de vilebrequin. Il est donc possible de placer l'échappement de trois cylindres sans interférence sur une même conduite. Ceci est plus difficile dans le cas d'un moteur à quatre cylindres. Cet effet existe également dans le cas de l'admission du moteur, mais il est moins prononcé et est appelé effet *KADENACY*.

Lorsque l'inertie de la colonne d'air à l'admission est utilisée pour obtenir un meilleur remplissage du cylindre en charge fraîche, c'est l'effet *KADENACY* [47]. Pour la modélisation de l'admission, et dans le cas des moteurs à allumage commandé, un système électronique d'alimentation en carburant avec une injection indirecte dans la conduite d'admission est utilisé. A chaque instant, il est nécessaire de connaître le débit d'air pour définir le débit de carburant. Ce débit de carburant doit être compris en permanence dans les limites de la richesse comprises entre 0.98 et 1.02 pour que le pot catalytique ne soit pas surchargé. L'écoulement dans le cylindre du moteur est transitoire d'une part, car la vitesse du piston varie à chaque instant et d'autre part, par ce que le papillon des gaz change en permanence de position fermant plus ou moins la conduite

d'admission. Enfin, un volume d'atténuation des ondes acoustiques vient perturber l'écoulement [48].

- Pour les petits collecteurs, et collecteurs compacts en formes, les modèles de vidange remplissage peuvent être un outil de prédiction utile [11];
- Dû à la variation temporelle de l'aire d'ouverture de soupape, du volume de cylindre, les effets d'inertie des gaz et la propagation des ondes dans les systèmes d'admission et d'échappement, les pressions d'admission (dans le cylindre et d'échappement durant le processus d'échange de gaz) varient d'une manière complexe. De plus, les calculs analytiques de ces processus sont difficiles. En pratique, ces processus sont souvent traités empiriquement en utilisant des paramètres globaux, tels que, le rendement volumétrique pour définir la performance des systèmes d'admission et d'échappement.
- Le phénomène d'écoulement d'air dans les collecteurs peut être considéré comme in affecté par l'écoulement du fuel. Le cas contraire n'est pas valide: l'écoulement du carburant, liquide et vapeur dépend fortement de l'écoulement d'air.
- L'écoulement de l'air à la sortie des collecteurs se produit en séries de pulsations, en arrivant à chaque cylindre. Chaque pulsation est approximativement sinusoïdale en forme.
- Le modèle le plus simple qui peut décrire le phénomène d'écoulement dans les collecteurs (répartiteurs) est le modèle de plenum (chambre de tranquillisation) ou vidange remplissage, il est basé sur l'hypothèse qu'à n'importe quel moment (t) donné, la pression dans le collecteur est uniforme.

4. Les effets combinés quasi statiques et dynamiques

Les paramètres déterminant le remplissage se divisent en deux sous ensembles: **les paramètres statiques** caractérisant le remplissage brut et **les paramètres dynamiques** déterminant le remplissage effectif net. La résultante de ces deux ensembles étant le rendement volumétrique global du moteur qui est directement proportionnel à la masse de gaz frais se trouvant dans le cylindre au début de la compression. Le remplissage brut peut se définir comme le produit de la section temps par le coefficient de débit de l'organe d'admission ce qui caractérise la perméabilité du système. Les facteurs dynamiques correspondent à l'utilisation efficace des inerties des fluides et des pulsations dans les tubulures d'admission et d'évacuation des gaz. Ceci débouche sur l'aérodynamique des tubulures qui doit permettre d'obtenir au moment du balayage autour du PMH une onde de pression à l'admission et une onde de dépression à l'échappement, ce qui est simultanément en rapport avec la vitesse de rotation et les diagrammes section temps [44].

Lorsqu'un gaz s'écoule transitoirement à travers un système de tubes, chambres, ports et soupapes, l'ensemble des forces de frottement, de pression et d'inertie sont présentes. L'importance relative de ces forces dépend de la vitesse des gaz et les dimensions et formes de ces passages et des jonctions (raccordements). L'ensemble des effets quasi stationnaire (statiques) et dynamiques sont souvent significatifs. Depuis que les effets des changements en vitesse de rotation du moteur, désignation des (collecteurs/répartiteurs) (d'échappement/admission), ports et soupapes sont en corrélation, plusieurs phénomènes séparés qui peuvent affecter le rendement volumétrique peuvent être identifiés [11].

4.1. Pertes par frottement

Pour chaque composant en système d'admission/échappement, l'équation de Bernoulli permet de calculer la perte totale de pression due au frottement, en fonction du coefficient de résistance qui dépend des caractéristiques géométriques des composants et la vitesse moyenne de piston. Cette équation indique l'importance de larges aires d'écoulement pour les composants afin de réduire les pertes par frottement et la dépendance de ces pertes à la vitesse du moteur.

– Pertes de pression dues au frottement:

Pour chaque composant du système d'admission/échappement, l'équation de Bernoulli donne:

$$\Delta p_i = \xi_j \rho \cdot v_j^2 \quad (II-1)$$

Tels que ξ_j est le coefficient de résistance pour le composant qui dépend de ses caractéristiques géométriques et v_j est la vitesse locale. En supposant que l'écoulement est quasi stationnaire, v_j est reliée la vitesse moyenne de piston S_p par:

$$V_j \cdot A_j = S_p \cdot A_p \quad (II-2)$$

Telles que A_j et A_p sont respectivement l'aire d'écoulement minimal du composant et l'aire du piston. Par suite, la perte totale de pression due au frottement est:

$$p_{am} - p_c = \sum \Delta p_j = \sum \xi_j \rho \cdot v_j^2 = \rho \bar{S}_p \sum \xi_j \left(\frac{A_p}{A_j} \right)^2 \quad (II-3)$$

Cette équation indique l'importance de larges aires d'écoulement pour les composants afin de réduire les pertes par frottement et la dépendance de ces pertes à la vitesse de rotation du moteur.

4.2. Effet Kadenacy (Ram effect)

La masse d'air introduite dans le cylindre, et par suite le rendement volumétrique, est souvent entièrement déterminée (contrôle) par le niveau de pression dans le port d'admission pendant la période courte avant que la soupape d'admission se ferme [27]. Pour des régimes moteur élevés, l'inertie des gaz dans le système d'admission lorsque (la soupape d'admission se ferme) augmente la pression dans le port et continue le processus d'alimentation en air lorsque le piston

s'arrêtera autour de PMB et commence le temps de compression. Cet effet augmente progressivement lorsque la fréquence du moteur augmente. La soupape d'admission est fermée entre $[40 \div 60]$ après le PMB, en partie, afin de bénéficier de ce phénomène de Kadenacy.

Les écoulements au sein des collecteurs d'échappement et répartiteurs d'admission sont transitoires et ont des effets d'entrée qui impliquent des variations en taux (débits) d'écoulement.

5. Processus d'échange de gaz (période ouverte): Processus d'admission et d'échappement

Il s'agit ici d'étudier la période durant laquelle les produits de combustion formés pendant la période fermée sont expulsés et remplacés par l'air frais. Le processus d'échange de gaz, comme le processus de combustion est associé avec des échanges majeurs dans la composition de la charge de cylindre, mais ces changements sont maintenant connectés avec l'incrément de masse entrant dm_e (souvent air frais) et l'incrément de masse sortant dm_s (souvent produits de combustion) chacune a une composition connue, dans le cas d'écoulement d'entrée et de sortie simultanément. Les grandeurs de ces incréments de masses sont fonctions des débits instantanés qui sont à leur tour fonctions des caractéristiques géométriques des soupapes (ports) d'admission et d'échappement, des états des gaz entrant et sortant et la différence de pression disponible à travers les soupapes (ports). Pour les moteurs de plus hautes vitesses, et plusieurs moteurs de vitesses moyennes et lentes, la pression de répartiteur d'admission et celle de collecteur d'échappement font l'objet (sujet) de fluctuations cycliques substantielles de pression qui conduisent à une complexité tel que le changement d'état des gaz dans les répartiteurs d'admission et collecteurs d'échappement.

A ce propos, deux techniques sont disponibles: la technique appelée vidange remplissage, qui traite les collecteurs/répartiteurs comme ayant un état uniforme à tout moment [21] et la procédure des calculs par action d'onde, souvent par la méthode des caractéristiques pour laquelle les différentes caractéristiques du fluide sont calculées dans le collecteur/répartiteur sur la base des ondes complexes de pression qui se propagent à partir des soupapes d'admission ou d'échappement et font l'objet d'une réflexion et transmission partielles répétées aux branches, jonctions, etc....

Le débit massique d'écoulement de gaz d'échappement et les propriétés de gaz d'échappement varient d'une manière significative durant le processus d'échappement. L'origine de cette variation pour un processus d'échappement idéal est évidente à partir de la figure (**Fig.II-3**).

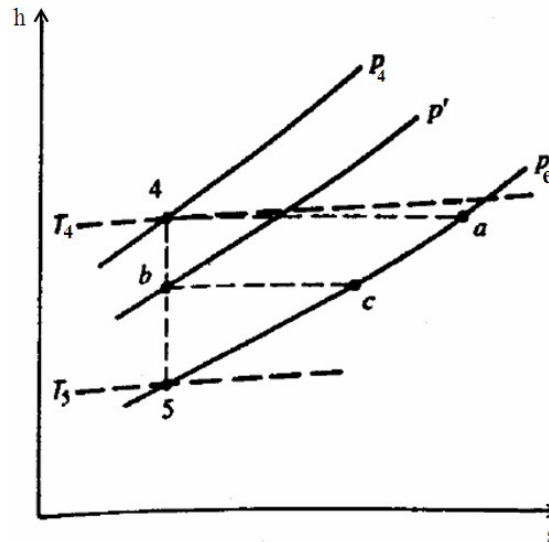


Fig.II-3: diagramme d'enthalpie-entropie d'état de gaz durant le processus d'échappement [11].

Lorsque la soupape d'échappement s'ouvre au point 4, la pression cylindre est au dessus de la pression de collecteur d'échappement et un processus de décompression (blowdown) se produit. Dans le modèle de processus idéal d'échappement, cette décompression se produit lorsque le piston est au (PMB). Durant ce processus de décompression, le gaz restant à l'intérieur du cylindre se détend d'une manière isentropique. Les gaz évacués à partir du cylindre subissent une détente irréversible. Il est supposé que l'énergie cinétique acquise par chaque élément lorsque il est accéléré à travers la soupape d'échappement est dissipée en processus de mélange turbulent dans le port d'échappement en une énergie interne. Par ailleurs, on suppose qu'aucun transfert thermique ne se produit, l'enthalpie de chaque élément de gaz après avoir quitté le cylindre reste constante. Ces processus ont été illustrés en diagramme h-S sur la figure (**Fig.II-3**). Le gaz restant dans le cylindre se détend d'une manière isentropique le long de la ligne 4-5. Le premier élément de gaz qui quitte le cylindre au point 4 entre dans le collecteur d'échappement à l'état (a) sur la ligne de pression p_e . Un élément qui quitte le cylindre à un état intermédiaire (b) sur la ligne de détente 4-5 doit entrer dans le collecteur d'échappement à l'état (c). A la fin de processus de décompression du gaz dans le cylindre, le dernier élément du gaz est à l'état (5). Il y a donc, un gradient de température en gaz d'échappement. La température du premier élément échappé, T_a est légèrement inférieure à T_4 . La température du dernier élément échappé est à la température T_5 . Le déplacement du gaz en dehors du cylindre suit le processus de décompression lorsque le piston se déplace du PMB au PMH. Si les effets de transfert de chaleur et de la dissipation de l'énergie cinétique sont négligés, aucun changement en état thermodynamique de gaz ne se produit. Dans ce processus de déplacement, la masse de gaz dans le cylindre à la fin de processus de décompression est en plus diminuée par le rapport V_5/V_6 . Dans le processus réel d'échappement, la soupape d'échappement étrangle

l'écoulement sortant de cylindre, la levée de la soupape varie avec le temps, et le volume de cylindre change durant le processus de décompression, mais le principe reste le même [11].

Côté modélisation, les simples modèles quasi-stationnaires de ces phases donnent des calculs numériques qui sont en bon accord avec les données expérimentales. Le modèle de chute de pression (de décompression, blowdown) est obtenu par application des équations d'écoulement à travers un orifice à l'écoulement au travers de la soupape d'échappement, en utilisant la pression mesurée de cylindre et la température estimée pour les conditions d'arrêt en amont. L'équation (II-1) est utilisée lorsque le rapport de pression à travers la soupape excède la valeur critique. L'équation (II-2) est utilisée lorsque le rapport de pression est inférieur à la valeur critique. La température des gaz d'échappement varie substantiellement durant le processus d'échappement, et diminue à cause des pertes par transfert thermique lorsque le gaz s'écoule par la soupape d'échappement et à travers le système d'échappement [49].

- Lorsque le rapport de pression à travers la soupape dépasse la valeur critique, on utilise l'équation d'écoulement étranglé :

$$\dot{m}_{réel} = \frac{C_D \cdot A_T \cdot P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \cdot \gamma^{1/2} \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \quad (II - 4)$$

- Lorsque le rapport de pression est inférieur à la valeur critique, on utilise :

$$\dot{m}_{réel} = \frac{C_D \cdot A_T \cdot P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \cdot \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{1/\gamma} \left\{ \left(\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \right) \left[1 - \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right] \right\}^{1/2} \quad (II - 5)$$

La puissance indiquée d'un moteur à combustion interne à un régime donné de moteur est proportionnelle à la masse d'air contenue dans le cylindre. Donc, introduire une masse d'air maximale à une large accélération ou pleine charge et retenir cette masse dans le cylindre est l'un des objectifs majeurs de processus d'échange de gaz. Les objectifs des processus d'admission et d'échappement de moteurs avec des cycles à quatre temps ou le processus de balayage pour des moteurs avec des cycles à deux temps consistent à éliminer les gaz brûlés à la fin de la détente et d'introduire l'air frais pour le cycle suivant. Un objectif additionnel du processus d'admission est d'installer ou de mettre le champ d'écoulement approprié dans le cylindre. L'efficacité de ces processus d'échange est définie par des paramètres globaux tels que le rendement volumétrique pour le moteur à quatre temps et le rendement de balayage (remplissage) et le rendement mécanique (trapping) pour le moteur à deux temps. Les écoulements d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne réciproques jouent un rôle important pour la détermination des performances du moteur, le rendement et les émissions. Les processus d'échanges de gaz,

l'écoulement en collecteurs d'échappement ou répartiteurs d'admission et l'écoulement autour des soupapes d'admission et d'échappement jouent un rôle important pour la détermination des rendements volumétrique et de balayage, respectivement des moteurs à quatre temps et à deux temps, et en établissant le champ d'écoulement en cylindre du moteur.

6. L'écoulement du mélange frais dans le système d'admission

6.1. Modélisation du système d'admission

L'écoulement est supposé unidimensionnel et quasi-permanent. Le modèle adopté consiste à considérer le système d'admission comme une série de plenums reliés entre eux par des orifices à parois minces [50], [51], [52]. Bien que ce modèle s'éloigne quelque peu de la géométrie réelle du système d'admission, la forme et la longueur des conduites n'étant pas prises en compte, son application est pleinement justifiée dans notre cas, car le moteur étudié est un moteur classique équipé d'un collecteur d'admission très compact. On peut donc s'attendre à ce que ce collecteur se comporte comme un plenum vis-à-vis des autres sections de passage comme la soupape et le carburateur. Cette notion de rendre compact le collecteur d'admission est développée dans l'annexe A.

Le système d'admission du moteur est donc considéré comme étant composé de trois plenums (**Fig.II-4**): un plenum de volume infini représentant l'atmosphère, un volume fixe et invariable, correspondant au volume du collecteur d'admission et un volume variable qui représente le cylindre. Deux orifices doivent être considérés, à savoir la section offerte au mélange frais par le papillon du carburateur, et celle du passage au travers de la soupape d'admission. Le premier orifice est fixé pour une charge déterminée du moteur, tandis que le second varie avec la hauteur de levée de la soupape [49].

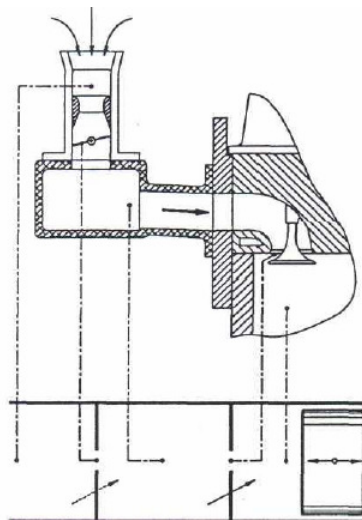


Fig.II-4: système d'admission d'un moteur à combustion interne [49]

6.2. Les écoulements en répartiteurs d'admission (écoulement d'admission)

- Les détails des écoulements d'air et de fuel en répartiteurs d'admission sont extrêmement complexes ;
- La combinaison d'écoulement de pulsation dans chaque cylindre, les différentes configurations géométriques d'écoulement à partir du plenum, dans le boîtier papillon, à travers chaque tube primaire (runner) et chaque branche de répartiteur d'admission...etc., sont des domaines assez complexes à étudier.
- Les répartiteurs d'admission sont constitués typiquement d'un plenum en face duquel est raccordé le boîtier papillon, des tubes primaires individuels alimentant les branches qui conduit à chaque cylindre (le plenum peut alimenter les branches directement).
- Les critères de désignation les plus important sont: une basse résistance à l'écoulement d'air, une bonne distribution de l'air et du fuel entre les cylindres, des longueurs de tubes primaires et des branches qui peuvent permettre de profiter d'effet dynamique (ram effect) et des effets de calage, etc....
- Certains compromis sont nécessaires: les dimensions des tubes primaires et des branches doivent être assez larges pour permet un écoulement adéquate sans conduire la vitesse d'air à devenir trop faible pour transporter les particules (gouttelettes) du carburant.
- Des tubes primaires et des branches larges et longues avec des courbures larges peuvent être utilisées pour donner des tubes primaires de longueurs égales et profiter au mieux des effets de calage et dynamique.
- Le phénomène d'écoulement d'air en répartiteur (tubulure système) d'admission peut être considéré non affecté par l'écoulement du carburant.
- Plusieurs modèles d'écoulement en répartiteur (tubulure) d'admission ont été proposés [53, 54]. Les différences essentielles entre la simulation des écoulements dans les circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne et le calcul des écoulements dans d'autres situations sont:
- Le rapport (longueur/diamètre) en circuit moteur à combustion interne est petit comparé avec celui où ce rapport est suffisamment grand pour que l'écoulement turbulent soit complètement développé, et par suite, l'écoulement transitoire peut être considéré d'être essentiellement 1D en nature;

- Le moteur a un écoulement périodique et peut atteindre un état périodique stationnaire, alors que, beaucoup de cas d'écoulement en tubulure ont une simple et brusque décharge ou décompression (blowdown);
- Le fluide dans les circuits des moteurs à combustion interne peut être considéré comme gaz parfait, alors que, il est parfois nécessaire de considérer des propriétés plus complexes des écoulements en tubulure [10].

7. Procédure de calage (d'un point de vue pratique)

Les concepteurs de véhicule ont toujours été conscient que la géométrie des répartiteurs d'admission affecte d'une manière considérable les performances des moteurs réciproques comme présenté par Capetti [6], Boden et Schecter [4]. Les systèmes d'admission peuvent être calés (tuned) pour donner une alimentation améliorée en cylindre à une vitesse particulière du moteur et les circuits à géométrie variable exploitent ce phénomène pour augmenter le rendement volumétrique à travers la gamme complète de vitesse [10].

L'écoulement pulsatoire du processus d'échappement à partir de chaque cylindre donne naissance à des ondes de pression dans le système d'échappement. Ces ondes de pression se propagent à la vitesse locale du son relativement au mouvement de gaz d'échappement. Les ondes de pression interagissent avec les jonctions et extrémités des tubes dans le collecteur et les tubes d'échappement. En moteur multi cylindrique, ces ondes transmises et réfléchies peuvent interagir l'une avec l'autre. Ces ondes de pressions peuvent aider ou inhiber les processus d'échange de gaz. Lorsqu'elles aident le processus en réduisant la pression dans le port d'échappement vers la fin du processus d'échappement, le système d'échappement se dit calé (calage) [55].

Pour les écoulements à l'admission les ondes de détente peuvent être propagées en arrière vers le répartiteur d'admission. Ces ondes de détente peuvent être réfléchies à l'extrémité ouverte du répartiteur (au plenum) donnant naissance à des ondes de pression positive qui se propagent vers le cylindre. Si le temps de distribution ou le réglage de ces ondes est effectué d'une manière appropriée, l'onde de pression positive conduit à accroître la pression d'admission nominale. Ceci conduit à l'augmentation de la masse d'air introduite. Un système d'admission est décrit par un système calé [55]. Le mécanisme de base de calage de répartiteur (tubulure) d'admission est de fournir une haute pression à la soupape d'admission de telle sorte que le débit massique entrant dans le cylindre est augmenté à un régime donné de moteur. Après l'ouverture de la soupape d'admission, la descente du piston durant le temps d'admission permet de réduire la pression dans

le cylindre et donnant naissance à une onde de détente qui peut se propager dans le tube d'admission. Cette onde de détente traverse le tube d'admission puis se réfléchit dans la période critique définie ci-dessus afin d'augmenter le remplissage du cylindre avec de l'air.

Le mécanisme de base pour le calage du répartiteur d'admission est de fournir une haute pression à la soupape d'admission de telle sorte que la masse d'écoulement entrant en cylindre est augmentée à un régime donné de vitesse de rotation du moteur. En particulier, il est essentiel qu'une haute pression soit maintenue à la soupape d'admission en une période entre le point mort bas (PMB) du temps d'admission et un point juste avant la fermeture de la soupape [27]. Ceci permet au processus d'admission de se prolonger au-delà du (PMB), et ainsi, capturer une grande quantité d'air à haute pression en prévenant d'un renversement significatif d'écoulement dans le répartiteur d'admission. Broome [56], donne une bonne description du processus sous-jacent (caché) qui se produit en calage. Lorsque la soupape d'admission est ouverte, le calage se produit lorsque la vitesse du moteur est de telle sorte que le processus d'admission est adapté à la fréquence naturelle de système combiné du tube et du cylindre.

Chapitre III Modèles mathématiques

Modélisation mathématique

Modélisation mathématique

La modélisation peut être définie comme la démarche qui consiste à construire des schémas plus ou moins simplifiés du réel, à distinguer voire à séparer les différents phénomènes physiques mis en jeu, et en dégager les lois essentielles, à traduire ces lois sous une forme mathématique permettant le calcul et à bâtir ainsi des modèles physico-mathématiques suffisamment simples pour que leur étude permette d'enrichir la compréhension et ensuite, connaissant les causes, d'en prédire les effets. Cette démarche peut en somme se résumer par les deux termes *schématisation* et *rationalisation* (au sens de l'étude par le raisonnement et le calcul). La modélisation n'a vraiment pris son plein essor qu'avec les progrès des mathématiques, notamment, avec les théories du calcul infinitésimal introduites par Newton et par Leibniz au 17^e siècle et avec, elles les premières résolutions d'équations différentielles, puis au 18^e siècle grâce à la théorie moderne des fonctions et à l'apparition des équations aux dérivées partielles (Euler, Cauchy d'Alembert). A la fin de 19^e siècle, c'est la mise au point des premières méthodes asymptotiques (approchées, par Poincaré notamment). Enfin, au 20^e siècle, et jusqu'à nos jours, les progrès gigantesques du calcul numérique et des outils informatiques ont donné à la modélisation une place de tout premier plan dans l'activité scientifique, au point que le terme modélisation est à présent parfois utilisé dans le sens de modélisation numérique. Grâce au développement du calcul numérique, la modélisation devient un outil de prédiction de plus en plus élaboré. La construction d'un modèle en mécanique peut être vue comme la succession d'un certain nombre d'étapes à mesure que les grandeurs physiques élémentaires sont introduites. On parle alors de simulation. La simulation, nécessairement numérique, intervient souvent comme une démarche de recherche industrielle. Elle s'introduit de plus en plus dans les activités de la conception. Grâce à elle, les constructeurs peuvent à présent faire l'économie de nombreux essais qui nécessitaient l'élaboration longue et coûteuse de prototypes.

Généralement un modèle mathématique consiste en un ensemble d'équations différentielles qui régissent quantitativement un système ou un phénomène donné. Le modèle mathématique considéré dans notre cas est celui basé sur les lois fondamentales de la physique, et de la mécanique des fluides et de la thermodynamique en particulier. Souvent, on peut même faire des hypothèses pour la construction de ces modèles. Certaines de ces hypothèses, sont déjà justifiées complètement et rigoureusement grâce aux progrès scientifiques tandis que certains autres sont utilisés avec pour objectif de rendre le problème solvable.

En général, un modèle de simulation pour le fonctionnement transitoire du moteur doit avoir les caractéristiques suivantes:

- Haute fidélité ;
- Donne une perspicacité adéquate dans (pour) les différents processus du moteur, en identifiant les effets des paramètres clés de fonctionnement ;
- Doit être flexible et avec la nécessité ou dépendance minimale pour les données empiriques ;
- Doit avoir des exigences limitées en temps de calcul (exécution) ;
- Doit être modulaire afin d'être capable d'adopter de nouveaux sous programmes;
- Doit être aisément adaptable pour les différentes conditions de fonctionnement du moteur.

De tels modèles utilisent une combinaison de méthodes analytiques et empiriques pour représenter un composant ou un phénomène et peuvent être classés selon ses degrés de complexité en: modèles de base analytique qui tentent de focaliser sur la variation en °CA des variables de moteur en détail considérable. De l'autre côté, les modèles de base empirique qui tentent prédire les valeurs moyennes ou les tendances générales des variables majeurs de moteur avec une perte subséquente de résolution et un temps de calcul très court.

A présent, les modèles multi dimensionnels ont un nombre de limitations lorsqu'ils viennent pour modéliser les systèmes du moteur complet ou en entier. Ces limitations incluent la complexité générale d'établir le maillage (nombre) nécessaire pour définir la géométrie considérée, le temps nécessaire pour réaliser une simulation réelle du moteur (nombre de cycles nécessaire) et les limitations de la modélisation de l'écoulement transitoire (où le nombre de Mach est le paramètre dominant lorsque le champ d'écoulement est traversé par les ondes de pression). Par conséquent, il est relativement important de développer des modèles pour surmonter ces défauts [10].

1. Modélisation thermodynamique

Les phases d'admission de l'air et d'échappement des gaz sont capitales pour le fonctionnement d'un moteur à combustion interne. Il en est de même pour l'étude des écoulements des fluides au travers les soupapes. Le débit de ces fluides dépend: de la nature d'écoulement, de la surface de passage et du rapport de pression.

Bien que l'écoulement soit de type transitoire, il est admis qu'en le considérant OD et quasi stationnaire, l'erreur est limitée [57]. Pour prendre en compte la géométrie de l'orifice de passage des fluides, on utilise un coefficient empirique de décharge (C_D) en fonction de la levée de soupape. Pour évaluer l'influence du rapport des pressions amont et aval de la soupape, on admet que la surface dégagée lors de l'ouverture est analogue à celle d'un orifice circulaire [21].

En s'appuyant sur les hypothèses avancées et en considérant une détente isentropique, on obtient une expression du débit massique: formules de *BARRE DE SAINT VENANT* [58], établies à partir du premier principe de la thermodynamique. Selon la valeur du rapport des pressions en amont et en aval de la soupape, l'écoulement peut être subsonique ou sonique.

Les formules mentionnées précédemment et la connaissance des propriétés thermodynamiques des fluides sont suffisantes pour décrire l'évolution des paramètres caractéristiques (pression et température du fonctionnement du moteur lorsqu'une soupape d'admission ou d'échappement est ouverte. La simultanéité partielle des deux soupapes intervenant dans la phase de balayage entraîne certaines difficultés liées à l'hétérogénéité du fluide dans le cylindre. Selon les simplifications proposées, il est admis que l'on a:

- Soit un remplacement intégral des gaz brûlés par de l'air « balayage parfait » ;
- Soit l'établissement d'un mélange homogène de l'air entrant avec les gaz d'échappement encore présents dans le cylindre ;
- Soit un découpage du volume balayé en plusieurs zones [59].

Les méthodes de résolution utilisées diffèrent selon le but poursuivi, le degré de complexité rencontré et la précision recherchée. On peut les répartir en deux classes: les méthodes simples et les méthodes élaborées. Les méthodes simples consistent à appliquer les équations établies dans l'hypothèse du régime stationnaire. La résolution des équations en vue de déterminer les principaux paramètres caractéristiques des fluides moteurs (températures, pression ...) fait appel, selon la précision recherchée, à des méthodes élaborées telle que la méthode de «vidange remplissage» soit à la méthode des caractéristiques.

1.1 Méthode de «Vidange remplissage»

Les méthodes de vidange remplissage de type zéro dimensions, elles sont aussi appelées méthodes ou modèles phénoménologiques depuis qu'elles incorporent les principes scientifiques pour la simulation des différents processus [16].

L'application de cette méthode est effectuée en constatant que les différents espaces impliqués (cylindres, collecteurs/répartiteurs...) sont des systèmes ouverts. Ces espaces toujours partiellement occupés par une masse instantanée de fluide sont simultanément le siège de transferts de fluide et d'énergie constamment modifiés au cours du fonctionnement de l'ensemble propulsif. Les liaisons entre des espaces voisins et la cohérence des calculs sont assurées par l'équation de continuité.

A chaque pas de calcul, on établit un bilan instantané de masse et d'énergie. On obtient les différents paramètres caractéristiques (température, pression, débit,...) en fonction du temps. La stabilité des calculs est assurée par des tests d'arrêt de calcul itératif qui rendent compte du fonctionnement cyclique du système étudié.

L'évolution des moyens de calculs a permis par la suite de développer des logiciels [23, 60] introduisant la méthode de «Vidange remplissage» mentionnée ci-dessus. L'optimisation recherchée passe aussi par la prise en compte de grandeurs expérimentales qui permettent de définir les limites de calcul. Elles sont fournies par des bancs d'essais. Le logiciel est établi à partir des équations qui rendent compte du comportement de l'ensemble propulsif étudié, sa formulation définitive est arrêtée lorsqu'il existe un accord entre le calcul et l'expérience.

1.1.1 Hypothèses relatives à la simulation du fonctionnement du moteur

Le fonctionnement des moteurs est considéré comme une succession d'états stationnaires pendant l'intervalle correspondant à un degré d'arbre manivelle (vilebrequin; le cycle dure 720° AM). On assimile l'air et les gaz d'échappement à des gaz parfaits. L'étude de leur évolution relève des systèmes thermodynamiques ouverts. Malgré les variations de composition et de quantité, le fluide réel est assimilé à un fluide homogène occupant tout le volume disponible (voir figure ci-dessous).

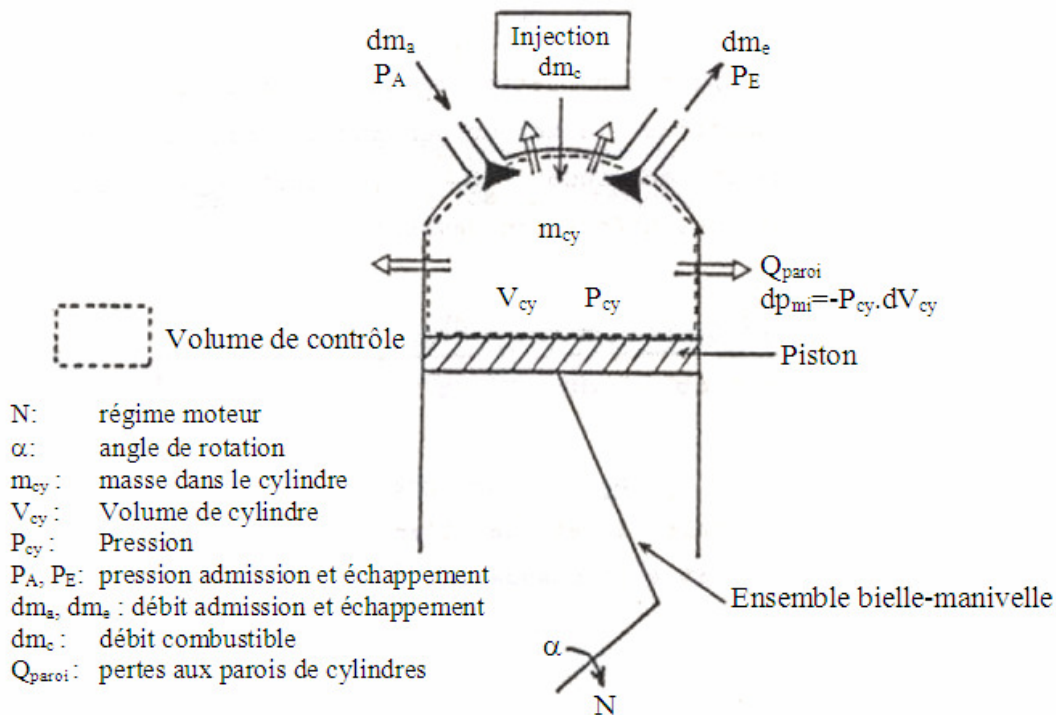


Fig.III-1-:Schématization du système étudié- paramètres caractéristiques du fonctionnement dans le cylindre [1]

1.1.2 L'équation de l'évolution transitoire de la température (équation d'énergie)

$$\underbrace{\frac{dE_t}{dt}}_{\text{Energie interne totale}} = \underbrace{\frac{dQ_{\text{paroi}}}{dt}}_{\text{Chaleur échangée avec l'extérieur par les parois}} + \underbrace{\frac{d\tau}{dt}}_{\text{Puissance mécanique reçue}} + \underbrace{\frac{dH}{dt}}_{\text{Enthalpie totale} = \sum (\text{enthalpie statique} + \text{énergie cinétique})} \quad (\text{III} - 1)$$

Pour un système ouvert, l'introduction du débit massique, $dm_{Cy}/dt \rightarrow (dm_a/dt, dm_e/dt)$

$$\frac{dE_t}{dt} = \frac{d(m_{Cy} \cdot e)}{dt} = \frac{dQ_{\text{paroi}}}{dt} - P_{Cy} \cdot \frac{dV_{Cy}}{dt} + \left(\frac{dm_a}{dt} \cdot h_a - \frac{dm_e}{dt} \cdot h_e \right) \quad (\text{III} - 2)$$

e , h_a et h_e : grandeurs massiques de l'énergie totale (E) et de l'enthalpie totale à l'admission et à l'échappement.

Sans combustion ($\Delta e=0$), (ΔE_C dans le cylindre =0) : $dE_t/dt = d(m_{Cy} \cdot e)/dt$

e : l'énergie interne massique, dans le cas où on considère le fluide comme un gaz parfait:

$$e = C_v \cdot T + e_0$$

(e , e_0 et C_v) : relatives à l'unité de masse.

$$P_{Cy} = m_{Cy} \cdot r \cdot T_{Cy} / V_{Cy}$$

$$\frac{d(m_{Cy} \cdot C_v \cdot T_{Cy})}{dt} = \frac{dQ_{\text{paroi}}}{dt} - \frac{m_{Cy} \cdot r \cdot T_{Cy}}{V_{Cy}} \cdot \frac{dV_{Cy}}{dt} + \left(\frac{dm_a}{dt} \cdot h_a - \frac{dm_e}{dt} \cdot h_e \right) \quad (\text{III} - 3)$$

r : Constante massique des gaz parfaits ;

C_v : Chaleur spécifique à volume constant.

En utilisant la relation de Mayer: $C_p - C_v = r$; $\gamma = C_p / C_v$

$$\begin{aligned} \frac{d(m_{Cy} \cdot C_v \cdot T_{Cy})}{dt} &= C_v \cdot \left[m_{Cy} \cdot \frac{dT_{Cy}}{dt} + T_{Cy} \cdot \frac{dm_{Cy}}{dt} \right] \Rightarrow C_v \cdot m_{Cy} \cdot \frac{dT_{Cy}}{dt} = \frac{d(m_{Cy} \cdot C_v \cdot T_{Cy})}{dt} - C_v \cdot T_{Cy} \cdot \frac{dm_{Cy}}{dt} \\ C_v \cdot m_{Cy} \cdot \frac{dT_{Cy}}{dt} &= \left[\frac{dQ_{\text{paroi}}}{dt} + \left(\frac{dm_a}{dt} \cdot h_a - \frac{dm_e}{dt} \cdot h_e \right) \right] - \frac{m_{Cy} \cdot r \cdot T_{Cy}}{V_{Cy}} \cdot \frac{dV_{Cy}}{dt} - C_v \cdot T_{Cy} \cdot \frac{dm_{Cy}}{dt} \\ \frac{dT_{Cy}}{dt} &= \frac{1}{C_v \cdot m_{Cy}} \cdot \left[\frac{dQ_{\text{paroi}}}{dt} + \left(\frac{dm_a}{dt} \cdot h_a - \frac{dm_e}{dt} \cdot h_e \right) \right] - \frac{r}{C_v} \cdot \frac{T_{Cy}}{V_{Cy}} \cdot \frac{dV_{Cy}}{dt} - \frac{T_{Cy}}{m_{Cy}} \cdot \frac{dm_{Cy}}{dt} \\ \frac{dT_{Cy}}{dt} &= \frac{\gamma - 1}{r \cdot m_{Cy}} \cdot \left[\underbrace{\frac{dQ_{\text{paroi}}}{dt}}_{\rightarrow 0} + \left(\frac{dm_a}{dt} \cdot h_a - \frac{dm_e}{dt} \cdot h_e \right) \right] - (\gamma - 1) \cdot \underbrace{\frac{T_{Cy}}{V_{Cy}} \cdot \frac{dV_{Cy}}{dt}}_{\rightarrow 0} - \frac{T_{Cy}}{m_{Cy}} \cdot \frac{dm_{Cy}}{dt} \quad (\text{III} - 4) \end{aligned}$$

Remarque:

Une relation de même type peut être proposée pour les collecteurs d'échappement (et ou les répartiteurs d'admission). Dans ce cas, il n'y a pas de production de travail ($d\tau \rightarrow 0$) :

$$\frac{dT_{Coll/rép}}{dt} = \frac{\gamma-1}{r.m_{Coll/rép}} \cdot \left[\underbrace{\frac{dQ_{pertes}}{dt}}_{\rightarrow 0} + \left(\frac{dm_a}{dt} \cdot h_a - \frac{dm_e}{dt} \cdot h_e \right) \right] - \frac{T_{Coll/rép}}{m_{Coll/rép}} \cdot \frac{dm_{Coll/rép}}{dt} \quad (III-5)$$

Où, Q_{pertes} : est la chaleur perdue à travers les parois de collecteur/répartiteur, $(dm_a/dt) \cdot h_a$ et $(dm_e/dt) \cdot h_e$: sont les enthalpies totales par unité de temps à l'entrée et à la sortie du collecteur/ou répartiteur.

1.1.3 Propriétés thermodynamiques des fluides utilisés dans un cycle moteur

L'enthalpie et les chaleurs spécifiques sont des grandeurs dont la connaissance est indispensable au suivi de l'évolution des paramètres caractéristiques du fonctionnement d'un moteur. Les fluides impliqués sont l'air et les gaz résultants de la combustion.

KEENAN et KAYES [61] ont établi des diagrammes expérimentaux de ces grandeurs caractéristiques en fonction de la température et de la composition du fluide par l'intermédiaire de l'excès d'air (PD=masse d'air réelle/masse d'air nécessaire à la combustion stoechiométrique). Ce rapport permet de prendre en compte la variation de la composition des gaz d'échappement pour différents excès d'air. Les courbes de *KEENAN et KAYES* (voir figure ci-dessous, **Fig.III-2**) sont retenues pour déterminer les valeurs de la chaleur spécifique à pression constante (C_p) de l'air et des gaz d'échappement.

GAUDART [62] a proposé une formulation des courbes expérimentales mentionnées précédemment en fonction de la température et du rapport PD. *KRIGER et BORMAN* [63] ont défini une expression polynomiale des abaques de *NEWALL et STARKMAN* [64] à laquelle *MARZOUK* [65] a tenté d'introduire les effets dus à la pression (gaz réel).

L'évaluation du rapport PD nécessite la connaissance de la phase de combustion dont le déroulement conditionne, par ailleurs, le fonctionnement du moteur (et l'évolution des caractéristiques de suralimentation).

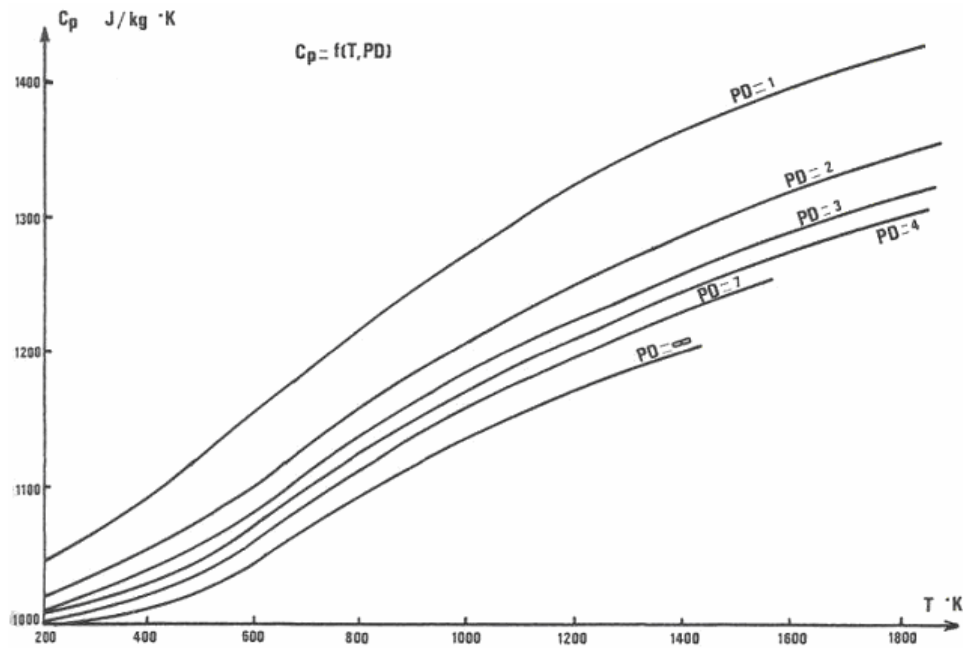


Fig.III-2: Courbes expérimentales de KEENAN et KAYES [61]

Le paramétrage de ces abaques [62] dépendant du rapport PD (PD=masse réelle d'air/masse d'air stoechiométrique) et de la température T donne les expressions suivantes:

– Pour $T \geq 600^\circ\text{K}$:

$$C_p = \left(166.3 + \frac{24.5}{PD} \right) \cdot \text{Log} \left(T - 70 - \frac{120}{PD} \right) \quad (\text{III} - 6)$$

– Pour $T < 600$, on a deux cas:

$$\begin{cases} \text{Pour } PD < 8 : C_p = (975.5 + 0.28.T) - \text{Log}(PD) \cdot (11.92 + 0.06.T) \\ \text{Pour } PD \geq 8 : C_p = 1000 + 2.85 \cdot e^{0.0088 \cdot (T - 273.15)} \end{cases} \quad (\text{III} - 7)$$

– Pour l'air: $PD = (1000/14.7) = 68.0272$

1.1.4 Ecoulement de fluides aux travers les soupapes

La connaissance du flux d'énergie dans un moteur nécessite l'évaluation du débit massique instantané aux soupapes. Comme il est mentionné précédemment, le débit dépend: de la nature d'écoulement, de la surface de passage et des pressions en amont et en aval de la soupape. Pour prendre en compte la géométrie particulière des orifices, on utilise des courbes établies par Robert [66].

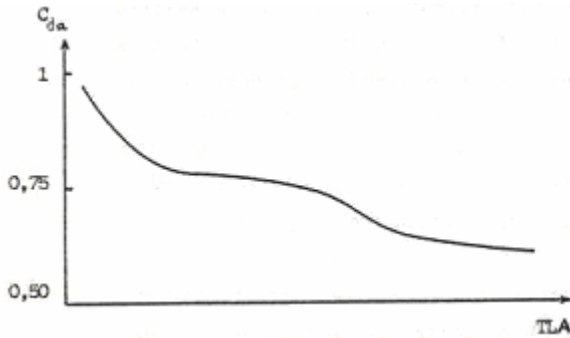


Fig.III-3: Evolution de coefficient de décharge en fonction de la levée pour la soupape d'admission [1].

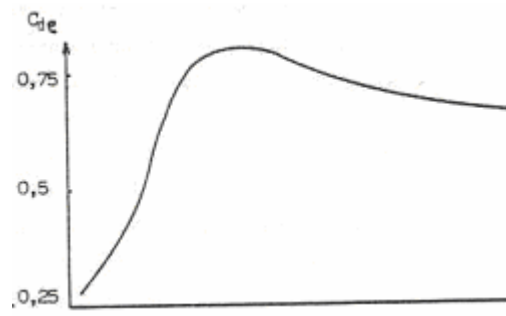


Fig.III-4: Evolution de coefficient de décharge en fonction de la levée pour la soupape d'échappement [1].

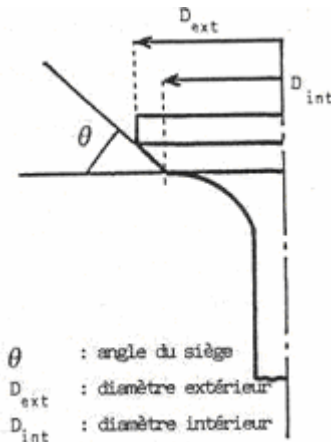
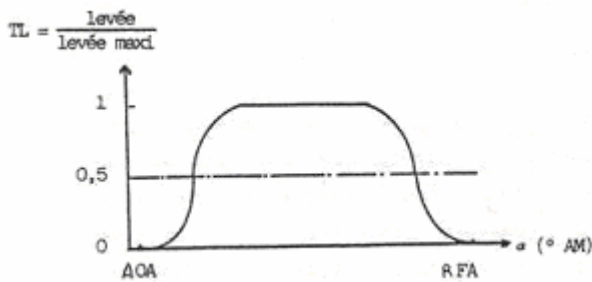


Fig. III-5: paramètres caractéristiques d'une soupape [1]

Ces courbes donnent l'évolution du coefficient de décharge (C_D) en fonction de la levée de la soupape pour l'admission (fluide employé: l'air) et l'échappement (fluide employé: les gaz) figures (**Fig.III-3** et **Fig.III-4**). Il résulte du paramétrage de ces abaques en fonction du rapport entre la levée et la levée maximale (TL) les expressions suivantes (**Fig.III-5**) :

– **Soupapes d'admission:**

- Pour $0 < TLA \leq 0.2$: $C_{DA} = \sqrt{1 - 1.8.TLA}$
- Pour $0.2 < TLA \leq 1$: $C_{DA} = 0.855 - 0.255.TLA$

– **Soupapes d'échappement:**

- Pour $0 < TLE \leq 0.34$: $C_{DE} = 0.2 + 1.62.TLE$
- Pour $0.34 < TLE \leq 1$: $C_{DE} = 0.817 - 0.157.TLE$

Le calcul des surfaces de passage aux soupapes dépend des caractéristiques géométriques de la soupape et de la levée. Un calcul détaillé [62] donne quelque soit le type de soupape; les expressions suivantes:

- Pour $ALS - (D_{ext} - D_{int}) / \sin(2.\theta) < 0$: $S_{soupape} = ALS.Cos\theta(D_{int} + ALS.Cos\theta.Sin\theta)$

– Pour $ALS - (D_{ext} - D_{int})/\sin(2.\theta) \geq 0$:

$$S_{s\text{oupape}} = \pi.(D_{ext} + D_{int})/2.\sqrt{ALS^2 + ((D_{ext} - D_{int})/2.\cos\theta)^2 - ALS.(D_{ext} - D_{int}).\text{tg}\theta}$$

Avec:

D_{ext} : diamètre extérieur ;

D_{int} : diamètre intérieur ;

θ : Angle de siège ;

ALS : la levée instantanée ;

AO : avance à l'ouverture ;

RF : retard à la fermeture ;

BETA= $A_1 - A_\phi$ défini par : BETA=AOE-16

$A_1 = A_\phi + \text{BETA}$

$A_2 = A_1 + \text{BETA}$

$A_4 = A_4 - \text{BETA}$

$A_3 = A_4 - \text{BETA}$

– Pour $A_\phi \leq \alpha \leq A_1$: $ALS = (GL/2).(1 + \sin(2.06(\alpha - A_1)))$

– Pour $A_1 < \alpha \leq A_2$: $ALS = (GL/2).(1 + \sin(1.72(\alpha - A_1)))$

– Pour $A_2 < \alpha < A_3$: $ALS = GL$

– Pour $A_3 \leq \alpha \leq A_4$: $ALS = (GL/2).(1 - \sin(1.72(\alpha - A_4)))$

– Pour $A_3 \leq \alpha \leq A_5$: $ALS = (GL/2).(1 - \sin(2.06(\alpha - A_4)))$

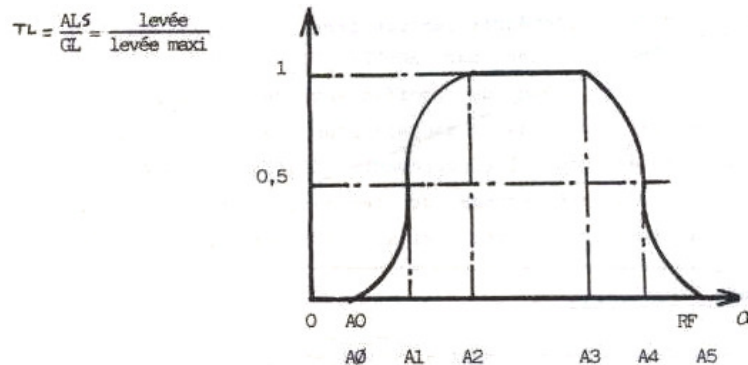


Fig.III-6: Paramétrage de la levée de soupape [62]

La mise en équation du coefficient de décharge et de la surface de passage instantanée nécessite la connaissance de la loi de levée de la soupape. Son profil, défini par l'arbre à cames (**Fig.III-6**, ci-dessus) est paramétré en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin [62]. Pour calculer le débit (dm), on applique les formules de *BARRE de SAINT VENANT* [58]

$$dm = C_D . S_{s\text{oupape}} . (p_e / \sqrt{RT_e}) \Psi(p_e, p_s) \quad (\text{III} - 8)$$

Tels que:

P_e : pression d'entrée ;

P_s : pression de sortie ;

$\Psi(p_e, p_s)$: fonction de débit

– **Régime subsonique:** si $\frac{p_e}{p_s} < \left(\frac{\overline{PN}+1}{2}\right)^{\frac{\overline{PN}}{\overline{PN}-1}}$

$$\Psi(p_e, p_s) = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot \overline{PN}}{\overline{PN}-1}\right) \left(\frac{p_e}{p_s}\right)^{\frac{-2}{\overline{PN}}} - \left(\frac{p_e}{p_s}\right)^{\frac{\overline{PN}+1}{\overline{PN}}}} = \frac{C_D \cdot A_T \cdot P}{\sqrt{R \cdot T_0}} \left(\frac{P_T}{P_0}\right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2 \cdot \gamma}{(\gamma-1)} \left[1 - \left(\frac{P_T}{P_0}\right)^{\gamma-1/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \quad (III-9)$$

– **Régime sonique:** si $\frac{p_e}{p_s} > \left(\frac{\overline{PN}+1}{2}\right)^{\frac{\overline{PN}}{\overline{PN}-1}}$

$$\Psi(p_e, p_s) = \left(\frac{2}{\overline{PN}+1}\right)^{\frac{\overline{PN}+1}{2 \cdot (\overline{PN}-1)}} \cdot \sqrt{\overline{PN}} = \frac{C_D \cdot A_T \cdot P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \cdot \gamma^{1/2} \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2 \cdot (\gamma-1)}} \quad (III-10)$$

Avec \overline{PN} : rapport de pression entre l'entrée et la sortie

Remarque:

Pour évaluer l'enthalpie à l'échappement pendant le balayage, on prend seulement en compte les gaz.

1.1.5 Les équations gouvernantes pour un système thermodynamique ouvert

La modélisation d'une région (collecteur ou répartiteur) du moteur comme un système thermodynamique ouvert est approprié lorsque, le gaz à l'intérieur de la paroi de ce système, peut être assumé uniforme ou homogène en composition et en état à chaque instant ou pas de temps. Ainsi, l'état et la composition varient en fonction du temps à cause du transfert de chaleur (transfert du travail et débit à travers la paroi du système et le déplacement de cette dernière). Un tel système ouvert est illustré en figure ci-dessous (**Fig.III-7**) [11]:

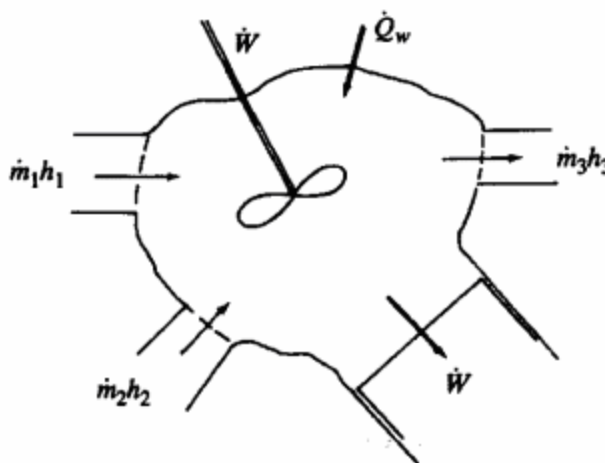


Fig.III-7: système thermodynamique ouvert [11]

Les équations de conservation de masse et d'énergie en fonction de variables indépendantes (t ou θ) sont développées comme précédemment. In en est de même pour les propriétés thermodynamiques et leurs dérivées [11]. Aussi, certaines hypothèses peuvent être faites à savoir, pour les écoulements d'admission et d'échappement, les équations gouvernantes de base, peuvent être simplifiées puisque les volumes sont fixes ($dV/dt=0$) ; la composition du gaz peut être supposée gelée (c'est-à-dire les effets de dissociation peuvent être toujours négligés [$(\partial u/\partial P, \partial h/\partial P, \text{ et } \partial R/\partial P) \rightarrow 0$]), à moins que l'écoulement de retour se produise. Pour les systèmes d'admission, il peut être acceptable de négliger le transfert de chaleur à travers les parois ($\dot{Q}_w \rightarrow 0$). Donc, les équations simplifiées finales, couplées avec les relations des débits entrant et sortant de chaque volume (équations d'écoulement à travers un orifice, voir **annexe D**), sont utilisées pour définir l'état du gaz dans chaque volume de contrôle. Pour un écoulement en régime subsonique (voir *eq. III -9*) et pour un écoulement en régime sonique (voir *eq. III -10*).

De telles méthodes, «vidange remplissage », caractérisent les contenus des collecteurs (ou répartiteurs) et ceci varie périodiquement. Aussi, sous les conditions transitoires, lorsque le moteur se charge ou change de régime (vitesse), les conditions des collecteurs (répartiteurs) doivent varier jusqu'à ce que de nouvelles conditions de l'état stationnaire soient obtenues.

De tels modèles peuvent caractériser ce phénomène transitoire, spatialement moyenné, sur chaque région du collecteur correspondant à chaque volume analysé : cependant, ils ne peuvent pas décrire la variation spatiale de pression et (autres propriétés du gaz), dû à la dynamique transitoire du gaz en collecteurs.

Le modèle le plus simple qui décrit le phénomène précédent est le modèle de plenum ou de vidange remplissage. Il basé sur l'hypothèse qu'à tout moment donné, la pression du répartiteur est uniforme. L'équation de continuité pour l'écoulement d'air à travers les collecteurs d'échappement et les répartiteurs d'admission est donnée par: $dm_{a,m}/dt = \dot{m}_{a,th} - \sum \dot{m}_{a,cyl}$, tels que, $m_{a,m}$: masse de l'air dans le répartiteur; $\dot{m}_{a,th}$: débit passant par le papillon d'étranglement « boîtier papillon »; (ceci est donné par les équations de l'écoulement à travers un orifice, équations de « Saint-Venant »[voir **Annexe D**]) et $\dot{m}_{a,cyl}$: débit dans chaque cylindre. A_{th} est l'air d'ouverture de la plaque du boîtier papillon [eq.III-11], en fonction de l'angle Ψ , pour la géométrie de la figure [Fig.III-8] [67].

$$\frac{4A_{th}}{\pi D^2} = \left(1 - \frac{\cos \psi}{\cos \psi_0}\right) + \frac{2}{\pi} \left[\frac{a}{\cos \psi} (\cos^2 \psi - a^2 \cos^2 \psi_0)^{1/2} - \frac{\cos \psi}{\cos \psi_0} \sin^{-1} \left(\frac{a \cos \psi_0}{\cos \psi} \right) \right] \quad (III - 11)$$

Tels que: $a=d/D$, d : diamètre de l'arbre de boîtier papillon, D : diamètre du périmètre de boîtier papillon, Ψ_0 : l'angle de la plaque de boîtier papillon lorsque il est fermement fermé par rapport au périmètre de boîtier papillon. Lorsque $\Psi = \cos^{-1}(a \cos \Psi_0)$: l'aire d'ouverture de boîtier papillon atteint sa valeur maximale, ($\cong \pi D^2/4-dD$).

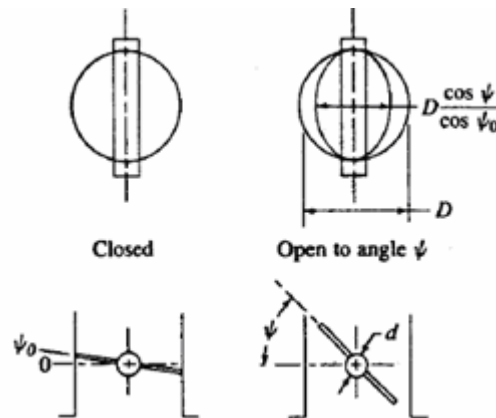


Fig.III-8: géométrie de la plaque papillon [67]

P_0 : pression en amont;

T_0 : température en amont;

P_T : pression en aval de la plaque de boîtier papillon (supposée égale à la pression à l'aire minimale)

C_D : coefficient de décharge (de la plaque de boîtier papillon). Ce coefficient varie en fonction de A_{th} et l'aire minimale de fuite, déterminé expérimentalement. Pour des rapports de pression plus grands que le rapport critique, lorsque l'écoulement au niveau de la plaque de boîtier papillon est étranglé, \dot{m}_h est donné par les équations de l'écoulement à travers un orifice, équations de « Saint-Venant » [voir **Annexe D**].

Pour des pressions dans le répartiteur d'admission suffisamment basses pour étouffer l'écoulement à travers la plaque de boîtier papillon, le débit d'écoulement est indépendant de la pression dans le répartiteur. Le débit massique d'écoulement dans les cylindres du moteur peut être modélisé à des niveaux différents de précision. L'écoulement d'air à travers les soupapes pour chaque cylindre, peut être calculé à partir de: l'aire de soupape; coefficient de décharge ; et la différence de pression à travers la soupape ou une fonction d'onde sinusoïdale peut être supposée. Dans le cas général, l'équation de continuité ci-dessus doit être combinée avec le premier principe de la thermodynamique pour un système ouvert. Pour calculer la réponse du répartiteur à un changement de charge (régime) ou réglage d'étrangleur, des hypothèses simplificatrices peuvent être construites:

- Une approximation quasi-stationnaire pour l'écoulement d'air en cylindre. Cette approximation est toujours adéquate, et la température de l'air peut être supposée constante.
- Ensuite, utilisant la loi des gaz idéals pour le collecteur, l'équation de continuité ci-dessus, peut être écrite sous une autre forme, en l'absence de faible dépendance, elle doit être une équation du 1^{er} ordre pour (P_m) avec une constante du temps: $\tau = (2 \cdot V_m / \eta_V \cdot V_d \cdot N) \approx V_m / \dot{V}_{cyl}$ qui correspond à (2÷4) fois la durée du temps d'admission.

1.1.6 Equation de continuité pour l'écoulement (entrée/sortie) d'air dans les collecteurs/répartiteurs

L'équation de continuité pour l'écoulement d'air à travers les collecteurs d'échappement et les répartiteurs d'admission et l'écoulement de gaz à travers les collecteurs d'échappement est donnée par:

$$\frac{dm_{a,m}}{dt} = \dot{m}_{a,th} - \sum \dot{m}_{a,cyl} \quad (III - 12)$$

Tels que :

$m_{a,m}$: masse de l'air dans le répartiteur;

$\dot{m}_{a,th}$: débit passant par le papillon d'étranglement; est donné par les équations de l'écoulement à travers un orifice, équations de «Saint-Venant» [III – 9 et III – 10];

$\dot{m}_{a,cyl}$: débit dans chaque cylindre;

L'écoulement d'air à travers les soupapes pour chaque cylindre, peut être calculé à partir de:

- L'aire de soupape ;
- Coefficient de décharge ;
- Différence de pression à travers la soupape ou une fonction d'onde sinusoïdale peut être supposée.

Dans le cas général, l'équation (éq. III-12) doit être combinée avec le premier principe de la thermodynamique pour un système ouvert.

Pour calculer la réponse du collecteur à un changement de charge (régime) ou réglage d'étrangleur, des hypothèses simplificatrices peuvent être construites :

- Une approximation quasi-stationnaire pour l'écoulement d'air en cylindre :

$$\sum \dot{m}_{a,cyl} = \frac{\eta_V \cdot \rho_{a,m} \cdot V_d \cdot N}{2}$$

Cette approximation est toujours adéquate, et la température de l'air peut être supposée constante.

- Ensuite, utilisant la loi des gaz idéals pour le collecteur :

$$P_m \cdot V_m = m_{a,m} \cdot R_a \cdot T$$

L'équation (**éq.III-12**), peut être écrite sous la forme suivante :

$$\frac{dP_m}{dt} + \left(\frac{\eta_v \cdot V_d \cdot N}{2 \cdot V_m} \right) \cdot P_m = \dot{m}_{a,th} \cdot \frac{R \cdot T_m}{V_m} \quad (III-13)$$

η_v et $\dot{m}_{a,th}$ dépendent de P_m , et en absence de cette faible dépendance, l'équation (**éq.III-13**) doit être une équation de 1^{er} ordre pour (P_m) avec une constante du temps:

$$\tau = (2 \cdot V_m / \eta_v \cdot V_d \cdot N) \approx V_m / \dot{V}_{cyl} \text{ qui correspond à } (2 \div 4) \text{ fois la durée du temps d'admission.}$$

- Le modèle de plenum est utile ou avantageux pour étudier les variations de pressions dans le collecteur résultant des changements de charge (ou de régime). Il ne fournit pas d'informations concernant les variations des pressions associées avec les effets de quantité de mouvement.

Les modèles quasi-stationnaires, qui utilisent les caractéristiques stationnaires du moteur constituent une étape supplémentaire pour la simulation dynamique des moteurs Diesel suralimentés. Les inconvénients majeurs de ces modèles résident en ces lourdes dépendances (confiances) en données expérimentales, particulièrement, aux conditions de désignation initiales telle que, les rapports air- carburant et en plus, la représentation des phénomènes complexes tels que, la combustion et l'écoulement d'air qui peuvent être faussement simplifiés. Par exemple, la représentation des caractéristiques de l'écoulement d'air d'admission comme phénomène stationnaire, dans ce cas, les différences entre l'écoulement d'admission et de retour ne sont pas explicitement considérées, cependant l'évidence suggère que l'écoulement de retour à partir des cylindres au répartiteur d'admission affecte d'une manière significative la réponse des moteurs à hautes puissances.

Le concept de la méthode «vidange- remplissage» est couramment appliqué en programmes de simulation de moteurs à vitesses constantes. Le moteur est considéré comme une série de volumes de contrôle interconnectés par des orifices de différentes géométries (simulant les soupapes et les passages (ports) et couplés par le transfert de masse, de chaleur et de travail. Ensuite, le problème consiste à déterminer les conditions variables du gaz dans chaque volume de contrôle en fonction du temps qui est transformé en cas de charge et décharge simultanées, gouvernées par les valeurs instantanées des paramètres de contrôle [**Fig.III-9**].

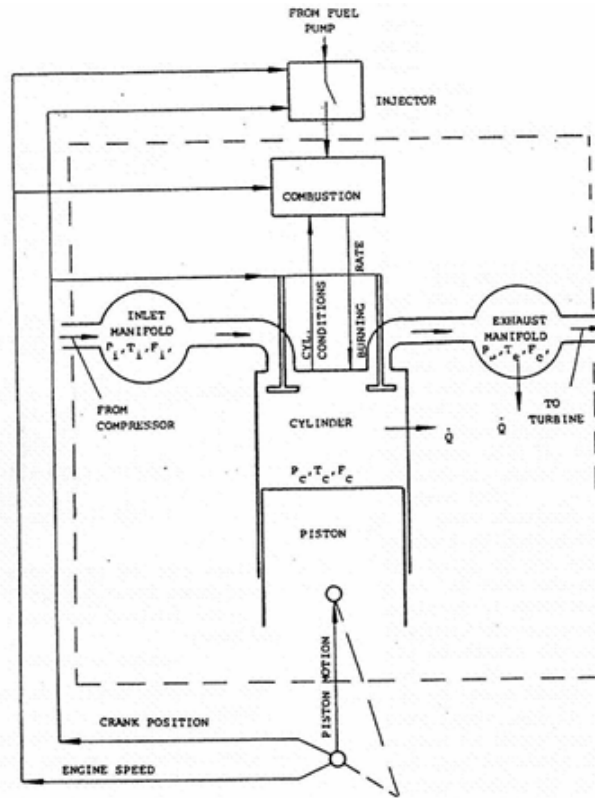


Fig.III-9: Système thermodynamique du moteur [23]

Quelques hypothèses simplificatrices sont à proposer pour le modèle : l'équilibre thermodynamique et le comportement de gaz idéal (parfait) sont supposés à tout moment. Il est aussi supposé que tout volume de contrôle, contient un mélange homogène de l'air et les produits de combustion quoique, le rapport puisse varier de zéro à l'infini. Les gradients des propriétés et de phénomène tels que les ondes de pression, les compositions non équilibrées la vaporisation du fuel avant et durant la combustion ...etc., sont négligées [68, 23].

L'application de la méthode de vidange remplissage, notamment utilisée par N.Watson [21, 23, 22], est effectuée en constatant que les différents espaces impliqués (cylindres, collecteurs, répartiteurs) sont des systèmes ouverts. Ces espaces, toujours partiellement occupés par une masse instantanée de fluide sont simultanément le siège de transfert de fluide et d'énergie constamment modifié au cours du fonctionnement de l'ensemble propulsif. La liaison entre les espaces voisins et la cohérence des calculs est assurée par l'équation de continuité [1]. A chaque pas de calcul, on établit un bilan instantané de masse et d'énergie. On obtient les différents profils des paramètres caractéristiques (T , P , q ...etc.) en fonction du temps. La stabilité des calculs est assurée par des tests d'arrêts du calcul itératif qui rendent compte du fonctionnement cyclique du système [1]. Le modèle obtenu exige moins de facteurs empiriques que les autres méthodes. Le résultat obtenu se ramène dans notre cas à trois équations différentielles non linéaires ordinaires du premier ordre, résolues

par la méthode numérique Runge Kutta de quatrième ordre (celles de l'énergie et de masse), celle de continuité (débit), par une intégration numérique simple (intégration de débit) [24].

Les équations de base de l'énergie et de continuité, peuvent être appliquées au répartiteur d'admission, cylindres et collecteurs d'échappement, quoique beaucoup de termes puissent être nuls pour une partie ou le cycle complet. Chaque collecteur (répartiteur) ou cylindre doit être considéré comme volume de contrôle unique et peut être successivement rempli ou vidé lorsqu'une masse d'air passe à travers le moteur, d'où vient le terme du modèle « vidange-remplissage ». Chaque volume de contrôle, $v(i)$ est désigné par un nombre (i) et les équations d'énergie et de continuité, par suite, doivent être résolues pour chacun. Le principe du modèle de « vidange-remplissage » est de traiter chaque cylindre et chaque collecteur (ou répartiteur) comme volume de contrôle thermodynamique. Les modèles de vidange-remplissage sont largement utilisés pour l'ajustement ou l'adaptation de turbocompresseurs, calculs des performances, calculs des charges thermiques et de contraintes, optimisation des désignation des collecteurs d'échappement, aires des soupapes et optimisation du temps de calage (ordre d'allumage timing) et beaucoup d'autres applications [21].

Pour les moteurs avec des courtes conduites d'admission et d'échappement, il est possible d'étudier l'écoulement en utilisant l'approche de vidange remplissage dont lesquels, des résultats simples sont obtenus en appliquant les lois de la thermodynamique à un volume de contrôle (cylindre) à travers lequel le gaz passe. Dans le cas général, les limites (parois) de VC peuvent être mobiles comme le piston qui se déplace dans un cylindre et donc le VC change de dimensions.

Cette analyse développée peut aussi être clairement utilisée pour des VC inchangeables tels que les répartiteurs d'admission ou les collecteurs d'échappement. Le problème étudié est illustré dans le cas général sur la figure ci-dessous:

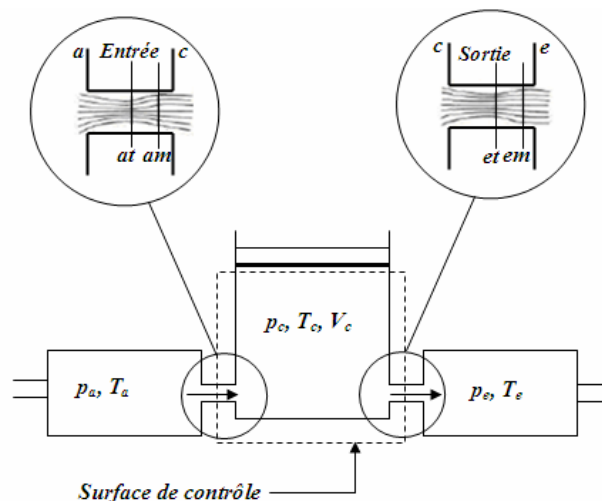


Fig.III-10.: surfaces de contrôle limitant (siégeant- surrounding) un cylindre [25]

La surface de contrôle (piston et parois de cylindres), est connectée à deux chambres de tranquillisation (plenum chambres) à travers les soupapes d'admission et d'échappement. Le processus (d'admission/échappement) est décrit par application des équations de la thermodynamique au volume de contrôle de la figure ci-dessus. En appliquant des hypothèses simplificatrices, il est instructif d'étudier uniquement l'un des processus d'admission ou d'échappement avant de considérer le cas combiné le plus compliqué. La méthode sera simplifiée en plus par l'hypothèse suivante: les dimensions larges (grandes) des chambres de tranquillisation à l'entrée et à la sortie, impliquent que les vitesses sont négligeables dans les chambres (et dans les cylindres). Ceci ne signifie pas que les vitesses de fluide dans les régions de passage (ports) d'entrée et de sortie sont aussi négligeables. Au début, les vitesses dans ces régions sont grandes et peuvent localement atteindre des valeurs soniques. Le point le plus important est que: les effets de vitesse ne sont pas ignorés mais, l'action d'ondes est ignorée. Il est supposé que les conduites restent courtes et que le temps de passage de l'onde soit faible en comparaison avec le temps du processus complet. Sous ces conditions, il n'est pas nécessaire d'utiliser la méthode des caractéristiques pour étudier l'écoulement dans les circuits d'admission et d'échappement; les variations des propriétés interviennent sans retard à cause du passage rapide des ondes et l'écoulement est quasi stationnaire.

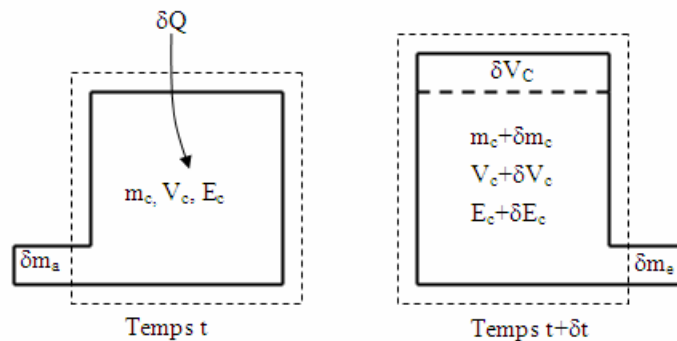


Fig.III-11: Ecoulement entrant et sortant d'une surface de contrôle [25]

En se basant sur la figure ci-dessus, les équations générales relatives à cette méthode peuvent être données:

– **L'équation de conservation de la masse**

$$\frac{dm_c}{dt} = \dot{m}_a - \dot{m}_e \quad (III - 14)$$

\dot{m}_a, \dot{m}_e : débits massiques instantanés; $\dot{m}_a = dm_a / dt$, $\dot{m}_e = dm_e / dt$

– **L'équation d'énergie**

$$\dot{Q} = \frac{\partial E_c}{\partial t} + h_e \dot{m}_e - h_a \dot{m}_a + p_c \frac{dV_c}{dt} \quad (III - 15)$$

\dot{Q} : Taux de transfert de chaleur ; $\dot{Q} = dQ / dt$

Ces équations sont celles de base utilisées en méthode de vidange remplissage et elles impliquent le minimum d'hypothèses ou suppositions:

- Conditions d'arrêt avec le plenum mais pas nécessairement constantes ;
- Pression uniforme en cylindre mais pas nécessairement constante ;
- Travail réversible de piston;

Afin d'améliorer cette analyse et pour que les conditions transitoires en cylindre soient déterminées, les suivantes doivent être connues:

- Les débits massiques d'écoulement : \dot{m}_a , \dot{m}_e ;
- Le taux de transfert de chaleur : \dot{Q} ;
- La vitesse du piston et la variation correspondante par rapport au temps du volume de cylindre (dV_c/dt) ;
- Les propriétés (constante du gaz et les chaleurs spécifiques) des fluides considérés, entrant et sortant du cylindre ;
- Les enthalpies d'arrêt (h_a , h_e) d'entrée et de sortie ;
- Les conditions dans le cylindre (fluide homogène ou non) [25].

2. Méthode inertielle capacitive (modèle proposé)

L'ancienne méthode de résolution des équations définissant l'écoulement transitoire en 1D est la méthode des caractéristiques développé par Riemann [10]. Mais la difficulté majeure en utilisant cette méthode pour calculer l'écoulement transitoire dans les systèmes d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne est que cette dernière n'est pas conservative et par suite, la masse calculée à l'entrée du moteur n'est pas toujours égale à celle de sortie. Cette méthode est basée sur des formes non conservatives d'équations. Aussi, cette technique ne permet pas de transmettre les vraies discontinuités à une vitesse correcte ou ne produit pas les conditions de «saut» correct au travers des ondes de choc (elle est de premier ordre de précision [10]).

Le traitement mathématique d'écoulement transitoire généralement effectué avec la méthode des caractéristiques, apparaît être de plus en plus complexe en présence de l'influence de plusieurs paramètres. Par ailleurs, la description mathématique des conditions aux limites présentées par plusieurs composantes du moteur et ses intégrations dans le schéma de calcul global de l'écoulement transitoire conduit à des calculs qui deviennent extrêmement complexes et demandant de plus de moyens de calcul et de stockage avec la prise en compte de plus en plus de détails. De plus, il est clair qu'il y a beaucoup de situations pour lesquelles les descriptions très détaillées de l'écoulement associées avec les approches d'action d'onde et écoulements internes ne sont pas

nécessaires et en plus inappropriées. Dans de telles circonstances, une approche simple, qui sans réduction prohibitive de précision peut conduire ou donner des prédictions valides de performances (y compris les phénomènes variables cycliquement ou périodiquement comme la pression dans les circuits d'admission ou d'échappement), est souhaitable afin de montrer l'importance des gains obtenus (temps de calcul) [25].

Dans la méthode de vidange remplissage présentée précédemment, les répartiteurs d'admission ou les collecteurs d'échappement sont représentés par des éléments capacitifs pour lesquels, les volumes (relatifs à ces éléments), correspondent aux systèmes entiers d'admission ou d'échappement et toutes les restrictions (singularités) de ces systèmes sont traités au moyen des pertes de charges de pression. De plus, l'effet important de l'inertie de l'écoulement du fluide lié à la longueur (géométrie) des tubes des collecteurs ou répartiteurs est ignoré. Cette méthode (vidange remplissage) est donc inadaptée pour montrer l'importance des géométries de collecteur ou répartiteur sur les performances du moteur [10].

Donc, dans ce mémoire de thèse, une évolution a été ajoutée pour tenir compte de l'effet d'inertie du fluide dans les circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne. Le principe de cette méthode consiste à décrire les systèmes d'admission et d'échappement par une combinaison d'éléments capacitifs calculés par la méthode de vidange remplissage et des éléments inertiels caractérisés par des coefficients représentant le rapport entre la section transversale et la longueur des tubes considérés, en appliquant l'équation fondamentale de la conservation de la quantité de mouvement.

Dans les deux cas et pour toutes les singularités de l'écoulement entre les éléments capacitifs et les éléments inertiels, l'équation de Bernoulli est utilisée pour calculer les différentes pertes générées [14].

Une étude plus précise sur l'influence des écoulements au sein des tubulures d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne peut être effectuée en prenant en compte l'inertie du fluide dans les différentes canalisations. La figure ci-dessous présente les différences obtenues par rapport à une méthode *vidange remplissage pur*. Le principe consiste à décrire les systèmes d'admission et d'échappement comme une combinaison d'éléments capacitifs calculés par la méthode vidange remplissage et d'éléments inertiels caractérisés par le rapport (SL) entre la section de passage du tuyau et la longueur de cet élément [14].

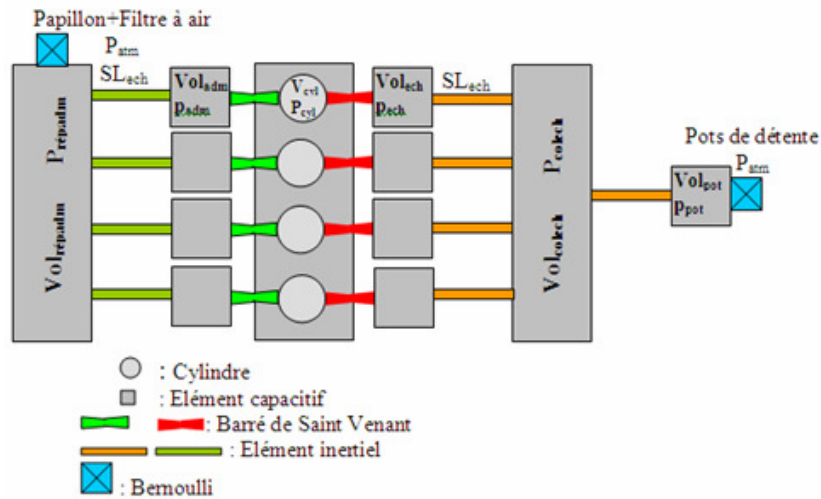


Fig.III -12: lignes d’admission et d’échappement d’un point de vue inertiel [14]

Par application du principe fondamental de la dynamique (en faisant l’hypothèse d’un fluide incompressible), le débit massique au travers des différents éléments inertiels peut être obtenu par la relation suivante:

$$dDmt_{ube} / dt = SL.(p_{entrée\ de\ tube} - p_{sortie\ de\ tube}); \quad SL = F_{tube} / L_{tube} \quad (III -16)$$

Comme pour la méthode de *vidange remplissage pur*, les débits massiques en entrée et en sortie du système sont calculés à partir de l’équation de Bernoulli qui englobe les différentes pertes générées par le boîtier papillon, le filtre à air et les pots de détente [14].

L’étude numérique dans ce mémoire se limite à un seul tube (élément inertiel), où un réservoir (élément capacitif) est attaché du côté droit de ce tube avec une capacité égale au volume de tube considéré, comme montré sur la figure ci-dessous:

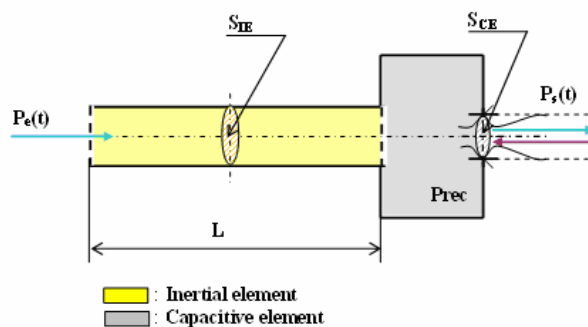


Fig.III-13a: Représentation schématique de la méthode inertielle capacitive

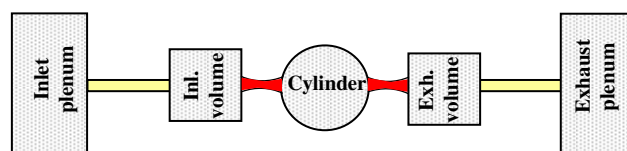


Fig.III-13b: description de la méthode inertielle capacitive

Pour la modélisation, on suppose un fluide idéal et non visqueux dans le tube à section transversale constante. L'écoulement est assumé adiabatique. Le tube est défini par une longueur (L) et un diamètre (D). Les équations de base utilisées dans ce modèle sont présentées comme suit:

2.1 Equations gouvernantes

1. A partir du principe de conservation de la masse, l'équation de continuité est donnée par:

$$\frac{dm_{rec}}{dt} = \frac{dm_e}{dt} - \frac{dm_s}{dt} = q_e(t) - q_s(t) \quad (III - 17)$$

Tels que:

m_{rec} : la masse du gaz dans le réservoir (l'élément capacitif);

m_e et $q_e(t)$: la masse du gaz et le débit massique instantané respectivement à l'entrée du tube (élément inertiel);

m_s et $q_s(t)$: la masse du gaz et le débit massique instantané respectivement à la sortie de réservoir (élément capacitif).

2. A partir de la première loi de la thermodynamique appliquée à un système ouvert, l'équation d'énergie est donnée par:

$$\frac{dT_{rec}}{dt} = \frac{\gamma - 1}{r_0 \cdot m_{rec}} \cdot [q_e(t) \cdot h_e - q_s(t) \cdot h_s] \cdot \frac{T_{rec}}{m_{rec}} \cdot \frac{dm_{rec}}{dt} \quad (III - 18)$$

Tels que:

T_{rec} : est la température de gaz dans le réservoir (élément capacitif);

h_e : la grandeur massique de l'enthalpie totale de l'écoulement entrant dans le tube (inertiel élément) ;

h_s : la grandeur massique de l'enthalpie totale de l'écoulement sortant de réservoir (capacitif élément) ;

r_0 : La constante spécifique du gaz ;

γ : Le rapport des chaleurs spécifiques

3. L'équation d'état du gaz idéal (parfait) est donnée par:

$$p_{rec} \cdot V_{rec} = m_{rec} \cdot r_0 \cdot T_{rec} \quad (III - 19)$$

Tel que: V_{rec} : est le volume du gaz dans le réservoir (élément capacitif)

4. A partir de l'équation fondamentale de la conservation de la quantité de mouvement, le débit massique de l'écoulement entrant est donné par l'équation (III - 20) ci-dessous:

$$\frac{dq_e(t)}{dt} = \frac{S_{IE}}{L} \cdot [p_e(t) - p_{rec}(t)] \quad (III - 20)$$

Cette équation est obtenue en établissant une relation entre la pression et le débit massique d'air (du gaz). Où, $p_e(t)$ est la pression instantanée à l'entrée de tube (élément inertiel), $p_{rec}(t)$ la pression instantanée dans le réservoir (élément capacitif), S_{IE} l'aire de la section transversale du tube (inertiel élément) et L la longueur de l'élément inertiel.

5. Le débit massique de l'écoulement sortant $q_s(t)$ est calculé avec les équations de Barré Saint Venant [62]. Ces équations sont présentées dans le cas de l'écoulement de gauche à droite. Lorsque le rapport de pression est inférieur à la valeur critique donnée par l'équation (III – 21):

$$\frac{p_{rec}}{p_s} = \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (III - 21)$$

Où, p_s est la pression à la sortie de réservoir (élément capacitif). L'écoulement est subsonique et le débit massique est donné par l'équation (III-26):

$$q_s = \frac{S_{CE} \cdot p_{rec}}{\sqrt{r_0} \cdot T_{rec}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{(\gamma-1)} \cdot \left[\left(\frac{p_{rec}}{p_s} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{rec}}{p_s} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (III - 9)'$$

Où, S_{CE} est l'aire de la section transversale à la sortie de réservoir (élément capacitif)

6. Autres cas, (écoulement étranglé), le débit massique est donné par:

$$q_s = \frac{S_{CE} \cdot p_{rec}}{\sqrt{r_0} \cdot T_{rec}} \cdot \gamma \cdot \left(\frac{2 \cdot \gamma}{(\gamma-1)} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (III - 10)'$$

Les caractéristiques thermodynamiques (C_p , h et γ) sont estimés par des expressions en utilisant les abaques de Keenan et Kayes [61]. La méthode de Runge Kutta d'ordre quatre est utilisée pour résoudre numériquement le bilan d'énergie (l'équation de la température) et le bilan de masse (l'équation de continuité) et l'intégration numérique de l'équation de débit massique d'écoulement est approximée par la méthode explicite de Taylor.

2.2 Conditions initiales et conditions aux limites

L'état initial de l'écoulement est stationnaire au temps ($t=0$), donc la pression initiale est ($p_{i0}=1$ bar), la vitesse ($V=0$) et la température initiale est ($T_{i0}=293$ K). Pour créer un écoulement pulsé conformément à celui rencontré dans les circuits d'admission ou d'échappement réels, la pression initiale est obtenue par un signal sinusoïdal: $p_{e1}(t) = p_{e10} + dp_{e1} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot n_e \cdot t)$.

Où, (n) représente les fréquences [10, 25, 50, 75 et 100] Hz ; $p_{e10}=1$ bar, $dp_{e1}=0.05$ bar et $t=0.2$ s. La température d'entrée est supposée constante et égale à $T_e=293$ K. A la sortie de la configuration (écoulement de sortie de réservoir), la pression et la température sont spécifiées comme suit: $p_s=1$ bar et $T_s=293$ K.

3. Modélisation unidimensionnelle 1D

Dans la littérature, un certain nombre de modèles unidimensionnels sont disponibles, et se classent à partir des équations d'ondes linéarisées jusqu'aux solutions des équations différentielles non linéaires d'écoulement de gaz compressible. Les équations linéarisées sont certainement non souhaitables pour l'écoulement de gaz dans le système d'échappement puisque la contrainte d'onde est très large, cependant, elles peuvent être utiles en système d'admission [69].

Les équations caractéristiques de l'acoustique (et de la mécanique, voire de la physique en générale) sont obtenues à partir de principes généraux de conservation. Elles sont au nombre de trois et sont basées sur les principes suivants:

- Principe de conservation de la masse ;
- Principe de conservation de la quantité de mouvement (loi de Newton- deuxième principe de la dynamique) ;
- Principe de conservation de l'énergie (premier principe de la thermodynamique).

En plus de ces trois relations, une hypothèse supplémentaire doit être faite pour aboutir aux équations classiques de l'acoustique, c'est celle des « petites amplitudes d'oscillations » qui permet de linéariser les équations précédentes.

3.1 Les équations générales de l'écoulement unidimensionnel transitoire

Il s'agit d'établir le système de référence mathématique à partir duquel l'existence de (du phénomène d'onde acoustique) sera démontré. Ce sont les équations de la mécanique des fluides établies pour un écoulement unidimensionnel transitoire, à savoir, de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie (premier principe de la thermodynamique) ainsi que l'expression de deuxième principe.

3.2 Hypothèses:

- Ecoulement unidimensionnel ;
- Ecoulement transitoire ;
- Fluide visqueux, avec frottement visqueux avec les parois du tube;
- Ecoulement soumis à des échanges de chaleur ;
- Section variable d'écoulement.

Soit le volume de contrôle, voir figure ci-dessous:

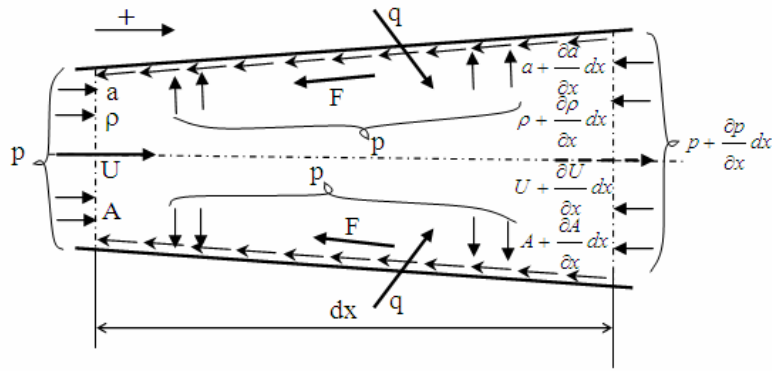


Fig.III-14: Volume de contrôle pour l'écoulement 1D

3.3 Equation de conservation de la masse

Relativement à la figure (Fig.III-14), ce principe se traduit par: « Variation de la masse du fluide du volume de contrôle+ (débit de masse aval- débit de masse amont)=0 »

- Le fluide est un gaz, les variations de pression sont compensées par les variations de masse volumique ;
- Du fait de la compressibilité du gaz, les déformations des parois du tube sous l'effet des variations de pression sont négligeables (ce n'est pas le cas d'un fluide faiblement compressible).

En appliquant ces hypothèses et après simplification et réarrangement, l'équation de conservation de la masse s'écrit sous la forme suivante:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + U \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \cdot \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\rho U}{A} \cdot \frac{dA}{dx} = 0 \quad (III - 22)$$

3.4 Equation de conservation de la quantité de mouvement

Il s'agit en fait d'une formulation particulière du principe fondamental de la dynamique. On peut exprimer ce principe de la façon suivante: «Forces nettes exercées sur le volume de contrôle du fluide = variation de la quantité de mouvement du fluide dans le volume de contrôle+ (débit de quantité de mouvement aval- débit de quantité de mouvement amont). »

- La force nette exercée sur le fluide est due aux efforts de pression qui s'exercent sur le pourtour du volume de contrôle et aux forces de frottement visqueux du fluide sur les parois du tube.

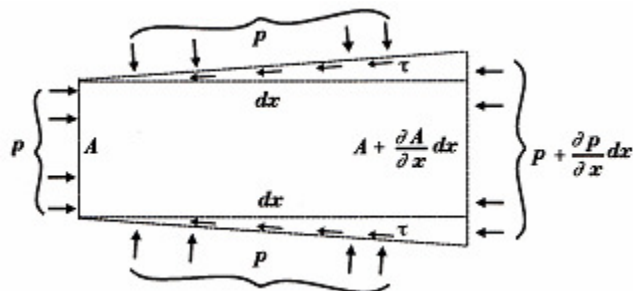


Fig.III-15: Représentation des efforts de pression sur le volume de contrôle

Les forces de frottement pariétal sont données par:

$$F = \tau_w \cdot \Sigma$$

Telle que; $\tau_w = -f \cdot \rho \cdot (U^2 / 2) \cdot (U / |U|)$: est la contrainte tangentielle due à la viscosité en sens inverse à l'écoulement, (pour un écoulement turbulent de conduite, complètement développé, la contrainte (τ_w) est définie par: $\tau_w = (f/8) \cdot \rho \cdot U^2$). f : coefficient de frottement, dans l'équation ($f=0,316 \text{ Re}^{-1/4}$, assumé d'être celui d'un écoulement turbulent complètement développé en état stationnaire, où $\text{Re}=\rho l u d / \mu$), ne peut pas être valide en collecteur dû au renversement d'écoulement, résonance et effets transitoires.

Lorsque le gaz dans le collecteur s'échauffe, sa viscosité dynamique et l'épaisseur de la couche limite augmentent, et les coefficients de frottement diminuent. Par ailleurs, lorsque le gaz dans le collecteur se refroidit, sa viscosité dynamique et l'épaisseur de la couche limite diminuent, et les coefficients de frottement augmentent. De plus, en moteurs à aspiration naturelle et à allumage commandé, les gouttelettes du carburant peuvent être déposées sur les parois des conduites et forment des films liquides. La vaporisation des gouttelettes du carburant et l'accélération peuvent affecter le transfert de chaleur et le frottement [70].

$$\Sigma = \pi \cdot D \cdot dx : \text{L'aire latérale du volume de contrôle ; } A = \pi \cdot D^2 / 4$$

$$\Rightarrow F = -f \cdot \rho \cdot \frac{U^2}{2} \cdot \pi \cdot D \cdot dx \cdot \frac{U}{|U|}$$

$$\Rightarrow \frac{F}{A dx} = -f \cdot \rho \cdot \frac{U^2}{2} \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot dx}{A \cdot dx} \cdot \frac{U}{|U|} = -f \cdot \rho \cdot \frac{U^2}{2} \cdot \frac{4}{D^2} \cdot D \cdot \frac{U}{|U|} = -4f \cdot \rho \cdot \frac{U^2}{2D} \cdot \frac{U}{|U|}; \left(\frac{\pi}{A} = \frac{4}{D^2} \right)$$

– La variation de la quantité de mouvement du fluide de V.C est donnée par:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot A \cdot U dx)$$

– La différence entre les débits de quantité de mouvement entre l'amont et l'aval de V.C est donnée par :

$$\rho \cdot A \cdot U^2 + \frac{\partial}{\partial x} (\rho \cdot A \cdot U^2) dx$$

Après développement, simplification on peut obtenir :

$$\rho \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial \rho}{\partial t} + 2\rho U \frac{\partial U}{\partial x} + U^2 \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{U^2}{A} \frac{dA}{dx} = \frac{\partial p}{\partial x} - 4f \cdot \rho \cdot \frac{U^2}{2D} \cdot \frac{U}{|U|} \quad (III - 23)$$

La combinaison $[(1/\rho) \cdot (\text{III-23}) - (U/\rho) \cdot (\text{III-22})]$, conduit à l'équation qui sera utilisée par la suite, pour traduire la conservation de la quantité de mouvement:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + F = 0, \text{ avec } F = \frac{4f}{D} \cdot \frac{U^2}{2} \cdot \frac{U}{|U|} \quad (\text{III} - 24)$$

3.5 Equation de conservation de l'énergie

Le principe de conservation de l'énergie traduit le premier principe de la thermodynamique qui peut s'exprimer de la façon suivante: «La quantité de chaleur échangée avec le milieu extérieur = variation de l'énergie du fluide contenu dans le volume de contrôle + (débit d'énergie aval- débit d'énergie amont). »

- Pour la quantité de chaleur échangée par le fluide avec le milieu extérieur, soit q : la quantité de chaleur échangée avec le milieu extérieur par unité de masse et de temps, [J/kg.s].

Pour l'ensemble du fluide contenu dans le V.C:

$$dQ = q \cdot dm = q \cdot \rho A dx$$

- La variation de l'énergie du fluide contenu dans le volume de contrôle est donnée par:

$$E = E_i + E_c$$

E_i : énergie interne par unité de masse de fluide, considéré comme parfait; $E_i = C_v \cdot T$

E_c : énergie cinétique par unité de masse de fluide ; $E_c = 1/2 \cdot U^2$

C_v : chaleur spécifique à volume constant.

- L'énergie de fluide contenu dans le V.C est donnée par:

$$de = dm \cdot E = \rho A dx \left(C_v T + \frac{U^2}{2} \right)$$

- La variation par unité de temps est exprimée par:

$$\frac{de}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho A dx \left(C_v T + \frac{U^2}{2} \right) \right]$$

- Pour les débits d'énergie dans les sections amont et aval, si on considère le volume de gaz qui franchi l'une de ces sections pendant l'intervalle du temps unité (1s par exemple), il est porteur d'une énergie par unité de masse que l'on peut décomposer en:

- Energie interne du fluide: $(C_v \cdot T)$;
- Travail des forces de pression s'exerçant sur la tranche de gaz en déplacement: (p/ρ) ;
- Energie cinétique du fluide en mouvement: $(U^2/2)$;
- Dans la section amont, le débit d'énergie est traduit par:

$$\rho AU \left(C_v T + \frac{p}{\rho} + \frac{U^2}{2} \right); [\text{J/s}]$$

- Dans la section aval, ce débit d'énergie est donné par:

$$\rho AU \left(C_v T + \frac{p}{\rho} + \frac{U^2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho AU \left(C_v T + \frac{p}{\rho} + \frac{U^2}{2} \right) \right] dx$$

- La formulation du principe de conservation de l'énergie se ramène donc à la relation:

$$q - \frac{U}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{p}{\rho A} \frac{\partial}{\partial x} (AU) = \left(\frac{\partial}{\partial t} + U \frac{\partial}{\partial x} \right) \left(C_v T + \frac{U^2}{2} \right) \quad (\text{III-25})$$

La combinaison (III-25) + U. (III-24) donne:

$$q + UF = \left(\frac{\partial}{\partial t} + U \frac{\partial}{\partial x} \right) \underbrace{(C_v T)}_{=?} + \frac{p}{\rho A} \frac{\partial}{\partial x} (AU); F = \frac{4f}{D} \cdot \frac{U^2}{2} \cdot \frac{U}{|U|} \quad (\text{III-26})$$

3.6 Equation de conservation de l'énergie pour un gaz parfait compressible

- Le fluide est un gaz qui satisfait à l'équation d'état:

$$p.V = nRT \Leftrightarrow p \cdot \frac{M}{\rho} = nRT \Leftrightarrow \frac{p}{\rho} = \left(\frac{nR}{M} \right) T \Leftrightarrow p/\rho = rT;$$

- D'après la formule de Mayer: $C_p - C_v = r$;

- Le rapport des chaleurs spécifiques: $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$

$$\text{de } p.V = nRT \Leftrightarrow p/\rho = rT \Rightarrow T = \frac{p}{\rho.r}$$

$$\text{de } C_p - C_v = r \Leftrightarrow C_v \left(\frac{C_p}{C_v} - 1 \right) = C_v (\gamma - 1) = r \Rightarrow C_v = \frac{r}{\gamma - 1}$$

$$\Rightarrow C_v T = \frac{r}{\gamma - 1} \cdot \frac{p}{\rho.r} = \frac{1}{\gamma - 1} \cdot \frac{p}{\rho}$$

- Le premier terme de second membre de (III-26):

$$\left(\frac{\partial}{\partial t} + U \frac{\partial}{\partial x} \right) \left(C_v T \right) = \frac{1}{(\gamma - 1)} \cdot \frac{1}{\rho} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial t} + U \frac{\partial p}{\partial x} \right) - \frac{p}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + U \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) \right]$$

- Le second terme de ce même membre s'écrit en utilisant l'équation (III-22):

$$\frac{p}{\rho A} \frac{\partial}{\partial x} (AU) = \frac{p}{\rho A} \left(A \frac{\partial U}{\partial x} + U \frac{\partial A}{\partial x} \right) = \frac{p}{\rho} \cdot \frac{1}{\rho} \left(\rho \cdot \frac{A}{A} \cdot \frac{\partial U}{\partial x} + \rho \cdot \frac{U}{A} \cdot \frac{\partial A}{\partial x} \right) = - \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + U \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) = - \frac{p}{\rho^2} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + U \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} \right)$$

Ce qui conduit à une nouvelle forme de l'équation (III-26):

$$\rho(\gamma-1)(q+UF) = \left(\frac{\partial p}{\partial t} + U \frac{\partial p}{\partial x} \right) - \frac{\gamma \cdot p}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + U \frac{\partial \rho}{\partial x} \right)$$

Dans un gaz parfait, la célérité du son est donnée par la relation suivante:

$$a^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s$$

Telle que S, est une fonction d'état interne du système, l'entropie $ds \geq dQ/T$ [J/kg.K]

Pour un écoulement isentropique:

$$a^2 = \frac{dp}{d\rho}$$

Cette expression peut aussi s'utiliser localement, à un instant (t) donné pour traduire la relation instantanée qui lie a, p et ρ .

Or, dans un gaz parfait en écoulement isentropique, p et ρ sont liés par:

$$\frac{p}{\rho^\gamma} = C^{te}$$

Soit:

$$d(p \cdot \rho^{-\gamma}) = \rho^{-\gamma} \cdot dp + p \cdot (-\gamma) \cdot \rho^{-\gamma-1} d\rho = 0 \Leftrightarrow dp - \gamma \cdot p \cdot \rho^{-1} \cdot d\rho = 0 \Rightarrow \frac{dp}{d\rho} = \gamma \cdot \frac{p}{\rho} = a^2$$

D'où la forme définitive de l'équation de conservation de l'énergie pour un gaz parfait compressible telle qu'elle sera utilisée dans la suite de ce chapitre:

$$\rho(\gamma-1)(q+UF) = \left(\frac{\partial p}{\partial t} + U \frac{\partial p}{\partial x} \right) - a^2 \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + U \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) \quad (III-27)$$

Les trois équations de la MDF pour un écoulement monodimensionnel sont donc:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + U \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \cdot \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\rho U}{A} \cdot \frac{dA}{dx} = 0 & (III-22) \\ \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + F = 0, \quad F = \frac{4f}{D} \cdot \frac{U^2}{2} \cdot \frac{U}{|U|} & (III-24) \\ \rho(\gamma-1)(q+UF) = \left(\frac{\partial p}{\partial t} + U \frac{\partial p}{\partial x} \right) - a^2 \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + U \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) & (III-27) \end{cases}$$

D'autres part, pour prédire avec précision le champ d'écoulement et le phénomène de combustion en cylindre, il est nécessaire de connaître les conditions aux limites en dehors du cylindre du moteur. Les écoulements des gaz en dehors du cylindre et au travers les soupapes sont souvent, décrits par une analyse unidimensionnelle isentropique à travers une restriction d'écoulement, les irréversibilités et les effets réels d'écoulement sont introduites au moyen d'un coefficient de décharge (C_D) déterminé expérimentalement.

En général, il n'est pas possible d'obtenir des solutions analytiques pour les équations différentielles partielles hyperboliques régissant l'écoulement transitoire unidimensionnel. Le traitement numérique de telles équations est donc indispensable. Précédemment, la méthode des caractéristiques de Riemann a été largement utilisée, mais en raison de sa nature non conservative et sa non-conformité en présence des grandes ondes de pression, et surtout avec l'apparition des grands calculateurs d'aujourd'hui, les techniques de différences finies avec les schémas de (Lax-Wendroff, Upwind et Riemann solvers, et schémas haute résolution avec les approches TVD et MUSCL), sont actuellement dominantes.

3.7 Equations de la dynamique des gaz

La nature pulsatoire des écoulements de gaz dans les systèmes d'admission et d'échappement crée des effets significatifs qui nécessitent l'utilisation de modèles de dynamique des gaz pour une modélisation complète, en plus des méthodes de vidange remplissage ou la méthode inertielle capacitive. Les modèles de dynamique des gaz ont été utilisés pour étudier les processus d'échange de gaz. Aussi, ces modèles utilisent les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie pour l'écoulement compressible transitoire en systèmes d'admission et d'échappement des moteurs Diesel et moteurs à allumage commandé [11]. Beaucoup d'exemples se produisant en écoulement transitoire peuvent être considéré unidimensionnel en nature. Ceci puisque les rapports longueurs aux diamètres (L/D) des conduites sont assez larges pour que l'écoulement puisse être compétement développé (dans le cas d'écoulement turbulent) [10].

L'écoulement en tube d'un système d'admission ou d'échappement peut également être traité comme unidimensionnel. Ceci signifie que les propriétés et les variables d'écoulement obtenues de la solution des équations de dynamique des gaz représentent des valeurs moyennes sur une section transversale de tube [39]. On considère l'écoulement d'un fluide compressible à travers une section infinitésimale d'un tube pour laquelle la section transversale varie comme le montre la figure ci-dessous [Fig.III-16] [14].

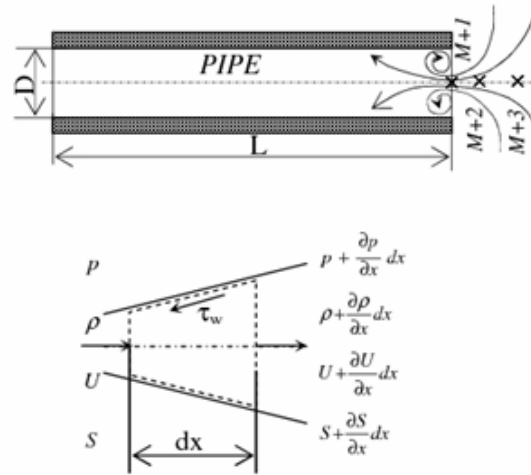


Fig.III-16: Volume de contrôle et maillage pour un écoulement transitoire 1D en tube [14]

Par conséquent, les équations décrivant ce type d'écoulement peuvent être données sous formes de lois de conservation par:

– **L'équation de continuité**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot U) = -\rho \cdot \frac{U}{S} \cdot \frac{dS}{dx} \tag{III - 28}$$

– **L'équation de conservation de quantité de mouvement**

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot U) + \frac{\partial}{\partial x}(p + \rho \cdot U^2) = -\rho \cdot \frac{U^2}{S} \cdot \frac{dS}{dx} - \rho \cdot G \tag{III - 29}$$

– **L'équation de conservation d'énergie:**

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \cdot \frac{U^2}{2} + \frac{p}{\gamma - 1} \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[U \cdot \left(\rho \cdot \frac{U^2}{2} + \frac{\gamma \cdot p}{\gamma - 1} \right) \right] = - \left(\rho \cdot \frac{U^2}{2} + \frac{\gamma \cdot p}{\gamma - 1} \right) \cdot \frac{U}{S} \cdot \frac{dS}{dx} + \rho \cdot q_e \tag{III - 30}$$

Tels que:

G: représente le terme de frottement et donné par: $G = 2 \cdot U \cdot |U| \cdot (f / D) = 2 \cdot U^2 \cdot (f / D) \cdot (U / |U|)$

f: représente le coefficient de frottement et donné par: $f = \tau_w / (1/2 \rho \cdot U^2)$

q_e: représente le taux de transfert de chaleur par unité de masse de gaz [J/kg], il peut être cité pour représenter le transfert de chaleur par convection dans la direction radiale à travers les parois de tube.

Pour comparer les différentes méthodes utilisées et afin de valider le modèle proposé, on doit utiliser les mêmes suppositions et hypothèses pour le modèle considéré en chaque cas. Par conséquent, avec (un gaz parfait, fluide non visqueux et un écoulement adiabatique), le terme (G et q_e) sont nuls. Ces lois de conservation peuvent être utilisées comme base pour les schémas

numériques qui sont capables de traiter les écoulements avec discontinuités et qui permettent de satisfaire les conditions de Rankine-Hugoniot à travers les ondes de choc [10].

3.8 Schémas numériques

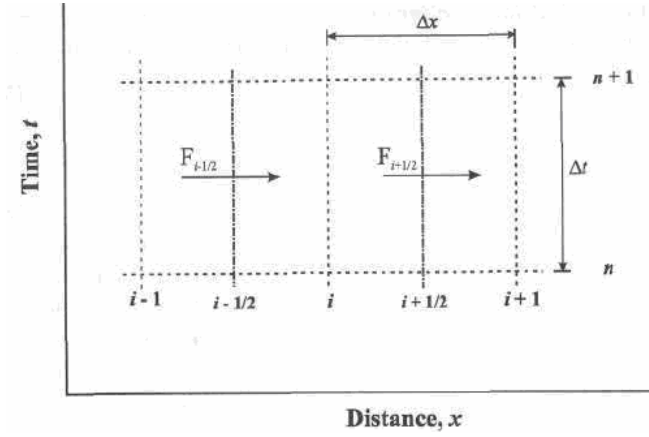
Premièrement, on doit réécrire les équations ci-dessus sous la forme vectorielle [14, 71] suivante:

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial F(W)}{\partial x} = K \quad (III-31)$$

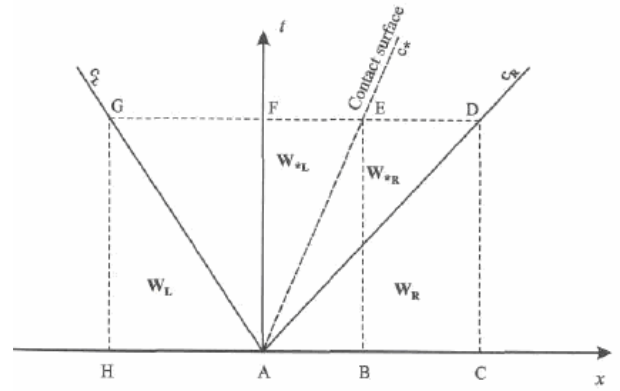
Tels que les vecteurs W, F et K sont représentés par:

$$W = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho \cdot U \\ \left(\rho \frac{U^2}{2} + \frac{p}{\gamma-1} \right) \end{bmatrix} \quad F(W) = \begin{bmatrix} \rho \cdot U^2 \\ p + \rho \cdot U^2 \\ U \cdot \left(\rho \frac{U^2}{2} + \frac{\gamma \cdot p}{\gamma-1} \right) \end{bmatrix} \quad K = \begin{bmatrix} -\rho \cdot \frac{U}{S} \cdot \frac{dS}{dx} \\ -\rho \cdot \frac{U^2}{S} \cdot \frac{dS}{dx} - \rho \cdot G \\ -\left(\rho \cdot \frac{U^2}{2} + \frac{\gamma \cdot p}{\gamma-1} \right) \cdot \frac{U}{S} \cdot \frac{dS}{dx} + \rho \cdot q_e \end{bmatrix}$$

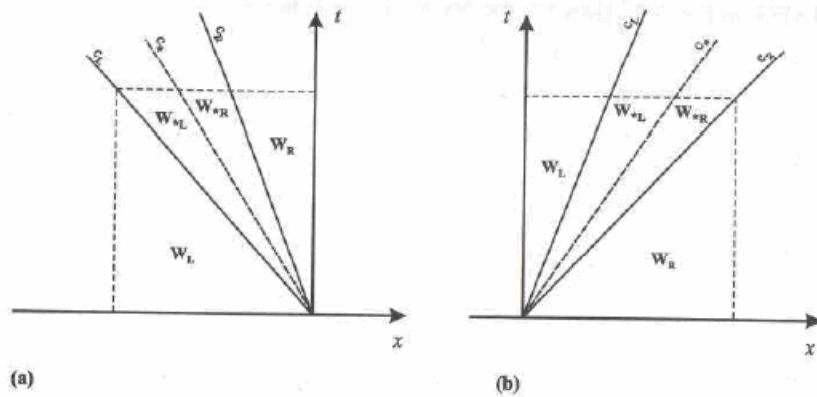
Deux types de méthodes ont été utilisées pour résoudre ces équations; la méthode des caractéristiques et les procédures de différences finies. Les techniques de différences finies peuvent être utilisées avec un ordre supérieur de précision et sont plus efficaces [72]. De plus, le développement des moyens actuels de calcul (calculateurs), conduit à l'utilisation des techniques basées sur la résolution des différences finies avec une précision du second ordre [31,71]. Il y a plusieurs méthodes de différences finies utilisées pour résoudre ces équations: les algorithmes TVD (Total Variation Dimishing) à flux limiteur (limites de flux) (Total Variation Diminishing (TVD) flux limiter algorithmes) qui impliquent que la solution ne doit pas présenter d'oscillations numériques [73]. Le second ordre de précision pour les dérivées d'espace et de temps est obtenu par l'utilisation des combinaisons non linéaires (limiteurs) des différences de flux. Dans cette étude, le schéma de Harten-Lax-Leer [74, 30] a été utilisé. La description de second ordre de précision de ce schéma est donnée par (voir Fig.III-17 [10]) ci dessous:



Volume de contrôle numérique général pour les équations de conservation



Régions d'intégration pour les variables d'état en méthode HLLC: écoulement subsonique



Régions d'intégration pour les variables d'état en méthode HLLC: écoulement supersonique,

(a): écoulement vers la gauche, (b): écoulement vers la droite

Fig.III-17: Schémas relatifs à la méthode de Harten-Lax-Leer [10]

$$W_i^{n+1/2} = W_i^n - \frac{\Delta t}{2 \cdot \Delta x} (F_{i+1/2}^n - F_{i-1/2}^n) + \frac{\Delta t}{2} \cdot K_i^n \tag{III - 32}$$

$$W_i^{n+1} = W_i^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} (F_{i+1/2}^{n+1/2} - F_{i-1/2}^{n+1/2}) + \Delta t \cdot K_i^{n+1/2} \tag{III - 33}$$

Pour l'écoulement subsonique, et en se basant sur le schéma aval [30], les termes de flux et de source sont calculés comme suit [14]:

$$F_{i+1/2} = \frac{(U_{i+1/2} + a_{i+1/2}) \cdot F(W_{i+1/2}^L) - (U_{i+1/2} - a_{i+1/2}) \cdot F(W_{i+1/2}^R)}{2 \cdot a_{i+1/2}} + \frac{(U_{i+1/2} + a_{i+1/2}) \cdot (U_{i+1/2} - a_{i+1/2}) (W_{i+1/2}^R - W_{i+1/2}^L)}{2 \cdot a_{i+1/2}} \tag{III - 34}$$

$$K_{i+1/2} = \frac{(U_{i+1/2} + a_{i+1/2}) \cdot K(W_{i-1/2}) - (U_{i+1/2} - a_{i+1/2}) \cdot K(W_{i+1/2})}{2 \cdot a_{i+1/2}} \tag{III - 35}$$

Telles que les exposants R et L désignent les termes de droite et de gauche et (a) représente la vitesse du son. Ces termes permettent de satisfaire les conditions de monotonie de loi de conservation. La vitesse d'écoulement aux points du milieu de maillage est calculée en se basant sur les valeurs moyennes arithmétiques de ces termes, et en utilisant le rapport des gradients consécutifs de θ [14].

$$W_{i+1/2}^L = W_i + \frac{1}{2} \Phi(\theta_i) \cdot (W_{i+1} - W_i) \quad (III - 36)$$

$$W_{i+1/2}^R = W_i - \frac{1}{2} \Phi(\theta_{i+1}) \cdot (W_{i+2} - W_{i+1}) \quad (III - 37)$$

$$\theta = \frac{W_i - W_{i-1}}{W_{i+1} - W_i} \quad (III - 38)$$

$$\Phi(\theta) = \frac{|\theta| + \theta}{1 + |\theta|} \quad (III - 39)$$

Où, $\Phi(\theta)$ représente le limiteur de flux (Φ) de Van-Leer.

En pratique, la longueur de tube (L) est subdivisée en (N) éléments de maillage de longueur (Δx) définie par: $\Delta x = L/N$

De plus, pour la stabilité en processus d'intégration, le pas de temps et la dimension de l'élément de maillage doivent satisfaire le critère de CFL défini par:

$$C = (a_s + |U|) \cdot \frac{\Delta t}{\Delta x} < 1 \quad (III - 40)$$

Telle que (C) est le nombre de Courant et a_s est la vitesse du son pour un gaz parfait (idéal).

3.9 Les conditions aux limites

Comme il est mentionné précédemment, chaque conduite (tube) doit avoir deux parois pour définir le chemin dans lesquelles les ondes de pression sont réfléchies, et le débit massique d'écoulement se transmet. Souvent, la paroi d'un tube est relativement courte comparée avec la longueur de tube lui-même, et ceci signifie que les taux de changement des propriétés par rapport à la distance sont plus grands que les taux de changement par rapport au temps. Dans ce cas, il peut être supposé que la paroi se comporte de manière quasi stationnaire, et répond instantanément aux changements en conditions incidentes. Les conditions aux limites seront développées en supposant un écoulement quasi stationnaire. Il est possible d'écrire de simples cas: extrémité ouverte, extrémité fermée, en formes de différences/volumes finis. Le lien entre l'intérieur de tube et les extrémités est obtenu avec la méthode des caractéristiques qui joue un rôle important dans l'évaluation des écoulements transitoires. Benson a développé une série de conditions aux limites pour les systèmes d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne et celles-ci, sont utilisées pour définir comment l'onde interagit avec l'extrémité du tube [10].

Souvent, l'extrémité du tube est relativement courte comparée à la longueur du tube lui-même, et ceci implique qu'à l'extrémité, les taux de variation des propriétés par rapport à la distance sont beaucoup plus grands que les taux de variation par rapport au temps. Par conséquent, il peut être supposé que l'extrémité se comporte de manière quasi-stationnaire. Pour les conditions aux limites d'entrée et de sortie de tube considéré, et en raison de schéma du second ordre de précision utilisé, il est donc nécessaire de définir deux points imaginaires pour chaque extrémité de tube ($M+2$, $M+3$ à l'extrémité droite) en dehors du système de tube montré en figure 4 [14]. Mais, afin de faciliter la description de la limite (l'extrémité), seulement, un point imaginaire est caractérisé et seulement les équations relatives à ce point sont présentées. A chaque point imaginaire, un état d'écoulement quasi-stationnaire est considéré pour laquelle la variation spatiale des paramètres est sensé se produire plus rapidement que la variation temporelle [35]. Avec l'adoption de cette approche, on peut supposer que les termes d'inertie à l'extrémité de l'élément tubulaire sont négligés. Cette description de condition à la limite s'appelle «extrémité ouverte, plain open end» et dépend de la direction d'écoulement.

– Limite d'entrée

A partir des conditions ambiant dans le tube (à l'entrée), ceci est le cas type d'un écoulement en système de tubulure (répartiteur) d'admission. La théorie des caractéristiques [35], nécessite que deux informations viennent de l'extérieur. Les suppositions utilisées permettent de formuler les équations de continuité, d'énergie et une équation adiabatique respectivement comme suit [14]:

$$\rho_{M+2} \cdot U_{M+2} \cdot S_{M+2} = \rho_{M+1} \cdot U_{M+1} \cdot S_{M+1,eff} \quad (III - 41)$$

$$a_{M+2}^2 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot U_{M+2}^2 = a_{out}^2 \quad (III - 42)$$

$$\frac{p_{M+2}}{\rho_{M+2}^\gamma} = \frac{p_{out}}{\rho_{out}^\gamma} \quad (III - 43)$$

$$S_{M+1,eff} = C_g \cdot S \quad (III - 44)$$

Une modification de l'écoulement est nécessaire ou indispensable afin de tenir compte de la zone de recirculation à l'entrée de tube. Donc, un coefficient de comportement (C_g) est ajouté dans l'équation (III-44 et III-48). Ce nouveau coefficient dépend de nombre de Mach à l'extrémité de tube [75]. Dans cette étude et pour la comparaison entre les différentes méthodes (modèles), une valeur égale à l'unité a été imposée pour le coefficient de comportement.

– Condition limite de sortie

Dans ce cas, la théorie des caractéristiques [35], exige que seulement une information vienne de l'extérieur. Les mêmes hypothèses sont utilisées, ce qui permet d'établir les équations de continuité, de pression et une équation adiabatique suivantes:

$$\rho_{M+2} \cdot U_{M+2} \cdot S_{M+2} = \rho_{M+1} \cdot U_{M+1} \cdot S_{M+1,eff} \quad (III - 45)$$

$$P_{M+2} = P_{out} \quad (III - 46)$$

$$\frac{P_{M+2}}{\rho_{M+2}^\gamma} = \frac{P_{out}}{\rho_{out}^\gamma} \quad (III - 47)$$

$$S_{M+1,eff} = C_g \cdot S, \quad (C_g \cong 1) \quad (III - 48)$$

4. Modèle CFD.3D

L'évolution des calculateurs et la possibilité d'exécuter des expérimentations numériques peuvent fournir un nouvel outil de désignation des moteurs à combustion interne. Récemment, cependant, les modèles multidimensionnels ont été utilisés pour analyser l'écoulement à travers la soupape d'admission et les écoulements au travers des collecteurs/répartiteurs. Ces modèles fournissent des informations qualitatives et quantitatives, et tiennent compte des variations spatiales et temporelles des processus d'échange de gaz et écoulements en collecteurs/répartiteurs [13]. Par conséquent, dans cette étude, pour déterminer les paramètres de calage de la méthode développée et pour la valider, il est possible de sélectionner et utiliser cette approche.

L'écoulement non visqueux est celui où la diffusion de masse, la conductivité thermique, les phénomènes dissipatif et de transport de la viscosité sont négligeables [76, 77]. Par conséquent, il est gouverné par les équations transitoires de Navier Stokes réduit aux équations d'Euler en négligeant tous les termes donnant naissance au frottement et à la conduction thermique. Le transfert d'énergie dans le fluide est réalisé par interaction (diffusion) moléculaire. Dans notre étude, on utilise le modèle d'équation d'énergie totale, modèle traitant des problèmes robustes dû à la pression transitoire et la contribution (p/p) à l'enthalpie. Les équations gouvernantes pour un écoulement transitoire tridimensionnel, compressible, non visqueux en formes conservatives sont données ci-dessous:

– **L'équation de continuité**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (III - 49)$$

– **Les équations de conservation de quantité de mouvement**

$$\frac{\partial(\rho \vec{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} \otimes \vec{U}) = -\nabla p \quad (III - 50)$$

– **L'équation de conservation d'énergie**

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} H) = 0 \quad (III - 51)$$

Le système est décrit par cinq équations pour six variables d'écoulement (ρ , p , u , v , w et H). Pour un gaz parfait, l'équation d'état (équation thermique d'état) est décrite comme fonction de l'ensemble, température et pression:

$$\rho = \rho(p, T) = \frac{M_0 \cdot p}{R_0 T} \quad (III - 52)$$

Cette équation (III-52) fournit une sixième équation mais, elle introduit encore une septième inconnue, la température T . Une septième équation peut être utilisée si le fluide est supposé être un gaz parfait (gaz idéal):

$$dh = C_p(T)dT \quad (III - 53)$$

Le modèle d'équation d'énergie totale, permet de calculer l'enthalpie totale directement et l'enthalpie statique est obtenue à partir de l'expression de $H=f(h, U)$. Fondamentalement, il est nécessaire de discrétiser les équations pour former une série de relations algébriques ou un système d'équations algébriques qui peuvent être ensuite traitées en utilisant un ordinateur numérique. Les équations définissent la propagation de l'information à travers le fluide dans le système considéré, dans notre cas, la pression (p) et le débit massique d'écoulement (Q), et contiennent toutes les informations nécessaires ou indispensables pour déterminer les effets inertiels de l'écoulement à travers les collecteurs/répartiteurs qui ont un effet majeur sur les performances du moteur. Il est essentiel en plus, d'employer des méthodes numériques qui ont la capacité de résoudre le phénomène d'écoulement dans de tels systèmes si des simulations retenues doivent être réalisées [10]. La géométrie utilisée comme espace ou domaine physique a été créée dans un système de coordonnées cylindriques (r, θ, z). Afin de réduire le temps CPU, nous avons utilisé une portion ou un tronçon de 5° à partir du domaine entier (tube), et pour respecter les conditions aux limites relatives à des plans de symétrie, les deux plans de symétrie ont été créés symétriquement à partir de part et d'autre du plan axial, dans les limites ($\theta = [-2.5 \div 2.5]^\circ$). Donc, les deux surfaces se rencontrent à un angle aigu, et l'ensemble est plan de symétrie.

Pour bien spécifier les conditions aux limites relatives à ces deux surfaces, chacune est nommée séparément au lieu de les combiner en une seule appellation. La méthode numérique utilisée pour la discrétisation du domaine de calcul est celle des volumes finis (FVM) avec un maillage hexaédrique non structuré. La génération de maillage, simplement implique la construction de ce dernier directement dans l'espace (domaine) physique où les équations gouvernantes d'écoulement ont une forme fortement conservatrice. Cette approche implique la subdivision du domaine entier en volumes finis de contrôle en utilisant un maillage. Les équations sont intégrées sur chaque volume de contrôle, de telle sorte que chaque grandeur pertinente (masse, quantité de mouvement ou énergie) est conservée au sens strict pour chaque volume fini de contrôle.

Une attention particulière est donnée aux paramètres de construction du maillage (facteur d'échelle, loi de maillage, dimension maximal d'élément de maillage). Afin de construire une discrétisation optimale de la géométrie, une bonne qualité du maillage est assurée dans tout le domaine de calcul. Seize (16) configurations de tube d'admission sont étudiées en utilisant les analyses CFD, les détails géométriques et de maillage sont montrés sur la figure (**Fig. III-18**) et la table **tableau (III-1)** (où L correspond à la longueur et D correspond au diamètre, telle que L=1000 et D=30).

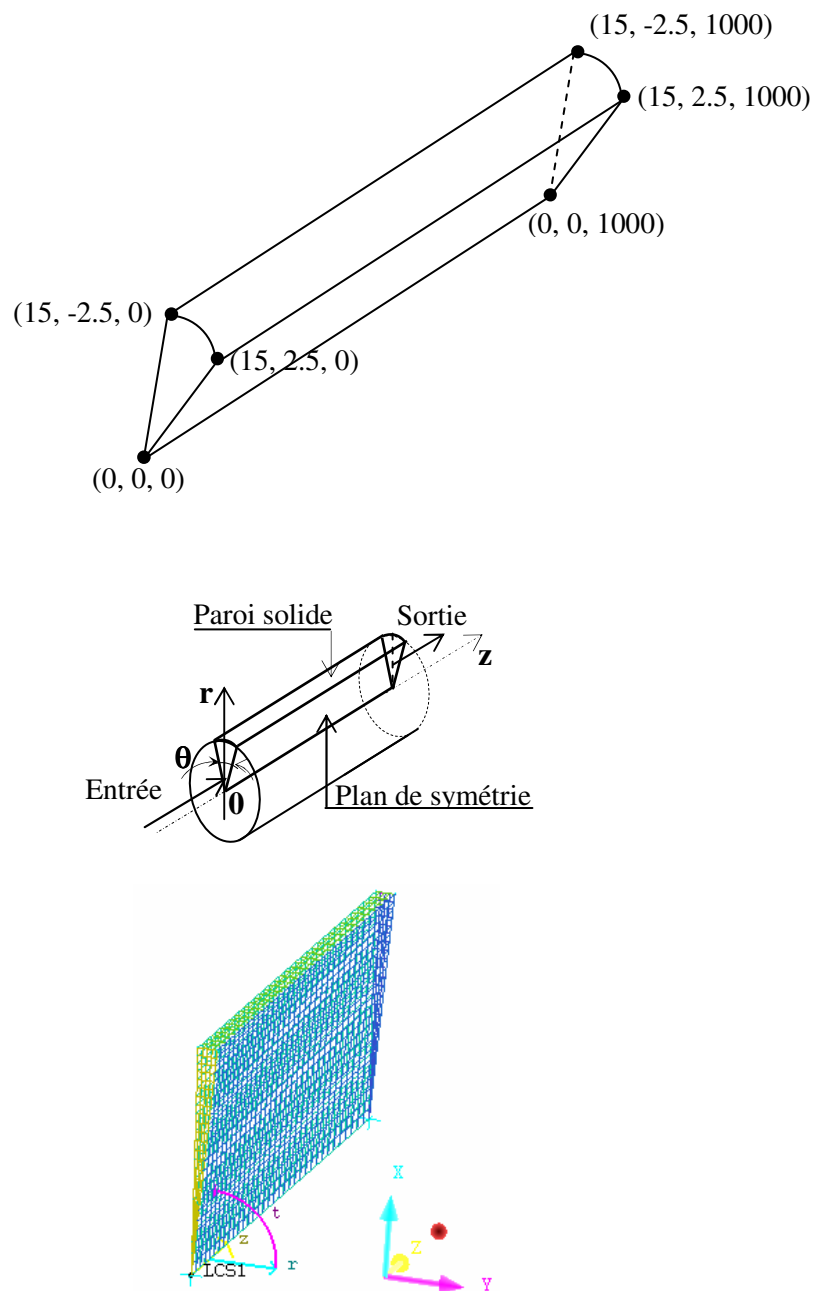


Fig.III-18: Domaine physique et génération de maillage

	L500D40	L300D40	L250D40	L150D40
Elements	75551	45451	37926	22876
Nœuds	49750	29850	24875	14925
	L500D30	L300D30	L250D30	L150D30
Elements	55932	34126	27808	17176
Nœuds	37250	22350	18625	11175
	L500D20	L300D20	L250D20	L150D20
Elements	36958	22801	18458	11476
Nœuds	24750	14850	12375	7425
	L1000D30	L400D20	L400D40	L400D30
Elements	112431	30351	60302	45426
Nœuds	74500	19800	39800	29800

Table.III-1: details de maillage

Le type de simulation est transitoire, avec un temps initial de (0s) et une durée de (0,2s). Le pas du temps (Δt) est choisi en respectant le critère de Courant Friedrichs and Lewy (CFL) [37], ($CFL = C_{\max} \cdot \Delta t / \Delta x$). La valeur de Δt est (0,00001s), par conséquent, le nombre des itérations pour chaque simulation est (20000). Dans ce cas, la valeur de dimension de maillage (Δx) est déterminée en établissant le critère qui définit le compromis entre la précision et la vitesse de calcul. Aussi, une valeur conservative pour le CFL a été utilisée ($v=0.9$), et dans le cas où l'écoulement est stationnaire au temps ($t=0$, $u=v=w=0$), la seule contribution au $C_{\max} = \max\{|U_i| + a_i\}$, vient de la vitesse locale du son. Le fluide (l'air) est considéré comme un gaz parfait et la pression de référence du domaine est spécifiée être à 0 [Pa]. Les conditions initiales d'écoulement au temps ($t=0s$) sont définies par ($u=v=w=0$. [m/s], $P_i=1$. [bar], $T_i=293^\circ$ [K]). L'écoulement laminaire est considéré décrit par les équations transitoire de Navier Stokes réduites aux équations d'Euler pour un écoulement non visqueux en négligeant tous les termes donnant naissance au frottement et conduction thermique [76, 77]. Le modèle d'équation d'énergie totale est imposé pour le transfert thermique en conjonction avec la supposition du gaz parfait. Les équations gouvernantes sont intégrées sur chaque volume de contrôle donc, pour le terme transitoire, le schéma en arrière de premier ordre d'Euler « first order backward Euler scheme » est utilisé. Une discrétisation de premier ordre a été utilisée. Pour le terme d'advection (convection), le schéma haute résolution est utilisé, il est précis et borné depuis qu'il est seulement réduit au premier ordre près des discontinuités. Il est basé sur les propriétés physiques suivantes (conditions d'entropie, de monotonie et Total Variations Diminishing). Un critère de convergence de ($1.e^{-6}$) est imposé pour réduire les erreurs d'itérations. Les conditions aux limites sont décrites comme suit: l'écoulement à l'entrée est subsonique, la température statique est $293^\circ K$, le signal de pression imposé est en forme de fonction sinusoïdale $P_1(t) = P_{10} + dP_1 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot n \cdot t)$, où $P_{10}=1$. [bar], $dP_1=0.05$ [bar] et les fréquences: $n = (10, 25, 50, 75, 100)$ [Hz].

La condition au limite à la sortie est de type «opening», cette condition peut être spécifiée par une valeur de pression relative ($P_{\text{spec}}=1.[\text{bar}]$), la valeur est interprétée comme pression totale relative pour l'écoulement d'entrée et pression statique relative pour l'écoulement de sortie. La paroi de tube est définie comme une paroi solide adiabatique sans transfert de chaleur à travers la paroi de tube ($q_w=0$). Aussi, l'écoulement près de paroi solide est imposé d'être avec glissement (free slip), donc, la contrainte de cisaillement est imposée nulle ($\tau=0$), par conséquent, l'écoulement ne sera pas retardé par les effets de frottement de paroi solide et la vitesse normale à la paroi solide est imposée aussi nulle ($V_w=0$).

Les conditions aux limites relatives à un plan de symétrie exigent des contraintes qui reflètent les caractéristiques d'écoulement en chaque côté de ce plan, donc, la composante normale de vitesse au plan de symétrie est supposée nulle ($U_n=0$), et les gradients des variables scalaires normales au plan sont aussi supposés nuls ($\partial\phi/\partial n=0$).

Définition physique et spécifications des conditions aux limites et conditions initiales relatives au problème considéré

- Type de simulation : transitoire
- Temps total de simulation : 0.2s
- Pas du temps de calcul : 0.00001s
- Initialisation : $U=V=W=0$, $P_{\text{init}}=1\text{bar}$, $T_{\text{init}}=293^\circ\text{K}$
- Modèle thermique : énergie totale
- Modèle de turbulence : laminaire
- Conditions initiales et aux limites :

1. **Entrée** :

$$P_e(t)=p_{e0}+dp_e.\sin(2.\pi.n_e.t)$$

$$P_{e0}=1 \text{ bar};$$

$$dp_e=0.05 \text{ bar};$$

$$n_e=10 \text{ Hz};$$

$$T_e=293^\circ\text{K}$$

2. **Sortie** :

$$P_s=1 \text{ bar}$$

$$T_s=293^\circ\text{K}$$

3. **Paroi solide**:

Paroi adiabatique sans frottement (free slip)

4. **Deux plans de symétries**

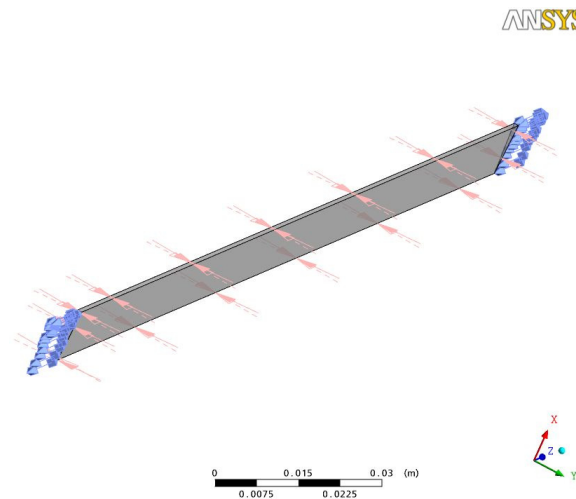


Fig.III-19 : spécifications des CL en CFD

Calculs & Résultats

- 20000 itérations pour chaque simulation;
- $0 < CFL \leq 0.9$: pour toutes les simulations;
- Pour la détermination du pas du maillage (Δx), on se base sur les données suivants: $CFL=0.9$, $\Delta t=0.00001$ s et les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et de l'énergie appliquées à travers les discontinuités (équations de Rankine- Hugoniot: éqs. (III-55) et (III-56)) pour la détermination de C_{max} :

$$\Delta x = \frac{C_{max} \cdot \Delta t}{CFL} \quad (III - 54)$$

- L'équation donnant la vitesse du gaz ou des particules en fonction de la pression est donnée par:

$$u = \frac{2 \cdot a_0}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{(\kappa-1)/2\kappa} - 1 \right] + u_0 \quad (III - 55)$$

- La vitesse de propagation, c , d'un point sur l'onde à la pression p est la somme de la vitesse locale du gaz et la vitesse locale du son de telle sorte que: $c=u+a$. Substituant u à partir de l'équation (III-55):

$$c = \frac{2 \cdot a_0}{\kappa - 1} \left[\frac{\kappa + 1}{2} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{(\kappa-1)/2\kappa} - 1 \right] + u_0, \text{ telle que } \frac{p}{p_0} = \left(\frac{a}{a_0} \right)^{2\kappa/\kappa-1} \quad (III - 56)$$

Ces équations, deviennent pour les ondes non linéaires:

$$u = 5 \cdot a_0 \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{1/7} - 1 \right] + u_0 \quad (III - 57)$$

$$c = a_0 \left[6 \left(\frac{p}{p_0} \right)^{1/7} - 5 \right] + u_0 \quad (III - 58)$$

A partir de **(III-58)**, et avec pour les ondes acoustiques (a_0) qui représente la vitesse du son, peut être obtenue à partir de l'expression suivante:

$$a_0^2 = \frac{\kappa \cdot p}{\rho} = \kappa \cdot R \cdot T \quad (\text{III} - 59)$$

Tels que: $\kappa = C_p/C_v = 7/5$ pour l'air, R la constante spécifique du gaz (l'air), $R_s = 287.058 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{K}$,

\Rightarrow Pour l'air à $T = 300\text{K}$, l'équation (III-59) donne: $a_0 = 348 \text{ m/s}$;

Puisque la pression (p) dans la tubulure d'admission variée de 0.94 bar à 1.06 bar, donc avec:

$P = [0.94 \div 1.06] \text{ bar}$

$P_0 = 1 \text{ bar}$

$a_0 = 348 \text{ m/s}$

$$c_{\max} = a_0 \cdot \left[6 \left(\frac{p}{p_0} \right)^{1/7} - 5 \right] + u_0 = 348 \cdot \left[6 \cdot \left(\frac{1.06}{1} \right)^{1/7} - 5 \right] + 0 = 365.453 \text{ m/s}$$

$$\Rightarrow \Delta x = \frac{C_{\max} \cdot \Delta t}{CFL} = \frac{365.453 \text{ m/s} \cdot 0.00001 \text{ s}}{0.9} / 2 = 2 \text{ mm}$$

Les équations **(III-55)** et **(III-56)** sont connues par les équations de Earnshaw [78]; elles indiquent que la vitesse des particules et la vitesse de propagation des particules en espace, lorsque une onde d'amplitude finie passe à travers, sont des fonctions non linéaires de la pression du gaz. On remarque qu'à partir de l'équation **(III-56)** la vitesse de propagation des points sur l'onde augmente lorsque la pression augmente. Ceci apparaît dans la forme de l'onde déformée puisque les régions de hautes pressions traversent plus rapidement celles de basses pressions. Par conséquent, l'onde de pression devient plus raide et éventuellement forme une onde de choc, pendant qu'une onde de détente tend à l'élargir.

Chapitre IV Méthodes numériques

Techniques numériques

Méthodes numériques

Historique

Plusieurs méthodes numériques ont été utilisées pour résoudre les équations ou les lois de conservation scalaires; nous mentionnons la méthode de type différences et volumes finis, la méthode discontinue de Galerkin...etc. La difficulté principale pour résoudre de telles équations est que les solutions peuvent contenir des discontinuités même si les conditions initiales sont régulières. La première méthode numérique capable de prendre en compte des discontinuités est due à Godunov (1959) qui a résolu des équations de type hyperbolique en considérant une série de problèmes de Riemann local. La méthode proposée par Godunov est conservative et respecte la condition d'entropie, mais elle est du premier ordre et nécessite une résolution itérative à chaque pas du temps. Cette méthode a été rendue plus attractive par une extension au second ordre de précision par Van Leer (1979), puis par le développement d'autres solveurs de Riemann approchés comme celui de Lax Friedrich (1973), Lax Wendroff (1960), Roe (1981), HLL (Harten, Lax et Van Leer, 1980) et celui de Osher et Salomon (1983) (dans Toro, 1997) [79].

Jusqu'à l'année 1983, les schémas numériques utilisés dans la résolution des systèmes hyperboliques étaient des schémas de type classique. Ces schémas n'étaient pas aptes à capter les chocs et les discontinuités d'une manière fine, puisque ces schémas étaient, soit du premier ordre, donc associés à une solution présentant de la diffusion, soit du second ordre, mais alors associés à une solution présentant des oscillations numériques. Afin de surmonter cet obstacle, Harten (1983) a introduit la notion de méthodes numériques TVD (Total Variation Diminishing). C'est une classe de méthodes, qui est au moins du second ordre de précision, et qui contient des limiteurs non-linéaires afin d'éviter les oscillations au voisinage des discontinuités. Harten (1984) a décrit le schéma du flux modifié; ce schéma consiste à modifier les flux du premier au second ordre en limitant les gradients des fonctions flux pour rendre le schéma TVD. Sweby (1984) a défini et appliqué un limiteur de pente au schéma MUSCL, développé par Van-Leer [79].

Introduction

En général, il n'est pas possible d'obtenir des solutions analytiques pour les équations différentielles partielles de type hyperbolique et des techniques numériques doivent être développées. Il est donc nécessaire de discrétiser les équations afin de former une série de relations ou équations algébriques qui peuvent être ensuite résolues en calculateur digital. Les équations définissant la propagation de l'information à travers le fluide dans les tubulures telles que les ondes de pression ont un effet majeur sur les performances du moteur et les niveaux de bruit. Il est ensuite essentiel, d'employer des méthodes ou des techniques numériques qui ont la capacité de résoudre le phénomène d'action d'onde si une modélisation ou simulation des moteurs est réalisée [10].

Les problèmes en ingénierie et en sciences sont décrits par les lois qui sont souvent exprimées sous formes d'équations différentielles ordinaires. Des techniques numériques ont été développées pour déterminer les solutions de fermeture de certains types d'équations différentielles ordinaires. Cependant, la plupart des équations différentielles ne peuvent être résolues directement. En conséquence, les méthodes numériques sont employées pour obtenir ces solutions. Plusieurs méthodes numériques robustes sont disponibles pour résoudre les équations différentielles ordinaires.

Soit l'équation différentielle de premier ordre donnée sous la forme suivante :

$$\frac{dy}{dx} = y' = f(x, y) \quad (IV - 1)$$

Avec la valeur initiale :

$$y(x_0) = y_0 \quad (IV - 2)$$

Les équations différentielles d'ordre supérieur à un, peuvent toujours être écrites comme un système d'équations différentielles de premier ordre, qui peut être résolue par application de l'algorithme d'intégration pour chacune de ces équations en parallèle.

L'approche fondamentale d'obtention d'une solution numérique pour une équation différentielle ordinaire, implique l'expression de la fonction inconnue, en série de Taylor et employer l'équation différentielle pour déterminer les dérivées (dérivatives) de la série. Le développement en série de Taylor au voisinage du point (x_0, y_0) pour la fonction $y(x)$ est donné par:

$$y(x_0 + h) = y(x_0) + hy'[x_0, y(x_0)] + \frac{h^2}{2!} y''[x_0, y(x_0)] + \dots \quad (IV - 3)$$

Cette approche est connue par la méthode de Taylor.

Ces méthodes numériques pour la solution des équations différentielles ordinaires (EDO), peuvent être aussi divisées en deux groupes: méthodes explicites et méthodes implicites. La méthode de Taylor est une méthode explicite.

1. Méthode de Taylor (l'intégration de débit d'écoulement)

L'approche la plus simple pour l'approximation de la solution $y(x)$ d'une équation différentielle ordinaire est d'exprimer la solution sous forme de développement en série de Taylor (IV -3).

En substituant la condition initiale (IV -2) dans l'équation (IV -1), on peut obtenir:

$$y'[x_0, y(x_0)] = f[x_0, y(x_0)] \quad (IV - 4)$$

Seulement un nombre limité de termes de l'équation (IV -3) peut être employé et l'équation (IV -3) devient une approximation pour la solution exacte. L'erreur d'une méthode numérique est la différence entre le résultat numérique et la solution exacte. La méthode de Taylor d'ordre (n) est obtenue à partir de l'équation (IV -3) en tronquant la série après le terme contenant h^n , donc:

$$y(x_0 + h) = y(x_0) + hy'[x_0, y(x_0)] + \dots + \frac{h^n}{n!} y^n[x_0, y(x_0)] \quad (IV - 5)$$

L'ordre d'erreur accumulée en méthode de Taylor d'ordre n est n. En conséquent, pour n=1, l'erreur accumulée diminue linéairement avec la grandeur du pas h, pour n=2 l'erreur accumulée diminue par le carré de la grandeur du pas h, etc. [77]

A partir de l'équation (IV -4), puisque : $y'[x_0, y_0] = f[x_0, y_0]$ est connu, en conséquent, un incrément (Δx) de x doit produire une approximation de changement en y de:

$$\Delta y = \Delta x \cdot f[x_0, y_0] \quad (IV - 6)$$

Soit Δx , l'intervalle entre les termes successifs de x_i ($i=0, 1, 2, \dots$).

Ensuite: $y(x_1) = y(x_0 + \Delta x) = y_0 + \Delta y = y_0 + \Delta x \cdot f(x_0, y_0)$.

Après l'obtention du point (x_1, y_1) , il peut être utilisé pour trouver le point (x_2, y_2) de la même façon: $y(x_2) = y(x_1 + \Delta x) = y_1 + \Delta y = y_1 + \Delta x \cdot f(x_1, y_1)$.

En général, et avec des pas en avant, l'équation est donnée sous la forme suivante:

$$y_{i+1} = y_i + \Delta x \cdot f(x_i, y_i) \quad (IV - 7)$$

Dans notre cas, cette méthode a été utilisée pour l'approximation de l'équation de débit d'écoulement d'admission déduite du principe fondamental de la dynamique:

$$\frac{dq_e(t)}{dt} = \frac{S_{IE}}{L} \cdot [p_e(t) - p_{rec}(t)] \quad (IV - 8)$$

donc,

$$q_e(t_0 + \Delta t) = q_e(t_0) + \Delta t \cdot \frac{S_{IE}}{L} \cdot [p_e(t_0) - p_{rec}(t_0)] \quad (IV - 9)$$

Nous avons comme conditions initiales, à l'état stationnaire ($t_0=0$), les valeurs de $q_e(t_0)$, $p_e(t_0)$ et $p_{rec}(t_0)$ comme données et le pas du temps Δt doit être assez petit afin de réduire l'erreur d'approximation de la solution.

2. Représentation analytique de la chaleur spécifique à pression constante (Sous programme: *KEEKAY* pour le calcul de C_p)

Parmi les propriétés thermodynamiques des fluides utilisés dans les moteurs à combustion internes (l'air et les gaz d'échappement), l'enthalpie et les chaleurs spécifiques sont des grandeurs dont les connaissances sont indispensables au suivi de l'évolution des paramètres caractéristiques du fonctionnement d'un moteur. *KEENAN et KAYES* [1] ont établi des diagrammes expérimentaux de ces grandeurs caractéristiques en fonction de la température et de la composition du fluide par l'intermédiaire de l'excès d'air ($PD = \text{masse d'air réelle} / \text{masse d'air nécessaire à la combustion stoechiométrique}$). Ce rapport permet de prendre en compte la variation de la composition des gaz d'échappement pour différents excès d'air. *Gaudart* [62] a proposé une formulation des courbes expérimentales mentionnées précédemment en fonction de la température et du rapport PD . [1]. Parmi les informations mentionnées ci-dessus, les courbes de *KEENAN et KAYES* (Figure ci-dessous) sont retenues pour déterminer les valeurs de la chaleur spécifique à pression constante (C_p) de l'air et des gaz d'échappement.

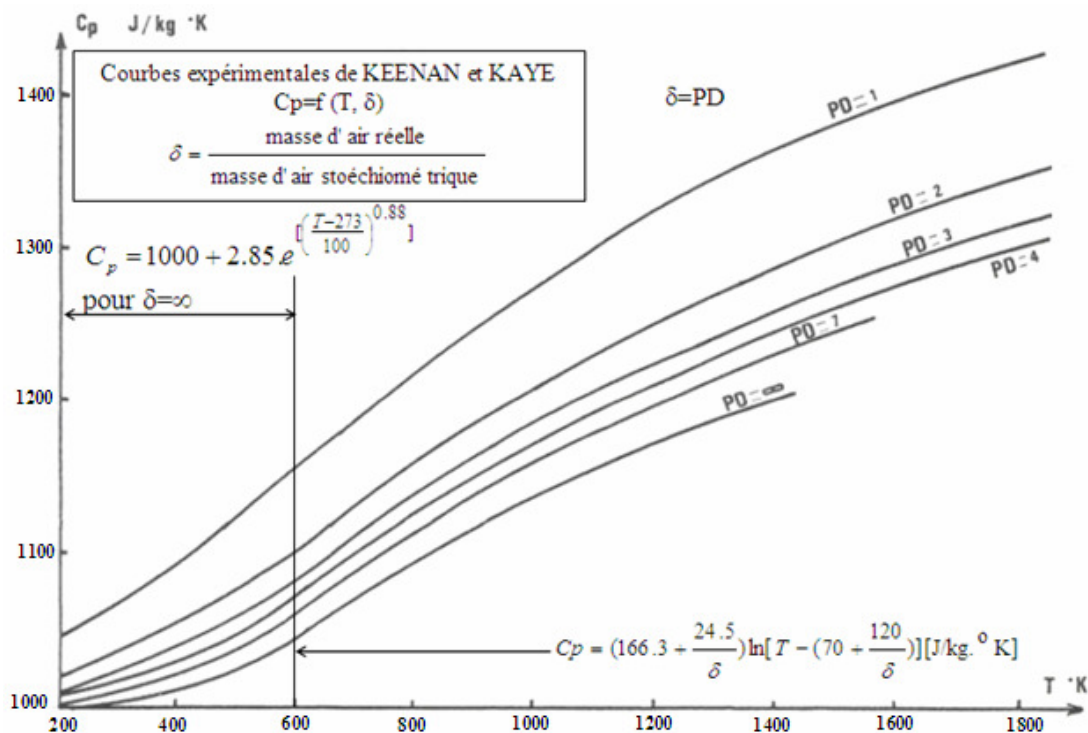


Fig.IV-1: Courbes expérimentales de KEENAN et KAYES [61]

Le paramétrage de ces abaques [62] dépend du rapport PD ($PD = \text{masse d'air réelle} / \text{masse d'air stoechiométrique}$) et de la température T et permet d'obtenir les expressions suivantes:

1. Pour $T \leq 600$ °K

$$C_p = \left(166.3 + \frac{24.5}{PD} \right) \cdot \text{Log} \left(T - 70 - \frac{120}{PD} \right) \quad (IV - 10)$$

2. Pour $T > 600$ °K, il y a deux cas:

a. Pour $PD < 8$, $C_p = (975.5 + 0.28T) - \text{Log}(PD) \cdot (11.92 + 0.06T)$ (IV - 11)

b. Pour $PD \geq 8$, $C_p = 1000 + 2.85e^{0.0088(T-273.15)}$ (IV - 11')

(Pour l'air : $PD = 1000/14.7 = 68,027210$) [1].

Il est parfois intéressant de pouvoir disposer d'une expression mathématique relativement simple, qui soit représentative de la chaleur spécifique à pression constante (C_p), pour des études sur les phénomènes thermodynamiques des moteurs à combustion interne. La représentation analytique de cette étude s'inspire des courbes expérimentales de KEENAN et KAYES [62] qui donnent la valeur de la chaleur spécifique à pression constante C_p en [Joules/Kg. °K], en fonction des deux paramètres suivants:

1. Température T [273÷2000] °K ;

2. Rapport : $\delta = PD = \text{exx} = \frac{\text{Masse de l'air réelle}}{\text{Masse de l'air stoichiométrique}} ; [1 \div \infty]$

2.1 Analyse sommaire des courbes de KEENAN et KAYES

1. Pour des températures variant de 273°K à 600 °K, les courbes expérimentales qui donnent l'évolution de la chaleur spécifique à pression constante, sont du type exponentiel avec des coefficients d'atténuation inférieur à l'unité.

Soit :

$$C_p(\text{air}) = A + ke^{T^M} ; [J / Kg. °K] \quad (IV - 12)$$

Avec M : coefficient d'atténuation, le coefficient constant A , sera pris égal à 1000 [J/Kg. °K].

La température de 273°K étant la borne inférieure, l'expression de T sera de la forme:

$$f(T) = (T - 273)/100 \quad (IV - 13)$$

La division par 100 permet une détermination plus aisée des coefficients k et M .

L'expression mathématique retenue, qui permet une représentation acceptable de la chaleur spécifique à pression constante dans le domaine de température considéré, sera la suivante:

$$C_p(\text{air}) \Big|_{T=273^\circ K}^{T=600^\circ K} = 1000 + 2.85e^{\left[\frac{(T-273)}{100} \right]^{0.88}} \quad (IV - 12')$$

2. L'examen du réseau de courbes expérimentales pour ($600^{\circ}\text{K} \leq T \leq 2000^{\circ}\text{K}$ et ($1 \leq \delta \leq \infty$), permet d'affirmer en première hypothèse qu'il est du type logarithmique ou du type (x^m), avec ($m < 1$), seul, le type logarithmique sera retenu dans cette étude. La fonction logarithmique possédant un décalage à l'origine, semble être la plus adaptée pour représenter analytiquement la chaleur spécifique à pression constante, pour des températures variant de 600°K à 2000°K d'où:
- $$C_p = \alpha \cdot \text{Log}(T - \beta)$$

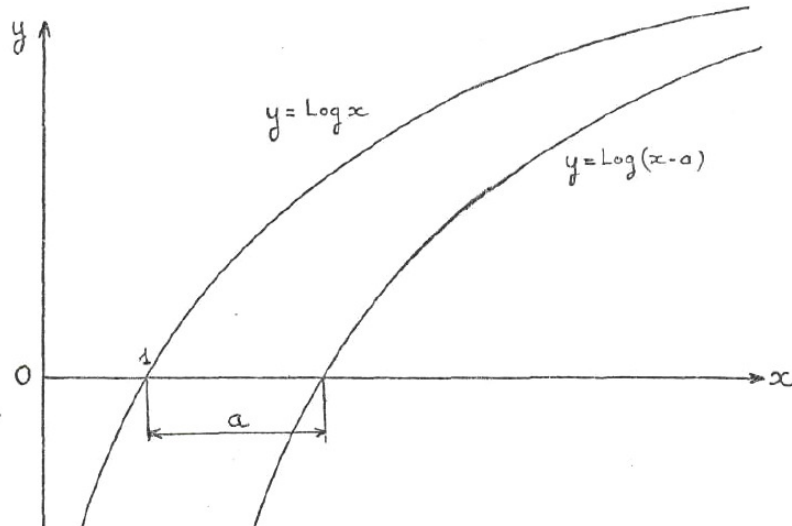


Fig.IV-2: Courbes expérimentales de KEENAN et KAYES [62]: $C_p = \alpha \cdot \text{Log}(T - \beta)$

Expressions des paramètres (α et β)

Une coupe verticale du réseau de courbes expérimentales effectuée pour des températures de 600°K : valeur d'origine et 1000°K valeur arbitraire, donne le graphique suivant (**Fig.IV-3**):

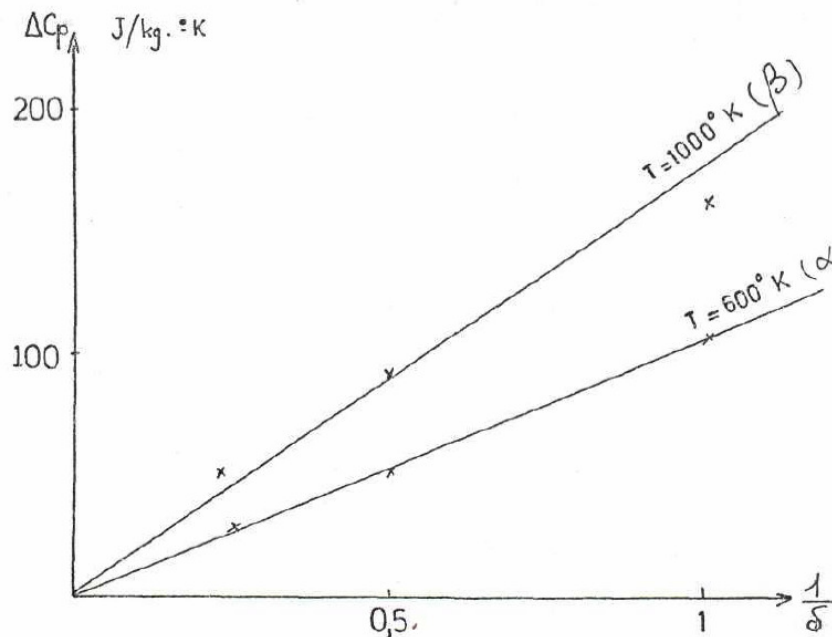


Fig.IV-3: Courbes expérimentales de KEENAN et KAYES [62]: $\Delta C_p = f(1/\delta)$

La figure (**Fig.IV-3**) montre que le coefficient (α) qui caractérise la pente de la courbe est évolutif avec une variation du paramètre ($1/\delta$), ceci pour une température donnée de 600 °K. Il en résulte la forme suivante:

$$\alpha = a + k_1 \cdot \frac{1}{\delta} \quad (IV-14)$$

Par ailleurs, le coefficient (β), suit une allure identique à celle du coefficient (α), d'où:

$$\beta = b + k_2 \cdot \frac{1}{\delta} \quad (IV-15)$$

L'expression mathématique résultante de la chaleur spécifique à pression constante, pour l'air pur et les gaz de combustion, est la suivante:

$$C_p = \left(166.3 + \frac{24.5}{\delta} \right) \cdot \text{Log} \left[T - \left(70 + \frac{120}{\delta} \right) \right]; [\text{J/Kg} \cdot \text{°K}] \quad (IV-16)$$

pour $\begin{cases} 600^\circ \text{K} \leq T \leq 2000^\circ \text{K} \\ 1 \leq \delta \leq \infty \end{cases}$

Cette formule permet d'exprimer la valeur de la chaleur spécifique à pression constante avec une précision inférieure à 0.5%.

3. Méthode de Runge-Kutta (sous programme Derivee)

Cette méthode est très couramment utilisée pour la résolution d'équations différentielles ordinaires (EDO). C'est une méthode à pas unique, directement dérivée de la méthode d'Euler. Elle a l'avantage d'être simple à programmer et d'être assez stable pour les fonctions courantes de la physique. Sur le plan d'analyse numérique, elle a surtout l'immense avantage de ne pas nécessiter d'autre condition que la connaissance des valeurs initiales. Elle est assez consommatrice en temps de calcul.

La majorité des programmes développés utilisent les méthodes d'intégration numérique de *Runge Kutta* ou les méthodes *predictor-corrector*. L'ensemble est basé sur la connaissance de la forme approximative de la courbe (ex: dT/dt) sur le pas du temps à partir des données au point initial et l'équation de variation. Le problème peut être traité en adoptant une méthode numérique souhaitable, en utilisant une petite dimension pour le pas du temps (typiquement l'équivalent d'un degré de rotation de vilebrequin) et les itérations successives de pondération pour le débit (méthode de relaxation) [21].

Une équation différentielle est une relation entre la variable (x), l'image $f(x)$ de cette variable et une ou plusieurs dérivées de $f(x)$ au point (x), elle peut être formulée sous la forme suivante:

$$F(x, y, y', \dots, y^n) = 0, y = f(x) \quad (IV-17)$$

Quelque soit le degré de dérivée de l'équation différentielle, elle peut se transformer en système d'équations différentielles du premier ordre.

Soit:

$$y^n = g(x, y, y', \dots, y^{n-1})$$

$$\frac{dy}{dx} = y_1, \frac{dy_1}{dx} = y_2, \frac{dy_2}{dx} = y_3, \dots, \frac{dy_{n-2}}{dx} = y_{n-1}, \frac{dy_{n-1}}{dx} = y^n = g(x, y, y_1, y_2, \dots, y_{n-1}) \quad (IV-18)$$

La méthode de Runge -Kutta de quatrième ordre est employée pour la résolution numérique des équations différentielles du premier ordre. Elle est également applicable pour un système d'équations simultanées. La description de cette méthode est donnée comme suit:

Soit à résoudre une équation différentielle de la forme:

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y), \text{ avec } y(x_0) = y_0 \quad (IV-19)$$

L'intégration de cette équation est possible par utilisation des développements en série de Taylor, tels que:

$$y_{n+1} = y_n + hy'_n + \frac{h^2}{2!} y''_n + \frac{h^3}{3!} y'''_n + \dots \quad (IV-20)$$

La méthode de Runge-Kutta se propose de remplacer l'équation précédente (IV-20) par une formule de type suivant :

$$y_{n+1} = y_n + ak_1 + bk_2 + ck_3 + dk_4 \quad (IV-21)$$

avec;

$$\begin{cases} k_1 = hf(x, y) \\ k_2 = hf(x + mh, y + mk_1) \\ k_3 = hf(x + nh, y + nk_2) \\ k_4 = hf(x + ph, y + pk_3) \end{cases} \quad (IV-22)$$

Où h est l'incrément entre x_n et x_{n+1} et a, b, c, d, m, n et p sont des constantes. La solution qui satisfait ce système d'équation est donnée par : $a=d=1/6$, $b=c=1/3$, $m=n=1/2$ et $p=1$.

L'équation (IV-21) devient:

$$y_{n+1} = y_n + \frac{1}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) + O(h^5) \quad (IV-23)$$

avec;

$$\begin{cases} k_1 = hf(x, y) \\ k_2 = hf\left(x + \frac{h}{2}, y + \frac{k_1}{2}\right) \\ k_3 = hf\left(x + \frac{h}{2}, y + \frac{k_2}{2}\right) \\ k_4 = hf(x + h, y + k_3) \end{cases} \quad (IV - 24)$$

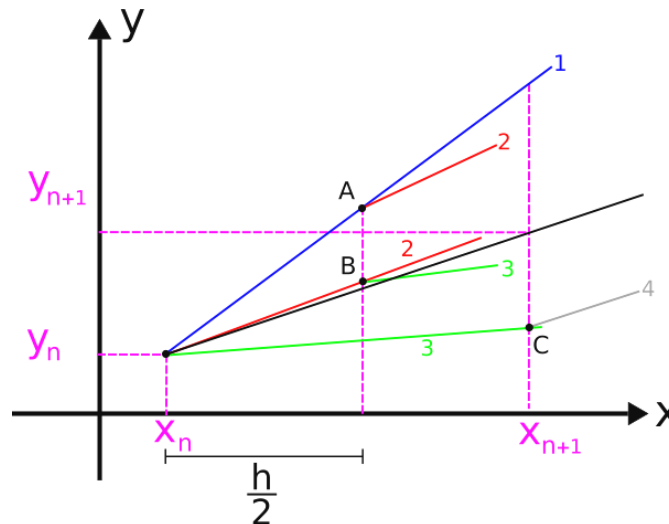


Fig.IV-4 : Représentation géométrique de la méthode de Runge Kutta d'ordre 4

La méthode de Runge-Kutta exige donc quatre (4) évaluations de f , ce qui peut être gênant si f est compliquée. La précision de l'équation (IV-23) est de l'ordre du premier terme qui a été négligé dans la série de Taylor, soit : h^5 . Donc, l'erreur de consistance est d'ordre $O(h^5)$ et l'erreur globale de convergence est d'ordre $O(h^4)$. Cette méthode permet également la résolution d'un système d'équations différentielles simultanées du premier ordre (comme par exemple l'intégration des débits massiques élémentaires, existants lors des phases d'ouvertures simultanées des organes de distribution d'un cylindre de moteur à combustion interne (phases d'admission et d'échappement)).

Remarque:

Dans notre cas (sous programme Derivee): Cette méthode a été utilisée pour résoudre numériquement l'équation d'énergie (équation de température) déduite du premier principe de la thermodynamique:

$$\frac{dT_{rec}}{dt} = \frac{\gamma - 1}{r_0 \cdot m_{rec}} \cdot [q_e(t) \cdot h_e - q_s(t) \cdot h_s] \cdot \frac{T_{rec}}{m_{rec}} \cdot \frac{dm_{rec}}{dt} \quad (IV - 25)$$

Et l'équation de continuité déduite du principe de conservation de masse:

$$\frac{dm_{rec}}{dt} = \frac{dm_e}{dt} - \frac{dm_s}{dt} = q_e(t) - q_s(t) \quad (IV - 26)$$

4. Formules de BARRE de SAINT VENANT (Sous programme bsv, Annexe D)

Pour le calcul de débit massique à travers un orifice:

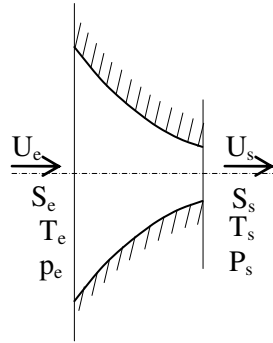


Fig.IV-4: Ecoulement permanent à travers un conduit convergent

Soit un conduit dont la section se rétrécit progressivement (voir **Fig.IV-4**) et dans lequel évolue un écoulement permanent. Les caractéristiques du fluide à l'entrée du conduit sont les suivantes: vitesse: U_e , masse spécifique: ρ_e , pression statique: p_e , température statique: T_e . Les paramètres: U_s , ρ_s , p_s et T_s étant relatifs à la sortie.

Soit une pression d'entrée : p_e , supérieure à la pression de sortie : p_s , et un écoulement s'effectuant sans échange de chaleur.

L'application du premier principe de la thermodynamique permet d'écrire que la variation d'énergie cinétique du système est égale à sa variation d'enthalpie.

D'où: de $(1/2)(U_s^2 - U_e^2) = H_e - H_s = C_p(T_e - T_s)$, il vient:

$$U_s^2 / 2 = C_p T_e + U_e^2 / 2 - C_p T_s \quad (IV - 27)$$

Le terme $(C_p T_e + U_e^2 / 2)$, représente l'enthalpie totale du fluide pour les conditions d'entrée, telle que:

$$C_p T_e + U_e^2 / 2 = C_p T_{e_t} \quad (IV - 28)$$

T_{e_t} : Température totale ou d'arrêt relative à la section d'entrée, d'où: $U_s = (2C_p(T_{e_t} - T_s))^{1/2}$

$$U_s = (2C_p T_{e_t} (1 - T_s / T_{e_t}))^{1/2} \quad (IV - 29)$$

Puisque la transformation est adiabatique, il vient:

$$T_e / T_{e_t} = (p_e / p_{e_t})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} ; T_s / T_{s_t} = (p_s / p_{s_t})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (IV - 30)$$

Dans un écoulement adiabatique, les températures et pressions totales restent constantes tout au long de conduite, d'où: $T_{e_t} = T_{s_t}$ et $p_{e_t} = p_{s_t}$ d'où:

$$U_s = \left[\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_{e_t} \left[1 - \left(p_s / p_{e_t} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right]^{\frac{1}{2}} \quad (IV-31)$$

Le débit massique (dm/dt) est égal à:

$$dm/dt = S_e \rho_e U_e = S_s \rho_s U_s \quad (IV-32)$$

On remarque que: $p_s / p_{e_t} = \left(p_s / p_{e_t} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$, le débit massique s'écrit:

$$dm/dt = S_s \frac{p_{e_t}}{RT_{e_t}} \left(p_s / p_{e_t} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_{e_t} \left[1 - \left(p_s / p_{e_t} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (IV-33)$$

Soit l'expression générale:

$$dm/dt = S_s p_{e_t} \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT_{e_t}} \left[\left(p_s / p_{e_t} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(p_s / p_{e_t} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (IV-34)$$

Le débit massique au travers un orifice s'exprime en fonction de la pression et température totale d'entrée, et du rapport entre la pression statique de sortie et la pression totale d'entrée. Pour le calcul du rapport de pression pour lequel les conditions critiques sont réalisées: vitesse sonique atteinte: La dérivation de l'expression du débit comprise sous le radicale par rapport à la variable (p_s/p_{e_t}), donne:

$$d \left[\left(p_s / p_{e_t} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(p_s / p_{e_t} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] / d \left(p_s / p_{e_t} \right)$$

L'annulation de cette expression permet de déterminer le rapport critique. Il vient:

$$\frac{2}{\gamma} \left(p_s / p_{e_t} \right)^{\frac{2}{\gamma}-1} - \frac{\gamma+1}{\gamma} \left(p_s / p_{e_t} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}-1} = 0 \Leftrightarrow \frac{2}{\gamma} \left(p_s / p_{e_t} \right)^{\frac{2-\gamma}{\gamma}} - \frac{\gamma+1}{\gamma} \left(p_s / p_{e_t} \right)^{\frac{1}{\gamma}} = 0$$

Multipliant cette expression par: $\left(p_s / p_{e_t} \right)^{\frac{\gamma-2}{\gamma}}$ il vient: $\frac{2}{\gamma} = \frac{\gamma+1}{\gamma} \left(p_s / p_{e_t} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ soit:

$$\left(p_s / p_{e_t} \right)_{\text{critique}} = \left(2 / \gamma + 1 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (IV-35)$$

Deux cas d'écoulement sont à distinguer:

4.1 Ecoulement sonique:

L'écoulement sonique est atteint lorsque la condition suivante est vérifiée:

$$p_{e_t} \geq \frac{p_s}{\left(2 / \gamma + 1 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$$

Le débit massique est alors donné par la formule:

$$dm/dt = S_s \rho_{\text{critique}} U_{\text{critique}} \quad (IV - 36a)$$

avec;

$$\begin{cases} U_{\text{critique}} = \left[\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_{e,t} \left[1 - (2/\gamma+1)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right]^{\frac{1}{2}} \\ \rho_{\text{critique}} = \rho_{e,t} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{P_{e,t}}{RT_{e,t}} (2/\gamma+1)^{\frac{1}{\gamma-1}} \end{cases}$$

$$\frac{dm}{dt} = \frac{S_s P_{e,t}}{RT_{e,t}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_{e,t} \left(\frac{\gamma+1-2}{\gamma+1} \right)} = \frac{S_s P_{e,t}}{\sqrt{RT_{e,t}}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (IV - 36b)$$

Sous une autre forme, il vient:

$$\frac{dm}{dt} = S_s P_{e,t} \sqrt{\frac{2\gamma}{RT_{e,t}}} \sqrt{\frac{1}{\gamma+1} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{2}{\gamma-1}}}$$

Ce qui donne finalement pour l'expression du débit massique en écoulement sonique:

$$\frac{dm}{dt} = S_s P_{e,t} \sqrt{\frac{\gamma}{RT_{e,t}}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (IV - 36c)$$

Ou encore:

$$\frac{dm}{dt} = S_s \frac{P_{e,t}}{\sqrt{RT_{e,t}}} \psi \quad (IV - 36d)$$

avec ψ : fonction de débit telle que: $\psi = \sqrt{\gamma} (2/\gamma+1)^{\frac{1}{2} \left(\frac{\gamma+1}{\gamma-1} \right)}$

4.2 Ecoulement subsonique:

L'écoulement est dit subsonique lorsque la relation suivante est vérifiée:

$$P_{e,t} < \frac{P_s}{(2/\gamma+1)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$$

Le débit massique donné par l'équation (IV-34) peut revêtir la forme suivante:

$$\frac{dm}{dt} = S_s P_{e,t} \sqrt{\frac{2\gamma}{RT_{e,t}}} \sqrt{\frac{1}{\gamma-1} \left[\left(P_s / P_{e,t} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(P_s / P_{e,t} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (IV - 37a)$$

Ou encore:

$$\frac{dm}{dt} = S_s \frac{P_{e,t}}{\sqrt{RT_{e,t}}} \psi \quad (IV - 37b)$$

avec ψ : fonction de débit telle que: $\psi = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[\pi^{-\frac{2}{\gamma}} - \pi^{-\left(\frac{\gamma+1}{\gamma} \right)} \right]}$; avec: $\pi = \left(\frac{P_{e,t}}{P_s} \right) = (\pi)_s^e$

Le débit massique est exprimé en [kg/s], S_s en [m²], $p_{e,t}$ en pascals, $T_{e,t}$ en degré Kelvin et $R=288$ J/kg.°K. En réalité, les pressions qui sont mesurées sur bancs d'essais de moteur, correspondent bien souvent à des pressions statiques et une prise en considération de la vitesse d'entrée: U_e , apportera la correction suivante sur la formule de débit massique.

$$\begin{cases} \rho_{e,s} = \rho_{e,t} - \rho_e \frac{U_e^2}{2} \\ T_{e,s} = T_{e,t} - \frac{U_e^2}{2C_p} \end{cases}$$

De l'équation de la continuité: $\rho_s S_s U_s = \rho_e S_e U_e$, il vient: $U_e = U_s (p_{s,s} / p_{e,s})^{\frac{1}{\gamma}} (S_s / S_e)$

Par ailleurs: $U_s^2 = 2C_p (T_{e,t} - T_{s,s}) = \left[2C_p (T_{e,s} - T_{s,s}) / \left(1 - (p_{s,s} / p_{e,s})^{\frac{2}{\gamma}} (S_s / S_e)^2 \right) \right]$

a. En écoulement subsonique, il vient:

$$\frac{dm}{dt} = S_s p_{e,s} \sqrt{\frac{2\gamma}{RT_{e,s}}} \sqrt{\left(\frac{1}{\gamma-1} (p_s / p_e)_s^{\frac{2}{\gamma}} - (p_s / p_e)_s^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right) / \left(1 - (p_s / p_e)_s^{\frac{2}{\gamma}} (S_s / S_e)^2 \right)} \quad (IV-38)$$

b. En écoulement sonique, la correction sera de la forme suivante:

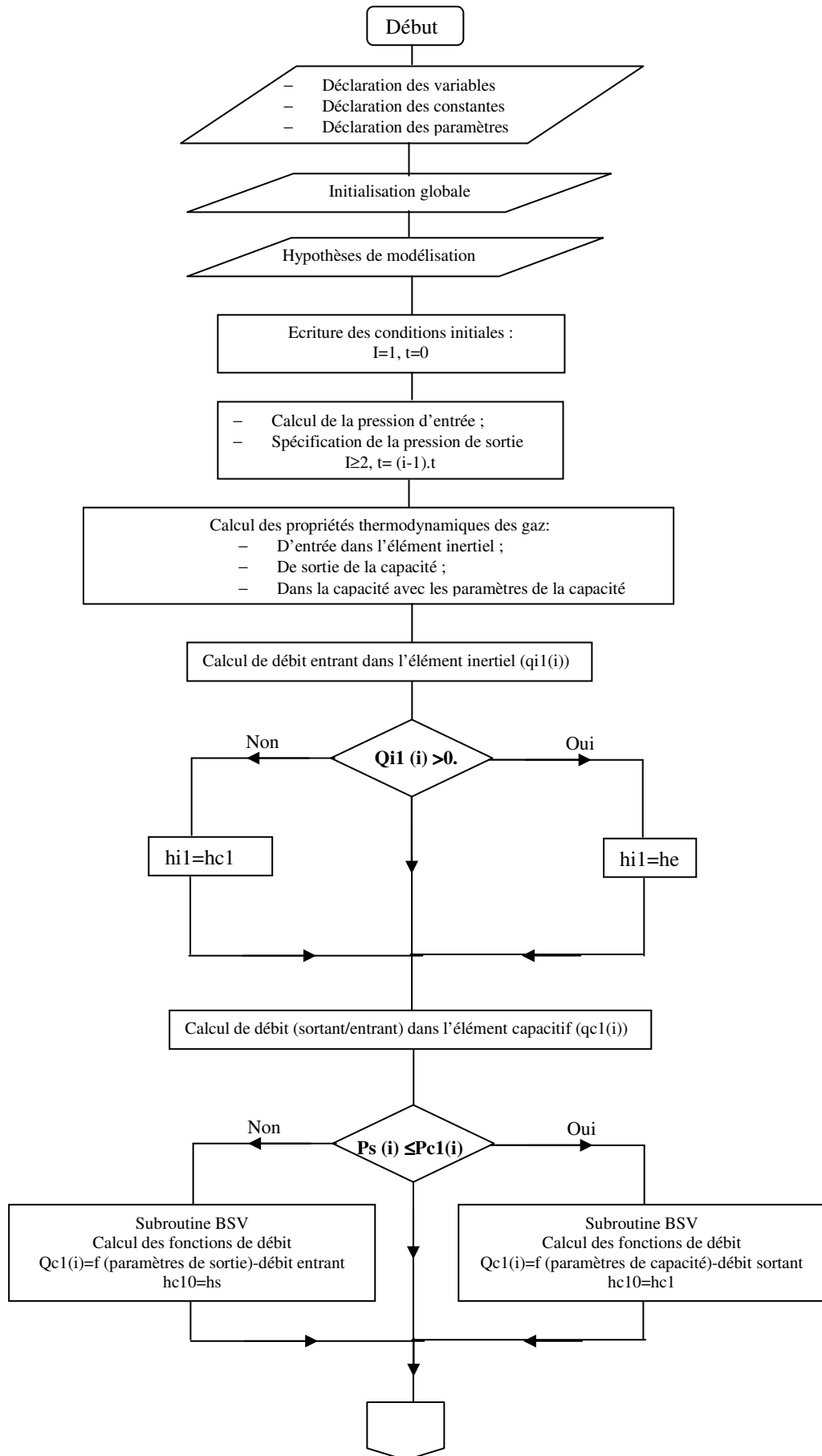
$$p_s / p_e = (2 / \gamma + 1)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

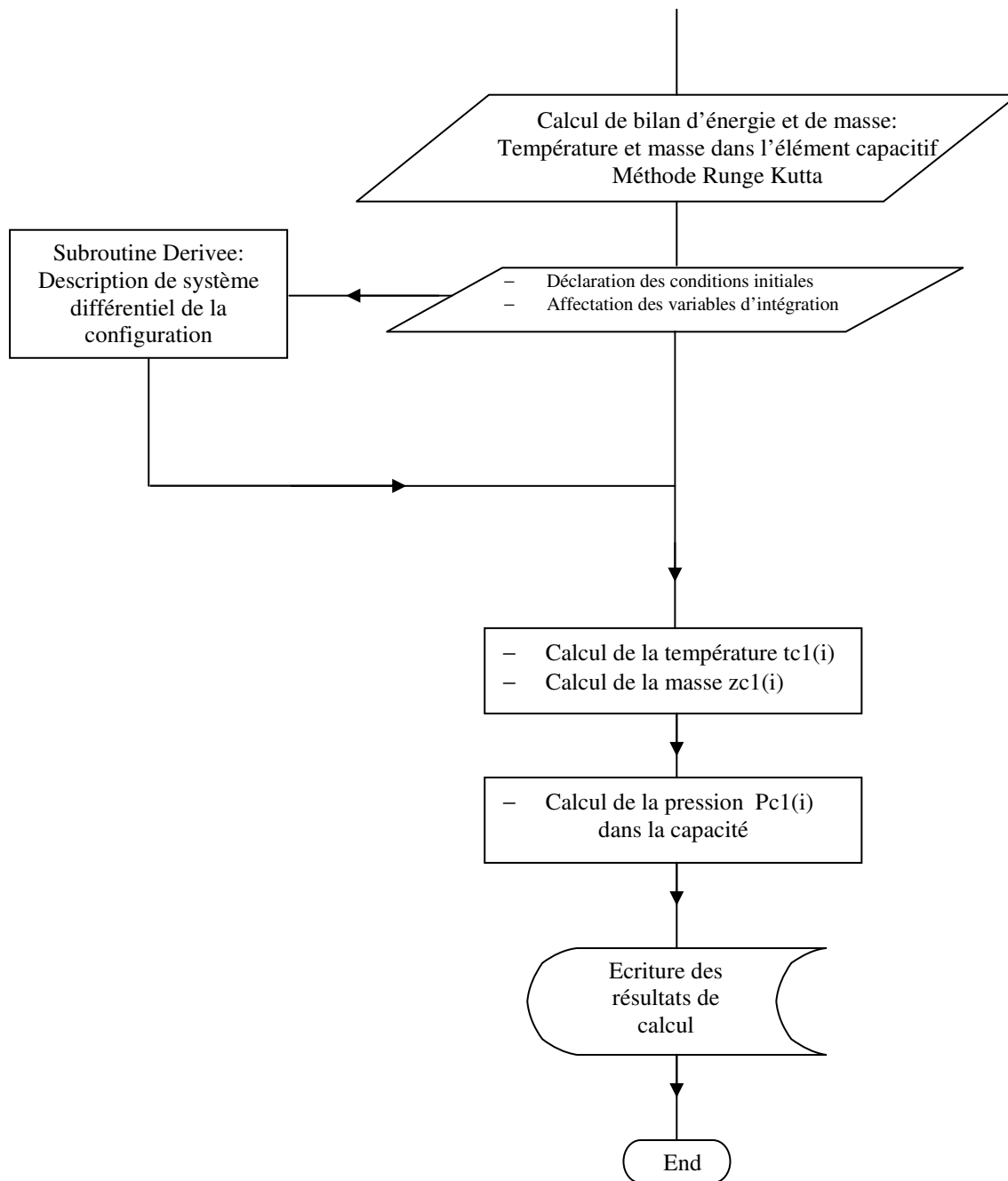
D'où: $U_{\text{Critique}}^2 - U_e^2 = U_{\text{Critique}}^2 \left[1 - (2 / \gamma + 1)^{\frac{\gamma-2}{\gamma-1}} (S_s / S_e)^2 \right]$

Soit:

$$\frac{dm}{dt} = S_s p_{e,s} \sqrt{\frac{2\gamma}{RT_{e,s}}} \sqrt{\left(\frac{1}{\gamma+1} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{2}{\gamma-1}} \right) / \left(1 - \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{2}{\gamma-1}} \left(\frac{S_s}{S_e} \right)^2 \right)} \quad (IV-39)$$

5. Organigramme du modèle proposé (méthode inertielle capacitive)





Chapitre V Etude expérimentale

Validation du modèle proposé (Méthode inertielle capacitive)

Etude expérimentale

I. Description du banc d'essai

On appelle banc d'essais moteurs l'ensemble des installations permettant la rotation autonome de moteurs thermiques dans les conditions optimales de travail, de sécurité et de confort; ces installations construites autour d'un frein moteur, qui en est l'élément essentiel, comprenant également les moyens de mesure, de refroidissement, d'évacuation des gaz brûlés, etc.

Le banc d'essais moteurs est l'élément indispensable aux constructeurs, aux équipementiers, aux pétroliers et aux préparateurs de véhicules, leur permettant d'assurer la majeure partie de leurs essais, qu'ils soient de recherche, de mise au point ou d'endurance.

Le banc d'essais moteurs est un moyen complexe et onéreux qu'il convient de définir avec soin par un cahier des charges précis et dont la gestion devra être rigoureuse afin d'assurer un engagement maximal, la maintenance et l'organisation étant des éléments essentiels de cette gestion.

Tous les bancs d'essais ont un certain nombre de fonctions communes, auxquelles il faut ajouter les spécifications propres à chaque type d'essai particulier.

Parmi les quatre grandes familles de bancs d'essais moteurs (bancs de fin de chaîne, les bancs de recherche, les bancs de mise au point et les bancs d'endurance), on distingue en général cinq grandes familles d'essais de recherche (en combustion, sur les frottements mécaniques, en thermique, en vibrations et acoustiques et de visualisation (écoulements, combustion)).

Les cellules d'essais sont fermées et équipées d'un seul banc, leur superficie importante (30 à 40 m²) permet l'installation de machines ou de montages d'essais particuliers. L'équipement d'une seule cellule permet: l'acquisition et le traitement partiel d'un grand nombre de paramètres (60 à 80 en permanence, avec la possibilité d'installer une ou plusieurs centrales d'acquisition portant le nombre de paramètres à 100 ou 200), avec une précision maximale tenant compte de la grande dynamique de mesure nécessaire; le réglage en température et en hygrométrie de l'air comburant. Les bancs d'essais de recherche en combustion et en frottements mécaniques sont équipés de génératrices permettant l'étude en régimes transitoires.

II. Caractéristiques des organes du banc d'essai

1. Le moteur thermique

Le moteur thermique utilisé sur le banc d'essai est un moteur Honda GC160, de Honda Motor Co.Ltd. Il s'agit d'un moteur monocylindrique à quatre temps. Le moteur Honda est conçu pour assurer un service sûr et fiable dans des conditions d'utilisation conformes aux instructions.

1.1. Identifications des pièces constitutives

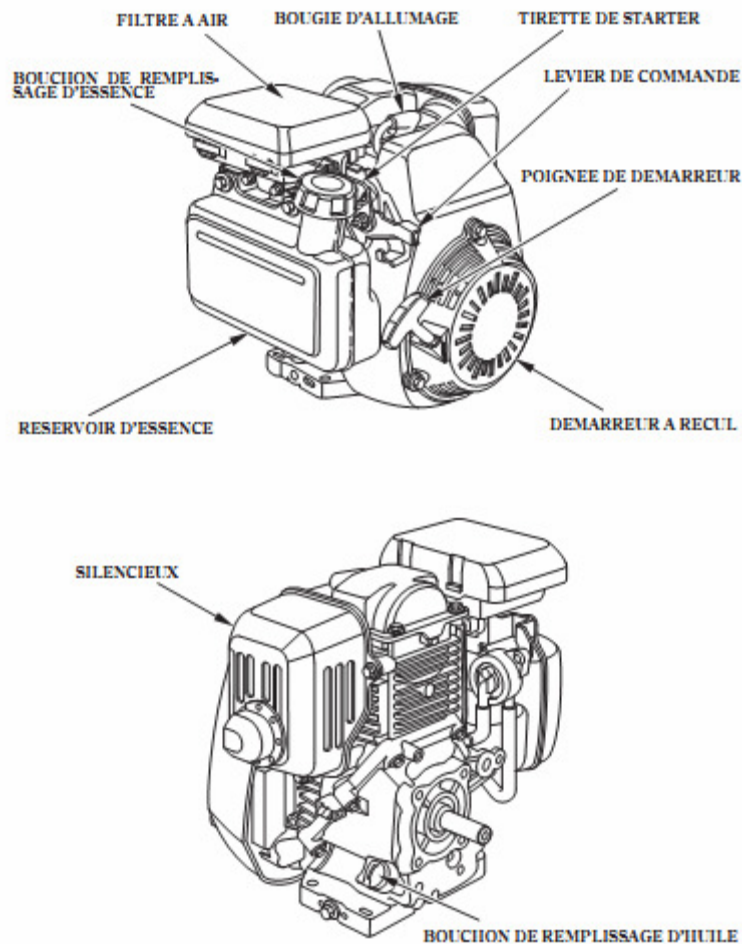


Fig.V-1: Identifications des pièces constitutives

- Pour ce type de moteur, l'huile SAE 10W30 est recommandée pour un usage général, toute température.
- Dans le cas de fonctionnement, avec carburant, l'essence automobile sans plomb ayant un indice d'octane recherche d'au moins 91 (ou un indice d'octane pompe d'au moins 86) est utilisée.

1.2. Caractéristiques du moteur thermique

Dans notre essai, le moteur ne brûle pas de carburant, il est entraîné à partir d'un moteur électrique.

– Dimensions

Modèle	GC160
Code de description d'équipement de puissance	GCABE
Longueur	337 mm
Largeur	369 mm
Hauteur	331 mm
Poids à sec	11,5 kg

Tableau (V-1): dimensions du moteur thermique

– Moteur

Type de moteur	Allumage commandé, 4 temps, came en tête,
Cylindrée	160 cm ³
Alésage×Course	(64×50) mm
Rapport volumétrique	8,5:1
Puissance maximale	3,4 kW à 3600 tr/min
Couple maximal	9,4 N.m à 2500 tr/min
Consommation de carburant	1,5 l/h à 3600 tr/min
Système de refroidissement	Air forcé
Système d'allumage	Transistor magnétique
Sens de rotation d'arbre PTO	Sens inverse des aiguilles d'une montre
Contenance de réservoir d'essence	1,8 l
Contenance en huile moteur	0,58 l
Huile moteur	Classification de service SF ou SG : SAE 10w-30
Bougie d'allumage	BPR6ES (NGK)

Tableau (V-2): caractéristiques du moteur thermique

1.3. Fonctionnement

Dans le cas du fonctionnement avec carburant (combustion), la bougie d'allumage recommandée est: BPR6ES (NGK), dans notre cas, le moteur à combustion interne est entraîné par un moteur électrique asynchrone triphasé fermé piloté par variateur électronique.

2. Le moteur électrique

C'est un moteur asynchrone triphasé fermé pour système d'entraînement à vitesse variable (0,18÷132) KW, Moteur 2p, piloté par variateur électronique LSMV.

Commande de vitesse de rotation du moteur électrique (pour sélectionner N (tr/min)), potentiomètre, variateur unidrive sp 4,5 TLED.

Le moteur LSMV résulte de l'expérience de Leroy-Somer en variation de vitesse et de l'évolution des performances des nouveaux contrôleurs électroniques.

- Puissance de (0,25÷132) KW;
- Hauteur d'axe de (71÷315) mm;
- Pôles (2,4 ÷6);

- Alimentation triphasée 380/415 V, protection IPSS;

Le LSMV est à la base d'une large gamme de moteurs pour la variation de vitesse.

Leroy-Somer peut fournir également des moteurs à carter en fonte FLSMV, des moteurs à protection mécanique renforcée FLSCMV et des moteurs à carcasse aluminium et à protection IP32PLSMV.

2.1. Description des moteurs triphasés LSMV

Désignation (carter à ailettes, stator, rotor, arbre flasques paliers, roulements et graissage, chicane, joints d'étanchéité, ventilateur, capot de ventilation, boîte à bornes).



Fig. V-2: Moteur électrique triphasé

3. Variateur électronique universel de vitesse UNIDRIVE SP:

Le variateur électronique permet de faire varier la vitesse du moteur en fonctionnement. Le variateur doit être paramétré afin de s'adapter aux caractéristiques du moteur. Ces paramètres sont préenregistrés dans l'appareil, on se contente de les vérifier par rapport au câblage du moteur. On choisit d'afficher les caractéristiques en fonction du temps, car la puissance utile est directement reliée à la mesure du couple (erroné).

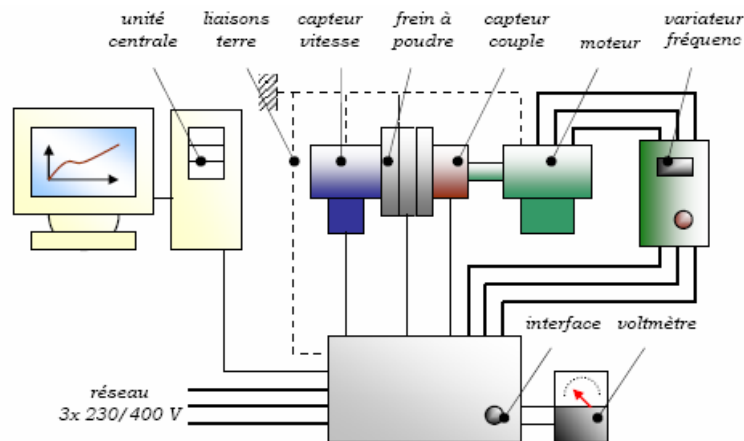


Fig.V-3: Schéma de câblage du variateur

Schéma de câblage du variateur: fonctionnement d'un moteur asynchrone avec un variateur électronique. L'UNIDRIVE SP est, en standard un variateur alternatif destiné à l'alimentation de moteurs asynchrones avec ou sans codeur. Pour le paramétrage, l' UNIDRIVE SP, peut donc être configuré dans différents modes de fonctionnement suivants:

- **Fonctionnement à contrôle vectoriel de flux sans retour:** grâce à sa puissance de calcul, le variateur contrôle séparément le courant magnétisant et le courant actif avec un moteur asynchrone standard. La vitesse et la position du rotor sont calculées pour contrôler le couple et la vitesse du moteur. Ce mode de fonctionnement convient donc à la majorité des applications.
- **Fonctionnement à contrôle vectoriel de flux avec retour:** l'utilisation de ce mode de fonctionnement sur un moteur asynchrone standard, permet de mieux maîtriser le couple et la vitesse du moteur sur une plus grande plage de vitesse (y compris à la vitesse nulle) avec des performances dynamiques accrues.

Le moteur doit être équipé d'un codeur incrémental, SinCos, SSI, EnDat ou d'un résolveur pour donner la position et la vitesse du rotor.

4. Capteur de pression

Dans n'importe qu'elle étude de performance d'un moteur, il est nécessaire de mesurer la pression à l'intérieur du cylindre du moteur. Plusieurs méthodes peuvent être utilisées, l'équipement de mesure doit être installé le plus près possible de la tête du cylindre, dans un environnement lui permettant de supporter les chocs thermiques, une température ambiante élevée, un niveau d'interférence électrique élevé et des vibrations normales de fonctionnement conséquent.

KISTLER propose des capteurs de pression destinés aux applications les plus diverses du secteur de recherche, du développement et de la fabrication.

4.1. Détails du produit 6117BFD17

Bougie d'allumage instrumentée M14×1,25 à capteur de pression cylindre intégré, 200 bars joint plat L=19 mm, valeur thermique 7.

4.2. Applications

La mesure de pression cylindre par bougie d'allumage instrumentée est appliquée dans le cas où l'on souhaite éviter un alésage de mesure séparé.

4.3. Propriétés

Mesures sans alésage d'indication, fréquence propre très élevée, capteur en affleurement sur la face frontale, haute sensibilité, haute précision, différentes valeurs thermiques et différentes positions de l'étincelle disponibles.

4.4. Spécifications

désignations	spécifications
Longueur de filetage	19 mm
joint	Plat
Valeur thermique WW	7
Position d'étincelle	5.2 mm
Ecartement des électrodes	0.8 mm
Ouverture de clé	OC17
Plage de mesure	(0÷200) bars
surcharge	250 bars
Sensibilité	PC/bar=15
Fréquence propre	130 KHz
Linéarité	%FSO <±0.6
Plage de température de service	(-50÷350) °C
Variation de la sensibilité sans refroid.	%<±1.5
Choc thermique dp (courte durée)	<±0.8 bar
Choc thermique dp mi	%<±4
Choc thermique dp max	%<±2
Sensibilité à l'accélération	<0.005 bar/g
Filetage	M14×1.25
Connecteur	BNC pos
Longueur de câble (longueur standard)	1 m

Tableau (V-3): Spécifications de la bougie d'allumage instrumentée avec un capteur de pression

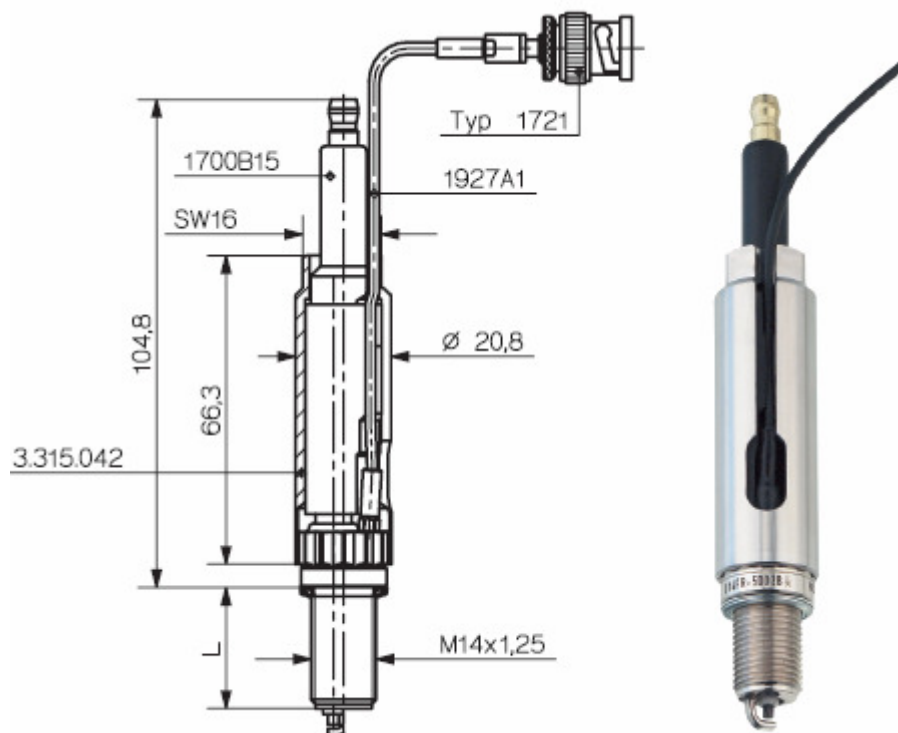


Fig.V-4: Bougie d'allumage instrumentée avec un capteur de pression intégré

5. Débitmètre

Le débitmètre utilisé est de marque SIERRA, modèle 780 S, avec une précision de lecture de ($\pm 1\%$) et une échelle globale de répétitivité (full scale repeatability) de ($\pm 0,2\%$).

5.1. Caractéristiques/propriétés

Marque	SIERRA
Modèle	780 S-NAA-D6-EN2-P2-V3-DD-O
N°	77140
Série	84581
Input	(18÷30) V
Output	(0÷10) V
Oper press	6 bars G pipe 2 inch
Oper V temp.	12°C
Réf temp.	0°C
Date	OMFR 5/05
Réf press	1013,25 m BARRA
Units kg/HR GAS AIR	User FS 500

Tableau (V-4): caractéristiques du débitmètre

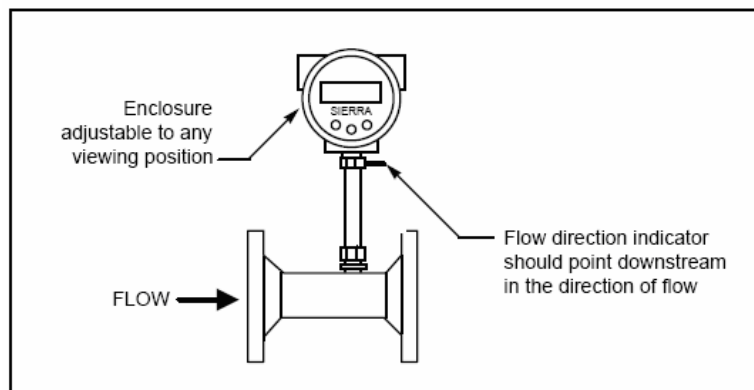


Fig.V-5: Installation et orientation du débitmètre

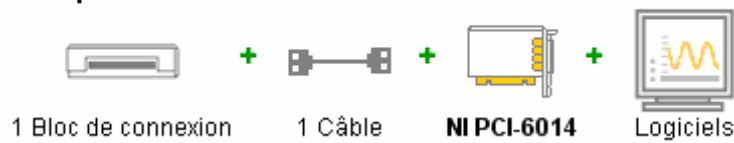
6. Carte d'acquisition

L'ensemble complet de la carte d'acquisition NI PCI-6014, nécessite:

- Un bloc de connexion- terminaison à vis, SCC-68 ;
- Un câble blindé, SH68-68-EP (2m) ;
- NI PCI-6014 ;
- Logiciels: NI LabVIEW full development system pour Windows (français) ou LabVIEW application builder pour Windows (français).

Tous ces produits sont conçus et fabriqués par National Instruments (NI) de manière à minimiser les pannes.

Chaque NI PCI-6014 nécessite:



La carte d'acquisition d'information utilisée pendant notre essai est de NI B séries Multifonction: 16-Bits, 200 kS/s, 16 Analog Inputs (résolution) avec le système d'exploitation Windows 2000/Xp, avec le software (logiciel) recommandé LabVIEW.



Fig.V-6: Carte d'acquisition

NI PCI- 6014, économique, 16 bits, 200 Kéch/s, DAQ multifonction à 16 entrées analogiques intégration à LabVIEW. La carte PCI-6014 peut effectuer les opérations d'E/S numériques et de compteurs/timers tout en effectuant les opérations d'entrées analogiques.

6.1. Caractéristiques

produit	PCI-6014
Famille de produit	DAQ multifonction
Format	PCI
Système d'exploitation	Windows, temps réel
Support de LabVIEW	RT
Famille de produit d'acquisition de données	Séries B
Entrées analogiques	
Résolution	16 bits
Fréquence d'échantillonnage	200 Kéch/s
Tension d'entrée analogique maximum	10 V
Sorties analogiques	
Résolution	16 bits
Tension de sortie analogique maximum	10 V

Tableau (V-5): caractéristiques de carte d'acquisition

7. Logiciel LabVIEW

Le langage LabVIEW est un langage de **programmation graphique** qui utilise des **icônes** à la place de lignes de texte pour créer des applications. Contrairement aux langages de programmation textuels où les instructions déterminent l'exécution du programme, LabVIEW utilise une programmation par flux de données dans laquelle celui-ci détermine l'exécution. Dans LabVIEW, vous construisez une interface utilisateur à l'aide d'un ensemble d'outils et d'objets. L'interface utilisateur est appelée **la face-avant**. Vous ajoutez ensuite un code à l'aide de représentations graphiques de fonctions pour contrôler les objets de la face-avant.

III. Description de la ligne d'admission d'air pour le moteur de banc d'essai

No	Désignation	Dimensions
1	Tube d'admission	$L_1=1000$ mm, $D_1=30$ mm
2	Adaptation (convergent)	$L_2=70$ mm, $D_{21}=30$ mm, $D_{22}=19$ mm
3	Cale (Divergent)	$L_3=7$ mm, $D_{31}=19$ mm, $D_{32}=27.5$ mm
4	Port d'admission	$L_4=15.75$ mm, $D_4=27.5$ mm
5	Coude	$L_5=24$ mm, $D_{51}=27.7$ mm ($S_e=602$ mm ²), $D_{52}=23.2$ mm ($S_s=422.7$ mm ²)
6	Pipe d'admission	$L_6=8$ mm, $D_6=23.2$ mm
7	Moteur monocylindre entraîné	4 temps, 160 cm ³ , 3.7 KW à 3600 trs/min
8	Volume tampon de 200 litres	On considère qu'on débouche à l'atmosphère. L'intérêt de volume tampon est de moyenné de débit.
9	Variateur électronique de vitesse	Pour sélectionner les régimes de rotation du MCI
M	Moteur électrique	Entraînement+Régulation de la vitesse de rotation du moteur monocylindre
D	Débitmètre	Mesure de débit
PC	Computer	Pour l'acquisition des données (for data acquisition)
La ligne complète a une longueur totale de $l=1124.75$ mm		

Tableau V-6 : Organes de l'installation expérimentale

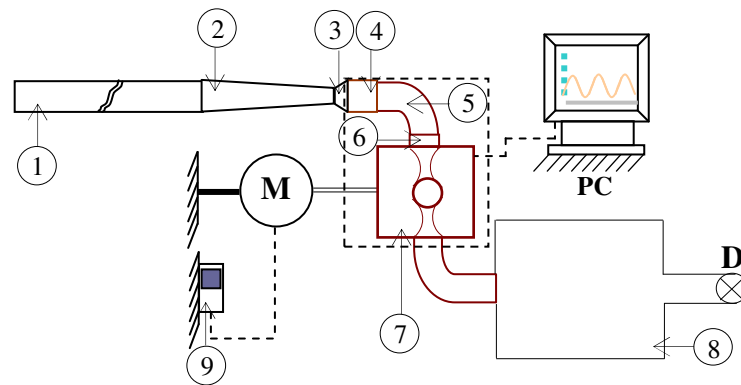


Fig.V-7 : Installation expérimentale

III-1. L'installation expérimentale

Elle est composée des éléments illustrés ci-dessus (**Fig.V-7**): la ligne d'admission (1-6), moteur à combustion interne monocyindre à quatre temps (7), moteur électrique (M), moteur asynchrone triphasé fermé piloté par variateur électronique LSMV(M) pour l'entraînement du MCI, variateur de vitesses UNIDRIVE SP4.5TLED (9) pour sélectionner les régimes de rotation du MCI (pour la régulation de sa vitesse de rotation), (le MCI, ne fonctionne pas avec combustion dans notre cas). Un volume tampon de 200 litres (8), son intérêt est de moyenner le débit, en considérant qu'on débouche à l'atmosphère. Un débitmètre permet ensuite de mesurer le débit à la sortie de ce volume. En plus, bien sûr, des éléments d'acquisition (carte d'acquisition PCI-6014, PC, câbles de connexion), le capteur de pression KISTLER 6117BFD17 a été installé dans la bougie d'allumage instrumentée.

III.2. Mode opératoire

Afin de caractériser l'écoulement à travers la ligne d'admission considérée, liée à ce moteur monocyindre, on doit effectuer deux types de mesures principales pour différents régimes du moteur à combustion interne à savoir (1800, 2000, 2400, 2700 et 3000) tr/min:

- **Mesure de pression cylindre** : à l'aide d'un capteur de pression **KISTLER 6117BFD17**, installé dans la bougie d'allumage instrumentée (et par suite en liaison directe avec le volume du cylindre) et lié à un PC à travers une carte d'acquisition **PCI-6014** et en utilisant le logiciel **Labview**, on peut acquérir toutes les informations relatives à la pression instantanée du cylindre durant un nombre déterminé de cycles.
- **Mesure de débit** : à l'aide d'un débitmètre (D), en considérant qu'on débouche à l'atmosphère mais, afin de moyenner le débit, on doit installer un volume tampon de capacité 200 litres (8) entre la sortie de cylindre et l'emplacement de débitmètre (D) avec la sonde correspondante (c'est-à-dire tranquilliser l'écoulement afin de mesurer une valeur moyenne de débit au niveau de débitmètre (D)).

Afin de valider la méthode proposée, «méthode inertielle capacitive MIC», et après adaptation du modèle (programme) aux mêmes conditions initiales et aux limites du banc d'essai, nous avons comparé les valeurs calculées et celles mesurées pour les régimes cités ci-dessous, et cela en utilisant les caractéristiques géométriques de la ligne d'admission et celles déduites après calage des paramètres de la méthode MIC en se basant sur les calculs CFD correspondants.

Régimes [tr/min]	Valeurs mesurées [kg/h]	Valeurs estimées par Q (formule VI-7) [kg/h]	Valeurs calculées par MIC [kg/h]
1798	9,44	11,13	9,40
2011	10,38	12,45	10,93
2413	13,43	14,94	13,78
2703	15,11	16,73	15,96
3000	17,92	18,60	18,31

Tableau (V-7): Données des débits mesurés et calculés en fonction de régime de rotation

IV. Acquisition des données

1. Les sections de passage en fonction des levées des soupapes d'admission et d'échappement

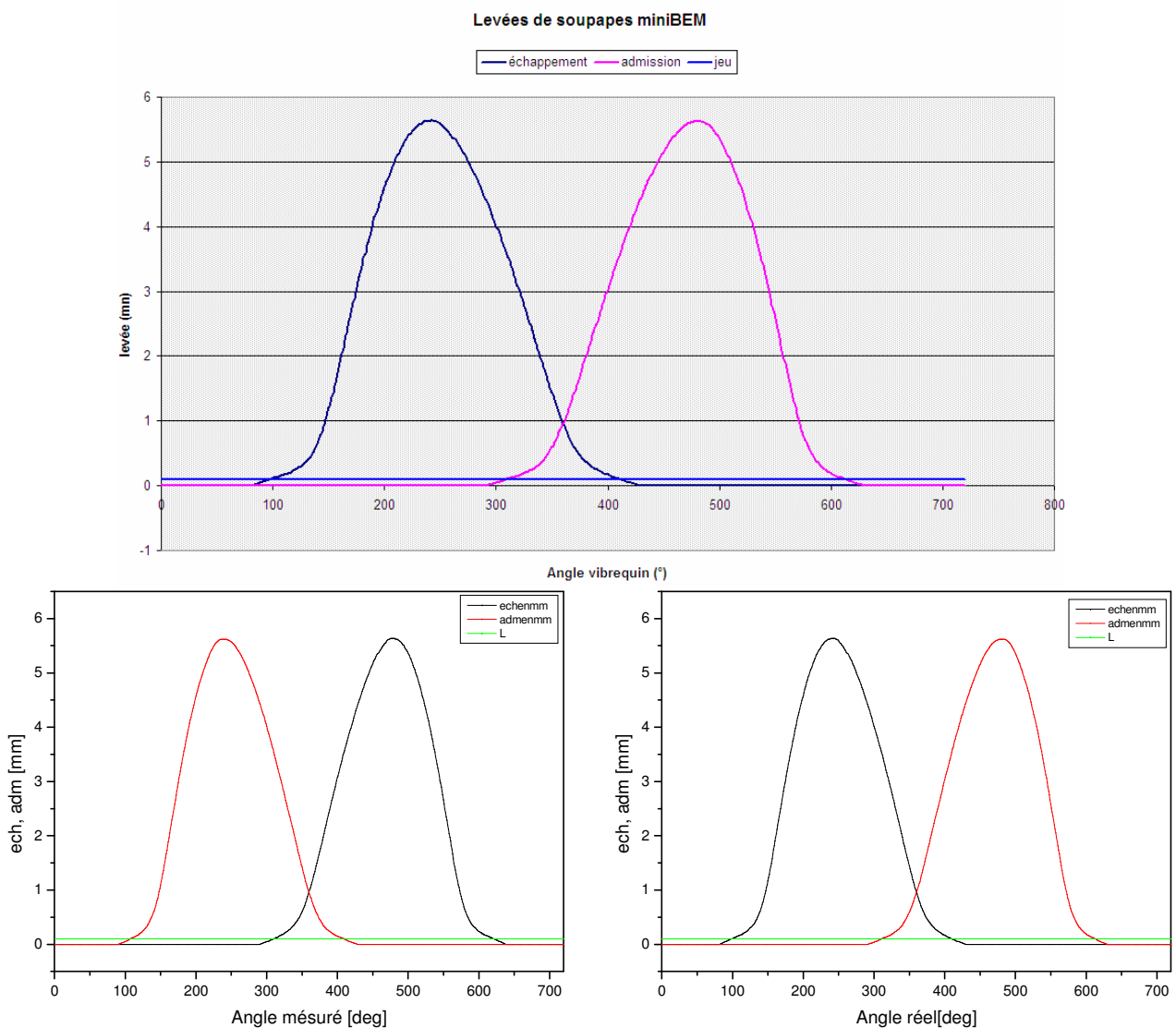
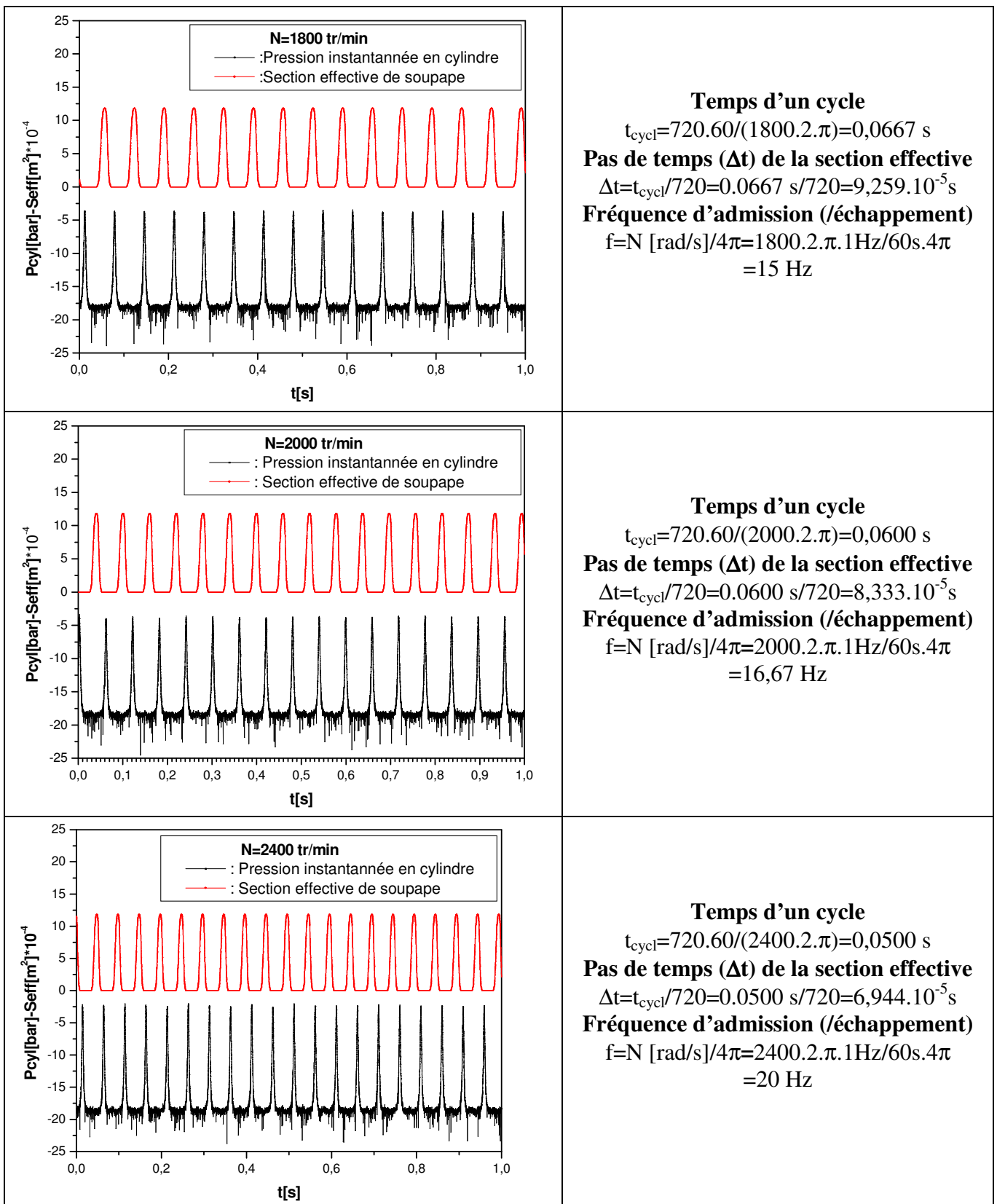


Fig.V-8: Courbes des levées des soupapes d'admission et d'échappement

2. Pression instantanée, section effective de soupape interpolée et pression moyenne



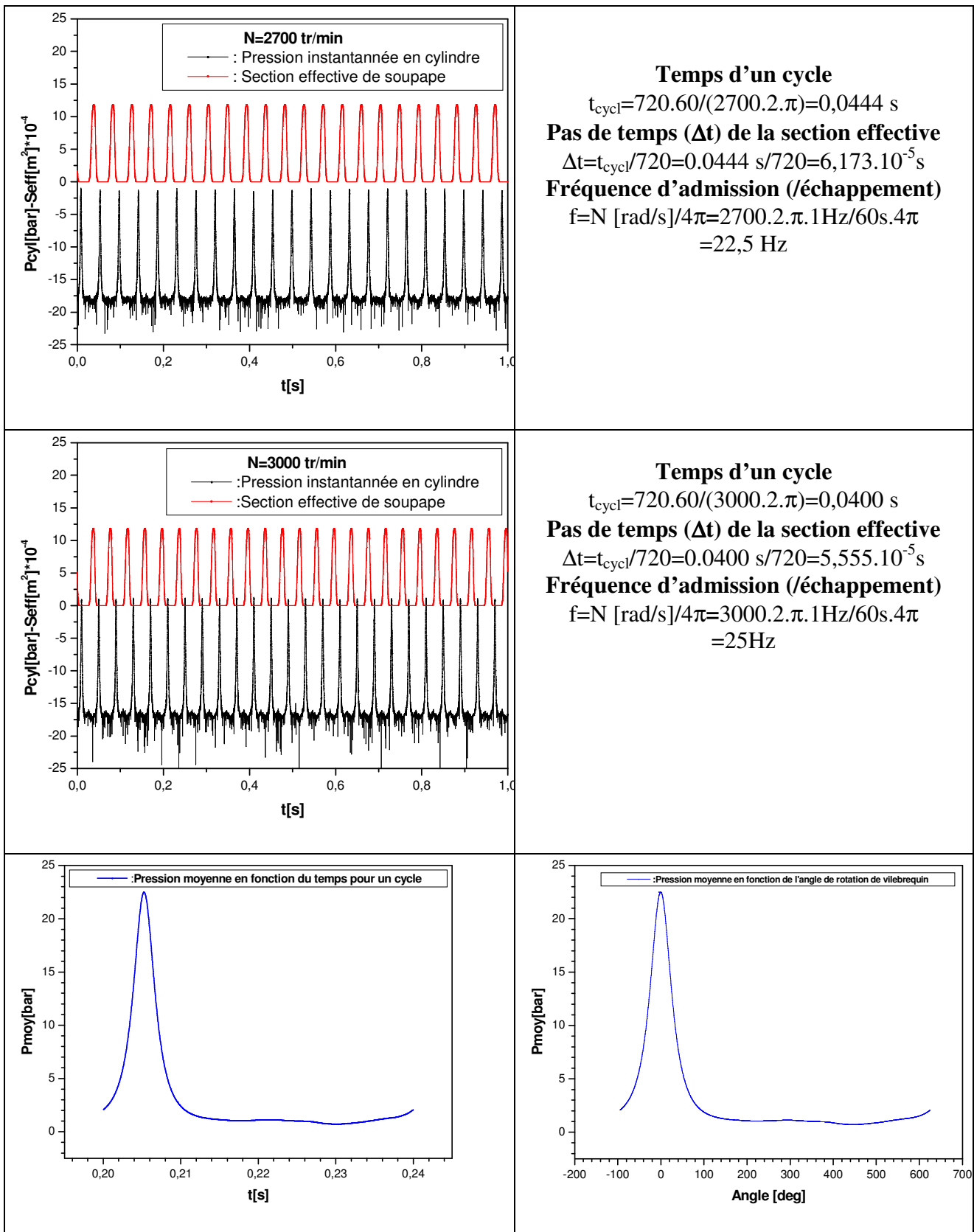


Fig.V-9: Pression instantannée, section effective de soupape interpolée et la pression moyenne en cylindre pour cinq régimes de rotation du moteur thermique

Chapitre VI Résultats et interprétations

Interprétation des résultats

Résultats et Interprétations

Nous avons 16 configurations géométriques:

1. pour le diamètre $D_0=30\text{mm}$: les longueurs $L_0= [150, 250, 300, 500 \text{ et } 1000]$ mm ;
2. pour le diamètre $D_0=20\text{mm}$: les longueurs $L_0= [150, 250, 300, 400 \text{ et } 500]$ mm ;
3. pour le diamètre $D_0=40\text{mm}$: les longueurs $L_0= [150, 250, 300, 400 \text{ et } 500]$ mm ;

L500D40	L300D40	L250D40	L150D40
L500D30	L300D30	L250D30	L150D30
L500D20	L300D20	L250D20	L150D20
L1000D30	L400D20	L400D40	L400D30

Tableau (VI-1): configurations géométriques étudiées (L: longueurs, D: diamètres)

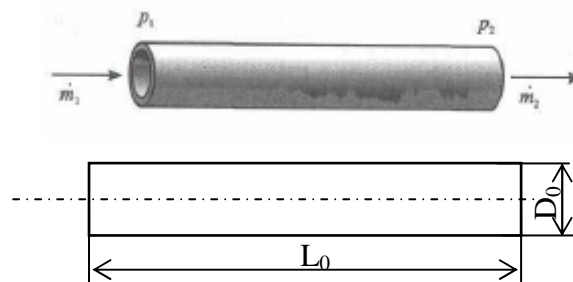


Fig.VI-1: Schéma d'élément tubulaire considéré

Les fréquences utilisées pour ces quinze géométries (sans $D_0=30$, $L_0=1000$) ci-dessus sont : $n= [10, 25, 50, 75 \text{ et } 100]$ Hz. Pour la validation expérimentale et numérique de nos calculs par la méthode inertielle capacitive (MIC), nous avons sélectionné une plage de fréquences pour les régimes du moteur à combustion interne : $n= [10, 12.5, 15, 17.5, 20, 22.5 \text{ et } 25]$ Hz, pour la géométrie expérimentale de tube de ($D_0=30\text{mm}$ et $L_0=1000\text{mm}$) relative à la longueur d'admission du banc d'essai.

Donc, pour étudier l'influence des effets d'inertie sur l'écoulement du fluide à travers les tubulures d'admission et d'échappement de moteur à combustion interne, quinze géométries sont considérés en variant les deux paramètres géométriques du tube [L_0 et D_0].

En se basant sur les calculs CFD (Ansys.CFX), exécutés sur toutes les configurations précédentes et pour les différentes valeurs des fréquences mentionnées précédemment, et afin de caler les paramètres de la méthode inertielle capacitive, on doit agir sur la longueur (L_0) de l'élément inertiel et les deux sections ou le diamètre (D_0) de l'élément inertiel et celui de la sortie de l'élément capacitif (les paramètres qui délimitent le volume de gaz considéré), de telle sorte que les courbes de la pression instantanée $p(t)$ et le débit instantané $Q(t)$ déduit des deux méthodes de calcul soient superposés.

Les valeurs des paramètres de calage $(L/L_0)_{EI}$ et $(D/D_0)_{EI}$ et $(D/D_0)_{EC}$ pour les différentes configurations, sont récapitulées dans les tableaux ci-dessous:

1. L/L_0

	GL150D20	GL250D20	GL300D20	GL400D20	GL500D20
10Hz	1,07	1,065	1,06	1,05	1,04
25 Hz	1,05	1,03	1,02	1,00	0,98
50 Hz	1,02	0,98	0,95	0,92	0,88
75 Hz	0,99	0,93	0,90	0,85	0,80
100 Hz	0,97	0,89	0,83	0,78	0,73

	GL150D30	GL250D30	GL300D30	GL400D30	GL500D30
10Hz	1,06	1,05	1,05	1,05	1,03
25 Hz	1,04	1,03	1,02	0,99	0,98
50 Hz	1,02	0,98	0,96	0,92	0,90
75 Hz	0,99	0,93	0,91	0,84	0,82
100 Hz	0,96	0,89	0,85	0,76	0,75

	GL150D40	GL250D40	GL300D40	GL400D40	GL500D40
10Hz	1,06	1,05	1,04	1,05	1,04
25 Hz	1,05	1,03	1,02	0,99	0,98
50 Hz	1,02	0,98	0,96	0,92	0,88
75 Hz	0,98	0,93	0,90	0,84	0,80
100 Hz	0,95	0,88	0,83	0,76	0,73

2. (D/D_0) -Inertie

	GL150D20	GL250D20	GL300D20	GL400D20	GL500D20
10Hz	0,93	0,935	0,94	0,945	0,95
25 Hz	0,95	0,97	0,98	1,00	1,02
50 Hz	0,98	1,03	1,05	1,09	1,14
75 Hz	1,01	1,08	1,12	1,18	1,25
100 Hz	1,03	1,12	1,20	1,25	1,35

	GL150D30	GL250D30	GL300D30	GL400D30	GL500D30
10Hz	0,93	0,94	0,95	0,94	0,96
25 Hz	0,95	0,98	0,99	1,01	1,02
50 Hz	0,98	1,03	1,04	1,09	1,1
75 Hz	1,02	1,08	1,1	1,20	1,2
100 Hz	1,04	1,12	1,18	1,25	1,3

	GL150D40	GL250D40	GL300D40	GL400D40	GL500D40
10Hz	0,93	0,94	0,93	0,94	0,96
25 Hz	0,95	0,97	0,98	1,01	1,02
50 Hz	0,98	1,03	1,04	1,09	1,14
75 Hz	1,02	1,08	1,11	1,20	1,25
100 Hz	1,04	1,14	1,20	1,25	1,30

3. (D/D₀)-Capacité

	GL150D20	GL250D20	GL300D20	GL400D20	GL500D20
10Hz	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
25 Hz	1,00	1,00	1,00	0,99	0,98
50 Hz	1,00	0,98	0,95	0,92	0,88
75 Hz	0,99	0,93	0,89	0,86	0,80
100 Hz	0,97	0,88	0,82	0,80	0,74

	GL150D30	GL250D30	GL300D30	GL400D30	GL500D30
10Hz	1	1	1	1,00	1
25 Hz	1	1	1	0,99	0,97
50 Hz	1	0,98	0,96	0,92	0,92
75 Hz	0,98	0,93	0,9	0,84	0,85
100 Hz	0,96	0,88	0,84	0,78	0,76

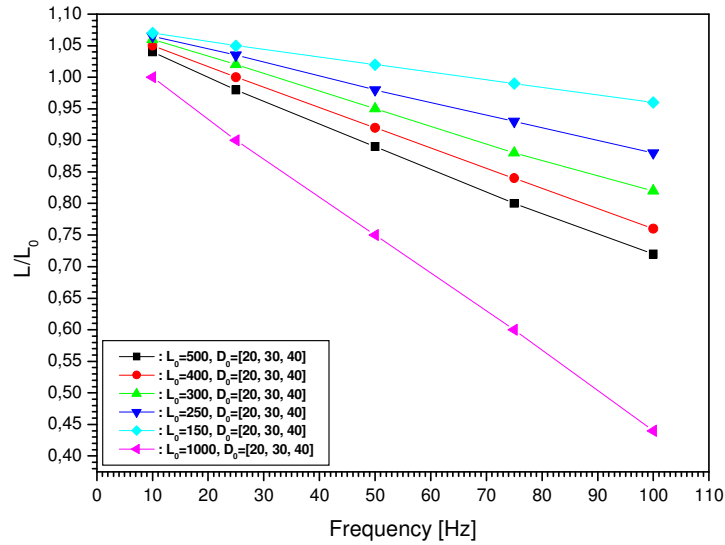
	GL150D40	GL250D40	GL300D40	GL400D40	GL500D40
10Hz	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
25 Hz	1,00	1,00	1,00	0,99	0,97
50 Hz	1,00	0,98	0,96	0,92	0,88
75 Hz	0,98	0,93	0,90	0,84	0,80
100 Hz	0,95	0,88	0,82	0,78	0,74

Tableaux (VI-2): Paramètres géométriques de calage pour toutes les configurations des tubes (D=20, 30, 40) mm, (L=150, 250, 300, 400, 500) mm, Sec0 (D20)=3,141592.e⁻⁴m², Sec0 (D30)=7,068583.e⁻⁴m², Sec0 (D40)=12,56637.e⁻⁴m²

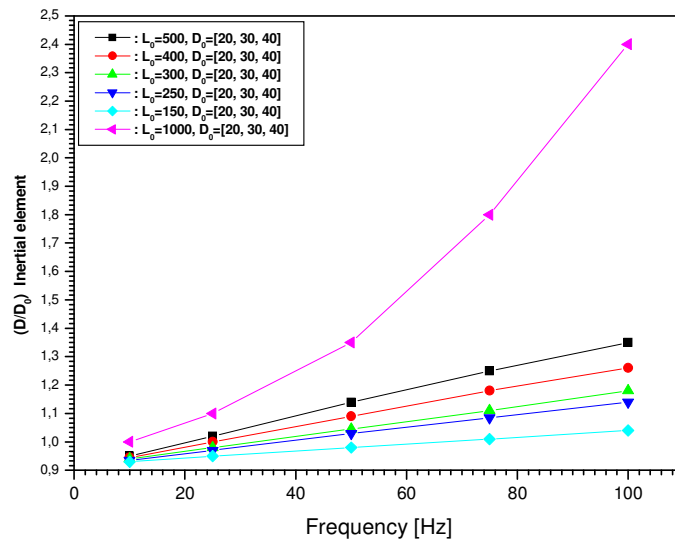
Fréquences	L/L ₀	(D/D ₀) _I	(D/D ₀) _C
10Hz	1.000	1.000	1.000
12.5 Hz	0.980	1.020	0.980
15 Hz	0.965	1.035	0.965
17.5 Hz	0.950	1.050	0.950
20 Hz	0.935	1.065	0.930
22.5 Hz	0.920	1.080	0.910
25 Hz	0.900	1.100	0.900

Tableau (VI-3): Paramètres de calage pour la configuration: GL1000D30, Fréquences [10, 12.5, 15, 17.5, 20, 22.5, 25] Hz, Sec0=7.068583 e⁻⁴ m²

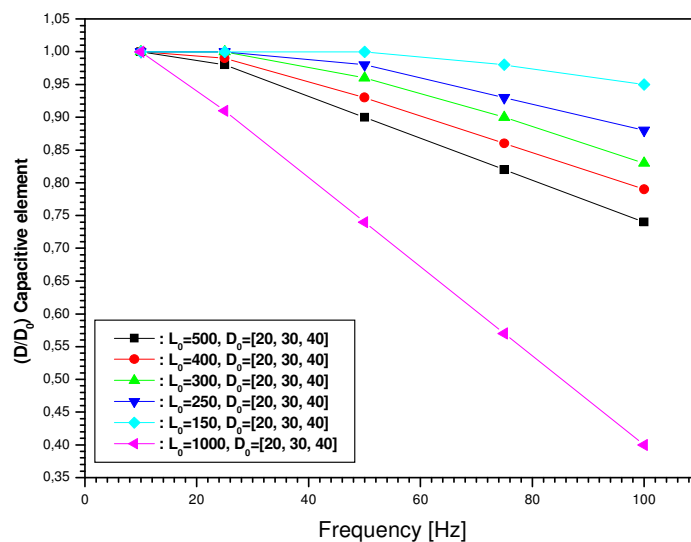
A partir de cette étude paramétrique, on peut tracer les courbes (Fig.5. A, B, et C):



A- Effet de la longueur de tube (longueur inertielle)



B- Effet de diamètre de tube (diamètre inertielle)



C- Effet de l'orifice de soupape (sortie de capacité)

Fig.VI-2: Effets des caractéristiques géométriques de la configuration inertielle capacitive (A, B, C)

Les paramètres de calage ci-dessus, sont représentés sous les formes suivantes:

$$\begin{cases} L/L_0 = f(n) \\ (D/D_0)_{IE} = f(n) \\ (D/D_0)_{CE} = f(n) \end{cases} \quad (VI-1)$$

- On remarque sur les figures (**Fig.VI-2. A, B, et C**), que pour les tubes compacts ($L/D \leq [3.75 \div 7.5]$), l'influence des effets d'inertie est faible ou négligeable, c'est-à-dire, dans le cas d'un moteur où le collecteur d'admission est compact (voir notion de compacité en **Annexe A**), le caractère transitoire de l'écoulement n'engendre que de faibles effets d'inertie. Avec une forme compacte de collecteur d'admission, les différences de pression dues à l'effet d'inertie de la colonne gazeuse dans les tronçons du conduit d'admission, sont faibles devant celles liées à l'écoulement de fluide à travers les orifices (soupape et/ou papillon). Dans ce cas, l'hypothèse de quasi-stationnarité de l'écoulement peut être admise à titre d'approximation allégeant considérablement le traitement numérique du problème. Il est mentionné dans des études précédentes que les effets d'inertie ne sont pas significatifs au dessous de ($L/D \leq 10$).[38].
- Avec l'augmentation de la longueur géométrique (L_0) de l'élément inertiel, en gardant le diamètre (D_0) constant, on remarque un accroissement de l'écart entre les courbes de $p(t)$ et $Q(t)$ pour les calculs CFD et celles de la méthode (MIC) à cause de l'apparition progressive de l'influence des effets d'inertie de la colonne gazeuse dans le tube. Par conséquent, le paramètre $(L/L_0)_{EI}$ diminué. Par manipulation de l'équation (VI-2):

$$\frac{dq_e(t)}{dt} = \frac{S_{IE}}{L} \cdot [p_e(t) - p_{rec}(t)] \quad (VI-2)$$

La différence de pression à travers la colonne gazeuse due à l'effet de l'inertie est donnée par:

$$p_e(t) - p_{rec}(t) = \frac{L}{S_{IE}} \cdot \frac{dq_e(t)}{dt} = \frac{d\Gamma}{dt} \quad (VI-3)$$

telle que;

$$\Gamma = \frac{L}{S_{EI}} \cdot q_e(t)$$

est définie par la quantité du mouvement de fluide et liée à la différence de pression à travers la colonne gazeuse par l'équation (VI-4):

$$p_e(t) - p_{rec}(t) = \frac{d\Gamma}{dt} \quad (VI-4)$$

Les propriétés matérielles dans ce cas sont caractérisées par l'inertance (L_f) définie par:

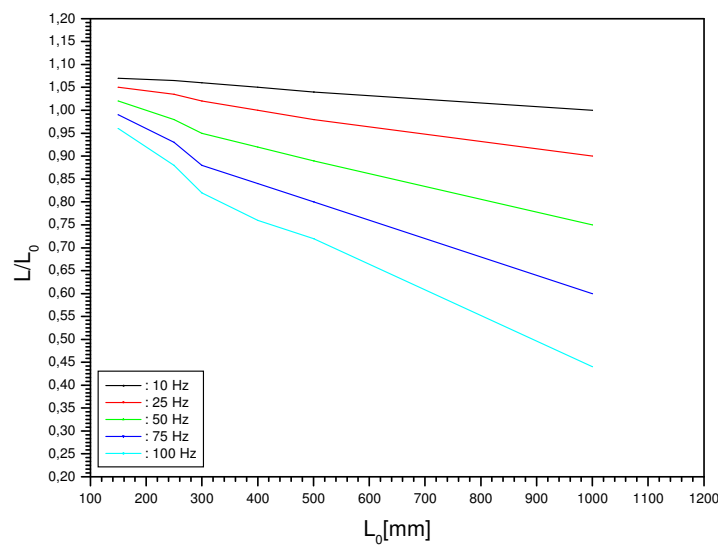
$$L_f = \frac{L}{S_{EI}} \quad (VI-5)$$

Donc, en augmentant L (longueur de tube, de la colonne gazeuse), l'inertie augmente et son influence sur l'écoulement du fluide augmente avec l'augmentation du régime (fréquence) du moteur. Pour les bas régimes, elle est moins sensible, mais pour les grands régimes, l'influence augmente.

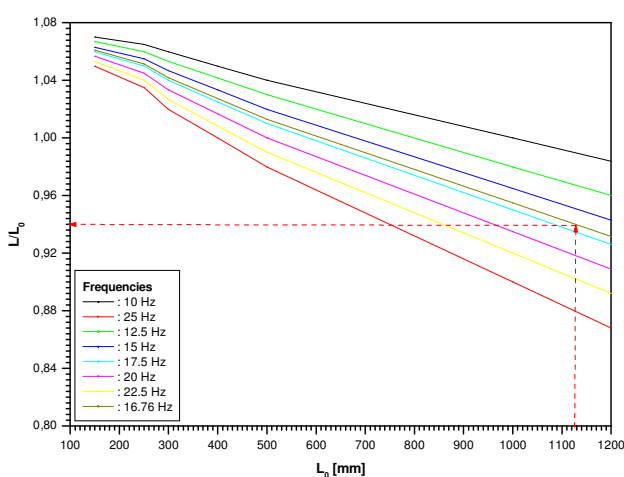
- Comme il est montré sur la figure (**Fig. VI-2. A**), à une fréquence constante, on remarque que le rapport de calage (L/L_0) diminue en augmentant la longueur géométrique (L_0) et en gardant (D_0) constant. Sur la même figure, on remarque que (L/L_0) diminue linéairement en fonction de la fréquence (n). Par contre on remarque que pour la même fréquence et le même diamètre (dans les mêmes conditions), le rapport de calage (D/D_0) de l'élément inertiel augmente en augmentant la longueur géométrique (L_0). Aussi, (D/D_0)_{EI} augmente linéairement en fonction de la fréquence (régime du moteur, voir (**Fig. VI-2. B**)). Ces deux paramètres : (L/L_0)_{EI} et (D/D_0)_{EI} sont liés à la différence de pression due aux effets d'inertie de la colonne gazeuse (voir équation (VI-4)).
- A partir du principe fondamental de la dynamique, les différences de pression due aux effets d'inertie sont directement liées à la quantité de mouvement [$\Delta p = d\Gamma/dt$, $\Gamma = (L/S).Q(t)$] ou les caractéristiques géométriques de tube et le débit massique d'écoulement. Donc, en diminuant la longueur ou en augmentant la section de l'élément inertiel, la différence de pression diminue et par conséquent, la résistance de gaz à tout changement en son état de mouvement (vecteur vitesse) diminue. L'augmentation de la vitesse de rotation (fréquence) du moteur implique des variations rapides de pression et par suite des effets d'inertie. Dans de telles circonstances, le système réagit sans attendre un état pseudo stationnaire. Ceci nous conduit à prendre en compte les effets d'inertie de fluide en écoulement. Aussi, si le tube est court (longueur se réduit), le temps de passage de l'onde sera en plus faible comparé avec le temps du processus complet. Avec l'augmentation de la section de tube, le débit massique augmente et la vitesse du gaz diminue.
- Comme il est montré sur la figure (**Fig. VI-2. C**), le rapport de calage (D/D_0)_{EC} lié à la différence de pression à travers l'orifice de soupape diminue pour la même fréquence (fréquence constante) en augmentant la longueur géométrique (L_0). En fonction du régime du moteur (fréquence), il diminue linéairement et ce de façon proportionnelle. On remarque aussi pour ce même rapport (D/D_0)_{EC} et d'après la procédure de calage des paramètres de la méthode (MIC), et avec le changement de ce paramètre (D/D_0)_{EC}, que le débit massique d'écoulement $Q(t)$ n'est pas sensible aux fréquences basses (bas régime) du moteur. Avec l'augmentation du régime du moteur, le débit $Q(t)$ devient moins sensible aux variations de ce rapport jusqu'à un

seuil ($n=125$ Hz) où la diminution de $(D/D_0)_{EC}$, provoque la diminution de $Q(t)$. Par contre pour ce rapport la valeur de pression dans la capacité devient un paramètre important.

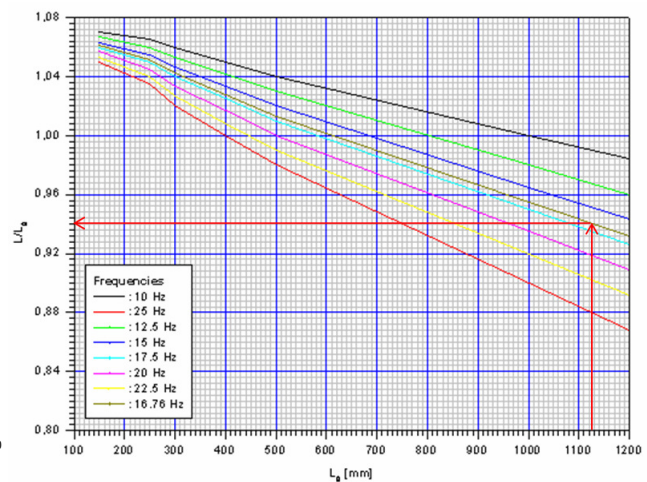
- A partir de la procédure de calage, il est important de remarquer que pour une longueur donnée de tube, $L_0 = [150, \text{ou } 250, \text{ou } \dots 500]$ mm, et pour les différents diamètres $D_0 = [20, 30, \text{et } 40]$ mm, les mêmes valeurs de paramètres de calage sont obtenus à une fréquence constante. Par conséquent, pour une longueur et une fréquence données, les différents paramètres de calage sont indépendants des diamètres de tube. Par suite, les effets de la longueur géométrique (L_0) sur les trois types de paramètres de calage $(L/L_0)_{EI}$, $(D/D_0)_{EI}$ et $(D/D_0)_{EC}$ peuvent être illustrés sur les figures (**Fig.VI-3. A, B, C et D**)

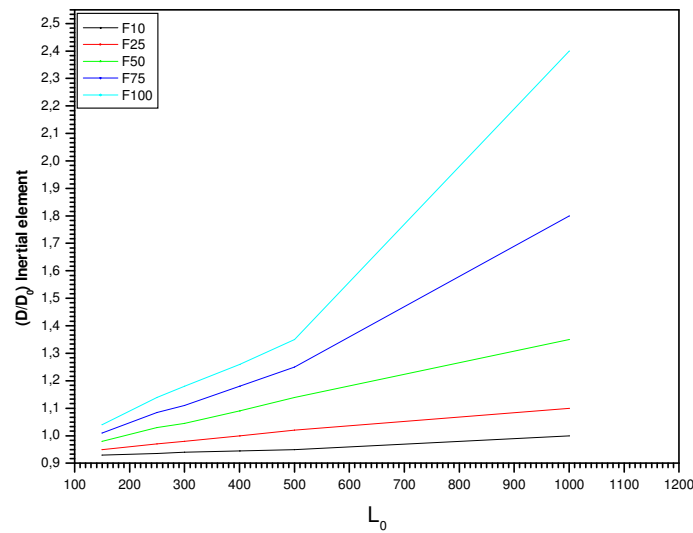


(A)

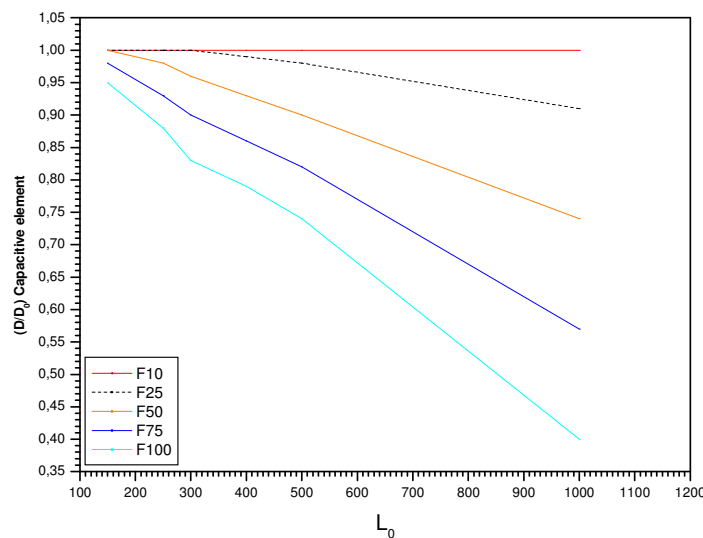


(B)





(C)



(D)

Fig.VI-3: Effets de la longueur géométrique inertielle sur les rapports de calage (A, B, C, D)

- A partir de ces courbes on peut déduire les paramètres de calage relatifs à chaque configuration donnée du tube (voir Fig.VI-3, B et Tableau (VI-4)). On remarque aussi, d'après le calage qu'avec l'augmentation du régime du moteur (fréquences), même en rapprochant la fréquence d'excitation la méthode MIC reste valide quoique l'influence des effets liés à l'inertie du fluide augmente considérablement (l'écart devient très grand entre les calculs des deux méthodes (CFD et MIC) sans calage).

L_0 /Fréquences	10	12,5	15	16,76	17,5	20	22,5	25	50	75	100
150	1.07	1.067	1.063	1.06099	1.06	1.0567	1.0533	1.05	1.02	0.99	0.96
250	1.065	1.06	1.055	1.05148	1.05	1.045	1.04	1.035	0.98	0.93	0.88
300	1.06	1.0533	1.0467	1.04197	1.04	1.0333	1.0267	1.02	0.95	0.88	0.82
400	1.05	1.04167	1.0333	1.02747	1.025	1.0167	1.0083	1.00	0.92	0.84	0.76
500	1.04	1.03	1.02	1.01296	1.01	1.000	0.99	0.98	0.89	0.80	0.72
1000	1	0.98	0.965	0.95493	0.95	0.935	0.92	0.90	0.75	0.60	0.44
1200	0.984	0.96	0.943	0.93172	0.926	0.909	0.892	0.868			

Tableau (VI-4): Paramètres de calage (L/L_0) en fonction de L_0 [mm] et la fréquence n [rad/s]

- La variation des deux paramètres de l'élément inertiel (L et D (section)) dans la méthode MIC, conduit au changement de l'équation de débit (VI-4). Le volume du gaz ($\text{volc1} = L_0 \cdot (\pi \cdot D_0^2 / 4) = \text{long0} \cdot \text{sec0}$) reste constant. En CFD.CFX, le volume considéré est le volume physique (géométrique), en MIC, le volume considéré est le volume du gaz ($\text{Volc1} = L \cdot (\pi \cdot D^2 / 4) = \text{longi1} \cdot \text{seci1}$). Le gaz prend n'importe quelle configuration mais le volume géométrique reste identique.

Pour valider et analyser les facultés du modèle proposé, c'est-à-dire la méthode inertielle capacitive (MIC), deux autres méthodes numériques sont utilisées, la méthode unidimensionnelle (1D) et le modèle 3D de CFD (Ansys.CFX). La gamme de fréquence ou vitesses de rotation choisie correspond à celle d'un moteur réel, [10÷25] Hz ou [1200÷3000] tr/min. La comparaison entre les pressions moyennes de sortie relatives aux configurations (**Fig.VI-4**) calculées par les trois méthodes, inertielle capacitive, 1D et 3D.CFD.CFX avec et sans utilisation des paramètres de calage ($L/L_0 = 1, 0.98, 0.965, 0.95, 0.935, 0.92,$ et 0.90) correspondants aux fréquences (10, 12.5, 15, 16.76, 20, 22.5 et 25) Hz est représentée sur la figure (**Fig.VI-5**). Les résultats de calcul pour les trois méthodes sont récapitulés dans le tableau ci-dessous:

	Fréquences [Hz]	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25
MIC	Q [kg/s]	0.03444715	0.02902925	0.02478233	0.02151924	0.01899564	0.01700229	0.015203
	P [Pa]	99520.603	99711.5297	99787.913	99857.5761	99894.1031	99923.2038	99940.9937
CFX	Q [kg/s]	0.03434369	0.02900547	0.02483073	0.02162804	0.01915028	0.0172072	0.01564765
	P [Pa]	99505.3611	99691.8287	99763.9432	99833.6765	99869.1463	99899.1774	99916.8576
M1D	Q [kg/s]	0.03424639	0.0288995	0.02472235	0.0215282	0.01905418	0.01712169	0.01556048
	P [Pa]	99511.2255	99696.2075	99767.476	99837.068	99871.4437	99901.6907	99918.7001

Tableau (VI-5): Comparaison de p et Q pour la configuration: GL1000D30, pour les fréquences [10, 12.5, 15, 17.5, 20, 22.5, 25] Hz, MIC : Méthode inertie capacitive, CFX : Méthode 3D CFX, M1D : Modèle 1D

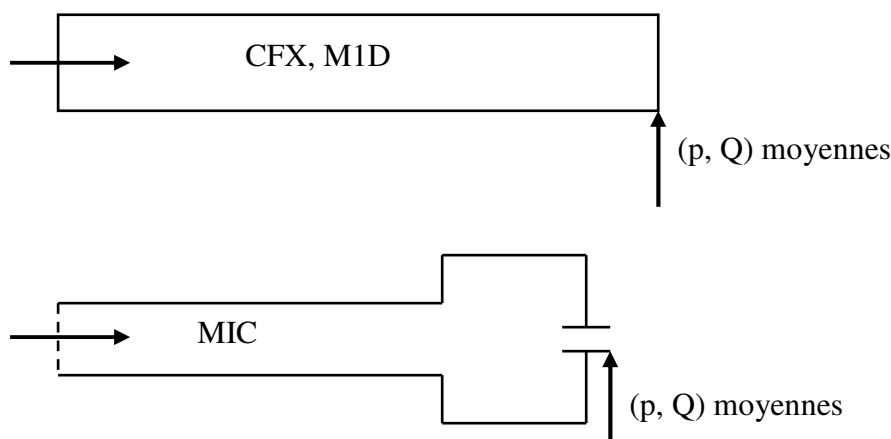


Fig.VI-4: Configurations relatives aux calculs des pressions moyennes et débits moyens

$$p = \frac{\sum_{i=1}^{20000} P_i}{20000}, \quad q = \frac{\sum_{i=1}^{20000} |q_i|}{20000} \quad (\text{VI-6})$$

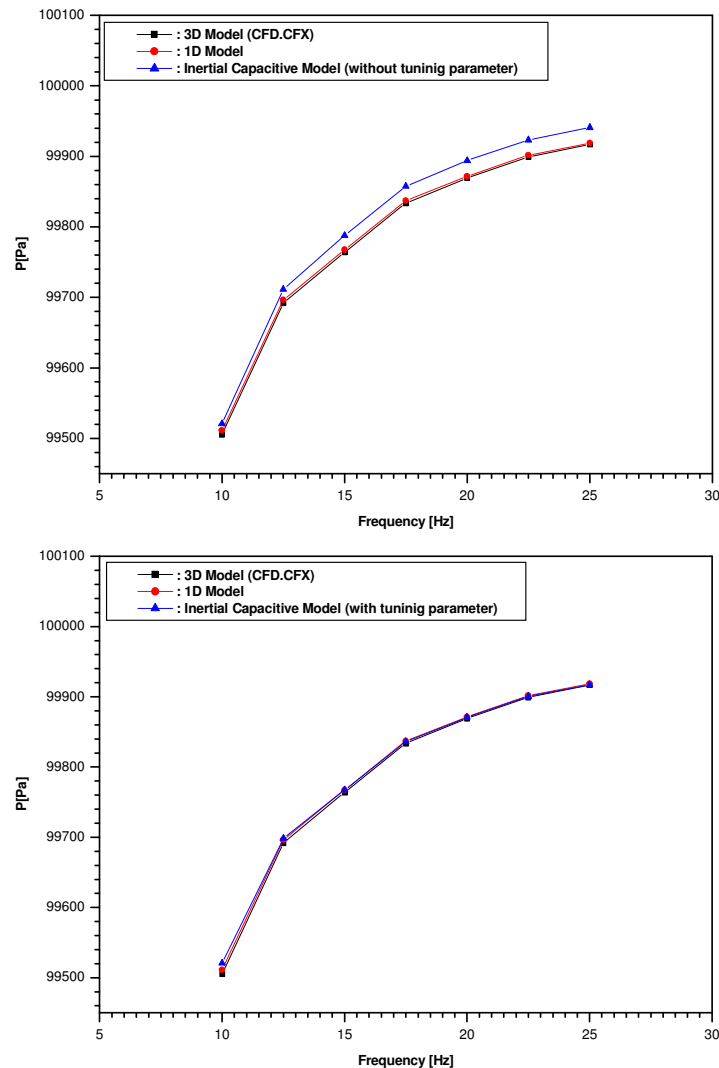
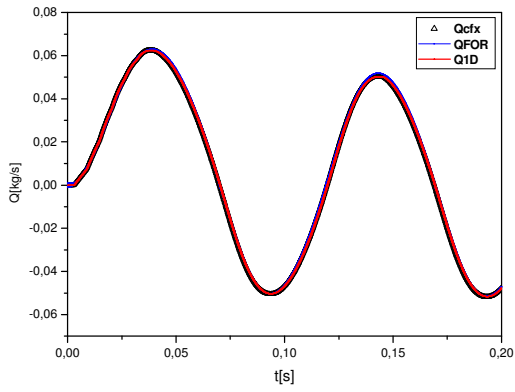


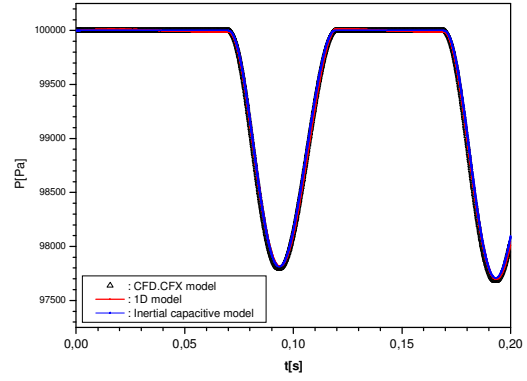
Fig.VI-5: Comparaison entre les trois méthodes numériques (avec et sans paramètres de calage)

Le paramètre de calage sélectionné ((L/L_0)) est beaucoup plus sensible à l'effet inertiel comparé aux deux autres paramètres de calage. Un bon accord a été obtenu entre les trois modèles, particulièrement, avec l'utilisation des paramètres de calage déterminés par analyse CFD. En conséquence, la méthode inertielle capacitive (MIC) peut être utilisée dans un code de calcul de moteur à combustion interne. Avec cette méthode, le temps de simulation sera réduit.

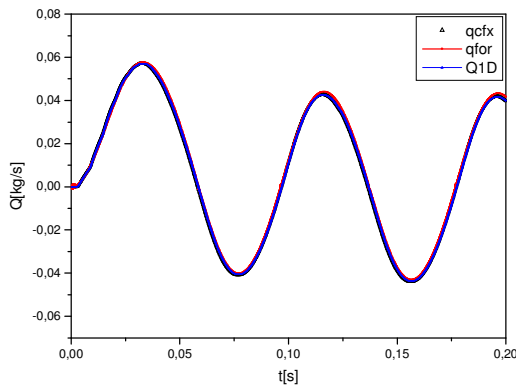
Pour les mêmes conditions et méthodes numériques, une comparaison entre les variables instantanées de débit massique d'écoulement $Q(t)$ et la pression $p(t)$ à la sortie de la configuration représentée sur la figure (Fig.VI-4) a été représentée sur la figure (Fig.VI-6). Sur ces graphes, on remarque que dans la gamme de fréquences réelles du moteur, la méthode inertielle capacitive (MIC) prédit avec précision le comportement de l'écoulement réel dans les collecteurs/répartiteurs de moteur à combustion interne.



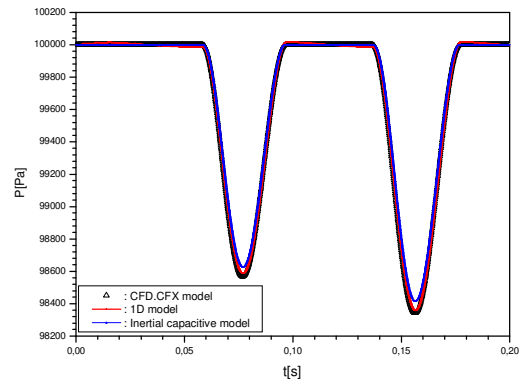
n=10Hz



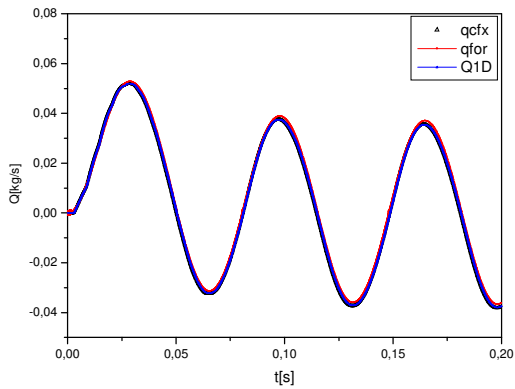
n=10Hz



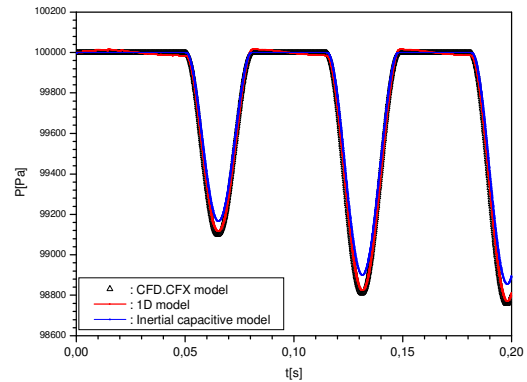
n=12.5Hz



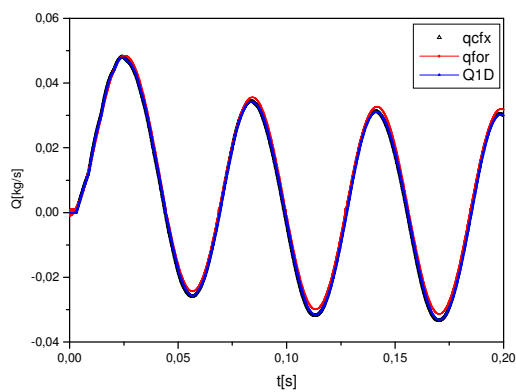
n=12.5Hz



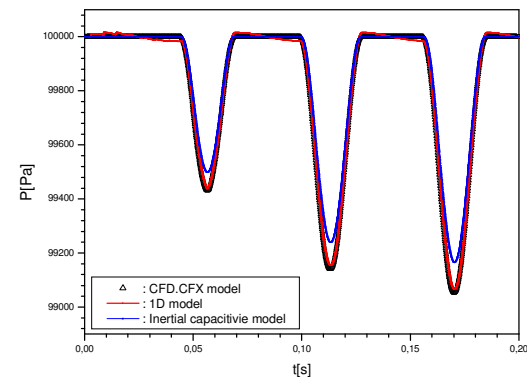
n=15Hz



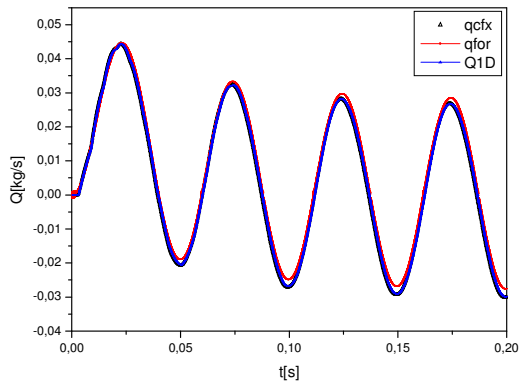
n=15Hz



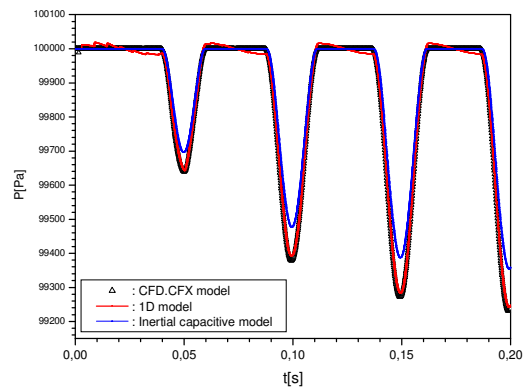
n=17.5Hz



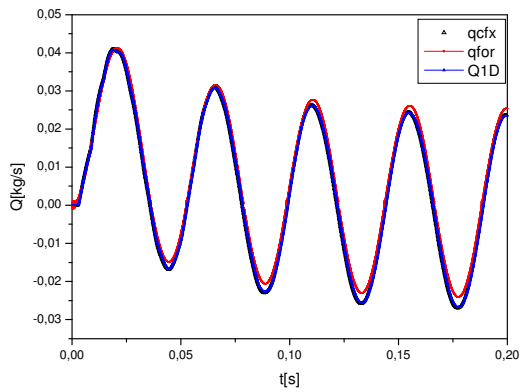
n=17.5Hz



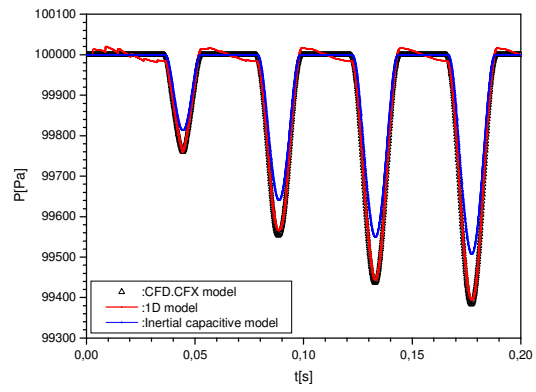
n=20Hz



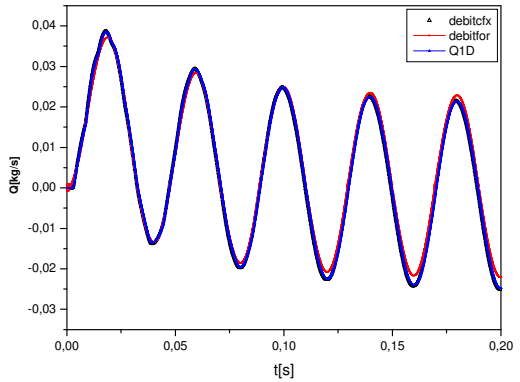
n=20Hz



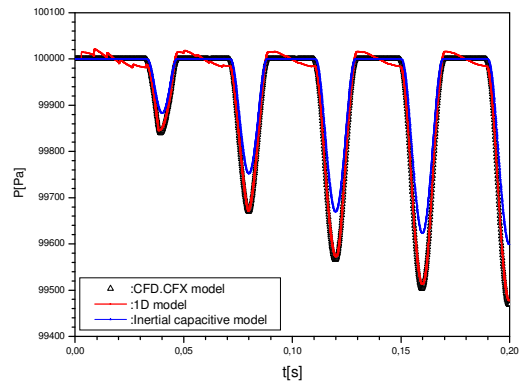
n=22.5Hz



n=22.5Hz



n=25Hz



n=25Hz

Fig. VI-6: Comparaison entre les variables instantanées débits massiques et pressions pour les modèles 0D thermodynamique (MIC), modèle 1D et modèle 3D CFD.CFX (Ansys.CFX), pour les fréquences de GL1000D30 : $n = [10, 12.5, 15, 17.5, 20, 22.5, 25]$ Hz

La configuration testée expérimentalement dans cette étude est celle de ($L_0=1000$ mm et $D_0=30$ mm), pour valider expérimentalement le modèle proposé (MIC: modèle inertiel capacitive). A partir de la figure (**Fig.III-13a**), la section de sortie de l'élément capacitif S_{EC} correspond à celle de la section effective de la soupape. Cette configuration est présentée en figure (**Fig.V-7**). La ligne d'admission est composée des éléments d'admission (1-6), qui ne sont pas tous droites, par conséquent, la longueur réelle de la ligne centrale est équivalent à $L_0 \approx 1124.75$ mm. La levée de la soupape est mesurée en fonction de l'angle de rotation de vilebrequin avec une section effective de soupape qui a été mesurée sur banc soufflerie. Le débit massique moyen à la sortie de la capacité (réservoir) avec la pression instantanée de cylindre sont mesurés aux régimes de rotation suivants: (1800, 2000, 2400, 2700 et 3000) tr/min. les résultats obtenus sont comparés à ceux calculés par la méthode MIC et à ceux estimés par la formule empirique suivante (**VI-7**, où les effets d'inertie et les pertes de pression autour de la soupape sont ignorés):

$$q = \rho \cdot V_d \cdot N \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{1}{2} \quad (\text{VI} - 7)$$

Tels que,

q : représente le débit massique [kg/s] ;

V_d : la cylindrée du moteur [cm^3] ;

N : vitesse de rotation du moteur [tr/min] ;

ρ : la densité de gaz (l'air)

Les résultats sont représentés sur la figure (**Fig.VI-7**). A partir de cette figure, il peut être remarqué qu'il y a un bon accord entre les valeurs mesurées et calculées par le modèle proposé (MIC). La détermination des paramètres du modèle MIC est effectuée avec un tube droit (section transversale constante). Cependant, le système des tubes de l'installation expérimentale est composé d'éléments avec sections variables. En conséquence, des zones de recirculation peuvent être générées et quelques différences entre les résultats numériques et expérimentaux peuvent apparaître. De plus, le remplissage de cylindre du moteur dépend de plusieurs facteurs qui ont été négligés (les échanges de chaleur au parois du cylindre et les parties d'adaptation du débitmètre ne sont pas tenu en compte). Ceci peut expliquer les différences obtenues entre les valeurs mesurées et les valeurs calculées par le modèle proposé (MIC).

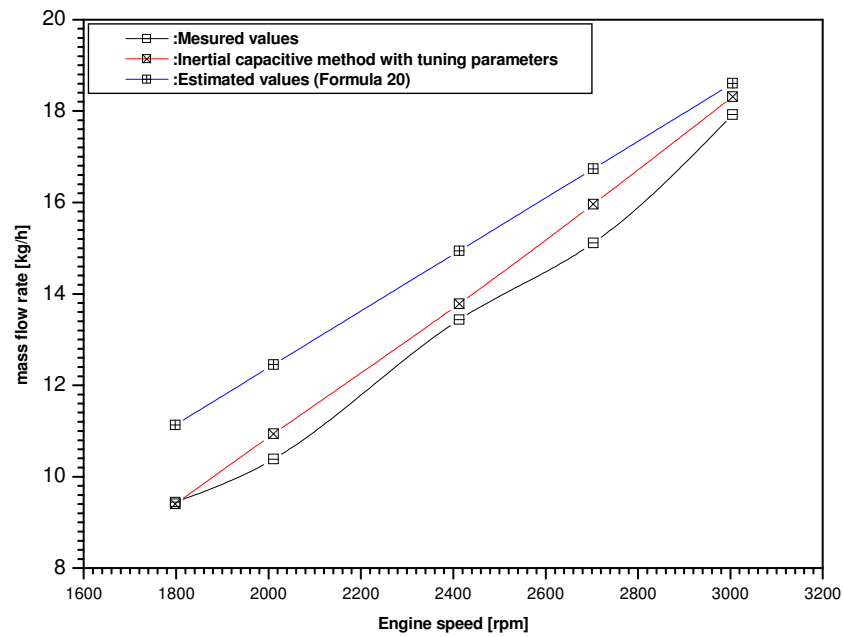


Fig.VI-7: Comparaison entre les valeurs mesurées et calculées du débit massique

Des études précédentes montrent que le rendement du moteur diminue légèrement avec l'augmentation de la longueur de tube d'admission, la cause de cette réduction est la diminution en échange de gaz (pression effective moyenne) [39]. Aussi, il est montré que le calage d'un moteur est très influencé par la longueur des tubes primaires (runners) d'un collecteur ou répartiteur. A partir des courbes de rendement volumétrique en fonction de la vitesse de rotation (fréquences) du moteur, on constate que deux pics apparaissent (voir **Fig.VI-8**), si le tube primaire est réduit, alors que le second pic dû aux effets d'inertie se déplace aux régimes supérieurs. Mais, si cette longueur est augmentée, le pic dû aux effets d'inertie devient grand en raison de l'augmentation de la masse d'air dans les tubes, et la fréquence de calage est diminuée. En fait, les deux modes commencent à se confondre et il en résulte en une augmentation en rendement volumétrique et du couple sur une plage significative de vitesse de rotation. L'inconvénient des longs tubes primaires est que dans ce cas, le rendement volumétrique chute ou baisse rapidement aux régimes les plus élevés, ce qui limite les performances des moteurs à essence [10]. Il a également été montré qu'il est possible d'augmenter la longueur effective des tubes primaires pour baisser la fréquence naturelle des collecteurs/ répartiteurs [69].

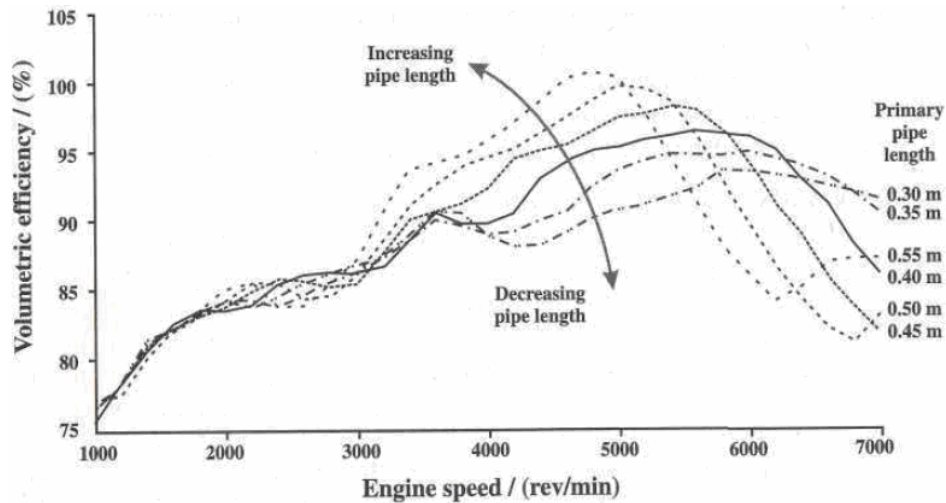


Fig.VI-8: Effet de la longueur des tubes primaires sur la variation de rendement volumétrique avec la vitesse de rotation pour un moteur à quatre cylindres.

- La figure (**Fig.VI-9**) [39] montre que le rendement thermique indiqué et la pression effective moyenne augmentent avec l'augmentation du diamètre du collecteur d'échappement. La valeur ($DA = \text{diamètre de collecteur} / \text{alésage du cylindre}$) > 1 , ne porte aucune amélioration et conduit à l'augmentation du volume du moteur.

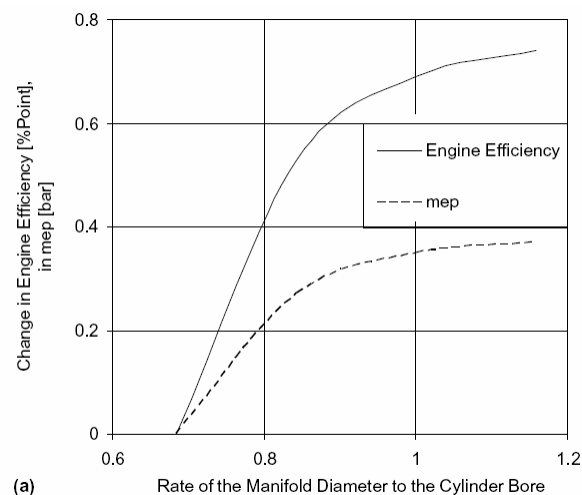


Fig.VI-9: Effet du diamètre de collecteur d'échappement sur la pression effective moyenne (pem)

- La figure (**Fig.VI-10**) [39] montre que la pression $p(t)$ dans les cylindres durant le processus d'échappement diminue avec l'augmentation du diamètre de collecteur d'échappement, et par conséquent, que le piston dispense moins d'effort pour pousser les gaz d'échappement, ce qui conduit à une augmentation de rendement du moteur.

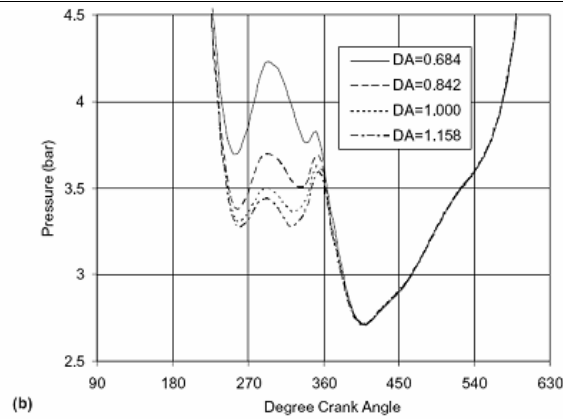


Fig.VI-10: Effet du diamètre de collecteur d'échappement sur la pression de cylindre

La figure (**Fig.VI-11**) [39] montre que le rendement du moteur diminue légèrement avec l'augmentation de la longueur de tube d'admission et ceci à cause d'une diminution de la pression effective moyenne.

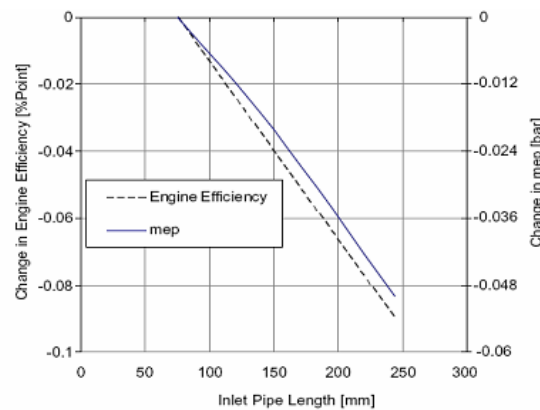


Fig.VI-11: Effet de la longueur des tubes d'admission sur le rendement du moteur et la pression moyenne effective (pme)

La figure (**Fig.VI-12**) [39] montre que le rendement du moteur et la pression moyenne effective augmentent avec l'élongation des tubes d'échappement. Cette élongation conduit à l'augmentation du temps d'écoulement des ondes de pression entre les cylindres et par conséquent, la diminution d'interaction entre ces derniers. Une longueur de plus de (1.5m) n'apporte aucune amélioration et devient un inconvénient sur la forme compacte du moteur.

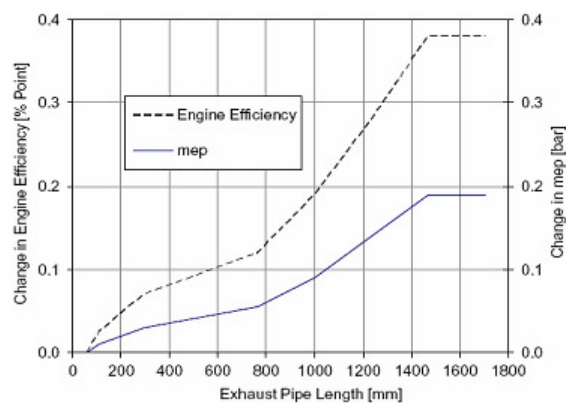


Fig.VI-12: Effet de la longueur des tubes d'échappement sur le rendement du moteur et la pression moyenne effective (pme)

En ce qui concerne la jonction des tubes, le paramètre le plus important dans ce cas est l'angle de branchement sous lesquels, les tubes d'échappement sont connectés au collecteur.

Simulation 1D: la simulation 1D montre que les tubes d'échappement doivent être désignés en forme de diffuseur, en respectant l'angle de diffusion maximal permis, en fonction de l'ordre de grandeur du nombre de Reynolds. La figure (**Fig.VI-13**) [39] montre que le rendement du moteur augmente avec l'augmentation de l'angle de diffuseur.

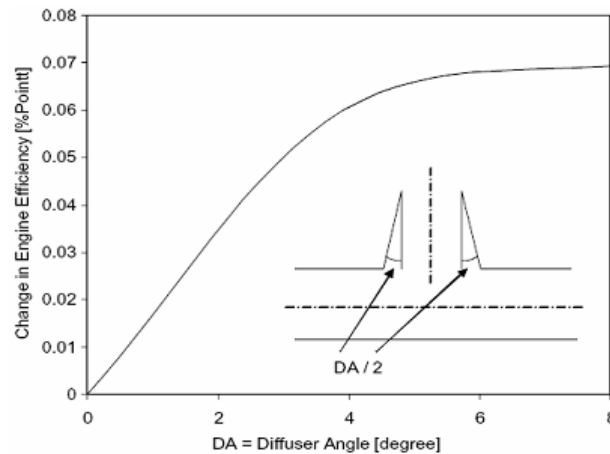


Fig.VI-13 : Rendement du moteur en fonction de l'angle de diffusion des tubes d'échappement

Simulation 3D:

Meier E et al. [83], décrivent le rendement ou l'efficacité de transmission de collecteur d'échappement par: «le rapport de l'enthalpie des gaz d'échappement entrant dans la turbine à celle sortant du cylindre ». Par conséquent, on doit obtenir une grande transformation d'énergie cinétique en énergie de pression par une forme appropriée. L'objectif est d'optimiser la géométrie du tube pour diminuer les pertes d'enthalpie totale dans le système tubulaire d'échappement. Pour une analyse exacte en simulation 3D, deux géométries sont sélectionnées, J1 et J2 (**Fig.VI-14**) [39].

J1: variant de base en forme de T avec un angle de branchement de 90° ;

J2: forme de diffuseur recourbé à partir de cylindre avec un angle de branchement de 50 degrés par rapport à l'axe longitudinal de collecteur.

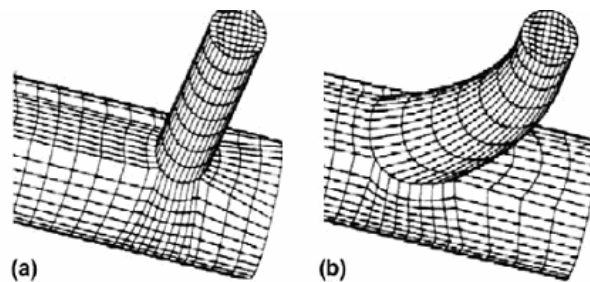


Fig.VI-14: Modèles 3D des jonctions de tube, (a): Jonction J1, (b): Jonction J2

Les conditions aux limites sont spécifiées à partir de la simulation 1D: À l'entrée: $Q(t)$ et $T(t)$ sont spécifiés à partir des cylindres, à la sortie: $p(t)$ est spécifiée à l'entrée de la turbine, $\Delta t_{\text{total}}=2\text{cycles}=720^\circ$, La figure (**Fig.VI-15**) [39] montre les résultats de calcul pour les champs de vitesses, distributions de pression et taux de dissipation. À partir de ces résultats, les pertes d'enthalpie pour le système tubulaire d'échappement avec la géométrie J2, sont autour de (7,6%) moins que celles avec la géométrie J1. La géométrie J2 conduit à une augmentation de (7,6%) pour le rendement de transmission du système tubulaire d'échappement. Ceci signifie que l'énergie des gaz d'échappement donnée à la turbine est augmentée par le même pourcentage (7,6%).

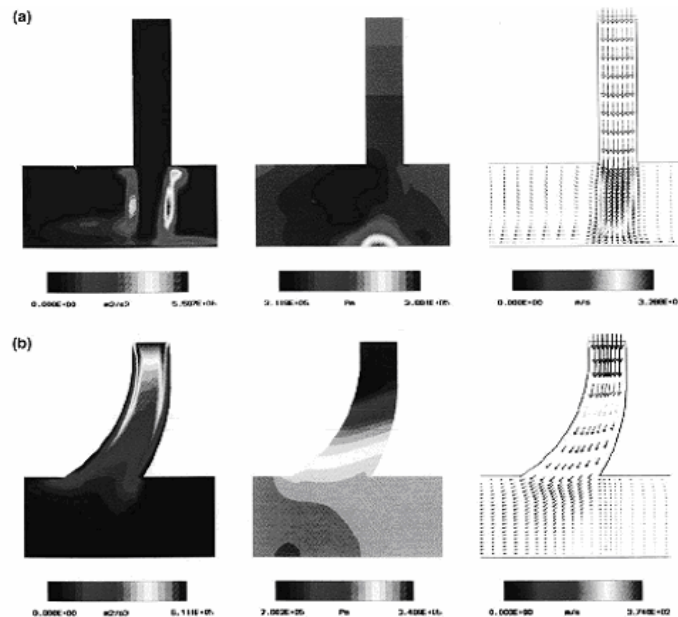


Fig.VI-15: Caractéristiques d'écoulement: (a gauche: dissipation, milieu: pression, adroite: vitesse) en jonctions de tube: (a): Jonction J1, (b): Jonction J2

La figure (**Fig.VI-16**) [43] montre que lorsque le diamètre de collecteur augmente, une réduction des pertes par frottement dans le collecteur a été observée, puisque la vitesse des gaz diminue dans ce cas, bien que les pertes par étranglement aux niveaux des soupapes augmentent. Lorsque les deux courbes s'additionnent ensemble, un optimum superficiel de perte d'énergie utile a été observée à la valeur de diamètre ($d=58.4\text{mm}$).

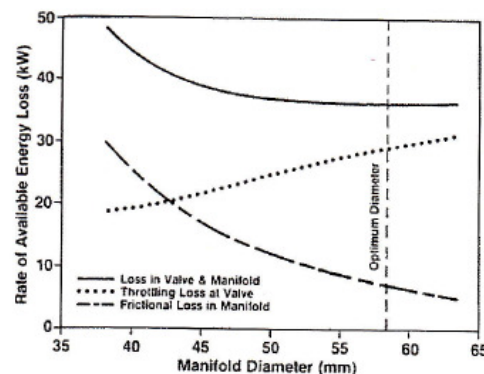


Fig.VI-16: effet de diamètre de collecteur sur les pertes en échappement- Moteur 14 litres, taux de compression (16:1), 1900 tr/min, consommation de fuel 15g/s, rapport air fuel 34.4 et coefficient de perte d'écoulement 2.0

Pour l'influence du facteur de perte d'écoulement dans le collecteur (k_t) sur les pertes d'énergie utile dans le système d'échappement, d'après la figure (Fig.VI-17) [43], lorsque k_t augmente, la courbe de perte ou taux de perte d'énergie utile montre qu'il est préférable d'avoir de grands diamètres de collecteur et qui ont de faibles vitesses de gaz. Un petit collecteur est plus sensible aux changements de facteur de perte d'écoulement qu'un grand collecteur.

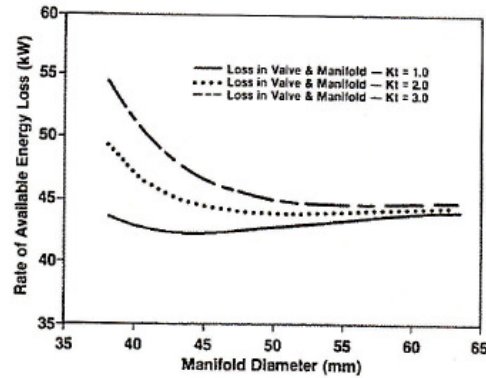


Fig.VI-17: effet de diamètre de collecteur sur la somme des pertes en soupape et en collecteur pour différents coefficients de perte d'écoulement- Moteur 14 litres, taux de compression 15 :1, 1600 tr/min consommation de fuel 14 g/s rapport air fuel 30.

D'après la figure (Fig.VI-18) [43], bien que les pertes par frottement dans le collecteur augmentent avec l'augmentation de (k_t), les pertes par étranglement aux niveaux des soupapes diminuent à cause de la haute pression derrière la soupape. Lorsque k_t tend vers zéro, les seules pertes dans le collecteur sont celles dues au frottement pariétal de la conduite et ne sont pas significatives comparées aux frottements de fluide et celles par étranglement.

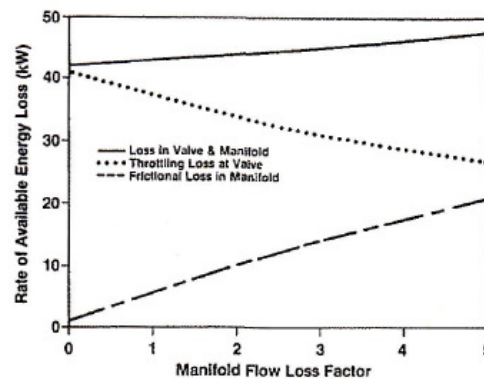


Fig.VI-18: effet de coefficient de perte d'écoulement sur les pertes de système d'échappement- Moteur 14 litres, taux de compression 15:1, 1600 tr/min, consommation de fuel 14g/s, diamètre de collecteur 50 mm et rapport air fuel 30.0

D'après la figure (Fig.VI-19) [43], on remarque que la sensibilité (des tubulures) diminue lorsque (D) augmente. Côté critère de désignation, il peut être signalé qu'il est généralement facile de concevoir un collecteur avec un petit facteur de perte en choisissant un petit diamètre.

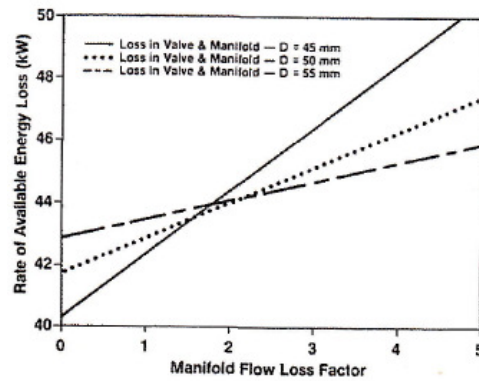


Fig.VI-19: effets de coefficient de perte d'écoulement sur la somme des pertes aux niveaux de soupape et de collecteur pour différents diamètres de collecteur- Moteur 14 litres, taux de compression 15:1, 1600 tr/min, consommation de fuel de 14 g/s et rapport air fuel 30.0

Pour la section effective d'écoulement à travers les soupapes d'échappement, ce facteur ou paramètre a été étudié par deux approches (voir Fig.VI-20) [43]. Les deux effets sur les pertes de système d'échappement sont l'effet de pic de la section de passage et l'effet du taux d'ouverture de la soupape. Le premier aspect affecte la section de passage pour l'écoulement au niveau de la soupape. Dans ce cas, toutes les pertes se produisant dans les (70) premiers degrés du temps d'échappement. Ce facteur affecte directement les pertes par étranglement à travers la soupape d'échappement. Un taux rapide d'ouverture permet de réduire ce type de pertes, Ceci est due à la transition très rapide à travers la région de haut rapport d'expansion au début du temps d'échappement. Il a été observé de cette étude paramétrique que l'optimisation du diamètre de collecteur ne dépend pas de la soupape d'échappement.

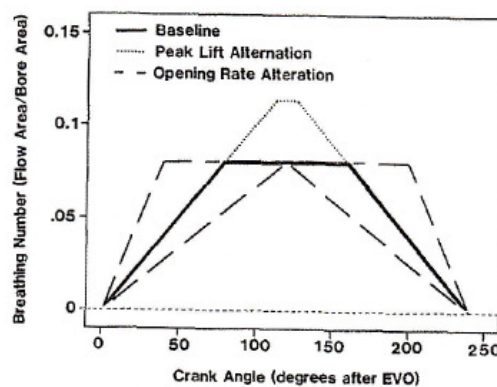


Fig.VI-20: diagramme de table de changements de la section d'écoulement de soupape d'échappement
(Diagram of exhaust valve flow area table alterations)

Pour la vitesse (fréquence) de rotation du moteur d'après la figure (Fig.VI-21) [43], on remarque que lorsque (n) augmente, les pertes d'énergie utile en collecteur et à travers la soupape augmente aussi. On suggère que les basses vitesses de rotation sont préférables pour les pertes dans le système d'échappement. On remarque que la limite inférieure du diamètre (la valeur initiale de D, pour chaque courbe de cette figure) pour une tubulure acceptable augmente avec l'augmentation de vitesse.

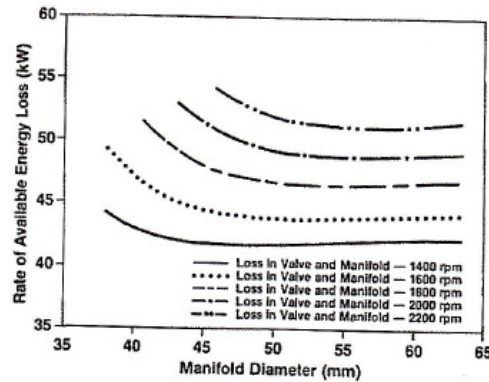


Fig.VI-21: effets du diamètre de collecteur sur les pertes dans le système d'échappement pour différentes vitesses de moteur- Moteur 14 litres, taux de compression de 15:1, consommation de fuel 14g/s, rapport air fuel 30 et coefficient de perte d'écoulement 2.0

La figure (Fig.VI-22) [21] compare les pressions instantanées prédites et mesurées dans la conduite d'échappement pour un moteur monocylindre. Un orifice a été utilisé pour simuler la turbine, chaque graphe sur cette figure est relatif à une géométrie différente de tube d'échappement, entre la soupape d'échappement et l'orifice de sortie. Une prédiction très précise est montrée pour un petit collecteur dont la longueur est égale au diamètre (graphe de dessus), pour un grand collecteur (2,35 fois le volume de cas précédent), les graphes de pression sont aussi prédits avec précision, mais pour un grand volume en augmentant la longueur sans modifier le diamètre (graphes du milieu, ligne point tiret), par conséquent, les petites pulsations d'ondes de pression ne sont pas bien prédites. La précision est moins satisfaisante avec un très grand volume de collecteur, formé d'un très long tube (graphes de dessous), où le volume est égal dix fois le volume des graphes de dessus. Le modèle prédit avec précision la courbe de pression lorsque le grand collecteur a une longueur comparable à celle de son diamètre ($L=D$, ligne continue), mais ce n'est pas le cas lorsque, le diamètre de plus petit collecteur est maintenu constant et la longueur est de $(23.L$, ligne point tiret). *Il peut être conclu que le modèle de vidange remplissage est capable de prédire avec précision les pulsations de pression dans les grands ou petits collecteurs, mais pas dans le cas de très longs tubes.*

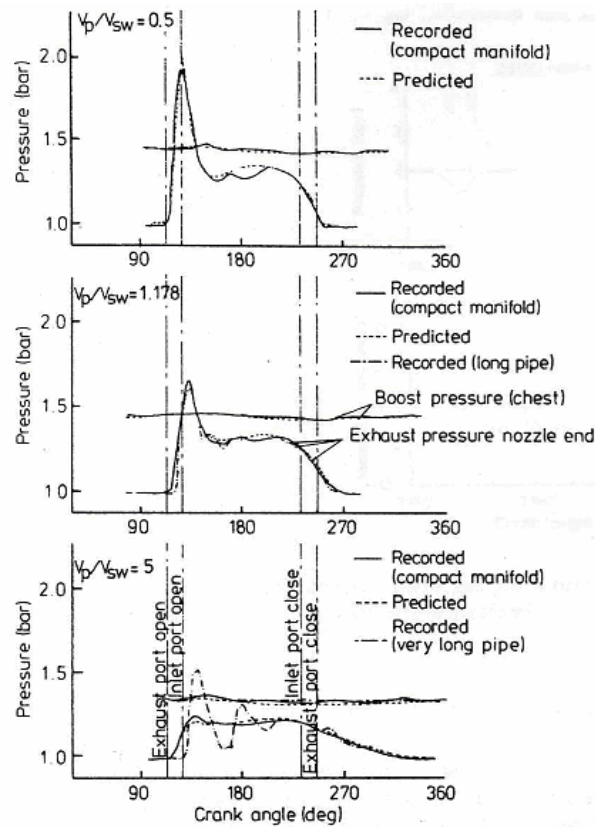


Fig.VI-22: Comparaison des pressions transitoires prédites et mesurées [80]

La précision potentielle du modèle global de vidange remplissage est montrée sur la figure (**Fig.VI-23**) [21], en termes de performances d'un moteur de camion. Ces calculs sont réalisés par un programme de type «auto-adaptation: self matching» dans lequel la pression de suralimentation est prédite à partir des calculs de turbocompresseur. Ceci inclut les corrélations de combustion décrites précédemment.

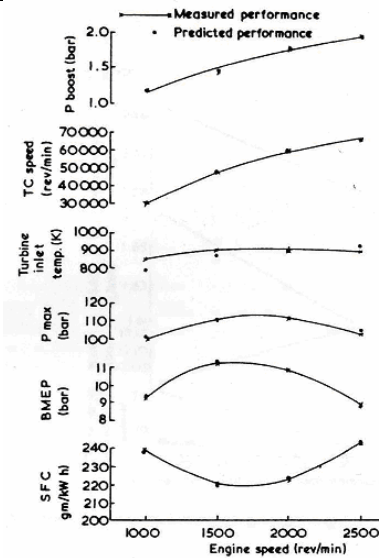


Fig.VI-23: Comparaison des performances mesurées et prédites pour un moteur de camion (méthode de vidange remplissage)

Par exemple [24] à l'admission d'un moteur à quatre cylindres et à quatre temps dont le mode de groupement est représenté sur la figure (**Fig.VI-24**), la condition favorable au remplissage consiste à réaliser un ventre de pression c'est-à-dire une impédance infinie aux soupapes pour la fréquence du groupement 4 cylindres égale à $N/30$, N étant le régime de rotation en tr/min.

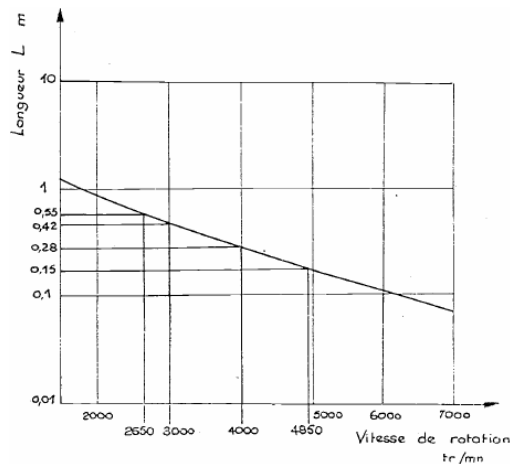


Fig.VI-24: Accord sur le fondamental d'admission

Il est donc possible de tracer une courbe donnant le régime d'accord théorique en fonction de la longueur du tube. Pour le moteur 1080 cm^3 considéré [28], un tube de $0,42\text{m}$ de longueur conduit à un accord favorable à 3000 tr/min .

Le second exemple illustré sur la figure ci-dessous (**Fig.VI-25**), donnant les courbes de couples obtenus avec ce moteur pour quatre longueurs différentes de tube [28]. On peut constater que les maximums de la courbe du couple correspondent assez bien avec les régimes d'accord théoriques déterminés précédemment. Pour un tube de $0,42\text{m}$ on observe bien un maximum de couple aux environs de 3000 tr/min .

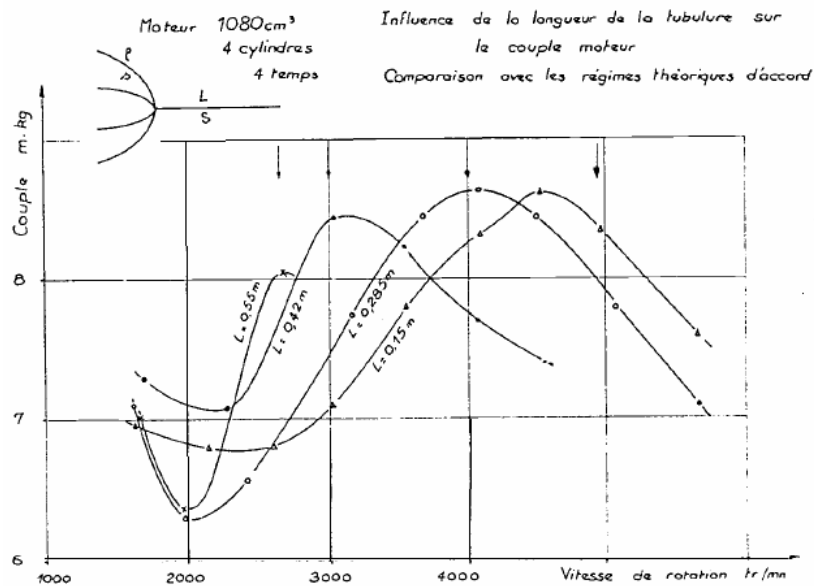


Fig.VI-25: Influence de la longueur de la tubulure sur le couple moteur

On s'aperçoit donc que par un calcul très simple et très rapide on peut déterminer avec une très bonne approximation les régimes d'accord en fonction des longueurs et des rapports de section des différents éléments de tubulure. En acoustique puisqu'on peut dissocier en chaque point l'onde incidente de l'onde réfléchie, il est possible de calculer l'atténuation entre deux sections d'un réseau. On peut étudier par ce moyen, sans avoir besoin de faire des calculs très longs, des systèmes relativement compliqués et obtenir l'allure de leur courbe d'atténuation en fonction de la fréquence. Bien sûr du fait même des hypothèses simplificatrices de départ, ces méthodes ont des limites. Il faudrait n'avoir à traiter que des fluctuations de pression de l'ordre de 0,05 bar, or il est courant à l'échappement d'avoir des fluctuations supérieures à 1bar. Il n'est donc pas surprenant d'observer expérimentalement des atténuations inférieures à celles que laisse prévoir la théorie. D'autre part on considère dans ce type de calcul un état moyen et en particulier une vitesse du son constante dans l'ensemble des tubulures. Ceci est parfaitement justifié à l'admission mais moins à l'échappement où les variations de température sont beaucoup plus importantes. Enfin, le fait de ne pas faire intervenir la vitesse de l'écoulement constitue une source d'erreur non négligeable surtout dans les moteurs rapides où les débits volumiques sont importants. C'est d'ailleurs la raison pour laquelle cette méthode ne permet pas de prédéterminer les sections. En résumé que peut-on attendre de l'application de telles méthodes ? Essentiellement deux points [26, 27, 28]: premièrement, la valeur des longueurs des divers éléments de tubulure à mettre en oeuvre ainsi que les rapports de section à respecter pour réaliser certaines conditions d'accord. Deuxièmement, une indication de l'atténuation en fonction de la fréquence d'un élément silencieux. Dans bien des cas, malgré ces imperfections, cette méthode est amplement suffisante pour résoudre beaucoup de problèmes.

La première application [11] du modèle de vidange remplissage au répartiteur d'admission pour un moteur à allumage commandé peut être citée. Le répartiteur a été analysé comme volume de contrôle unique avec le volet papillon contrôlant le débit massique entrant dans le répartiteur et les cylindres du moteur contrôlant le débit massique sortant. Une équation pour le taux de variation de pression en répartiteur (équation VI-7) a été dérivée et utilisée pour expliquer comment, l'écoulement d'air passant par le boîtier papillon varie lorsque l'angle d'ouverture du papillon augmente, comme celui qui se produit au démarrage d'accélération de véhicule. Les courbes lisses en figure (Fig.VI-26), sont des prédictions déterminées par l'équation (éq. VI-7), modèle de vidange remplissage. Ce modèle de plenum est utile pour étudier les variations de pression dans le répartiteur qui résultent des changements d'alimentation. Il ne fournit aucune information concernant les variations de pression associées avec les effets de quantité de mouvement.

$$\frac{dP_m}{dt} + \left(\frac{\eta_v \cdot V_d \cdot N}{2 \cdot V_m} \right) \cdot P_m = \dot{m}_{a,th} \cdot \frac{R \cdot T_m}{V_m} \quad (VI-8)$$

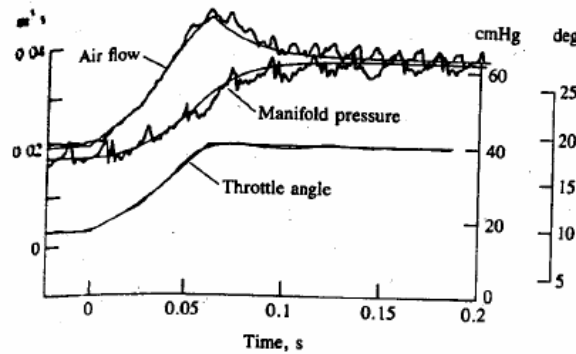


Fig.VI-26: angle de papillon, pression de répartiteur d'admission, débit d'écoulement d'air passant par le papillon en fonction du temps pour une ouverture partielle de 10° de papillon d'alimentation, 5 dm³, moteur V8.

Le deuxième exemple [11] peut illustrer les conditions sous lesquelles les modèles de vidange remplissage donnent des prédictions suffisamment précises. Il concerne un moteur Diesel à injection directe monocylindrique, à deux temps et à boucle de balayage. Le moteur a été modélisé par trois systèmes ouverts (le système d'admission, le cylindre et le système d'échappement) connectés par des restrictions d'écoulement. Plusieurs volumes et formes de collecteurs d'échappement ont été examinés, en utilisant des orifices à la sortie du collecteur pour simuler la turbine entraînée à l'échappement. Les modèles de cylindre ont été adaptés afin de les faire correspondre aux performances mesurées du moteur. La figure (Fig.VI-27) montre la variation de pression mesurée et prédite à la sortie de système d'échappement pour deux volumes de système d'échappement (V_e). Avec le collecteur compact, les pressions mesurées et prédites sont en bon accord. Avec le grand système d'échappement montré sur la figure ($V_e/V_d=5.2$) et le collecteur compact, un bon accord est aussi obtenu.

Seulement, avec un système d'échappement avec un grand volume et un long tube, il y a évidemment des variations de pression mesurée dues aux effets considérables de la dynamique de gaz. Pour les petits collecteurs, et collecteurs en formes compacts, les modèles de vidange remplissage peuvent être un outil de prédiction utile.

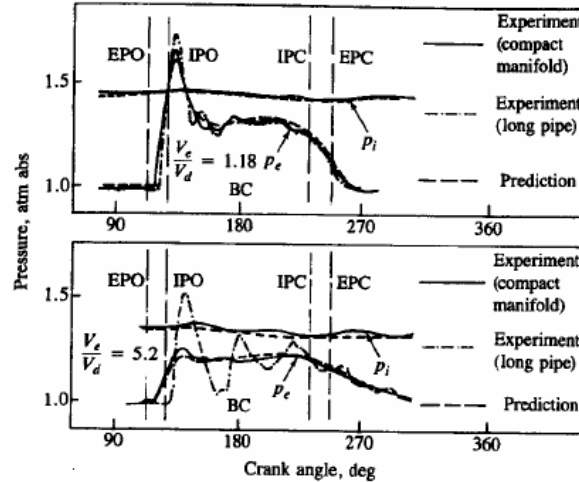


Fig.VI-27: comparaison des pressions d'admission et d'échappement p_i et p_e prédites par les modèles de vidange remplissage avec les données expérimentales. Pour un moteur Diesel à injection direct monocylindrique, à cycle à deux temps et à boucle de balayage. Différents rapport de volume de collecteur d'échappement V_e au volume déplacé V_d et formes de collecteurs d'échappement. (EPO: ouverture de port d'échappement, IPO: ouverture de port d'admission, IPC: fermeture de port d'échappement et EPC: fermeture de port d'admission).

L'étude de l'influence du rapport entre la longueur du conduit d'admission et son diamètre sur le coefficient de remplissage d'un moteur à allumage commandé, faire l'utilisation de la méthode des caractéristiques (**Fig.VI-28** tiré de [50]) montre bien que l'inertie de la colonne gazeuse ne devient significative que pour les rapport L/D supérieurs à 10; le moteur étudié a un rapport L/D inférieur à 6 [49].

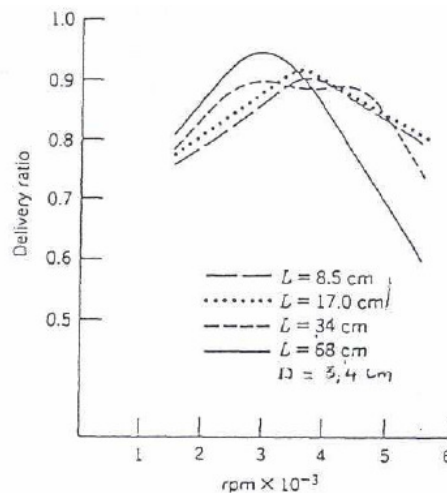
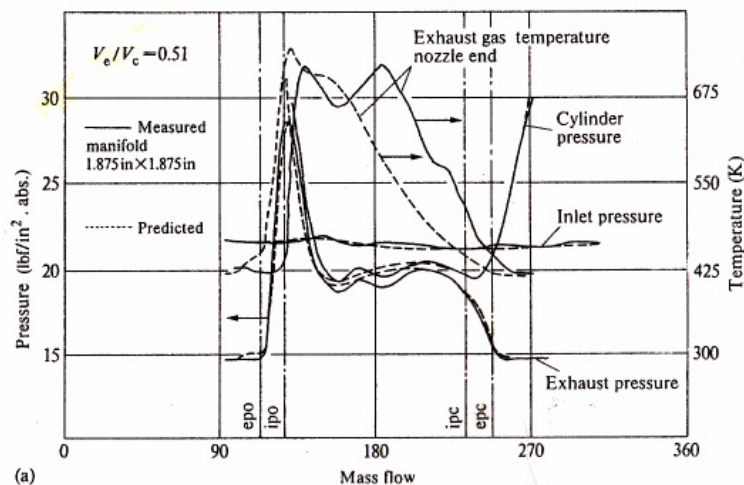


Fig.VI-28: Relation entre (L/D) et le coefficient de remplissage, tiré de [50]

La figure (**Fig.VI-29**) tirée de [79], compare les pressions calculées et mesurées dans le collecteur d'échappement d'un moteur expérimental monocylindrique à deux temps testé avec différentes configurations de collecteur et orifices interchangeables pour simuler la turbine. Cinq volumes de collecteurs d'échappement ont été considérés, pour chaque dimension, il y a un collecteur compact (longueur et diamètre du même ordre du grandeur) et deux tubes de petits diamètres, mais avec une grande longueur. Ces derniers ont été choisis pour illustrer l'importance des effets d'ondes de pression dans les tubes longs, et les erreurs sévèrement accrues introduites dans de telles situations par la négligence de l'action d'onde. La figure (**Fig.VI-29 a**), montre qu'avec un volume de collecteur d'échappement compact ($V_{em}/V_c=0.5$), de très bonnes prédictions de pression cylindre et de collecteur d'échappement et répartiteur d'admission ont été obtenues, la prédiction de la température de collecteur d'échappement apparaît être moins satisfaisante. La figure (**Fig.VI-29 b**), donne les résultats pour un grand rapport de volume de collecteur d'échappement ($V_{em}/V_c=1.178$), et pour deux cas alternatifs à savoir, un collecteur compact (8cm dia×8cm) et un tube long de 3.57 cm dia. Une distinction claire entre la température de cylindre et celle de la sortie (extrémité) d'orifice se produit dans le cas d'un long collecteur d'échappement, mais la différence en pression est moins marquée. Les pressions sont en plus, toujours prédites correctement mais les prédictions de température pour le tube long ne peuvent plus être considérées comme satisfaisantes. La figure (**Fig.VI-29 c**), pour le plus grand rapport de volume de collecteur d'échappement, ($V_{em}/V_c=5.2$), montre deux cas alternatifs, à savoir, un collecteur compact (13.5cm de dia×13.5cm) et tube long de 4.79 cm de diamètre. Comme attendu, les fluctuations de la pression et de la température sont maintenant très petites, mais une grande différence de phase existe entre la température de cylindre et celle de la sortie de l'orifice pour le collecteur d'échappement long, et une différence radicale en amplitude et distribution de pression. La technique de vidange remplissage mène donc probablement à des erreurs non négligeables sous de telles conditions.



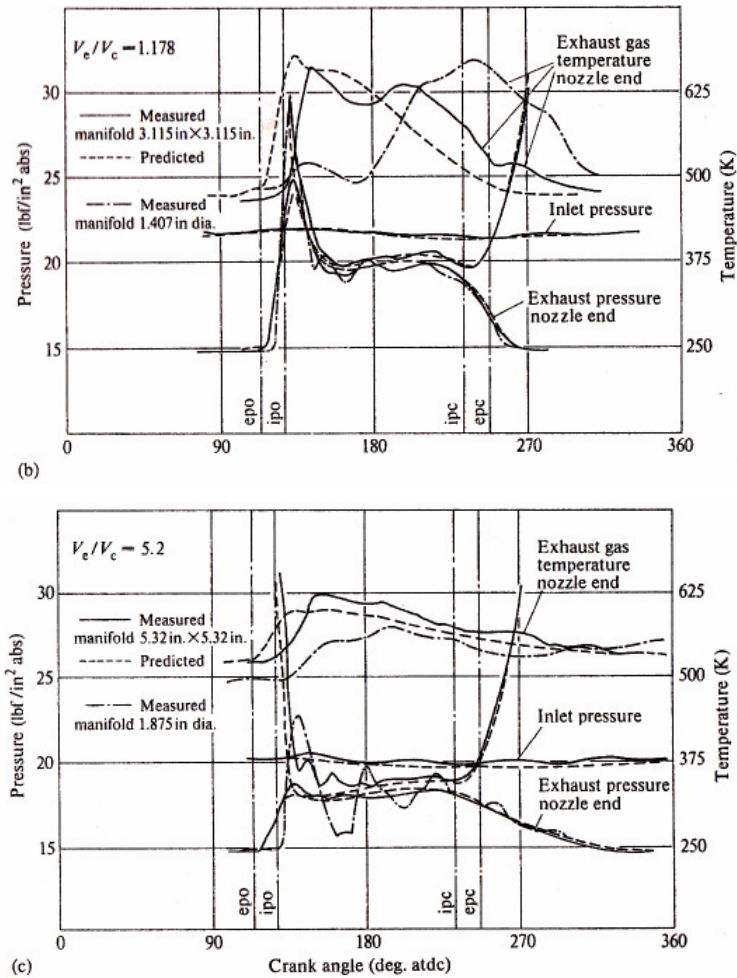


Fig.VI-29: Comparaison des pressions et températures prédites et mesurées. Moteur expérimental monocylindrique

La figure (**Fig.VI-30**) [42] montre l'évolution du rendement volumétrique du moteur et les fluctuations de pression à l'admission en tête de cylindre respectivement. Les calculs **I** correspondent au cas où la longueur de l'élément de tube est mesurée le long de la ligne centrale. Dans les calculs **II**, la longueur de tube est déterminée de telle sorte qu'elle représente la plus courte distance entre l'ensemble des extrémités de tube.

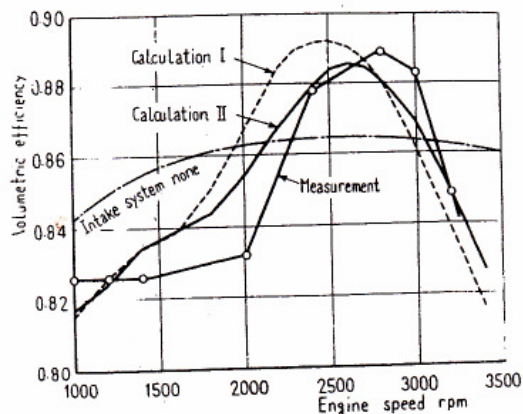


Fig.VI-30: Comparaison entre les rendements volumétriques calculés et mesurés

Comme les éléments tubulaires ne sont pas tous droits, deux types de longueurs ont été considérées, la longueur de la ligne centrale de tube et la distance minimale entre deux extrémités de tube (voir modèle et dimensions du système d'admission ci-dessous, **Fig.VI-31** et **Tableau VI-6**), ces deux types de longueurs ont été utilisées pour les analyses.

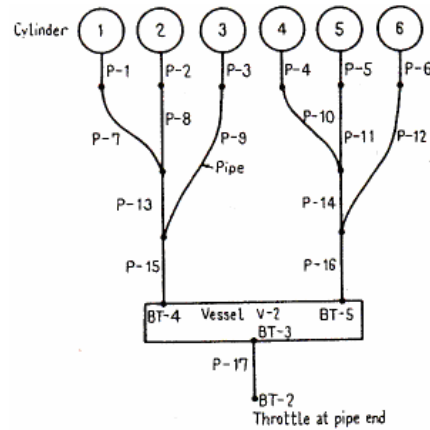


Fig.VI-31: Modèle de système d'admission

Pipe					Throttle	
No.	Inlet diameter	Outlet diameter	Length of center line (Cal. I)	Min. length (Cal. II)	No.	Diameter
P-1 ~ 6	50 mm	42 mm	121 mm	94 mm	BT - 2	47.5 mm
P - 7	50	50	301	257	(Air cleaner)	
P - 8	50	50	222	178	BT - 3	70.8
P - 9	50	50	260	197	BT - 4	53
P - 10	50	50	342	300	BT - 5	53
P - 11	50	50	277	235		
P - 12	50	50	380	317		
P - 13	50	50	111	92		
P - 14	50	50	158	137		
P - 15	53	50	227	227		
P - 16	53	50	183	183		
P - 17	75	70.8	601	601		

Vessel	
No.	Volume
V - 2	4100 cu cm

Tableau VI-6: Dimensions de système d'admission

Le rendement volumétrique du moteur sans tube d'admission est donné aussi sur la figure (**Fig.VI-30**) pour référence. Il est bien compréhensible à partir de cette figure, que le rendement volumétrique des calculs **II** coïncide mieux avec les données expérimentales que celui des calculs **I**, si l'onde de pression est supposée se propager le long du chemin entre les deux extrémités de tube.

Le comportement dynamique du gaz dans le système d'admission est expliqué par son classement en effet pulsatoire et effet d'inertie. Comme l'effet pulsatoire n'est pas important du point de vue de l'utilisation de l'effet dynamique, le diamètre de la soupape d'admission a été étudié dans le but d'utiliser seulement l'effet d'inertie pour l'alimentation en air. Pour simplifier le système d'admission et pour conserver un temps de calcul raisonnable, les calculs ont été réalisés sur un moteur monocylindrique. Il est ainsi supposé que le processus d'admission n'est pas influencé par les ondes de pression produites dans le processus d'admission du cycle précédent du moteur. Le système d'admission utilisé est illustré sur la figure (**Fig.VI-32**). L'extrémité de tube est ouverte à l'atmosphère.

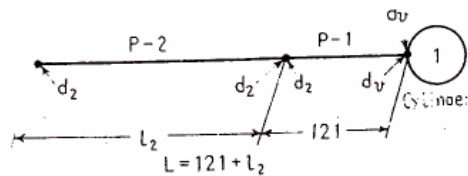


Fig.VI-32: Modèle de système d'admission pour un moteur monocylindrique

Le rendement volumétrique est calculé en changeant le diamètre d_2 et la longueur l_2 de tube, et en gardant le réglage de distribution des soupapes, la fréquence de rotation du moteur (n) et le diamètre de la soupape d_v , constantes. Un exemple des résultats obtenus est montré sur la figure (**Fig.VI-33**). Lorsque le diamètre de tube d_2 augmente, la longueur de tube qui donne un rendement volumétrique maximal devient grande due au changement en fréquence naturelle du système d'admission. L'existence d'un diamètre optimal de tube est observable sur la figure. Pour un diamètre du tube inférieur au diamètre optimal, le rendement volumétrique est faible dû à l'augmentation des pertes par frottement du tube. Pour un diamètre plus grand, le rendement volumétrique est aussi faible dû à la diminution en amplitudes des fluctuations de pression dans le tube.

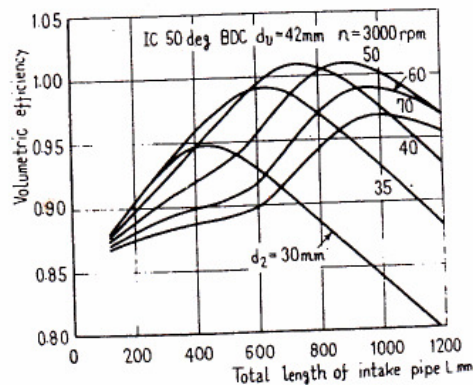


Fig.VI-33: Rendement volumétrique produit seulement par l'effet d'inertie (moteur monocylindrique)

Conclusion générale

Conclusion générale

Pour étudier les écoulements au travers des systèmes d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne, il est clair que les descriptions détaillées de l'écoulement, relatives ou associées avec les approches acoustiques ou l'écoulement interne ne sont pas nécessaires. Donc, une approche simple et efficace et une modélisation complète (sans réduction en précision) peut néanmoins donner des prédictions valides des performances.

Le modèle de vidange remplissage peut être une technique attractive grâce à sa simplicité, mais pour les circuits d'admission et d'échappement de moteurs à combustion interne, l'effet important de l'inertie du fluide liée aux tubulures a été ignoré dans la formulation de cette technique. Les premières recherches montrent que, le calage des moteurs est beaucoup plus affecté par les longueurs des tubes primaires (runners) des circuits d'admission et d'échappement (collecteurs/répartiteurs) des moteurs à combustion interne, et que le rendement du moteur diminue légèrement avec l'augmentation de la longueur des tubes d'admission. Par ailleurs, à partir des études précédentes, il a été montré grâce aux courbes de rendement volumétrique en fonction de la vitesse du moteur qu'il existe deux pics. Si les longueurs des tubes primaires (runners) sont réduites, le second pic relatif aux effets d'inertie se déplace vers les grandes régimes et la grandeur (amplitude) de calage diminue; mais, si ces longueurs augmentent, le pic d'inertie devient plus grand due à l'augmentation de la masse d'air dans les tubes et la fréquence de calage est réduite. En fait, les deux modes de calage commencent à coïncider et il en résulte une augmentation du rendement volumétrique et du couple moteur, sur une large gamme significative de vitesse. Par conséquent, cette méthode est incapable de distinguer entre deux configurations de circuits d'admission ou d'échappement avec différentes géométries et qui aboutissent à des volumes globaux identiques.

Dans cette étude, une évolution a été ajoutée pour tenir compte de l'inertie de fluide dans les systèmes d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne. Basée sur la formulation thermodynamique de la méthode de vidange remplissage et le principe fondamental de la dynamique afin de tenir compte des effets d'inertie, une nouvelle méthode a été développée, «méthode inertielle capacitive». Aussi, basée sur des analyses CFD, les paramètres de calage relatifs à cette nouvelle approche sont déterminés pour généraliser l'application de cette procédure sur tout type de configuration de système d'admission ou d'échappement (collecteurs/répartiteurs).

Pour les circuits compacts d'admission (dans cette étude, pour $L/D \leq 7.5$), l'effet d'inertie du fluide est faible ou négligeable. Aussi, il est mentionné dans des études précédentes que l'inertie des gaz n'est pas significative au dessous de ($L/D \geq 10$). Les trois rapports de calage (paramètres de la méthode inertielle capacitive MIC, L/L_0 , $(D/D_0)_{IE}$, $(D/D_0)_{CE}$), sont linéairement proportionnels aux fréquences de rotation du moteur (n), mais à une fréquence constante de rotation, il est noté que le paramètre de calage (L/L_0) diminue avec l'augmentation de la longueur géométrique (L_0) de l'élément inertiel. Cependant, dans les mêmes conditions, le paramètre de calage $(D/D_0)_{IE}$ de l'élément inertiel augmente et le paramètre de calage $(D/D_0)_{CE}$ relié à la différence de pression à travers les soupapes, diminue avec l'augmentation de la longueur géométrique (L_0). Les deux paramètres (L/L_0) et $(D/D_0)_{IE}$ sont reliés à la différence de pression due au effet d'inertie du volume de gaz. En augmentant la longueur de l'élément inertiel, l'inertie augmente et son influence sur l'écoulement du fluide augmente avec la vitesse du moteur. Pour les basses vitesses du moteur, l'influence n'est pas sensible. Aussi, il est observé que pour une longueur et une fréquence de rotation donnée, les différents paramètres de calage sont indépendants du diamètre du tube (les mêmes valeurs de paramètres de calage sont déterminées pour différents diamètres des tubes, pour une longueur et une fréquence données). Il est noté aussi qu'avec l'augmentation de la vitesse du moteur et même en atteignant la fréquence d'excitation, la méthode inertielle capacitive MIC reste valable, même si l'influence de l'effet d'inertie de fluide augmente considérablement.

Dans cette étude, il est démontré que les effets ignorés d'inertie du fluide dans la formulation de la méthode de vidange remplissage, sont la cause qui conduit cette dernière d'être convenable ou appropriée seulement pour les circuits compacts d'admission et d'échappement de moteurs à combustion interne. La nouvelle méthode développée «méthode inertielle capacitive» permet de tenir compte des effets d'inertie de fluide, avec les paramètres appropriés de calage. Elle est une approche simple (demandant un effort de programmation faible). Cette méthode est applicable pour tout type de configuration des tubulures d'admission et d'échappement de moteurs à combustion interne.

Par un calage souhaitable des systèmes d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne: longueurs des tubes primaires des collecteurs ou répartiteurs, sections transversales de ces derniers) des avantages peuvent être obtenus du phénomène d'onde pour augmenter la pression au port d'admission à la fin du processus d'admission et de diminuer la pression au port d'échappement à la fin du processus d'échappement. De tels avantages de calage peuvent être réalisées avec des gammes de vitesses spécifiques.

Le nouveau modèle est ensuite, utilisé afin d'étudier le remplissage et la vidange d'un moteur monocylindrique à quatre temps sans combustion. Un bon accord est obtenu en comparant les résultats numériques et expérimentaux. En conséquence, ce type de modèle peut être utilisé sans emploi de l'approche unidimensionnelle 1D et par suite, le temps de calcul sera réduit. Ce point est très important pour les codes de simulation des moteurs à combustion interne, spécialement pour la désignation des circuits d'admission et d'échappement.

Le débit volumétrique (Q) et la pression (P), doivent être considérés comme des quantités moyennes [81]. Puisque le profil de vitesse d'écoulement peut varier largement pendant les conditions transitoires, il est clair que les variables (P et Q) ne peuvent pas être évaluées exactement à moins que la nature d'écoulement sur l'aire de la section transversale soit connue d'avance. On doit au moins mettre une estimation préliminaire des paramètres de système avant que la dynamique de l'écoulement puisse même être estimée. L'inertie des tubes de petites aires de sections transversales est alors importante alors que celle des tubes de grandes aires de sections transversales.

- **Premièrement**, le fluide dans le tube est traité comme un corps rigide en déplacement. Il est difficile de prouver avec cette hypothèse, comment change le profil de vitesse en espace et en temps. Pour les conditions transitoires, la distribution de vitesse est souvent difficile à estimer.
- **Deuxièmement**, à moins que l'on soit obligé de supposer que le fluide est incompressible, et dans ce cas, la valeur de la densité (ρ) est remise en question. En général, si (ρ) varie, ensuite bien sûr les deux extrémités du volume considéré de fluide ne peuvent pas se déplacer avec la même vitesse.

Lorsque les variations de densité sont significatives, la thermodynamique de la situation doit être étudiée. Donc, dans le but de connaître plus clairement, la nature de quelques modèles de dynamique des fluides, les plus communément utilisés, il faut considérer les équations différentielles partielles de mécanique des fluides et les effets non linéaires.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] **Hétet, J. F.**
Etablissement d'un programme de simulation du fonctionnement du moteur Diesel suralimenté par deux étages de turbocompresseurs en série. Application à la recherche des limites d'exploitation en relation avec le phénomène de pompage dans les compresseurs. Thèse de Doctorat en sciences Mécaniques
ENSM NANTES, Janvier 1989
- [2] **Chiavola, O.**
Multi-Dimensional CFD-Transmission Matrix Modelling of IC Engine Intake and Exhaust Systems. *Journal of Sound and Vibration* (2002) **256**(5), 835-848
- [3] **Koester, E. W.**
(1904) Luftkompressoran, *ZVDI*, **48**, 109-118
- [4] **Boden, R. H. and Schecetr, H.**
(1944) Dynamics of the inlet system of a four-stroke engine, NACA TN 935.
- [5] **Matthews, R. and Gardiner, A. W.**
(1924) Increasing the compression pressure in an engine using a long intake pipe, NACA TN 180.
- [6] **Capetti, A.**
(1929) "Effect of intake pipe on the volumetric efficiency of an internal combustion engine", NACA TM No.501 (from *Annali della R. Scuola d'Ingegneria di padova*, December 1927)
- [7] **Dennison, E. S.**
(1933) Inertia supercharging of engine cylinders, *Trans. ASME*, **55**, 53-64.
- [8] **Mukhlow, G. F.**
(1940) Exhaust-pipe effects in a single-cylinder four-stroke engine, *Proc. Instn Mech. Engrs*, 143, 109-127.
- [9] **Schweitzer, P.H.**
(1944) Improving engine performance by exhaust pipe tuning, *J. Amer. Soc. Naval Engrs*, **56**, 185-212.
- [10] **Winterbone, D. E. and Pearson, R. J.**
Theory of Engine Manifold Design-Wave Action Method for IC Engines, 2000 (Professional Engineering Publishing Limited London and Bury st Edmunds, UK).
- [11] **Heywood, J. B.**
Internal Combustion Engine Fundamentals
McGraw-Hill, Inc.1988.
- [12] **Khlar, D.**
Modélisation et Commande d'un Moteur Thermique à Allumage Commandé
Thèse de Doctorat-L'université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis
Mai 2007-No d'ordre: 07-10
- [13] **Ramos, J.I.**
Internal combustion engine modelling.
Hemisphere Publishing Corporation, 1989.

- [14] **Chalet, D.**
Etude et Modélisation des ondes de pression dans les géométries complexes
Application à la simulation du fonctionnement d'un moteur à combustion
interne. Thèse de doctorat, 2003, Ecole Centrale de Nantes, France.
- [15] **Najim, K. et Muratet, G.**
Pratique de la régulation numérique des processus industriels.
Edition Masson, Paris, 1983.
- [16] **Canstantine, D.R. and Evangelos, G. G.**
Diesel Engine Transient Operation. Principles of Operation and Simulation
Analysis 2009, Springer-Verlag London Limited
- [17] **Winterbone, D.E.**
A wolly dynamic model of a turbocharged Diesel engine for transfert function
evaluation. SAE paper no 770124, 1977
- [18] **Winterbone, D.E.**
Identification of a turbocharged Diesel engine.
Control of cars and engine, 1979.
- [19] **Sharman, R.H. and Blumberg, P.N.**
The influence of induction and exhaust processes on emission and fuel
consumption in the spark ignited engine. SAE paper no 770880, 1977.
- [20] **Shen, K. and Cheg, C.**
A study of the transient performance turbocharged Diesel engine using the
quasi-steady model. Transaction of CSICE, vol 6, no 3, 1988
- [21] **Watson, N. and Janota, M.S.**
Turbocharging the internal combustion engine
Mc Millan Eduction Ltd, First published 1982.
- [22] **Watson, N.**
Dynamic turbocharged Diesel simulation for electronic control system
development. Journal of dynamic system measurement and control,
vol 106 pp 27-45, 1984.
- [23] **Watson, N. and Marzouk, M.**
A non linear digital simulation of turbocharged Diesel engines under transient
conditions, SAE 770123 1977
- [24] **Rafic, Y.**
Commande et optimisation de la consommation et de la pollution d'un moteur
Diesel suralimenté par turbocompresseur à géométrie variable.
Thèse de Doctorat en Thermique et Energétique
Novembre 1993. Ecole Centrale de Lyon – France
SiteWeb Internet : www.ryounes.net
- [25] **Horlock, J.H. and Winterbone, D.E.**
The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines
Volume 2, édité par Horlock J.H et Winterbone D.E., (a memorial tribute to
Rowlands Benson)- Clarendon Press, Oxford, 1986.

- [26] **Otani, T. and Coll.**
Effects of fuel injection pressure and fuel properties on particulate emission from H.D.D.I. Diesel engine. SAE paper no 881255, 1988
- [27] **Ishida, Y. and Ohata, A.**
Dynamic Inlet Pressure and Volumetric Efficiency of Four Cycle Four Cylinder Engines. SAE paper 820407, SAE Trans, Vol.91, 1982
- [28] **Rousseau, J.C.**
Traitement du cas d'un moteur 4 temps par la méthode des caractéristiques. Comparaison expérience- calcul pour un monocylindre. SIA, no 4, Avril 1974
- [29] **Lighthill, J.**
Waves in Fluid
Cambridge University Press, 1978.
- [30] **Chen, C., Veshagh, A., and Wallace, F. J.**
A comparison between alternative methods for gas real flow and performance prediction of internal combustion engines. In proceedings of SAE International Meeting 921734, 1992, pp. 1793-1824 (SAE International, Warrendale, Pennsylvania).
- [31] **Peyret, R.**
Résolution numérique des systèmes hyperboliques. Application à la dynamique des gaz. ONERA publication 1977-5, 1978 (ONERA, France)
- [32] **Benson, R.S., Garg R.D. and Woollatt, D.**
A numerical solution of unsteady flow problems.
Proceedings of I.M.E., vol 6, 1964.
- [33] **Fayri, F., Benajes, J. and Chust, M.D.**
Programme pour étude assistée par ordinateur de système d'admission et d'échappement de moteurs. Entropie no 162, pp 17-23, 1991.
- [34] **Winterbone, D.E.**
The application of gas dynamics for the design of engines manifolds.
Proc. Of the congress on engine modelling, p 19, Valencia, june 1987.
- [35] **Benson, R.S.**
The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines
Volume 1, édité par Horlock J.H et Winterbone D.E.,
Clarendon Press, Oxford, 1982.
- [36] **Esfandiari, C.**
Simulation numérique des écoulements pulsés instationnaires dans les conduites avec singularités de section. Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers de Paris, 1985.
- [37] **Courant, R., Friedrichs, K. and Lewy, H.**
On the partial difference equations of mathematical physics
IBM J. Res. Dev., Volume 11, pp. 215-234, 1967.
- [38] **Chapman, M., Novak, J.M. and Stein, R.A.**
Numerical modelling of inlet and exhaust flows in multi-cylinder internal combustion engines, Flows in Internal Combustion Engines (Edited by T. Uzkan) ASME-WA Meeting, Phoenix, Arizona (1982).

- [39] **Ugur, K.**
Study on the Design of Inlet and Exhaust System of a Stationary Internal Combustion Engine. *Energy Conversion and Management* 46 (2005)2258-2287. ELSEVIER
- [40] **Rodney, J. T.**
Effects on Inlet and Exhaust System Design on Engine Performance
Ford Motor Co. Society of Automotive Engineers, Inc. **821577**, 1982
- [41] **Kouremenos, D.A., Rakopoulos, C.D., and Andritsakis, E.C.**
A simulation Analysis of the Unsteady Gas Flow in the Inlet an Exhaust Manifolds of Multi-Cylinder Piston Internal Combustion Engine
AES-Vol.27/HTD-Vol.228, Thermodynamics and the Design, Analysis, and Improvement of Energy Systems. ASME 1992.
- [42] **Yusuru, S., Minoru, O. and Yutaka, T.**
A Research on Inertia Charging Effect of Intake System in Multi cylinder Engines. *Bulletin of the JSME*, Vol. 21, No. 153, March, 1978
- [43] **Primus, R.J.**
A second law approach to exhaust system optimization. SAE Paper 840033(1984). Cummins Engine Co., Inc. Society of Automotive Engineers, Inc. International Congress & Exposition Detroit, Michigan February 27- March2, 1984
- [44] **Lemaire, M.**
Etude de la distribution dans les moteurs à combustion interne alternatifs à quatre temps et à allumage commandé. Thèse de Docteur ingénieur: 10(1976)-CNRS: A.O. 12 739. Ecole Nationale Supérieur de Mécanique.
- [45] **Lichtarowicz, A., Duggins, R. K., and Markland, E.**
Discharge Coefficients for Incompressibles Non-Cavitating Flow through Long Orifices. *J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 7, no. 2, pp. 210-219, 1965
- [46] **Blair, G.P.**
Two stroke engine
Editor SAE. Computer program modified. 1993
- [47] **Soubis, J.P.**
Les problèmes d'alimentation en air des moteurs.
IX Journées Hydrauliques. Paris 1966.
- [48] **Arquès, P.**
Moteurs alternatifs à combustion interne- De la théorie à la compétition
Ellipses/édition marketing S.A., 1999
- [49] **Tazrout, M. L.**
Etude des possibilités d'amélioration du rendement à charge partielle des moteurs à allumage commandé- Thèse de Doctorat en Sciences Appliquées-
Université Catholique de Louvain, Décembre 1991
- [50] **Ferguson, C. R.**
Internal Combustion engines Applied thermosciences
WIE WILEY, 1986.

- [51] **Lavoire, G.A. and Blumberg, P.N.**
A fundamental model for predicting fuel consumption NO_x and H_c emissions of the conventional S.I. engine, *Combustion Sciences and technology*, vol.21, pp.225-258, 1980
- [52] **Sherman, R.H. and Blumberg, P.N.**
The influence of induction and exhaust processes on emissions and fuel consumption in the S.I. engine SAE paper no 770880, 1977.
- [53] **Trayser, D.A., Creswick, F.A., Giesike, J.A., Hazard, H.R., Weller, A.E., and Locklin, D. W.**
A study of the influence of Fuel Atomization, Vaporization, and Mixing Processes on Pollutant Emissions from Motor –Vehicle Power plants. Battelle Memorial Institute, Columbus, Ohio, 1969.
- [54] **Tabaczynsky, R. J.**
Effects of Inlet and Exhaust System Design on Engine Performance
SAE paper 821577, 1982
- [55] **Benson, R.S., and Whitehouse, N.D**
Internal Combustion Engines. Vol. 2, Pergamon Press, 1979.
- [56] **Broome, D.**
Induction ram (1969): Parts 1-3, *Auto. Engr.*,
April issue, 130-133; May issue, 180-184; June issue, 262-267.
- [57] **Karstner, L.J., Williams, T.J. and White, J.B.**
Poppet inlet valve characteristics and their influence on the induction process
Proceedings of I.M.E 178, 1963-64
- [58] **Sedille, M., Riolet, G. and Friberg, J.**
Cours de turbomachines
CNAM Paris
- [59] **Mayaski, Y. and Meyer, W.E.**
An analytical method for optimising the scavenging process of uniflow two-cycle Diesel engines. SAE 650447 1965
- [60] **Charlton, S.J.**
A study of highly turbocharged high speed Diesel engines
Proceedings of I.M.E., vol 198 n.9
- [61] **Keenan, J.H. and Kayes, J.**
Gas tables
John Willey, New York 1948
- [62] **Gaudart, L.**
Contribution à l'étude de la suralimentation à deux étages d'un moteur Diesel à bas taux de compression appelé BTC. Conservatoire des Arts et des Métiers, Mémoire d'ingénieur CNAM, octobre 1978.
- [63] **Krieger, B.B. and Borman, G.L.**
The computation of apparent heat release for internal combustion engines
ASME paper 66 WA/ GCP-A 1966
- [64] **Newall, H.K. and Starkman, E.S.**
Thermodynamics properties of octane and air for engine performance calculations. SAE progress in technology series vol.7, 1964

- [65] **Marzouk, M.**
Simulation of turbocharged Diesel engine under transient conditions
PhD thesis, university of London Imperial college 1976
- [66] **Robert, M.**
Quelques aspects de l'aérodynamique externe des moteurs suralimentés
Revue ENTROPIE 74, mars-avril 1977
- [67] **Harrington, D. L., and Bolt, J. A.**
Analysis and Digital Simulation of Carburetor Metering
SAE paper 700082, SAE Trans., Vol.79, 1970
- [68] **Watson, N. and Marzouk, M.**
A Non linear Digital Simulation of Turbocharged Diesel Engines Under Transient
Conditions. SAE 770123 1977
- [69] **Winterbone, D E. and Pearson, R.J.**
Design techniques for engine manifolds- Wave Action Methods for IC Engines,
1999 (Professional Engineering Publishing Limited London and Bury st
Edmunds, UK).
- [70] **Servati, H. B., and Yuen, W. W.,**
Deposition of Fuel Droplets in Horizontal Intake Manifolds and the behaviour of
Fuel Film Flow on Its Walls. SAE International Congress and Exposition,
Detroit, Mich., SAE Paper No. 840239, 1984.
- [71] **Chalet, D., Chesse, P. and Hétet, J. F.**
Boundary conditions modelling of one-dimensional gas flows in an internal
combustion engine. Int. J. Engine Res. Vol.9 IMechE2008
- [72] **Bulaty, T., and Niessner, H.**
Calculation of 1-D Unsteady Flows in Pipe Systems of I.C Engines
ASME paper- ASME WA7, 1984
- [73] **Vandervoorde, M., Vierendeels, J., Dick, E., and Sierens, R.**
A new Total Variation Diminishing Scheme for the Calculation of One-
Dimensional Flow in Inlet and Exhaust Pipes of Internal Combustion Engines.
Proc. Inst Mech. Engrs, Part D: J. Automobile Engineering, 1998, **212**(5),
437-448
- [74] **Chalet, D., Chessé, P., Hétet, J.-F., and Tautzia, X.**
Some basic elements to achieve a future 1D simulation of wave propagation in
ICE pipes. In Proceedings' of ASME Internal Combustion Engine Division,
Spring Technical Conference, Rockford, Illinois, 14-17 April 2002, Vol. 38,
pp.55-62 (ASME International, New York).
- [75] **Chalet, D., Chessé, P., Hétet, J.-F., Inozu, B. and Roy, P.**
Analysis and Modelling of plain open ends and bends inside the piping systems of
Internal Combustion Engines. Internal Combustion Engine Division of the
ASME. Spring Technical Conference, Salzburg, Austria, ICES2003-589, 2003
- [76] **John, D. and Anderson, J.R.**
Computational Fluid Dynamics-The Basics with Applications.
McGraw-Hill, Inc. 1976

-
- [77] **Maurice, J. Z. and Hoffman, J. D.**
Gas Dynamics Volume I JOHN Wiley & Sons, Inc. 1976
- [78] **Earnshaw, S.**
On the mathematical theory of sound
Phil. Trans. R. Soc., 150, 133-148. (1860)
- [79] **SAYARI, S.**
Etude numérique de quelques équations aux dérivées partielles par la méthode
discontinue de Galerkin- Thèse de Doctorat en Sciences, Université de Cergy
Pontoise, juin 2010
- [80] **Janota, M. S., Hallam, A. K., Brock, E. K., and Dexter, S. G.**
Prediction of diesel engine performance and combustion chamber component
temperatures using digital computers. *Proc. I. Mech. E.*, 182, 3L (1967-68).
- [81] **Karnopp, D.C. (1972)**
Bond graph models for fluid dynamic systems, *Trans. ASME J.*
Dynamic Syst. Measure. Control, Vol.94, No.3, pp.222-229
- [82] **Taylor, C. F.**
The Internal Combustion Engine in Theory and Practice
Vol. I, p. 506, MIT Press, 1966
- [83] **Meier, E., Czerwinski, J. and Sreuli, A.**
Thermodynamic comparison of various turbocharging systems with the help of
characteristics. MTZ 1990: 2[in German]

Annexes

Annexe A

Hypothèse de quasi-stationnarité de l'écoulement, liée à la notion de compacité du conduit.

Dans le cas d'un moteur où le collecteur d'admission est compact, le caractère transitoire de l'écoulement n'engendre que de faibles effets d'inertie. En effet, si l'on considère un modèle simple de conduit d'admission représenté par la figure suivante:

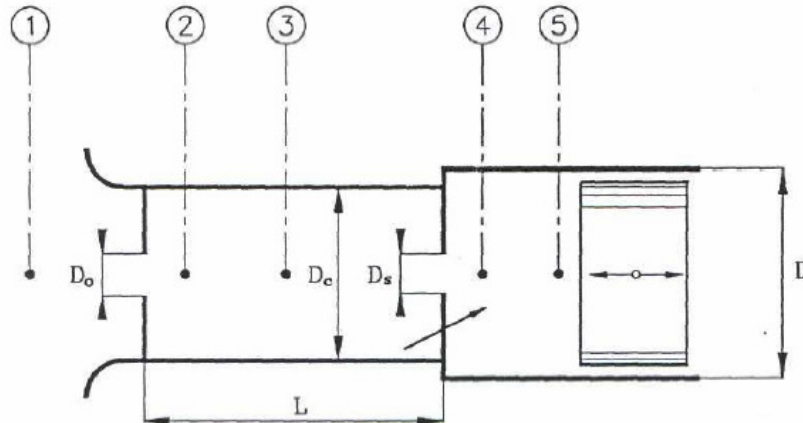


Fig.A-1: Modèle d'admission [49]

Dans laquelle:

D: représente le diamètre de l'alésage,

D_c : le diamètre de conduit d'admission,

L : sa longueur,

D_0 : le diamètre effectif de passage au papillon,

D_s : le diamètre effectif de passage à la soupape,

x : le déplacement du piston.

Les diamètres des orifices de passage du gaz considérés comme orifices à parois minces pour le papillon et la soupape. Si l'on considère alors l'équation simplifiée du mouvement du piston:

$$x = \frac{c}{2}(1 - \cos \omega t) \quad (A-1)$$

dans la quelle c représente la course et ω la vitesse angulaire du vilebrequin. On en déduit la vitesse instantanée du piston:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{c}{2} \omega \sin \omega t \quad (A-2)$$

et son accélération:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{c}{2} \omega^2 \cos \omega t \quad (A-3)$$

La vitesse linéaire moyenne du piston est donnée par l'expression:

$$u = \frac{c\omega}{\pi} \quad (A-4)$$

Considérant qu'à un instant donné, Δp_0 est la différence de pression liée à l'écoulement du fluide à travers les orifices (soupapes et papillon) et que Δp_i celle due à l'effet de l'inertie de la colonne gazeuse dans les tronçons du conduit d'admission, et que de plus, les vitesses d'écoulement du gaz sont faibles hors de la zone des orifices, on peut écrire les expressions suivantes:

$$\Delta p_0 = (p_1 - p_2) + (p_3 - p_4) \quad (A-5)$$

$$\Delta p_i = \rho L \frac{dv_3}{dt} + \rho x \frac{dv_5}{dt} \quad (A-6)$$

V : représente la vitesse du gaz et ρ sa masse volumique.

La relation (A-5) peut se réécrire comme suit:

$$\Delta p_0 = \rho \left[\frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2} + \frac{(v_4^2 - v_3^2)}{2} \right] \quad (A-7)$$

En se référant à la figure (A-1), on peut écrire les égalités ci-après, traduisant la conservation du débit:

$$\frac{dv_5}{dt} = \frac{1}{2} \frac{dx}{dt} \quad (A-8)$$

$$v_4 = \left(\frac{D}{D_0} \right)^2 \frac{dx}{dt} \quad (A-9)$$

$$v_3 = \left(\frac{D}{D_c} \right)^2 \frac{dx}{dt} \quad (A-10)$$

$$v_2 = v_4 \quad (A-11)$$

$$v_1 = 0 \quad (A-12)$$

En tenant compte des relations (A-8) à (A-12), les expressions (A-7) et (A-6) peuvent se réécrire comme suit:

$$\Delta p_0 = \frac{\rho}{2} \dot{x}^2 \left[\left(\frac{D}{D_p} \right)^4 + \left(\frac{D}{D_s} \right)^4 - \left(\frac{D}{D_c} \right)^4 \right] \quad (A-13)$$

$$\Delta p_i = \rho \left[L \left(\frac{D}{D_c} \right)^2 \dot{x} + \frac{1}{2} x \dot{x} \right] \quad (A-14)$$

Où D_p représente le diamètre du papillon et D_s celui de la soupape.

Les normes $|\Delta p_i|_{\max}$ et $|\Delta p_0|_{\max}$ donnent en considérant que: $D_p = D_s = D_0$, les relations suivantes:

$$|\Delta p_i|_{\max} = \frac{\rho L}{2 C} \left(\frac{D}{D_c} \right)^2 c^2 \omega^2 \quad (A-15)$$

$$|\Delta p_0|_{\max} = \frac{\rho}{8} \left(\frac{D}{D_c} \right)^4 \left[2 \left(\frac{D_c}{D_0} \right)^4 - 1 \right] c^2 \omega^2 \quad (A-16)$$

Si l'on appelle r , le rapport:

$$r = \frac{|\Delta p_i|_{\max}}{|\Delta p_0|_{\max}} = \frac{\frac{L}{C} \left(\frac{D}{D_c} \right)^2}{\frac{1}{4} \left(\frac{D}{D_c} \right)^4 \left[2 \left(\frac{D_c}{D_0} \right)^4 - 1 \right]} \quad (A-17)$$

Les caractéristiques du moteur utilisé sont représentatives de la plupart des géométries en usage actuellement pour les collecteurs d'admission « compacts ». Elles ont pour valeur:

$$D=66 \text{ mm ;}$$

$$L=100 \text{ mm ;}$$

$$D_c=45 \text{ mm}$$

Ce qui fournit pour valeur de r : $r=16\%$.

On voit donc qu'avec une forme « compacte » de collecteur d'admission, les différences de pression dues à l'inertie sont faibles devant celles liées aux orifices, de sorte que l'hypothèse de quasi-stationnarité de l'écoulement peut être admise à titre d'approximation allégeant considérablement le traitement numérique du problème [49].

Annexe B

– Diagrammes section temps du moteur à distribution par soupapes [44]

La masse introduite par cycle dans le cylindre, est fonction du débit (perméabilité) des organes d'admission et d'échappement dont le diagramme de variation des sections de passage permet d'établir une **section temps** déterminée pour chacune des ces phases. Le transfert des gaz s'effectue au cours des phases suivantes (voir la figure (**Fig.B-1**)):

1. Echappement libre désigné par AB;
2. Echappement forcé désigné par BH ;
3. Balayage transfert désigné par FE ;
4. Remplissage HB1 ;
5. Remplissage complémentaire B1L

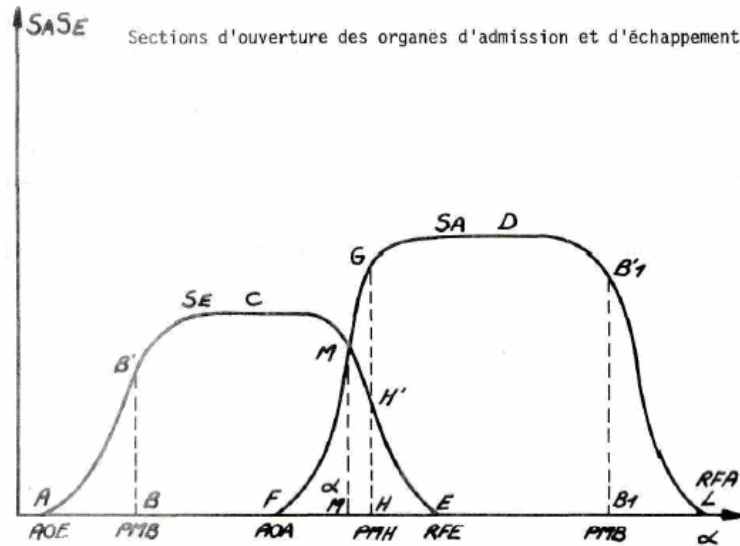


Fig.B-1: Diagramme section- temps [44]

- La section temps A_0 d'échappement libre correspond à la surface $ABB'A$. ω étant la vitesse angulaire en rad/s.

$$A_0 = \frac{1}{\omega} \int_{AOE}^{PMB} S_E d\alpha \quad (B-1)$$

- La section temps A_1 de l'échappement forcé correspond à l'aire $BB'CH'HB$.

$$A_1 = \frac{1}{\omega} \int_{PMB}^{PMH} S_E d\alpha \quad (B-2)$$

- La section temps A_2 d'échappement balayage correspond à l'aire $HH'EH$.

$$A_2 = \frac{1}{\omega} \int_{PMH}^{RFE} S_E d\alpha \quad (B-3)$$

- La section temps A_3 de balayage remplissage correspond à l'aire $FGHF$.

$$A_3 = \frac{1}{\omega} \int_{AOA}^{PMH} S_A d\alpha \quad (B-4)$$

- La section temps A_4 de remplissage correspond à l'aire $HGDB_1'B_1H$.

$$A_4 = \frac{1}{\omega} \int_{PMH}^{PMB} S_A d\alpha \quad (B-5)$$

- La section temps A_5 de remplissage complémentaire correspond à la surface $B_1B_1'LB_1$.

$$A_5 = \frac{1}{\omega} \int_{PMB}^{RFA} S_A d\alpha \quad (B-6)$$

- Le balayage transfert a pour section temps correspond à l'aire $FMEF$

$$A_6 = \frac{1}{\omega} \left[\int_{AOA}^{\alpha_M} S_A d\alpha + \int_{\alpha_M}^{RFE} S_A d\alpha \right] \quad (B-7)$$

Cette répartition du balayage est dans le cas général dissymétrique comme la montre la figure (Fig.B-1). Le cas particulier de la symétrie est obtenu en faisant glisser α_M en H alors les points MH' et G sont confondus à l'intersection des courbes S_E et S_A .

Les sections de passage entre le siège de soupape et la soupape s'établissent par les équations suivantes dont le calcul est développé en (annexe B ci dessous).

$$S_1 = \pi h \cos \alpha (D_i + h \sin \alpha \cos \alpha); \text{ pour } 0 \leq h \leq (D_e - D_i) / 2 \sin \alpha \cos \alpha$$

$$S_2 = ((D_i + D_e) / 2) \sqrt{h^2 - h \tan \alpha (D_e - D_i) + ((D_e - D_i) / 2 \cos \alpha)^2}; \text{ pour } h \geq (D_e - D_i) / 2 \sin \alpha \cos \alpha$$

Les sections temps d'admission et d'échappement sont données par les formules précédentes dans lesquelles la levée de soupape h est une fonction du temps par l'intermédiaire des degrés vilebrequin (Fig.B-2).

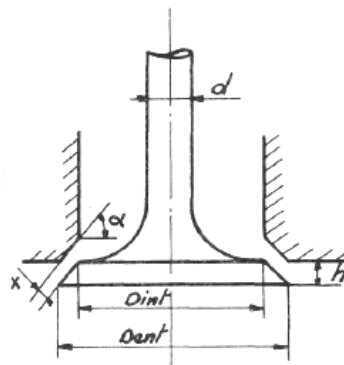


Fig.B-2: Coupe orifice- soupape [44]

Pour une levée donnée h, la section de passage est égale à la surface latérale du tronc de cône défini comme suit (voir figure (Fig.B-2)):

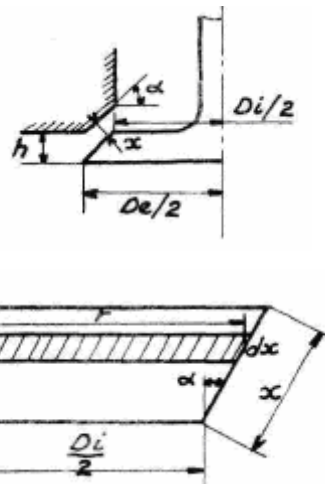


Fig.B-3: Demi coupe orifice soupape [44]

$$dS = 2\pi r dx, \text{ avec } r = \frac{D_i}{2} + x \sin \alpha, \text{ d'où: } dS = 2\pi \left(\frac{D_i}{2} + x \sin \alpha \right) dx$$

$$S = 2\pi \left(\frac{D_i}{2} x + \frac{x^2}{2} \sin \alpha \right), \text{ avec } h \cos \alpha = x$$

$$\text{On a : } S = 2\pi \left(\frac{D_i}{2} h \cos \alpha + \frac{h^2}{2} \cos^2 \alpha \sin \alpha \right)$$

Soit; $S_1 = \pi h \cos \alpha (D_i + h \sin \alpha \cos \alpha)$, valable pour $0 \leq h \leq (D_e - D_i) / 2 \sin \alpha \cos \alpha$

– **Calcul de S_1** , pour: $h = (D_e - D_i) / 2 \sin \alpha \cos \alpha$

$$S_1 = \pi \frac{D_e - D_i}{2 \sin \alpha \cos \alpha} \cos \alpha \left(D_i + \frac{D_e - D_i}{2} \right), S_1 = \frac{\pi (D_e - D_i) \cdot (D_e + D_i)}{4 \sin \alpha}$$

– **Calcul de la section de passage S_2** pour les levées: $h \geq (D_e - D_i) / 2 \sin \alpha \cos \alpha$

La section S_2 est la surface latérale du tronc de cône d'angle β et non α .

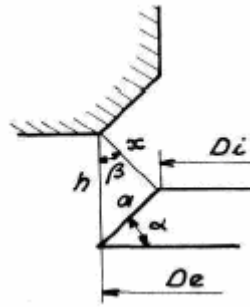


Fig.B-4: Coupe partielle orifice soupape [44]

$$S_2 = 2\pi \left(\frac{D_i}{2} x + \frac{x^2}{2} \sin \beta \right)$$

On a:

$$x \sin \beta = a \cos \alpha \quad (B-1)$$

$$h = a \sin \beta + x \cos \beta \quad (B-2)$$

$$a \cos \alpha = \frac{D_e - D_i}{2} \quad (B-3)$$

Avec (1) et (2) on détermine: $x = \sqrt{a^2 + h^2 - 2ah \sin \alpha}$

$$\text{D'après (1): } S_2 = 2\pi \left(\frac{D_i}{2} x + \frac{a \cos \alpha}{2} x \right) = \pi x (D_i + a \cos \alpha)$$

$$\text{D'après (3): } S_2 = \pi x \left(D_i + \frac{D_e - D_i}{2} \right) = \pi x \left(\frac{D_e + D_i}{2} \right)$$

$$\text{d'où: } S_2 = \frac{\pi}{2} (D_i + D_e) \sqrt{h^2 - htg \alpha (D_e - D_i) + \left(\frac{D_e - D_i}{2 \cos \alpha} \right)^2}, \text{ pour } h \geq (D_e - D_i) / 2 \sin \alpha \cos \alpha$$

– **Calcul de S_2** : pour $h = (D_e - D_i) / 2 \sin \alpha \cos \alpha$

$$S_2 = \frac{\pi}{2} (D_i + D_e) \sqrt{\left(\frac{D_e - D_i}{2 \sin \alpha \cos \alpha}\right)^2 - \frac{(D_e - D_i)^2}{2 \sin \alpha \cos \alpha} \operatorname{tg} \alpha + \left(\frac{D_e - D_i}{2 \cos \alpha}\right)^2}$$

$$S_2 = \frac{\pi}{2} (D_i + D_e) \sqrt{\left(\frac{D_e - D_i}{2 \sin \alpha \cos \alpha}\right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{D_e - D_i}{\cos \alpha}\right)^2 + \left(\frac{D_e - D_i}{2 \cos \alpha}\right)^2}$$

$$S_2 = \frac{\pi}{2} \frac{(D_i + D_e)}{\sin \alpha \cos \alpha} \sqrt{\left(\frac{D_e - D_i}{2}\right)^2 - 2 \frac{(D_e - D_i)^2}{2} \sin^2 \alpha + \left(\frac{D_e - D_i}{2}\right)^2 \sin^2 \alpha}$$

$$S_2 = \frac{\pi}{2} \frac{(D_i + D_e)}{\sin \alpha \cos \alpha} \sqrt{\left(\frac{D_e - D_i}{2}\right)^2 (1 - \sin^2 \alpha)}$$

$$S_2 = \frac{\pi}{2} \frac{(D_i + D_e)}{\sin \alpha \cos \alpha} \left(\frac{D_e - D_i}{2}\right) \cos \alpha$$

$$\text{D'où: } S_2 = \frac{\pi}{4} \frac{(D_e - D_i)(D_e + D_i)}{\sin \alpha}$$

$$\text{Ce qui est égal à } S_1 \text{ pour } h = \frac{D_e - D_i}{2 \sin \alpha \cos \alpha}$$

Annexe C

Méthode des caractéristiques

Soit le système d'équations quasi linéaires suivant:

$$a_1 \frac{\partial u}{\partial x} + b_1 \frac{\partial u}{\partial y} + c_1 \frac{\partial v}{\partial x} + d_1 \frac{\partial v}{\partial y} = f_1 \quad (C-1)$$

$$a_2 \frac{\partial u}{\partial x} + b_2 \frac{\partial u}{\partial y} + c_2 \frac{\partial v}{\partial x} + d_2 \frac{\partial v}{\partial y} = f_2 \quad (C-2)$$

telles que:

u et v : sont les variables dépendantes, fonctions de x et y ; représentent un champ de vitesse continu partout dans le plan xy. Les constantes ($a_1, a_2, b_1, b_2, c_1, c_2, d_1, d_2, f_1$ et f_2) peuvent être fonctions de x, y, u et v. A tout point donné, dans le plan xy, il y a une valeur unique de u et une valeur unique de v, en plus, les dérivées de u et v: $\partial u / \partial x, \partial u / \partial y, \partial v / \partial x, \partial v / \partial y$ sont des valeurs finies à ce point donné. Considérant un point p dans le plan xy, (voir **Fig.C-1**):

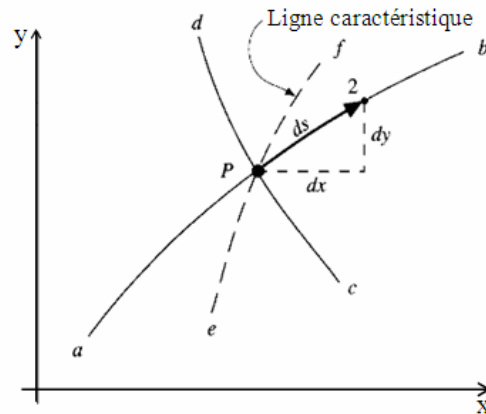


Fig.C-1: Schématisation du principe de la méthode des caractéristiques [76]

Soient les lignes (directions) passant par ce point le long des dérivées de u et v qui sont indéterminées et à travers lesquelles peuvent être discontinues. Les lignes spéciales que nous cherchons sont appelées lignes caractéristiques. Pour trouver ces lignes, rappelons que u et v sont des fonctions continues de x et y et on écrit leurs différentiels totaux.

$$du = \frac{\partial u}{\partial x} dx + \frac{\partial u}{\partial y} dy \quad (C-3)$$

$$dv = \frac{\partial v}{\partial x} dx + \frac{\partial v}{\partial y} dy \quad (C-4)$$

Les équations (C-1), (C-2), (C-3) et (C-4) constituent un système de quatre équations linéaires avec quatre inconnues: $\partial u/\partial x$, $\partial u/\partial y$, $\partial v/\partial x$ et $\partial v/\partial y$. Ces équations peuvent être écrites en forme matricielle suivante:

$$\begin{bmatrix} a_1 & b_1 & c_1 & d_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 & d_2 \\ dx & dy & 0 & 0 \\ 0 & 0 & dx & dy \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \partial u/\partial x \\ \partial u/\partial y \\ \partial v/\partial x \\ \partial v/\partial y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ du \\ dv \end{bmatrix} \quad (C-5)$$

Telle que $[A]$, représente la matrice donnée par:

$$[A] = \begin{bmatrix} a_1 & b_1 & c_1 & d_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 & d_2 \\ dx & dy & 0 & 0 \\ 0 & 0 & dx & dy \end{bmatrix} \quad (C-6)$$

Pour résoudre le système (C-5), pour l'inconnue $\partial u/\partial x$, en utilisant la règle de Cramer, on doit définir la matrice $[B]$ comme la matrice $[A]$, avec remplacement de sa première colonne par le vecteur colonne du membre de droite de l'équation (C-5):

$$[B] = \begin{bmatrix} f_1 & b_1 & c_1 & d_1 \\ f_2 & b_2 & c_2 & d_2 \\ du & dy & 0 & 0 \\ dv & 0 & dx & dy \end{bmatrix} \quad (C-7)$$

Désignant les déterminants de [A] et [B] par |A| et |B| respectivement, la règle de Cramer donne la solution pour $\partial u/\partial x$ par:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{|B|}{|A|} \quad (C-8)$$

Pour obtenir une valeur pour $\partial u/\partial x$ à partir de l'équation (C-8), on doit trouver des valeurs pour du, dv, dx et dy qui apparaissent dans les matrices [A] et [B]. Mais, que signifie ça ? A partir de la figure **Fig.C-1**, si on trace une courbe ab passant par P dans une direction arbitraire, et si on se déplace avec une distance infinitésimale (ds) à partir de P jusqu'au point 2, le long de ab telles que, les changements en x et y soient: $dx=x_2-x_p$ et $dy=y_2-y_p$, représentent les valeurs de dx et dy qui apparaissent dans les matrices [A] (éq.C-6) et [B] (éq.C-7). En plus, les valeurs de u et v au point 2 sont ensuite différentes de celles au point P. Elles sont remplacées par les quantités $du=u_2-u_p$ et $dv=v_2-v_p$. Ce sont donc les valeurs de du et dv qui apparaissent dans la matrice [B] (éq.C-7). En remplaçant ces valeurs pour dx, dy, du et dv dans les équations (C-6) et (C-7), on peut obtenir la solution pour $\partial u/\partial x$ à partir de l'équation (C-8) dans le cas limite où dx et dy tendent vers zéro. Le même scénario sera répété avec une autre courbe cd dans une autre direction, la même valeur sera trouvée pour $\partial u/\partial x$, malgré que les valeurs de dx, dy, du et dv sont différentes de cas précédent. Cependant, il y a une exception unique de ce formalisme: le cas où le déplacement à partir de P dans une direction de telle sorte que |A| dans l'équation (C-8) soit nulle. Soit la courbe ef représente telle direction donc, le dénominateur dans l'équation (C-8) est nul et le calcul de $\partial u/\partial x$ en utilisant cette direction particulière ef passant par P est impossible. Au meilleur cas, on peut dire que $\partial u/\partial x$ est indéterminé lorsqu'on utilise cette direction. Par définition, la courbe ef est appelée courbe caractéristique ou ligne caractéristique à travers le point P. Donc, si on considère tout point P dans le plan xy, cherchons les lignes ou les directions passant par ce point (si elles existent?) le long desquelles les dérivées de u et v sont indéterminées et à travers lesquelles peuvent même être discontinues. Si on prend seulement la direction de droite passant par P de telle sorte que dx et dy sont juste les valeurs de droites d'engendrer $|A|=0$ en (éq. C-8), donc on trouve les lignes recherchées, les lignes caractéristiques. On peut les trouver en mettant:

$$|A|=0 \quad (C-9)$$

Dans tous les cas, $|A|$ est le même dénominateur pour la loi de Cramer et l'éq.C-9, définie les mêmes lignes caractéristiques. Les lignes caractéristiques sont identifiables dans le plan xy tel que la courbe ef dans la figure (C-1). En plus, on doit être capable de calculer les équations de ces courbes et spécialement, les pentes de ces courbes au point P . A partir de l'éq. C-9, mettant (rappelons) les éléments de $|A|$ à partir de l'équation C-6:

$$\begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 & d_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 & d_2 \\ dx & dy & 0 & 0 \\ 0 & 0 & dx & dy \end{vmatrix} = 0$$

Par un développement de ce déterminant, on obtient:

$$(a_1c_2 - a_2c_1)(dy)^2 - (a_1d_2 - a_2d_1 + b_1c_2 - b_2c_1)dxdy + (b_1d_2 - b_2d_1)(dx)^2 = 0 \quad (C-10)$$

En divisant l'équation (C-10) par $(dx)^2$, on obtient:

$$(a_1c_2 - a_2c_1)(dy/dx)^2 - (a_1d_2 - a_2d_1 + b_1c_2 - b_2c_1)(dy/dx) + (b_1d_2 - b_2d_1) = 0 \quad (C-11)$$

L'éq.C-11 c'est une équation quadratique en (dx/dy) , la solution donne les pentes des lignes le long sur lesquelles les dérivées de u et v sont indéterminées puisque elle est obtenue en posant $|A|=0$. Ce sont les lignes caractéristiques pour le système des équations données par les équations (C-1) et (C-2). Soient:

$$\begin{aligned} a &= (a_1c_2 - a_2c_1) \\ b &= -(a_1d_2 - a_2d_1 + b_1c_2 - b_2c_1) \\ c &= (b_1d_2 - b_2d_1) \end{aligned}$$

L'équation C-11 peut être écrite sous la forme suivante:

$$a(dy/dx)^2 + b(dy/dx) + c = 0 \quad (C-12)$$

Cette équation (eq.C-12) peut être en principe intégrée pour donner $y=y(x)$, qui est l'équation de la courbe caractéristique dans le plan xy . Dans notre cas, on ne s'intéresse qu'aux pentes des caractéristiques passant par le point P . Donc, à partir de la formule quadratique:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (C-13)$$

L'équation C-13, donne la direction des lignes caractéristiques passant par un point donné dans le plan xy . Ces lignes ont des natures différentes, dépendantes de la valeur du discriminant désigné par D :

$$D = b^2 - 4ac \quad (C-14)$$

La classification mathématique du système d'équations donné par les équations (C-1) et C-2) est déterminée par la valeur de D :

1. $D > 0$: système hyperbolique (il existe deux caractéristiques réelles distinctes) ;
2. $D = 0$: système parabolique ;
3. $D < 0$: système elliptique (les lignes caractéristiques sont imaginaires).

L'origine de cette appellation: elliptique, parabolique et hyperbolique est simplement, par analogie avec le cas des sections coniques. L'équation générale pour une section conique à partir de la géométrie analytique est donnée par:

$$ax^2 + bxy + cy^2 + dx + ey + f = 0$$

Où si:

1. $b^2 - 4ac > 0$: le cône est hyperbolique ;
2. $b^2 - 4ac = 0$: le cône est parabolique ;
3. $b^2 - 4ac < 0$: le cône est elliptique.

Notons que si seulement $|A| = 0$, ensuite $\partial u / \partial x$ peut être une infinité. Cependant, la définition de la ligne caractéristique énonce que $\partial u / \partial x$ peut être indéterminée le long de la caractéristique et n'est pas infinie. Donc, pour que $\partial u / \partial x$ soit indéterminable, $|B|$ dans l'équation (C-8) doit être nulle. Par conséquent, $\partial u / \partial x$ a la forme suivante:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{|B|}{|A|} = 0 \quad (C-15)$$

C'est une forme indéterminée à partir de laquelle, on peut avoir une valeur finie. Par conséquent, à partir de (C-7):

$$|B| = \begin{vmatrix} f_1 & b_1 & c_1 & d_1 \\ f_2 & b_2 & c_2 & d_2 \\ du & dy & 0 & 0 \\ dv & 0 & dx & dy \end{vmatrix} = 0 \quad (C-16)$$

Le développement de déterminant dans l'équation (C-16) conduit à une équation différentielle ordinaire en termes de du et dv , où dx et dy qui doivent être maintenues le long de la ligne caractéristique. L'équation pour les variables dépendantes (u et v) déduite de l'équation (C-16) est appelée **équation de compatibilité**. C'est une équation donnant les variables dépendantes inconnues qui se tiennent seulement le long de la ligne caractéristique; l'avantage de cette équation est qu'elle est unidimensionnelle par rapport aux équations différentielles originales bidimensionnelles. Donc, c'est une équation différentielle ordinaire simple à résoudre (par rapport à une équation différentielle partielle) unidimensionnelle le long de la direction caractéristique. Ceci conduit à la technique de solution pour le système original d'équations [éqs. (C-1) et (C-2)].

Cette technique est appelée **méthode des caractéristiques**. En général, l'implémentation avec succès de cette méthode nécessite au moins deux directions caractéristiques passant par un point dans le plan xy , avec équations de compatibilité différentes applicables à chaque ligne caractéristique différente. Elle est utile pour la solution des équations différentielles partielles hyperboliques. Elle est aussi hautement développée pour la solution des écoulements non visqueux supersoniques, pour lequel le système des équations gouvernantes d'écoulement est hyperbolique. L'implémentation pratique de la méthode des caractéristiques nécessite l'utilisation d'un ordinateur digital à haute vitesse et en plus, peut être légitimement considéré à part de CFD [76].

Annexe D

Equations d'écoulement de fluide à travers un orifice

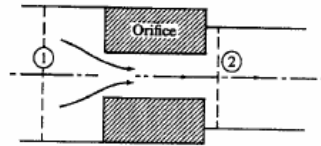


Fig.D-1: Schéma d'un écoulement de fluide à travers un orifice [11]

Considérant l'écoulement d'un liquide à travers un orifice comme le montre la figure (**Fig.D-1**), pour un écoulement idéal, l'équation de Bernoulli peut être écrite sous la forme suivante:

$$p_1 + \rho \frac{V_1^2}{2} = p_2 + \rho \frac{V_2^2}{2}$$

Pour un écoulement incompressible, l'équation de continuité donne: $V_1 \cdot A_1 = V_2 \cdot A_2$ et le débit massique idéal à travers un orifice est donné par:

$$\dot{m}_{idéal} = A_2 \left[\frac{2\rho(p_1 - p_2)}{1 - (A_2 / A_1)^2} \right]^{1/2} \quad (D-1)$$

Le débit massique réel est obtenu par l'introduction de coefficient de décharge C_D

$$\dot{m}_{idéal} = C_D \cdot A_2 \left[\frac{2\rho(p_1 - p_2)}{1 - (A_2 / A_1)^2} \right]^{1/2} \quad (D-2)$$

Le coefficient de décharge est fonction des dimensions de l'orifice, forme et rugosité de surface, débit massique d'écoulement et les propriétés de fluide (densité, tension de surface et la viscosité). L'utilisation du nombre de Reynolds de l'orifice.

$$Re_o = \frac{\rho V_2 D_2}{\mu} = \frac{V_2 D_2}{\nu}$$

Comme paramètre de corrélation pour le coefficient de décharge compte pour les effets de \dot{m} , ρ , ν et D_2 à une bonne approximation.

Considérant maintenant l'écoulement d'un gaz idéal avec chaleurs spécifiques constantes à travers le conduit montré sur la figure ci-dessous (**Fig.D-2**)

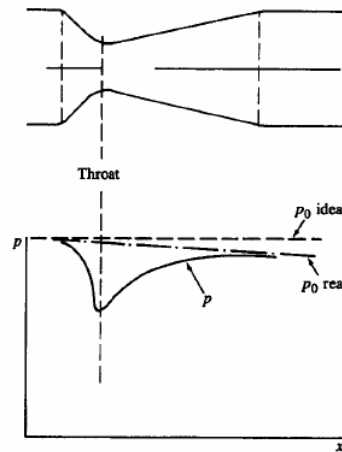


Fig.D-2: Distribution de pression pour un écoulement de gaz à travers un orifice [11]

Pour un écoulement idéal, la température et pression de stagnation T_0 et p_0 sont reliées aux conditions spécifiques aux autres emplacements dans le conduit par l'équation d'énergie d'écoulement stationnaire.

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2C_p}$$

et la relation isentropique:

$$\frac{T}{T_0} = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

En introduisant le nombre de Mach : $M=V/a$, telle que (a) est la vitesse du son donnée par ($a = \sqrt{\gamma RT}$), les équations suivantes sont obtenues:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \quad (D-3)$$

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (D-4)$$

Le débit massique d'écoulement est donné par:

$$\dot{m} = \rho AV$$

Avec la loi des gaz idéal et les relations ci-dessus pour p et T, ceci peut être réarrangé par:

$$\frac{\dot{m}_{\text{idéal}} \sqrt{\gamma RT_0}}{Ap_0} = \gamma M \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{-(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \quad (D-5)$$

Ou,

$$\frac{\dot{m}_{idéal, \sqrt{\gamma RT_0}}}{A p_0} = \gamma \left(\frac{p}{p_0} \right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \quad (D-6)$$

Pour des valeurs données de p_0 et T_0 , le débit massique maximal se produit lorsque la vitesse à la section ou aire minimale ou la gorge est égale à la vitesse du son. Cette condition est appelée écoulement critique ou étranglé. Lorsque l'écoulement est étranglé la pression à la gorge, p_r est reliée à la pression de stagnation p_0 par la relation suivante:

$$\frac{p_r}{p_0} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

Ce rapport est appelé rapport de pression critique. Pour (p_r/p_0) inférieur ou égal au rapport de pression critique,

$$\frac{\dot{m}_{idéal, \sqrt{\gamma RT_0}}}{A_r p_0} = \gamma \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \quad (D-7)$$

Le rapport de pression critique est 0,528 pour $\gamma=1,4$ et 0,546 pour $\gamma=1,3$

Pour un écoulement de gaz réel, le coefficient de décharge est introduit. Donc, pour un écoulement sous critique, le débit massique réel d'écoulement est donné en termes de conditions à la section minimale ou la gorge par:

$$\dot{m}_{réel} = \frac{C_D A_r p_0}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{p_r}{p_0} \right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_r}{p_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \quad (D-8)$$

Pour un écoulement étranglé,

$$\dot{m}_{réel} = \frac{C_D A_r p_0}{\sqrt{RT_0}} \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \quad (D-9)$$

L'équation (C8) peut être réarrangée sous la forme (C10) suivante:

$$\dot{m}_{réel} = C_D A_R [2\rho_0(p_0 - p_r)]^{1/2} \Phi \quad (D-10)$$

Telle que Φ représente la fonction d'écoulement compressible, et donnée par:

$$\Phi = \left\{ \frac{[\gamma/(\gamma-1)] [(p_r/p_0)^{2/\gamma} - (p_r/p_0)^{(\gamma+1)/\gamma}]}{1 - p_r/p_0} \right\}^{1/2} \quad (D-11)$$

La figure (**Fig.D-3**) montre la variation de Φ et $(\dot{m}/\dot{m}^*)_{idéal}$ avec (p_0-p_r) . \dot{m}^* est le débit massique d'écoulement à travers la restriction sous les conditions d'écoulement étranglé (lorsque le nombre de Mach à la gorge est unité). Pour un des débits d'écoulement inférieur à 60% de l'écoulement étranglé, les effets de compressibilité sur le débit massique d'écoulement sont inférieurs à 5%.

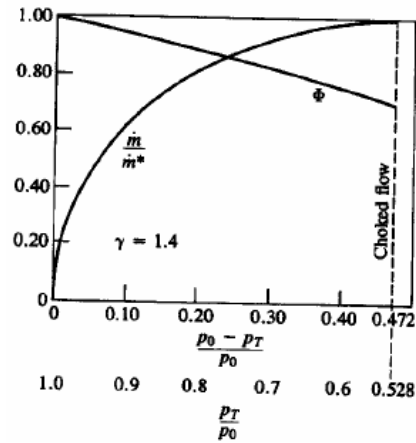


Fig.D-3: débit massique relatif d'écoulement (\dot{m}/\dot{m}^*) et la fonction d'écoulement compressible Φ (Eq.D-11) en fonction de rapport de pression de l'orifice ou de la restriction pour un gaz idéal avec $\gamma=1,4$ (à partir de [82].)

Les coefficients d'écoulement sont déterminés expérimentalement et sont fonction de la forme de passage, le nombre de Reynolds et le nombre de Mach de l'écoulement, et les propriétés de gaz. Pour un nombre de Mach à la gorge moins de 0,7 et pour des passages de formes similaires, le coefficient d'écoulement est essentiellement fonction de nombre de Reynolds seulement. Les plaques d'orifices sont fréquemment utilisées pour mesurer les débits d'écoulement [11].

Résumé

Résumé: Les écoulements dans les circuits d'admission et d'échappement des moteurs à combustion interne jouent un rôle majeur pour la détermination des différents rendements (volumétrique, de balayage et mécanique), la puissance indiquée, les performances, les émissions et en établissant le champ d'écoulement dans le cylindre. Lorsque les gaz s'écoulent transitoirement à travers ces systèmes, l'ensemble des forces de frottement et d'inertie de gaz sont présentes. L'importance relative de ces forces dépend de la vitesse du gaz et les dimensions et les formes de tels systèmes. Traditionnellement, ces écoulements sont étudiés au moyen des équations de dynamique des gaz unidimensionnelles (1D) où, le phénomène tridimensionnel de l'écoulement et la déformation des ondes de pression, la turbulence et la viscosité sont ignorés ou négligés. L'approche thermodynamique (0D) a été aussi utilisée où l'effet important d'inertie de fluide lié aux dimensions des composantes de ces circuits d'admission et d'échappement a été ignoré. Dans cette étude, la méthode de vidange remplissage, a été complètement révisée et une nouvelle méthode (Méthode Inertielle Capacitive **MIC**), basée sur la formulation thermodynamique de la méthode de vidange remplissage et sur l'équation fondamentale de la conservation de la quantité de mouvement, est développée. L'objectif est ensuite de tenir compte des effets d'inertie de fluide sur le comportement de fluide ou de l'écoulement sans utilisation du code unidimensionnel 1D (à cause du long temps de calcul). Pour cet objectif, des analyses de calcul CFD ont été élaborées afin de calculer les paramètres de calage de « la méthode inertielle capacitive » correspondant au nouveau modèle. Dans cette étude, il est apparu que les effets d'inertie ignorés de la formulation de la méthode de vidange remplissage sont les causes pour que cette dernière soit valable uniquement pour les circuits compacts d'admission et d'échappement de MCI. Pour valider le nouveau modèle, une investigation expérimentale a été réalisée sur un moteur monocylindrique à quatre temps. Le débit volumétrique du moteur est ensuite calculé avec le nouveau modèle. Le résultat est comparé à celui issu de l'expérimental et un bon accord a été obtenu.

Mots-Clés: Moteurs à Combustion Interne; systèmes d'admission et d'échappement; calcul CFD; écoulements transitoires; méthode de vidange-remplissage; simulation; effets d'inertie de fluide; modélisation; technique expérimentale; méthodes numériques.

Abstract: The flows in intake and exhaust manifolds of internal combustion engines play a major role in determining the different (volumetric, scavenging and trapping) efficiencies, indicated power, performance, emissions and establishing the flow field within the engine cylinder. When the gas flows unsteadily through these systems, both frictions, pressure and inertial forces are present. The relative importance of these forces depends on gas velocity and the size and shape of such systems. Traditionally, these flows were studied by means of the 1D gas dynamics equations where, the 3D phenomenon of the flow and the pressure wave's deformation, turbulence and viscosity were ignored or neglected. The thermodynamic (0D) approach was also used and where the important effect of fluid inertia related to the size of manifold components was ignored. In this study, the filling and emptying method, was completely revised and a new method (Inertial Capacitive Method **ICM**), based on the thermodynamic formulation of the filling and emptying method and on the fundamental equation of momentum conservation, is developed. The objective is then to take into account the fluid inertial effects on the fluid behaviour without the use of one-dimensional 1D code (due the computational times). In this objective, a computational fluid dynamics analysis is made in order to calculate the tuning parameters of the "inertial capacitive method" corresponding to the new model. In this study, it appears that the ignored inertial effects from the formulation of the filling and emptying method is the reason why this latter becomes only appropriate for the compact manifolds. To validate the new model, experimental investigation is carried out on a single-cylinder four-stroke engine. The volumetric mass flow rate of the engine is then calculated with the new model. The result is compared to the experimental one and a correct agreement is obtained.

Key words: Internal Combustion Engines; intake and exhaust systems; CFD; unsteady flows; filling and emptying method; simulation; fluid inertia effects; modelling; experimental technique; numerical methods.