

ECOLE CENTRALE DE LYON

**LABORATOIRE DE MÉCANIQUE
DES FLUIDES**

LABORATOIRE DE RECHERCHE
Associé au C. N. R. S.



36, Avenue Guy de Collongue

69130 ECULLY (FRANCE)

THÈSE

présentée devant

L'ECOLE CENTRALE DE LYON

pour obtenir

le grade de DOCTEUR - INGENIEUR

par

Alain GERBER

ECOULEMENTS INSTATIONNAIRES

A L'INTERIEUR DE MOTEURS A PISTONS

Soutenu le 23 SEPTEMBRE 1982 devant la Commission d'Examen

M. MATHIEU J. Président

MM. EYZAT P.
TRINITE M.
MARTIN M.
BIDAULT M.
CHARNAY G. } Examineurs

- REFERENCES -

- [1] CHABERT L. (1980),
Ecoulement turbulent en aval d'une culasse de moteur à combustion interne (cas permanent et isotherme).
Thèse de Docteur-Ingénieur (juillet), Lyon.
- [2] BAKER R.J., HUTCHINSON P., KHALIL F.E., WHITELAW J.H. (1974),
Measurements of three velocity components in a model furnace with and without combustion.
Fifteen Symposium on Combustion (août), Toshi Center Hall, Tokyo.
- [3] DENT J.C., DERHAM J.A. (1974),
Air motion in a four-stroke direct injection diesel engine.
I.M.E. Conference, Proc. I.M.E., vol. 188, 21/74, I.M.E Londres.
- [4] TSUGE M., KIDO H., KATO K., NOMIYAMA Y. (1974),
Decay of turbulence in a closed vessel (2nd report, time-scales of turbulence).
Bulletin of the JSME, vol. 17, n° 107 (mai).
- [5] JAMES E.H., LUCAS G.G. (1975),
Turbulent flow in spark ignition engine combustion chambers.
S.A.E. Automobile Engineering Meeting (octobre), Detroit.
- [6] DENT J.C., SALAMA N.S. (1975),
The measurement of the turbulent characteristics in an internal combustion engine cylinder.
S.A.E. Automobile Engineering Meeting (octobre), Detroit.
- [7] LANCASTER D.R. (1976),
Effects of engine variables on turbulence in a spark ignition engine.
S.A.E. Automotive Engineering Congress and Exposition (février), Detroit.
- [8] TABACZYNSKI R.J. (1976),
Turbulence and turbulent combustion in spark ignition engines.
M.I.T., Cambridge.
- [9] DALE B.W. (1977),
Laser anemometry in the context of engine research.
I.C.E. Project, Technical note (février), A.E.R.E. Harwell.

- [10] HUTCHINSON P., MORSE A., WHITELAW J.H. (1977),
Velocity measurements in motored engines for engine research.
I.C.E. Project, A.E.R.E. Harwell.
- [11] JAGADEESAN T.R., MURTHY B.S. (1977),
Study of air motion in a compression ignition engine cylinder.
S.A.E. Congress and Exposition (février), Cobo Hall, Detroit.
- [12] WITZE P.O. (1977),
Measurements of the spatial distribution and engine speed dependence of turbulent air motion in an I.C. engine.
S.A.E. Congress and Exposition (février), Cobo Hall, Detroit.
- [13] WITZE P.O. (1978),
Application of laser velocimetry to a motored internal combustion engine.
Third International Workshop on Laser Velocimetry (juillet),
Purdue University.
- [14] DYER T.M., WITZE P.O. (1978),
Laser Velocimeter measurements in a constant volume internal combustion engine simulator.
Third International Workshop on Laser Velocimetry (juillet),
Purdue University.
- [15] YEOMAN M.L. (1978),
L.D.A. applications to internal combustion engines.
Dynamic Flow Conference on Dynamic Measurements in Unsteady Flows (juillet), Marseille.
- [16] GOSMAN A.D., MELLING A., WHITELAW J.H., WATKINS P. (1978),
Axisymmetric flow in a motored reciprocating engine.
I.M.E. Conference, I.M.E. Londres.
- [17] WIGLEY G., HAWKINS M.G. (1978),
Three dimensional velocity measurements by Laser anemometry in a diesel engine cylinder under steady state inlet flows conditions.
S.A.E. Congress and Exposition (février), Cobo Hall, Detroit.
- [18] ASANUMA T., OBOKATA T. (1979),
Gas velocity measurements of a motored and firing engine by laser anemometry.
S.A.E. Congress and Exposition (février), Cobo Hall, Detroit.
- [19] BRANDL F., REVERENRIC I., CARTELLIERI N., DENT J.C. (1979),
Turbulent air flow in the combustion bowl of a D.I. Diesel Engine and its effect on engine performance.
S.A.E. Congress and Exposition (février), Cobo Hall, Detroit.
- [20] HATTORI T., GOTO K., OHIGASHI S. (1979),
Study of spark ignition in flowing lean mixtures.
I.M.E. Conference on Fuel economy and emission of lean burn engines (juin), I.M.E. Londres.

- [21] EKCHIAN A., HOULT D.P. (1979),
Flow visualisation study of the intake process of an internal combustion engine.
S.A.E. Congress and Exposition (février), Cobo Hall, Detroit.
- [22] RASK R.B. (1979),
Laser Doppler Anemometer measurements in an internal combustion engine.
S.A.E. Congress and Exposition (février), Cobo Hall, Detroit.
- [23] LUCAS G.G., BRUNT M.F., ANTON R. (1979),
The effect of squish on charge turbulence and flame propagation in an S.I. engine.
I.M.E. Conference on Fuel economy and emissions of lean burn engines (juin), I.M.E. Londres.
- [24] WAKISAKA T., HAMAMOTO Y., OHIGASHI S., HASHIMOTO M. (1979),
Measurements of air swirl and its turbulence characteristics in the cylinder of an internal combustion engine.
I.M.E. Conference on Fuel economy and emissions of lean burn engines (juin), I.M.E. Londres.
- [25] LAWTON G., RENDER M.E.J., ELMORE K.G. (1979),
Performance of a small scale turbulence generator in a rotary piston engine.
I.M.E. Conference on Fuel economy and emissions of lean burn engines (juin), I.M.E. Londres.
- [26] MATTAVI J.N., GROFF E.G., MATEKUNAS F.A. (1979),
Turbulence flame motion and combustion chamber geometry. Their interactions in a lean-combustion engine.
I.M.E. Conference on Fuel economy and emissions of lean burn engines (juin), I.M.E. Londres.
- [27] COLE J.B., SWORDS M.D. (1979),
Optical studies of the flow field in a motored E6 engine.
I.M.E. Conference on Fuel economy and emissions of lean burn engines (juin), I.M.E. Londres.
- [28] GIRGIS N.S., TIDMARSH D.H. (1979),
Modelling the effect of combustion chamber configuration on engine performance.
I.M.E. Conference on Fuel economy and emissions of lean burn engines (juin), I.M.E. Londres.
- [29] ABOU-ELLAIL M.M.M., ELKOTB M.M. (1979),
Prediction and measurement of flow and heat transfer in motored diesel engine swirl chambers.
Faculty of Engineering, Le Caire.
- [30] JOHNSTON S.C., ROBINSON C.W., RORKE W.S., SMITH J.R., WITZE P.O. (1979),
Application of Laser diagnostics to an injected engine.
S.A.E. Congress and Exposition (février), Cobo Hall, Detroit.

- [31] HOHENBERG G., HARDENBERG H. (1979),
A new method for the analysis of the air swirl in the combustion chamber of Diesel engines.
 13e congrès international des machines à combustion, Vienne.
- [32] SPROSTON J.L., WOODS W.A. (1979),
Roll-up vortex with swirl in I.C. engines.
 EUROVISC, Unsteady Turbulent Boundary Layers and Shear Flows (avril), Liverpool.
- [33] ROBERT M. (1979),
Etude de quelques sources d'erreurs dans la détermination du point mort haut des moteurs à pistons.
 Journal de Mécanique Appliquée, vol. 3, n° 1.
- [34] JOUSSERANDOT P., PANNIER R. (1980),
Influence de la forme de la tête du piston sur le mouvement des gaz à l'admission et à l'échappement, dans la chambre de combustion des moteurs.
 RENAULT, note de service n° 861/1882 (octobre).
- [35] RICARDO Consulting Engineers (1980),
Analysis of steady flows tests on inlet and exhaust ports.
 DP 80/1123 (juillet).
- [36] WITZE P.O. (1980),
A critical comparison of hot-wire anemometry and Laser Doppler Velocimetry for I.C. engines applications.
 S.A.E. Congress and Exposition (février), Cobo Hall, Detroit.
- [37] ARQUES P. (1980),
Dispersion des cycles de pression dans un moteur à allumage commandé.
 ENTROPIE n° 92, page 19.
- [38] MORSE A., WHITELAW J.H., YIANNESKIS M. (1980),
The influence of swirl on the flow characteristics of a reciprocating piston-cylinder assembly.
 ASME Winter Annual Meeting (novembre), Chicago.
- [39] WITZE P.O. (1980),
Influence of air motion variation on the performance of a direct injection stratified charge engine.
 I.M.E. Conference on Stratified Charge Engines (novembre), I.M.E. Londres.
- [40] GANY A., LARREA J., SIRIGNANO W.A. (1980),
Laser Doppler Velocimetry measurements in a motored I.C. engine simulator.
 1980 Aerospace Sciences Meeting (juin), Pasadena.
- [41] CORKILL W.J., BULLOCK K.J., WIGLEY C. (1980),
Flow and combustion measurements within a dual chamber stratified charge engine.
 I.M.E. Conference on Stratified Charge Engines (novembre), I.M.E. Londres.

- [42] BICEN A.F., VLACHOS N.S., WHITELAW J.H. (1980),
The creation and destruction of vortices in unsteady flows.
Letters in Heat and Mass Transfer, vol. 7, pp. 77-82.
- [43] RAMOS J.I., GANY A., SIRIGNANO W.A. (1981),
Study of turbulence in a motored four-stroke internal combustion engine.
AIAA Journal, vol. 19, n° 5 (mai).
- [44] WITZE P.O. (1981),
Comparisons between measurement and analysis of fluid motion in internal combustion engines.
Report for the Engine Combustion Technology Project (octobre).
- [45] RICARDO Consulting Engineers (1981),
Laser Doppler Velocimeter measurements on a motored direct injection Diesel engine.
DP 81/983 (juillet).
- [46] ARCOUMANIS C., BICEN A.F., WHITELAW J.H. (1982),
Measurements in a motored four stroke reciprocating model engine.
Journal of Fluid Engineering, vol. 104/235 (juin).
- [47] WITZE P.O. (1982),
Laser Velocimetry in engines.
Optical diagnostics in internal combustion engines, Lecture 5 (juin), Livermore, Californie.
- [48] DIWAKAR R. (1982),
Direct-injection stratified charge engine computations with improved submodels for turbulence and wall heat transfer.
S.A.E. Congress and Exposition (février), Detroit.
- [49] NAMAZIAN M., HEYWOOD J.B. (1982),
Flow in the piston-cylinder-ring crevices of a spark-ignition engine : effect on hydrocarbon emissions, efficiency and power.
S.A.E. Congress and Exposition (février), Detroit.
- [50] DURST F., MELLING A., WHITELAW J.H. (1976),
Principles and practice of Laser-Doppler Anemometry.
Academ. Press.
- [51] DURST F. (1978),
Studies of particle motion by laser Doppler techniques.
Dynamic Measurements in Unsteady Flows (septembre), I.M.S.T. Marseille.
- [52] MELINAND J.P., CHARNAY G. (1978),
Digital analysis of L.D.A. counter signals in a separated boundary layer.
Dynamic Measurements in Unsteady Flows (septembre), I.M.S.T. Marseille.

- [53] MELINAND J.P., GERBER A., CHARNAY G. (1981),
Mesure de vitesses dans un cylindre de moteur et dans le dièdre rectangulaire par anémométrie Doppler à Laser.
 I^{le} Table Ronde L.D.A., Université Paris XII, Créteil (mars).
- [54] MARIE J.L., CHARNAY G., BATAILLE J. (1982),
Investigation of turbulence in two-phase dispersed flows using laser Doppler anemometry.
 International Symposium on Applications of Laser-Doppler Anemometry to Fluid Mechanics (juillet), Lisbonne.
- [55] Proceedings of the L.D.A. Symposium (1975),
The Accuracy of Flow Measurements by Laser Doppler Methods.
 Copenhagen.
- [56] PARANTHOEN P., PETIT P. (1979),
Influence de la conduction entre le capteur et ses supports sur la mesure des fluctuations de température dans un écoulement turbulent effectuée à l'aide d'un thermomètre à résistance.
 Letters in Heat and Mass Transfer 6, pp. 311-320.
- [57] BRISON J.F., CHARNAY G., COMTE-BELLOT G. (1978),
Calcul des transferts thermiques entre film chaud et substrat par un modèle à deux dimensions : prévision de la réponse dynamique de sondes usuelles.
 Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 22, pp. 111-119.
- [58] MATHIEU J. (1959),
Contribution à l'étude aérothermique d'un jet plan évoluant en présence d'une paroi.
 Thèse de Docteur ès Sciences, Université de Grenoble.
- [59] MATHIEU J., JEANDEL D. (1975),
Prediction methods for turbulent flows.
 I.V.K. Lecture series 76.
- [60] COMTE-BELLOT G.,
Écoulements turbulents.
 Cours de D.E.A. de Mécanique, Ecole Centrale de Lyon.
- [61] HUNT J.C.R. (1982),
A review of the theory of rapidly distorted turbulent flows and its applications.
 Fluid Dynamics Transactions, vol. 9.
- [62] REYNOLDS W.C. (1982),
Turbulence modelling of in cylinder flows.
 Conference on Optical Diagnostics in Internal Combustion Engines, Lecture 10 (juin), Livermore, Californie.

- [63] DOUAUD A. (1980),
Turbulence et combustion dans les moteurs à allumage commandé.
Journées de l'A.U.M. 1980.
- [64] CHABERT L., MELINAND J.P., FEUGA L., CHARNAY G. (1979),
*Aérodynamique interne des chambres de combustion : champ
aérodynamique permanent en aval d'un conduit hélicoïdal et
d'une soupape d'admission ("Banc volute").*
Contrat Renault/Métraflu 1978-1979.

Cette étude a été réalisée au Laboratoire de Mécanique des Fluides de l'Ecole Centrale de Lyon, en relation avec la Régie Nationale des Usines Renault et les Etablissements Renault Véhicules Industriels.

J'exprime ma profonde gratitude à Monsieur le Professeur J. MATHIEU qui m'a permis d'effectuer ce travail dans son Laboratoire et qui a accepté d'être le Président de ce Jury.

Je remercie vivement Mademoiselle le Professeur G. COMTE-BELLOT, Directeur de l'U.E.R. de Mécanique de l'Université Claude Bernard - Lyon I dont l'enseignement de la turbulence m'a été fort utile.

Monsieur P. EYZAT, Directeur de Recherche à l'Institut Français du Pétrole, Monsieur M. TRINITE, Maître de Recherche au C.N.R.S. et Monsieur M. MARTIN, Professeur à l'Ecole des Mines de Nancy ont bien voulu accepter de juger ce travail et me font l'honneur de participer au Jury. Je les en remercie très sincèrement et leur exprime ma gratitude.

Je remercie également Monsieur M. BIDAULT, Ingénieur à la Direction des Affaires Scientifiques et Techniques de la Régie Renault, pour les contacts qu'il m'a facilités avec la Régie Renault et les établissements R.V.I. Je suis très honoré de sa présence au Jury de cette thèse.

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance à Monsieur G. CHARNAY, Maître de Recherche au C.N.R.S., qui est à l'initiative de ce travail et qui l'a suivi avec toujours beaucoup d'attention.

Grâce à ses vastes compétences techniques, Monsieur J.P. MELINAND a largement contribué au bon fonctionnement général des mesures : qu'il trouve ici mes sincères remerciements.

Je ne saurais oublier Mademoiselle O. PERRONNET et Mademoiselle C. BURNET qui ont amplement participé à la mise en oeuvre de ce mémoire ; qu'elles soient assurées de ma reconnaissance.

Je remercie enfin l'ensemble du Personnel du Laboratoire en particulier Messieurs A. BRERAT, F. MOREL et P. DUTHEIL, pour l'accueil et l'aide qu'ils m'ont toujours réservés.

TABLE DES MATIERES

--

CHAPITRE I

INTRODUCTION	1
--------------------	---

CHAPITRE II

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	3
-----------------------------	---

CHAPITRE III

INSTALLATIONS D'ESSAIS ET METHODES EXPERIMENTALES	11
---	----

I. BANC D'ESSAIS DES MOTEURS ALTERNATIFS	11
--	----

I.1. Description générale du banc	11
---	----

I.2. Description des moteurs monocylindres	12
--	----

I.3. Modifications apportées aux monocylindres	12
--	----

II. DETECTION DES GRANDEURS PHYSIQUES	13
---	----

II.1. Anémométrie Laser à effet Doppler Différentiel.....	13
---	----

II.2. Utilisation d'un fil chaud	15
--	----

III. TRAITEMENTS DES SIGNAUX DE MESURE	16
--	----

III.1. Périodicité mécanique du moteur à piston	16
---	----

III.2. Repérages angulaires utilisés	17
--	----

III.3. Définition des moyennes statistiques d'ensemble	17
--	----

IV. DISCUSSIONS DES METHODES EXPERIMENTALES DANS LE CAS DE MOTEURS	
--	--

A PISTONS.....	18
----------------	----

IV.1. Anémométrie Laser à effet Doppler	18
---	----

IV.2. Mesures au fil chaud à température constante	19
--	----

IV.3. Comparaison des anémométries Laser et fil chaud dans leur application aux moteurs à pistons	20
--	----

CHAPITRE IV

STRUCTURE DES ECOULEMENTS INTERNES	21
I. INTRODUCTION	21
II. EVOLUTION TEMPORELLE DES ECOULEMENTS	22
II.1. Les écoulements moyens	22
a) Mesures dans le cylindre	22
b) Mesures dans la chambre de combustion	23
II.2. Champ des fluctuations de vitesse	24
a) Mesures dans le cylindre	24
b) Mesures dans la chambre	25
III. INHOMOGENEITES SPATIALES	26
III.1. Inhomogénéités dans le cylindre	26
III.2. Inhomogénéités dans la chambre de combustion	27
IV. INFLUENCE DE LA VITESSE DE ROTATION DU MOTEUR	27
IV.1. Ecoulements moyens	27
IV.2. Vitesses fluctuantes	29
V. CONCLUSIONS	29

CHAPITRE V

CARACTERISATION DES INSTATIONNARITES	31
I. CARACTERISATION DE L'INSTATIONNARITE CYCLE A CYCLE A L'AIDE DE MOYENNES TEMPORELLES	31
I.1. Moyennes temporelles effectuées à partir des mesures obtenues au Laser	32
I.2. Moyennes temporelles effectuées à partir des mesures obtenues au fil chaud	32
I.3. Caractéristiques de l'instationnarité cycle à cycle.....	33

II. CARACTERISATION DES INSTATIONNARITES A PETITES ECHELLES - TURBULENCE	35
II.1. <i>Corrélations temporelles</i>	35
a) <i>Rappels : cas de l'écoulement stationnaire</i>	36
b) <i>Cas de l'écoulement instationnaire propre au moteur</i>	36
II.2. <i>Echelles intégrales de temps de la turbulence</i>	36
II.3. <i>Echelles intégrales de longueur de la turbulence</i>	39

CHAPITRE VI

COMPARAISONS D'ÉCOULEMENTS STATIONNAIRES ET INSTATIONNAIRES ...	41
I. DISPOSITIF DE MESURE	41
II. RESULTATS DE MESURES AU BANC MOTEUR RVI 120 - 145	42
II.1. <i>Evolutions temporelles</i>	42
II.2. <i>Evolutions spatiales</i>	42
II.3. <i>Comportement particulier de l'écoulement moyen à la compression</i>	43
III. COMPARAISONS DE L'ÉCOULEMENT STATIONNAIRE (BANC VOLUTE) ET DE L'ÉCOULEMENT INSTATIONNAIRE (BANC MOTEUR)	44
III.1. <i>Comparaisons des profils de vitesses moyennes</i>	44
III.2. <i>Comparaisons des profils des écarts - types</i>	45

CHAPITRE VII

CONCLUSIONS.....	46
------------------	----

NOTATIONS

a	facteur de calibration (anémométrie laser)
D	diamètre du cylindre
E	indice de moyenne d'ensemble
f ()	fonction
f _D	Fréquence Doppler
I	Intensité de fluctuation
i	numéro de cycle
L	échelle intégrale de longueur
l	entraxe de bielle
L _s	levée de soupape
N	vitesse de rotation du moteur
n	nombre de cycles
R	corrélation temporelle
r	rayon de vilebrequin
T	indice de moyenne temporelle
t	temps
U	composante axiale de la vitesse
u	fluctuation de vitesse axiale
V	composante radiale de la vitesse
v	fluctuation de vitesse radiale
V _p	vitesse du piston
W	composante tangentielle de la vitesse
w	fluctuation de vitesse tangentielle
—	opérateur moyenne
'	opérateur écart-type

\wedge	opérateur de fluctuation cycle à cycle
x	direction axiale
y	direction radiale
z	direction tangentielle
α	} angle moteur
β	
$\Delta\alpha$	intervalle angulaire
ϵ	taux de compression
λ	longueur d'onde
\emptyset	diamètre
θ	angle entre deux rayons
θ_T	échelle intégrale de temps
ω	vitesse angulaire

A B R E V I A T I O N S

A.O.A.	Avance Ouverture Admission
A.O.E.	Avance Ouverture Echappement
P.M.B.	Point Mort Bas
P.M.H.	Point Mort Haut
R.F.A.	Retard Fermeture Admission
R.F.E.	Retard Fermeture Echappement
R.V.I.	Renault Véhicules Industriels

CHAPITRE I

-

INTRODUCTION

-

La caractérisation complète des écoulements à l'intérieur des chambres de combustion de moteurs alternatifs à pistons apparaît comme un travail à moyen terme étant donné la complexité extrême du problème. En effet, à l'intérieur du cylindre, il faut prendre en compte la tridimensionnalité, la compressibilité et l'instationnarité des champs aérodynamiques. Une approche sans lacune doit envisager un milieu diphasique et le phénomène de combustion.

Aussi, la démarche adoptée consiste en une approche par étapes successives. Notre but est de connaître expérimentalement les écoulements dans les cylindres et les chambres de combustion de moteurs à pistons mais sans combustion. Le mouvement résulte donc d'un entraînement extérieur. En fait, il s'agit du prolongement d'une étude conduite en régime permanent et fluide incompressible visant à simuler la phase d'admission du cycle moteur [1].

A échéance, une contribution à la réduction des consommations en carburant et des diverses pollutions doit être apportée. A l'heure actuelle, des moyens expérimentaux bien adaptés au problème telle l'anémométrie laser permettent d'envisager raisonnablement notre sujet. Par ailleurs, les développements des méthodes numériques de prédiction vers des situations tridimensionnelles accompagnent naturellement ces expériences.

D'un point de vue global, des géométries de moteurs identiques à celles existant dans les fabrications de série industrielle, donc non

élémentaires, sont considérées. Néanmoins, des aspects fondamentaux sont aisément accessibles avec l'installation expérimentale, tout particulièrement dotée de conditions aux limites non permanentes.

Après une étude bibliographique (chap. II) et la présentation de l'installation d'essais (chap. III), la structure de l'aérodynamique interne (chap. IV) et les divers effets instationnaires (chap. V) sont analysés sur un moteur à allumage commandé. Enfin, une comparaison entre écoulements stationnaire et instationnaire est réalisée pour une géométrie de moteur Diesel (chap. VI).

0 736 2 CULLY 33
LONDON 033 27 00

CHAPITRE II

-

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

-

Dans ce chapitre, seules les études expérimentales traitant de l'aérodynamique interne dans les moteurs alternatifs font l'objet d'une analyse. Au niveau de la présentation, nous avons choisi d'utiliser des tableaux et un ordre chronologique, les premières publications datant de 1974. Les montages expérimentaux, les méthodes de mesures et les principaux résultats sont rassemblés sous une forme condensée.

Des analyses thématiques ont déjà été données antérieurement [8,44]. Pour l'essentiel, la classification introduite distingue les études effectives sur les moteurs et les travaux sur des configurations très simplifiées. Dans le premier cas, les influences des géométries d'admission [13,19,22,25,34,37,40], de la forme et des dimensions de chambre [6,18,23,24,26,28], du taux de compression [5,6,7], de la combustion [2,8,14,18,23,26] et du régime moteur [6,19,23,24,28,30,45] sont discutées. Les autres études traitent, par exemple, de l'analogie hydraulique [21,34], des transferts thermiques [31,48], des différents imbrulés [32,49] et de la détermination du Point Mort Haut [33].

Au niveau des méthodes de mesure, l'importance de l'anémométrie à fil chaud s'est réduite au profit de l'anémométrie laser et de la cinématographie rapide.

Globalement, il apparaît que les points de mesure dans les chambres de combustion sont en général en petit nombre (une dizaine environ). Les moteurs testés sont le plus souvent des machines expérimentales conçues pour le bon accès des appareils de mesure et rares sont les essais sur moteurs de série sans modification des géométries.

- BIBLIOGRAPHIE de 1974 à 1977 -

Auteurs	Références	Montages expérimentaux	Alésage x Course (mm) Taux de compression Régimes utilisés (tr/mn)	Dispositifs de mesures	Mesures et résultats
BAKER, HUTCHINSON, KHALIL, WHITELAW	2	. Simulation station- naire de l'admission. . Configuration axisy- métrique. . Possibilité de swirl à l'entrée.	. 300 x / . / . /	Laser + analyseurs de fréquences.	. Comparaison d'écou- lements avec et sans combustion. . Mise en évidence de zones de recir- culation.
DENT, DERHAM	3	. Moteur Diesel à in- jection directe.	. 101,6 x 104,8. . 16 : 1. . 500, 1 000 et 1 500.	Fil chaud platine 30 % Iridium.	. Etude du "swirl" et du "squish" à l'admission et à la compression.
TSUGE, KIDO, KATO, NOMIYAMA	4	. Simulation instation- naire de l'admission. . Piston percé créant de la turbulence.	. 50, 100, 150 mm. . / . Vitesse piston : 1,4 + 5,3 m/s.	Fil chaud. ∅ 5 µm, l/d = 200.	. Mesure de la dé- croissance de la turbulence provo- quée par le mouve- ment du piston.
JAMES, LUCAS	5	. Moteur PETER W1 1 cylindre. . Plusieurs configura- tions de chambres : 4 à effet de squish, 1 cylindrique.	. 85 x 82,5. . Squish : 3,9 : 1 ; 5,29 : 1 ; 6,49 : 1 et 8,88 : 1. Cylindrique : 5,21 : 1 . 700, 950, 1 200, 1 450	Fil chaud ∅ 10 µm, platine 10 % Rhodium l/d = 220.	. Influence des di- verses configura- tions de chambre sur l'écoulement en 5 points de la chambre. . Fréquences de tur- bulence en général < 700 Hz.
DENT, SALAMA	6	. 2 moteurs : 1) Chambre en coin, à effet de squish. 2) Chambre cylindri- que, dans le pis- ton.	. 1) 104 x 90. 2) 93,7 x 72,4. . 1) 9 : 1. 2) 8,9 : 1. . 1) 1 000, 1 200, 1 500 2) 1 000, 2 000, 3 500	Fil chaud.	. Rappels de turbu- lence. . Premières mesures de turbulence dans un moteur réel, analyse d'échelles.
LANCASTER	7	. Moteur WAUKESKA CFR.	. 82,5 x 114,3. . Variable. . 1 000, 1 500, 2 000.	Fil chaud ∅ 10 µm platine. 10 % Rhodium. l/d = 200.	. Mesures de vitesses : en 3 points. . Introduction d'une analyse instation- naire. . Influence des para- mètres de fonction- nement sur la tur- bulence.
TABACZYNSKI	8	/	. / . / . /	/	. Turbulence et com- bustion turbulente dans les moteurs : analyse bibliogra- phique d'avant 1976.

- BIBLIOGRAPHIE DE 1977 -

Auteurs	Références	Montages expérimentaux	Alésage x Course (mm) Taux de compression Régimes utilisés (tr/mn)	Dispositifs de mesures	Mesures et résultats
DALE	9	/	/	/	Application de l'anémométrie laser à effet Doppler aux moteurs à combustion interne.
HUTCHINSON	10	2 montages : 1) Moteur PETER PJ1, Diesel, 1 cylindre. 1 hublot à la place de l'injecteur. 2) Montage en plexiglas, soupape centrale.	1) ? x ? 2) 75 x 60. ? 1) 450 et 550. 2) 200.	Laser + compteur.	Essais de mesures par anémométrie laser. Comparaison expérimentale avec calculs.
JAGADEESAN, MURTHY	11	Moteur Diesel à injection directe. 1 cylindre.	80 x 110. 12 : 1. 800 → 1 500.	Fil chaud Ø 10 µm, platine. 20 % Iridium λ/d = 200.	Mesures du vecteur vitesse dans 2 plans. Influence de la vitesse de rotation, du masque des soupapes et du taux de compression.
WITZE	12	Moteur WISCONSIN 1 cylindre culasse en L	76,2 x 82,6. 7,25 : 1. 500 → 2 500.	Fil chaud Ø 6,3 µm platine Iridium, λ/d = 238.	Mesures de l'écoulement en 12 points du cylindre et de la chambre. Mise en évidence de la turbulence, échelles. Influence de la vitesse de rotation.

- BIBLIOGRAPHIE DE 1978 -

Auteurs	Références	Montages expérimentaux	Alésage x Course (mm) Taux de compression Régimes utilisés (tr/mn)	Dispositifs de mesures	Mesures et résultats
WITZE	13	Moteur WISCONSIN, 1 cylindre. Culasse en forme de L. 1 hublot dans la culasse.	76,2 x 82,6. 5,1 : 1. 600.	Laser + compteur. Fil chaud Ø 6,3 µm platine, iridium, $l/d = 238$. Cinéma rapide (5 000 images/s).	Mesure en 1 point de la vitesse tangentielle. Discussion sur les différentes anémométries. Anémométrie laser à effet Doppler applicable aux moteurs à combustion interne.
DYER, WITZE	14	Simulation de la chambre de combustion : propagation d'une flamme dans une bombe.	/	Laser + compteur. Caméra rapide (ambroscopie).	Ecoulements sans et avec combustion comparés (laser). Evolution temporelle de la flamme (caméra).
YEOMAN	15	/	/	/	Application de l'anémométrie laser à effet Doppler aux moteurs à combustion interne. Métrologie.
GOSMAN, MELLING, WHITELAW, WATKINS	16	Moteur ? Configuration axisymétrique. Orifice ou conduit d'admission toujours ouvert. Admission et échappement seulement.	75 x 60. 3 : 1. 10 et 200.	Laser + compteur.	Confrontation avec calcul théorique (différences finies). Structure des écoulements dans les 2 phases.
WIGLEY et HAWKINS	17	Simulation stationnaire de l'écoulement à l'admission. 2 culasses testées. Levée de soupape fixe (7,5 mm).	? / /	Laser + analyseur de fréquences.	Champ tridimensionnel complètement mesuré. Comparaison des 2 culasses.

- BIBLIOGRAPHIE DE 1979 -

Auteurs	Références	Montages expérimentaux	Alésage x course (mm) Taux de compression Régimes utilisés (tr/mn)	Dispositifs de mesures	Mesures et résultats
ASANUMA et OBOKATA	18	Moteur à allumage commandé refroidi par air, 1 cylindre. Soupapes sur le côté. Chambre à squish ou auxiliaire. 2 hublots diamétralement opposés, dans le cylindre.	72 x 59. Squish : 2,8 : 1, auxiliaire : 4,3 : 1, ou 4,7 : 1. 209, 217 et 500.	Laser + suiveur de fréquences.	Comparaison des écoulements dans les 2 types de chambres. Comparaison des modes entraînés et en combustion. Recherche sur le meilleur ensemble pour les mesures laser.
BRANDL, REVERENRIC, CARTELLIERI, DENT	19	Moteur Diesel à injection directe AVL type 520, 1 cylindre. Conduit d'admission hélicofdal ou tangentiel.	120 x 120. 18 : 1. 1 100, 1 700, 2 400.	Fil chaud, sonde à 2 fils à 100° l'un de l'autre.	Comparaison des écoulements dans la cavité du piston induits par les 2 types de conduit d'admission. Corrélation des mesures d'aérodynamique avec des essais moteurs.
HATTORI GOTO OHIGASHI	20	Simulation : soufflerie. Equipement pour allumage d'une flamme.	/	Visualisation Schlieren	Influence des paramètres, en particulier de la vitesse de l'air sur l'allumage par bougie.
EKCHIAN, HOULT	21	Simulation de moteur. Configuration axisymétrique. Fluide = eau. Phase d'admission.	81 x (60 à 110). 345, 750, 1 500, 2 500.	Appareil photographique rapide (40 à 1 000 images/seconde).	Etude de la stabilité des tourbillons à l'admission en fonction des paramètres géométriques. Critères de stabilité.
RASK	22	Moteur ONAN, à 2 cylindres opposés. Culasse en forme de L. 1 hublot dans la culasse.	90,5 x 76,2. 7 : 1. 270, 400 et 800.	Laser + compteur.	Mesure de la vitesse tangentielle selon 2 diamètres. Mise en évidence de variations cycle à cycle. Comparaison de mesures en mode entraîné et en combustion.
LUCAS, BRUNT, ANTON	23	2 moteurs ? à allumage commandé, 1 cylindre. 4 configurations possibles de "squish".	1) 110 x 80. 2) 70 x 70. 1) 8,5 : 1. 2) 8 : 1. 1) et 2) : 750, 1 000 et 1 500.	Fil chaud $\phi 10 \mu\text{m}$, platine, 10% rhodium, l/d=200 sondes de ionisation	Influence des divers effets de "squish" sur les écoulements turbulents. Corrélations des essais aérodynamiques et en combustion.

Auteurs	Références	Montages expérimentaux	Alésage x Course (mm) Taux de compression Régimes utilisés (tr/mn)	Dispositifs de mesures	Mesures et résultats
WAKISAKA, HAMAMOTO, OHIGASHI, HASHIMOTO	24	Moteur à allumage commandé, 1 cylindre. 1 hublot dans le piston.	125 x 110. ? 600, 900, 1 200.	Fil chaud \varnothing 5 μ m, tungstène. $\lambda/d = 240$. Appareil photo.	Mesures ponctuelles de vitesses combinées avec photographies de l'écoulement. Influence des paramètres géométriques sur la turbulence.
LAWTON, ELMORE, NUNDEK	25	Moteur WANKEL NSU rotatif, 1 rotor. 1 générateur de turbulence dans le conduit d'admission.	/ / 3 000 - 4 000.	Fil chaud.	Influence du générateur de turbulence sur le fonctionnement du moteur. Observation de dispersions cycle à cycle.
MATTAVI, GROFF, MATEKUNAS	26	Moteur transparent dessiné par BOWDITCH. 2 formes de chambres 1) à effet de squish 2) ouverte.	92,1 x 76,2. 6,85 : 1. 1 200, 1 600, 2 000.	Cinéma rapide. Fil chaud.	Corrélation entre mesures en mode entraîné et visualisation de la propagation de la flamme. Comparaison des culasses.
COLE, SWORDS	27	Moteur RICARDO E6 à allumage commandé. 4 hublots dans le cylindre.	? x ? 7 : 1. 400, 800 et 1 200.	Laser (corrélation de photons).	Champ des vitesses à 9 mm en-dessus du plan de culasse. Influence de la vitesse de rotation sur les écoulements. Etude de la turbulence à la compression.
GIRGIS, TIDMARSH	28	Moteur CHRYSLER : 4 cylindres (2 entraînent les 2 autres). 2 chambres de combustion possibles.	? x ? 8,6 : 1. 1 000, 1 250, 1 500, 2 000, 2 250 et 3 000.	Fil chaud.	Comparaison des 2 chambres de combustion. Importance de la turbulence. 1 modèle de prédiction proposé.
ABOU-ELLAIL ELKOTB	29	Moteur Diesel à 2 cylindres (1 cylindre entraîne l'autre). Chambre = sphère. Admission tangentielle.	? x ? 17 : 1. 1 500.	Fil chaud. Caméra rapide.	Confrontation des mesures expérimentales avec code de calcul (différences finies).
JOHNSTON, ROBINSON, RORKE, SMITH, WITZE	30	Moteur WISCONSIN 1 cylindre, culasse en forme de L. 1 hublot dans la culasse.	76 x 83. 5,7 : 1. 460, 690, 920.	Laser (Doppler + Raman). Caméra rapide.	Description des diverses possibilités de mesures à l'intérieur du cylindre.
HOHENBERG, HARDENBERG	31	Simulation stationnaire.	125 x / / /	Thermocouples.	Evaluation des écoulements moyens par des estimations thermiques.
SPROSTON, WOODS	32	Simulation hydraulique.	63,4 x 178,2. / /	Visualisation.	Etude de la formation de tourbillons à la paroi par le piston : application à l'évacuation des gaz brûlés.
ROBERT	33	1) Moteur Diesel 6 cylindres. 2) Moteur IFP Renault.	1) ? x ? ? 1 500 tr/mn. 2) ? x ? 12 : 1. ?		Métrologie, essentiellement pour la détermination du P.M.H.

- BIBLIOGRAPHIE DE 1980 -

Auteurs	Références	Montages expérimentaux	Alésage x Course (mm) Taux de compression Régimes utilisés (tr/mn)	Dispositifs de mesures	Mesures et résultats
JOUSSERANDOT PANNIER	34	Simulation de moteur. Cylindre en plexiglas. Fluide = eau.	Maquette 2D : largeur piston 196 mm. Compression simulée par augmentation de niveau d'eau. 3 000 tr/mn.	Visualisation photo- graphique (filets fluides colorés).	Analyse des visuali- sations pour 8 formes de pistons différents.
RICARDO	35	Simulation stationnaire. Cylindre transparent. Fluide = air.	150 mm x / / /	"Vane swirlmeter" "impulse swirlmeter".	Mesure du "swirl", comparaison des appareils de me- sures. Calcul des besoins en air d'un moteur.
WITZE	36	Moteur WISCONSIN à charge stratifiée et à injection directe. 1 cylindre, culasse en forme de L. 1 hublot dans la cu- lasse.	76,2 x 82,6. 5,1 : 1. 600 tr/mn.	Laser + compteur. Fil chaud, ϕ 6,3 μ m platine, 20 % iri- dium, $\lambda/d = 238$.	Comparaison de me- sures au laser et au fil chaud. Discussion des di- verses corrections appliquées au fil chaud.
ARQUES	37	Moteur Kouchoul, 2 cylindres réunis par un orifice de transfert. Mouvements des pis- tons décalés de 25 degrés.	? x ? 1er cylindre : 50 : 1 2me cylindre : 8 : 1. 300 à 1 200.	2 fils chaud, froid.	Détermination de vitesses et d'é- changes de chaleur dans l'orifice, et influence sur va- riations de pres- sion. Application aux dispersions des cycles.
MORSE, WHITELAW, YIANNESKIS	38	Simulation de moteur cylindre en plexiglas. Configuration axisy- métrique, soupape fixe.	75 x 60. 2 : 1. 200.	Laser + compteur.	Mesures des 3 com- posantes de vi- tesse dans tout le cylindre. 2 formes de volu- tes testées. Comparaison avec des calculs
WITZE	39	Moteur WISCONSIN à charge stratifiée à injection directe, 1 cylindre, culasse en forme de L. 1 hublot dans la culasse.	76,2 x 82,6. 5,4 : 1. 1 200.	Laser + compteur.	Influence de l'orien- tation d'un masque de soupape sur les vitesses de rotation d'écoulement et sur les niveaux de turbu- lence.
GANY, LARREA, SIRIGNANO	40	Simulation de moteur cylindre en plexiglas. Configuration axisy- métrique.	76,7 x 76,2. 7 : 1. 31,25.	Laser + suiveur de fré- quences.	Vitesses axiales et tangentielles dans tout le cylindre, sans soupape, avec soupape fixe et avec soupape en mouvement.
CORCKILL, BULLOCK, WIGLEY	41	Moteur à charge stra- tifiée à deux cham- bres. 1 hublot dans culasse	? x ? ? 2 000 tr/mn.	Laser + analyseur en fréquences. Fil chaud ϕ 10 μ m, Platine. 10 % Rhodium $\lambda/d = 225 - 250$.	Vitesses radiales et tangentielles dans une section. Comparaison des résultats laser et fil chaud. Corrélations avec des essais en com- bustion.
BICEN, VLACHOS, WHITELAW	42	Simulation instation- naire : moteur trans- parent en plexiglas. Orifice d'admission centré imposant un	75 x 60. 2 : 1. 200.	Laser.	Obtention des profils de vitesses moyennes dans 9 sections.

- BIBLIOGRAPHIE DE 1981 -

Auteurs	Références	Montages expérimentaux	Alésage x Course (mm) Taux de compression Régimes utilisés (tr/mn)	Dispositifs de mesures	Mesures et résultats
RAMOS, GANY et SIRIGNANO	43	Simulation de moteur cylindre en plexiglas Soupape axisymétrique.	76,7 x 76,2. 7 : 1. 31,25.	Laser + suiveur de fréquences.	Vitesses axiales et tangentielles dans tout le cy- lindre avec et sans mouvement de soupape. Comparaison avec calcul théorique.
WITZE	44	/	/	/	Confrontation d'ex- périences antérieures avec des codes de calcul.
RICARDO	45	Moteur E16 Diesel à injection directe. 1 hublot dans cu- lasse.	120,65 x 139,7. 16,3 : 1. 960, 1 440 et 2 400.	Laser + suiveur de fréquences.	Description de l'é- coulement dans la cavité du piston.

- BIBLIOGRAPHIE DE 1982 -

Auteurs	Références	Montages expérimentaux	Alésage x Course (mm) Taux de compression Régimes utilisés (tr/mn)	Dispositifs de mesures	Mesures et résultats
ARCOMANIS, BICEN, WHITELAW	46	Montage expérimental transparent en plexi- glas. Soupape axisymétri- que utile à l'admis- sion et l'échappement. Piston plat ou avec chambre.	75 x 94. 3,5 : 1. 200.	Laser + compteur de fréquences.	Description de l'écoulement sui- vant la forme du piston. Analyse selon les différentes phases.
WITZE	47	/	/	/	Conférence sur les méthodes optiques applicables aux mo- teurs à combustion interne.
DIWAKAR	48	/	/	/	Calculs comparés avec des travaux antérieurs Etude de transferts thermiques.
NAMAZIAN, HEYWOOD	49	Simulation de moteur, piston carré.	82,6 x 114,3. 4,8 : 1. 5,2 : 2.	Caméra rapide.	Etude des écoulements près des segments. Effet sur les imbru- lés.

CHAPITRE III

-

INSTALLATION D'ESSAIS ET METHODES EXPERIMENTALES

-

I. BANC D'ESSAIS DES MOTEURS ALTERNATIFS

L'installation employée s'apparente à un "banc moteur" classiquement utilisé dans les industries automobiles. Pour l'essentiel, elle est constituée du moteur à piston de l'essai et d'une machine électrique destinée à l'entraînement. Tout l'équipement est conçu pour les mesures à l'intérieur du cylindre, les relevés de performances et de consommation n'étant pas envisagés.

I.1. DESCRIPTION GENERALE DU BANC (fig. 1)

Un moteur alternatif comportant un seul cylindre est particulièrement adapté à notre étude à cause d'une bonne accessibilité générale. Cette configuration a l'avantage pratique d'être souvent employée pour des essais industriels. Aussi, deux moteurs monocylindres décrits au paragraphe I.2 ont été successivement testés.

Pour nos essais, la machine électrique CEM, d'une puissance maximale 130 kW et d'un couple 420 mN, entraîne le moteur à piston. La possibilité inverse est prévue avec une fonction génératrice de courant. La transmission s'effectue au moyen d'une courroie crantée avec une démultiplication possible de deux et un coefficient de sécurité de 2,1.

Afin d'atténuer les vibrations, l'ensemble du matériel repose sur une table rainurée liée à un socle en béton armé et isolée du sol par des amortisseurs. Avec une masse totale supérieure à 10 tonnes, la fréquence propre est voisine de 3 Hz.

I.2. DESCRIPTION DES MOTEURS MONOCYLINDRES

L'instantanéité des écoulements gazeux dans le cylindre (chapitres IV et V) est étudiée sur un moteur à essence équipant une voiture de série. A titre complémentaire, une confrontation entre des essais sur moteur et des résultats en régime permanent utilise une géométrie de moteur Diesel conçue pour les véhicules industriels.

Le moteur à essence et à allumage commandé est un monocylindre (fig. 2a) d'alésage 77 mm, de course 84 mm, utilisé en quatre cylindres sur la voiture Renault 16 TS. Il se caractérise par des conduits d'admission et d'échappement quasi rectilignes, par une chambre de combustion de forme hémisphérique disposée dans la culasse et par un piston plat. Les schémas des tubulures d'admission et d'échappement sont précisés par la figure 2b.

De taille beaucoup plus importante (alésage 120 mm, course 145 mm), le monocylindre Diesel fabriqué par Renault Véhicules Industriels présente une culasse plate et une chambre de combustion incluse dans le piston (fig. 3). Le taux volumétrique s'établit à environ 17.

Une pompe interne ou un circuit externe d'huile, avec réglage de la pression et du débit, assure la lubrification. De même, une pompe et un échangeur extérieurs refroidissent le moteur.

I.3. MODIFICATIONS APPORTEES AUX MONOCYLINDRES

Accéder optiquement à l'intérieur des cylindres nécessite l'implantation de hublots transparents en quartz. Leurs dimensions maximales (\varnothing 14 et 20 mm) sont limitées par des seuils de résistance mécanique. Les figures 2 et 3 indiquent les implantations de ces hublots le long du cylindre et plus particulièrement au voisinage du plan de culasse.

Le montage de ces hublots s'est avéré délicat, outre les problèmes de résistance mécanique du quartz sollicité par la pression

dans le cylindre, il faut assurer l'étanchéité de l'eau de refroidissement. Le compromis pour l'effort de serrage a été obtenu empiriquement.

II. DETECTION DES GRANDEURS PHYSIQUES

La caractérisation expérimentale de l'aérodynamique interne des moteurs à pistons est obtenue essentiellement avec un anémomètre laser à effet Doppler différentiel. Toutefois, à titre complémentaire, pour le moteur de voiture, des mesures ont été effectuées à l'aide de l'anémométrie à fil chaud, cette sonde étant installée à l'emplacement soit de la bougie, soit du capteur de pression.

II.1. ANEMOMETRE LASER A EFFET DOPPLER DIFFERENTIEL (fig. 4)

Cette technique a fait l'objet de nombreuses présentations [50,51,52,53,54,55]. Pratiquement, le volume de mesure, situé à l'intersection de deux rayons de lumière cohérente générés par un même laser, est constitué de franges d'interférences. Une particule solide, portée par le fluide à la vitesse U et traversant le volume de mesure, émet une lumière modulée à la fréquence Doppler f_D telle que

$$U = a \times f_D$$

avec

- U = composante de la vitesse, perpendiculaire à la bissectrice intérieure des deux rayons laser dans le plan des rayons.
- $a = \lambda / 2 \sin(\theta/2)$ = facteur de calibration, valeur constante pour une longueur d'onde λ et un angle θ constants.
- $\lambda = 514,5 \cdot 10^{-9}$ m longueur d'onde du laser Argon.
- θ = angle entre les deux rayons incidents.

Un compteur calcule les fréquences Doppler et effectue la conversion en vitesse par la relation précédente, après avoir validé les signaux reçus (méthode des 5 et 8 périodes) par rapport au bruit de fond.

La chaîne anémométrique laser comprend les éléments suivants :

- . la source lumineuse monochromatique cohérente générée par un laser Spectra-Physics à Argon (raie verte de longueur d'onde $\lambda = 514,5 \cdot 10^{-9}$ m de puissance 2,5 W);
- . l'ensemble optique DISA 55 X de séparation en deux rayons du faisceau initial et de focalisation au point de mesure ;
- . la cellule de Bragg DISA 55 N 10, permettant la détection des vitesses voisines de zéro avec leurs signes, par décalage en fréquence d'un des rayons incidents ;
- . le photomultiplicateur captant les signaux lumineux émis, et les transformant en signaux électriques ;
- . le compteur DISA 55 L 90 chargé de traiter l'information issue du photomultiplicateur et fournissant la fréquence du signal Doppler ;
- . l'ordinateur HP 1000 de stockage et de traitement des données de l'acquisition.
- . la mémoire rapide METRIX de stockage à 2 MHz sur 2 kmots.

L'ensemencement en particules est possible de deux façons différentes. Du dioxyde-phthalate (Do.P.), par barbotage sous faible pression d'air, permet d'obtenir des particules liquides d'un diamètre compris entre 1 et 5 μ m. L'utilisation d'un nébuliseur médical rend les mêmes services, avec une moindre pollution, car le liquide employé est alors de l'eau.

Deux appareils supplémentaires mesurent simultanément la position angulaire du vilebrequin et la pression des gaz à l'intérieur du cylindre. La première information est délivrée par un codeur optique de position (marque GRAY, modèle CO 77 D) avec une résolution angulaire de 0,7 degré. Un capteur de pression à effet piézo-électrique (marque AVL, type 12 QP 300 CV ou 8 QP 500 CA) enregistre le deuxième paramètre.

II.2. UTILISATION D'UN FIL CHAUD (fig. 5)

L'emploi d'une sonde à fil chaud à l'intérieur d'une chambre de combustion de moteur automobile pose tout particulièrement des problèmes de résistance mécanique. Le choix s'est porté ici sur le tungstène, matériau éprouvé aux températures élevées. Le principe de mesure adopté est celui du fil chaud à température constante.

La chaîne a pour éléments :

- une sonde supportant un fil chaud en tungstène, de diamètre 10 μm et de longueur 5 mm ;
- une alimentation (à tension constante) DISA 55 DO 1 reliée à la sonde ;
- un convertisseur analogique-digital PRESTON (12 bits, fréquence d'acquisition maximale 100 kHz) chargé de transformer l'information continue en valeurs discrètes enregistrées par l'ordinateur ;

Un étalonnage par un tube de Pitot de la sonde à fil chaud est effectué à pression et température ambiantes. Les fréquences d'acquisition choisies sont de 5 000 ou 10 000 Hz suivant les vitesses de rotation du moteur, elles autorisent une définition temporelle de l'écoulement semblable à celle de la résolution du codeur angulaire lié au vilebrequin.

Les possibilités d'accès à l'intérieur de la chambre sont facilitées par la présence de deux alésages dans la culasse, l'un destiné à l'emplacement de la bougie, l'autre au capteur de pression.

La nature de la détection fait l'objet du paragraphe IV.

III. TRAITEMENTS DES SIGNAUX DE MESURE

Après une présentation des aspects périodiques spécifiques à l'installation, les moyennes statistiques d'ensemble sont définies. Celles-ci constituent la base des analyses présentées dans les chapitres IV et VI. Néanmoins, quelques moyennes temporelles sont envisagées dans le chapitre V.

III.1. PERIODICITE MECANIQUE DU MOTEUR A PISTON

Le système piston-bielle-vilebrequin transforme le mouvement linéaire du piston en mouvement de rotation du vilebrequin. Lorsque la vitesse angulaire de ce dernier est constante, le déplacement du piston suit une loi de vitesse (fig. 6) :

$$V_p(t) = -r \omega \times \left[\sin(\omega t) - \frac{\sin(2\omega t)}{2 \sqrt{(l/r)^2 - \sin^2(\omega t)}} \right]$$

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} V_p(t) = \text{vitesse instantanée du piston,} \\ r = \text{rayon du vilebrequin,} \\ l = \text{entraxe de bielle,} \\ \omega = 2\pi N/60 \text{ vitesse de rotation angulaire du moteur} \\ \text{en rd/s,} \\ N = \text{vitesse de rotation du moteur en tr/mn,} \\ t = \text{temps.} \end{array} \right.$$

La relation n'est pas purement sinusoïdale, mais reste périodique avec un mode fondamental à la fréquence $N/60$ (Hertz). Le deuxième terme de la relation est de fréquence deux fois plus élevée que le premier mais reste à des amplitudes plus faibles (fig. 6). Il a pour effet de décaler les amplitudes maximales selon le rapport l/r . Un tour de rotation du vilebrequin suffit à connaître le mouvement du piston. Cependant, le fonctionnement du moteur "à quatre temps" fait intervenir l'ouverture et la fermeture des soupapes qui nécessitent deux tours de vilebrequin pour leur réalisation avec une période égale à $\frac{60}{2N}$ secondes. Le passage du temps à la rotation α du vilebrequin est donné par

$$\alpha = \omega \times t = (2\pi N/60) \times t$$

III.2. REPERAGES ANGULAIRES UTILISES (fig. 7)

Le cycle usuel comprend quatre phases. L'admission et la compression caractérisent le premier tour du vilebrequin, la détente et l'échappement le deuxième. Par convention, l'angle de départ constitue le début de l'admission, et coïncide avec la fin de l'échappement.

Les dénominations "Point Mort Haut" (P.M.H.) et "Point Mort Bas" (P.M.B.) définissent les positions extrémales, respectivement haute et basse, du piston. Les soupapes d'admission (A.) et d'échappement (E.) s'ouvrent (O.) et se ferment (F.) en avance (A.) ou en retard (R.) vis à vis des points morts. Elles expliquent la présence des termes R.F.E., R.F.A., A.O.E., A.O.A. dans le cadre de la figure 7.

Le système de distribution des gaz rend l'écoulement encore plus instationnaire car l'ouverture et la fermeture des soupapes ne suivent pas des lois simples (voir par exemple figure 12).

III.3. DEFINITION DES MOYENNES STATISTIQUES D'ENSEMBLE

La périodicité mécanique introduite autorise le calcul de vitesses moyennes d'ensemble, à chaque instant α du cycle moteur et sur n réalisations.

$$\overline{U}_E(\alpha) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n U(i, \alpha)$$

$$\left| \begin{array}{l} \overline{U}_E(\alpha) = \text{vitesse moyenne d'ensemble à l'angle moteur} \\ U(i, \alpha) = \text{vitesse instantanée à l'angle } \alpha \text{ du cycle } n^{\circ} i \\ n = \text{nombre de cycles dans l'acquisition considérée} \end{array} \right.$$

Le procédé employé consiste à calculer statistiquement la moyenne des valeurs de vitesse au même instant de chaque cycle successif et implique un nombre n de cycles suffisamment grand (plus que 100 en général, en moyenne 1 000).

Ensuite, les fluctuations sont essentiellement caractérisées par le calcul des écarts-types u' :

$$u' = \sqrt{u^2(\alpha)} = \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(U(i, \alpha) - \bar{U}_E(\alpha) \right)^2 \right]^{1/2}$$

Le calcul des quantités moyennes et turbulentes d'ensemble s'effectue tous les 0,7 degré d'angle, ce qui représente 1 024 valeurs pour le cycle. En réalité, ce nombre est plus faible pour les points de mesure situés dans le cylindre à cause du passage du piston aux Points Morts Hauts (P.M.H.).

IV. DISCUSSIONS DES METHODES EXPERIMENTALES DANS LE CAS DES MOTEURS A PISTONS

IV.1. ANEMOMETRIE LASER A EFFET DOPPLER

La difficulté principale de l'application de l'anémométrie laser aux moteurs à pistons réside dans la qualité optique du signal lumineux reçu par le photomultiplicateur. Deux paramètres essentiels conditionnent les résultats.

Premièrement, le positionnement du photomultiplicateur nécessite une méthodologie particulière. Lorsque le moteur tourne, le point de mesure à l'intérieur du cylindre reste difficile à percevoir. Aussi, un réglage statique est-il utilisé en injectant à travers la soupape d'admission dans le cylindre, une forte concentration de particules d'ensemencement.

La propreté des hublots en quartz constitue le deuxième paramètre, du fait de la remontée d'huile de lubrification sur les hublots. Les remèdes choisis ont été la diminution de la pression d'huile, le rapprochement du hublot au plus près de la tangente du cylindre et l'adoption de segments racleurs appropriés. De plus, la qualité du signal s'améliore nettement quand la température de l'huile est suffisamment élevée ($\sim 50^\circ\text{C}$). Dans le cas du moteur Diesel, après un certain temps de fonctionnement (~ 5 mn), un dépôt noirâtre apparaît

sur la face interne du hublot. L'injection de 2 ou 3 gouttelettes d'huile par le conduit d'admission contribue au nettoyage, mais le meilleur remède reste le démontage. Ces réglages décrits sont essentiels car un hublot sale introduit un signal lumineux erroné, surtout au niveau des fréquences (fig. 8).

Sur le plan de la mise en oeuvre, l'observation des signaux par la mémoire rapide, le choix des divers gains, de la bande passante et de la fréquence de Bragg, conditionnent la qualité des résultats.

Un autre problème caractérise l'application de l'anémométrie laser dans les moteurs à pistons. En effet, à l'intérieur du cylindre règne un milieu aérodynamique très inhomogène. Ainsi, des différences importantes du nombre de particules apparaissent selon l'emplacement des points de mesure mais également suivant les différentes phases du moteur. Les écarts peuvent atteindre un rapport de 20 à 30 entre les phases d'admission et de détente (fig. 9). En l'absence de combustion, il n'est pas apparu de problème particulier au niveau de la formation du point de mesure, les deux rayons se coupant, même en présence d'inhomogénéités d'indices optiques du milieu.

IV.2. MESURES AU FIL CHAUD A TEMPERATURE CONSTANTE

Détecter un signal lié à une vitesse de fluide au moyen d'un fil chaud, à l'intérieur du cylindre, est connu comme un problème très complexe [3, 5, 6, 7, 36,4]. Les variations de pression et de température influent nettement sur le signal enregistré tout particulièrement au point mort haut (fig. 10).

Une étude systématique de la métrologie fil chaud pour ce type d'application n'est pas notre objectif. Pour renforcer la détection de la vitesse, la température du fil ($\sim 900^\circ$) a tout d'abord été portée nettement au-delà de la température maximale atteinte par l'air ($\sim 560^\circ$). Seulement le faible rapport longueur/diamètre du fil (~ 300) n'est pas favorable à de telles augmentations, à cause des pertes de quantités de chaleur par conduction dans les broches [56,57].

Un processus couramment utilisé par les expérimentateurs de la bibliographie est d'effectuer une correction empirique en température et en pression dans la loi d'échange du fil $Nu = f(Re)$. En comparant des mesures au laser et au fil chaud, WITZE [36] montre que ce procédé peut être insuffisant à cause des fortes variations thermiques rencontrées. La démarche adoptée ici repose sur l'observation de la figure 10 où une certaine relation apparaît, vers le P.M.H., entre signal de pression et signal fourni par le fil chaud. Une correction simple consiste à rajouter au signal brut une quantité proportionnelle à la pression, rendant les vitesses autour du P.M.H. de l'ordre de grandeur des amplitudes mesurées juste avant et après les variations de pression. Cette procédure ne donne pas les écoulements moyens exacts mais ne modifie pas la turbulence, car le signal proportionnel à la pression et rajouté à la vitesse fluctue très peu ($< 0,5\%$).

IV.3. COMPARAISONS DES ANEMOMETRIES LASER ET FIL CHAUD DANS LEUR APPLICATION AUX MOTEURS A PISTONS

Dans la bibliographie, deux auteurs mentionnent des mesures d'aérodynamique interne avec les deux types d'anémométrie. Il s'agit des travaux de WITZE [13,36] aux laboratoires SANDIA et de CORCKILL et al [41] aux établissements AERE HARWELL. L'utilisation des deux types de détection dans notre étude, associée aux conclusions bibliographiques, conduit aux constatations suivantes :

- . Le laser est avantageux car il ne perturbe pas le milieu fluide, la relation entre la vitesse et la fréquence mesurée est linéaire et la détection de chaque composante de vitesse avec son sens est aisée.
- . Cependant, la présence de bruit de fond dans le signal, l'accès optique généralement réduit et le caractère aléatoire d'arrivée des données constituent les inconvénients essentiels.
- . Le fil chaud est apprécié pour la continuité du signal obtenu.
- . Par contre, la fragilité et les difficultés d'étalonnage rendent son utilisation délicate pour les applications moteurs.

CHAPITRE IV

-

STRUCTURE DES ÉCOULEMENTS INTERNES

-

I. INTRODUCTION

Nous nous proposons, dans ce chapitre, d'exposer les résultats expérimentaux obtenus dans le cylindre et dans la chambre de combustion du moteur de la voiture RENAULT 16 TS décrit précédemment (chapitre III).

L'accessibilité optique du monocylindre et plus particulièrement la présence des deux hublots diamétralement opposés permet l'utilisation de l'Anémométrie Laser à effet Doppler en diffusion avant. Cependant, la dimension réduite des fenêtres et les problèmes métrologiques évoqués au chapitre III limitent notre analyse à deux points situés dans le fût du cylindre. C'est pourquoi, afin d'explorer la zone non optiquement accessible que constitue la chambre de combustion, le choix s'est porté sur l'anémométrie à fil chaud.

Les expériences ainsi réalisées donnent des informations à la fois quantitatives et qualitatives sur le comportement des écoulements gazeux à l'intérieur du cylindre et de la chambre. L'évolution temporelle (paragraphe II), l'inhomogénéité spatiale (paragraphe III) des écoulements et l'effet du paramètre "vitesse de rotation du moteur" (paragraphe IV) sont analysés.

II. EVOLUTION TEMPORELLE DES ECOULEMENTS

II.1. LES ECOULEMENTS MOYENS

a) Mesures dans le cylindre.

Comme indiqué sur la figure 11, la situation géométrique des points de mesure autorise la mesure des composantes axiale et radiale de la vitesse. Par convention, les valeurs axiales sont positives de la culasse vers le piston, le sens positif pour les radiales étant déduit du précédent par la rotation d'angle $+\frac{\pi}{2}$.

Pour un régime de rotation N de 500 tr/mn, et des enregistrements successifs des deux composantes pendant 8 minutes, nous effectuons des moyennes d'ensemble sur 2 000 cycles (figs 12 et 13). Les tracés donnent une première idée du comportement général des écoulements selon les différentes phases.

. A l'admission des gaz, les déplacements du piston et de la soupape conditionnent essentiellement les vitesses moyennes.

. La phase de compression est le siège d'amplitudes plus faibles pratiquement indépendantes de la remontée du piston.

. L'analyse de la fin du cycle semble plus délicate. Cependant, son intérêt est, dans notre étude, minimisé du fait de l'entraînement extérieur du moteur. En effet, dans le cas d'un fonctionnement réel, les évolutions de la pression et de la température induites par la combustion modifient sans aucun doute les écoulements de détente et d'échappement.

A partir de ces premières courbes, deux représentations plus complètes de l'évolution temporelle de l'écoulement ont été tracées.

La figure 14 donne le vecteur de composantes \overline{U}_E et \overline{V}_E aux différents instants du cycle repérés par l'angle moteur α . Le module correspondant est disponible sur la figure suivante.

A l'admission, le remplissage du cylindre s'effectue environ jusqu'à 100 degrés d'angle moteur et le jet issu du conduit présente un angle de pénétration de 13° par rapport à la verticale descendante. Une très forte liaison entre mouvement du piston et écoulement apparaît. On observe la quasi coïncidence des maxima des vitesses du fluide (84° pour \overline{U}_E et 76° pour \overline{V}_E) et de la vitesse du piston (76°) (fig.15) ainsi qu'une prépondérance de la composante axiale \overline{U}_E devant la composante radiale \overline{V}_E . Pour α supérieur à 120°, un quasi équilibre apparaît avec conservation d'une direction constante du vecteur vitesse.

La décroissance en module du vecteur vitesse observée dès le milieu de la phase d'admission continue pendant toute la phase de compression (fig.15). Le mouvement de l'air plutôt radial au début de cette phase devient progressivement axial avec un sens contraire à celui du mouvement du piston (fig.14). On observe donc un écoulement de recirculation au voisinage du plan de culasse.

Après le passage du piston au point mort haut, les comportements deviennent beaucoup plus complexes. Pendant la phase de détente (figs 16 et 17) les sens des mouvements du piston et de l'air sont opposés au début puis identiques ensuite. L'ouverture de la soupape d'échappement introduit, au point de mesure considéré, un accroissement brusque des vitesses. Au voisinage du point mort bas, le piston ayant une vitesse nulle, les mouvements radiaux sont privilégiés.

b) Mesures dans la chambre de combustion.

Il est important de rappeler à ce niveau l'inconvénient de l'anémométrie à fil chaud constitué par le manque d'informations sur la direction et le sens des vitesses mesurées (cf. chapitre III, § IV.3). Toutefois, un premier examen des signaux délivrés par des fils chauds placés sur les axes de la bougie et du capteur de pression (figs 18 et 19) permet de retrouver l'ordre de grandeur des vitesses et l'allure générale des courbes.

Les très forts maxima de vitesse correspondent à l'ouverture des soupapes, les points de mesure étant immédiatement au voisinage de ces pièces.

II.2. CHAMP DES FLUCTUATIONS DE VITESSE

a) Mesures dans le cylindre.

Les figures 12 et 13 présentent les écarts-types u'_E et v'_E des vitesses axiales et radiales définis à partir des moyennes d'ensemble selon le procédé décrit au chapitre III.

A l'admission, les valeurs les plus élevées de u'_E et v'_E sont centrées régulièrement sur les zones de gradient des vitesses moyennes \overline{U}_E et \overline{V}_E [58,59]. Par contre, à la compression, u'_E et v'_E gardent des valeurs sensiblement constantes non négligeables devant des valeurs moyennes ($u'_E \sim 1,5$ m/s, $\overline{U}_E \sim 1$ m/s, $v'_E \sim 1,5$ m/s, $\overline{V}_E \sim 1,5$ m/s). Deux remarques peuvent contribuer à la compréhension de cette évolution particulière pendant la compression :

. Une approche du type "turbulence de boîte" sans vitesse moyenne porteuse pourrait être retenue [60] étant donné la petitesse des moyennes \overline{U}_E et \overline{V}_E . Cependant, il conviendrait de vérifier cette hypothèse dans tout le domaine et de prendre en compte les effets de compressibilité. Or, HUNT [61] a montré par le calcul, avec une approche de distorsion rapide, que le déplacement du piston peut plus que doubler les valeurs efficaces des fluctuations initiales.

. Ces valeurs relativement importantes de u'_E et v'_E soulèvent la question du choix des moyennes utilisées [7,62]. Dans notre cas, l'utilisation de moyennes d'ensemble introduit dans les fluctuations les variations à basse fréquence entre différents cycles successifs. Comme il sera vu au chapitre suivant, cette contribution parasite reste limitée à moins de 10 %.

Durant les phases de détente et d'échappement, les écarts-types u'_E et v'_E représentés sur les figures 12 et 13 évoluent avec plus de complexité qu'en début de cycle comme déjà indiqué pour les vitesses moyennes.

. Après de faibles valeurs au milieu de la phase de détente (400 à 450 degrés d'angle moteur), l'augmentation des quantités u'_E et v'_E peu avant l'ouverture de la soupape d'échappement (A.O.E.) est non négligeable. En fait, la formation de fines gouttelettes mises en évidence par WITZE [13] à la fin de la détente pourrait expliquer cette croissance de la turbulence.

. Dès l'ouverture de la soupape d'échappement (A.O.E.), un écoulement fortement cisailé doit apparaître en provoquant l'augmentation des fluctuations. Mais celle-ci est de courte durée car, dès le Point Mort Bas (P.M.B.), les quantités u'_E et v'_E diminuent de façon caractéristique.

Dans le seul but d'une meilleure compréhension, nous effectuons le tracé, pour les deux phases d'admission et de compression, du vecteur \vec{v}'_E de composantes (u'_E, v'_E) (fig. 20). Ainsi, lorsque l'angle formé par l'abscisse et le vecteur \vec{v}'_E est de 45° , les quantités u'_E et v'_E sont égales. Afin de respecter la géométrie du système et de rester proche de la représentation vectorielle des écoulements moyens, la composante axiale u'_E est portée par l'ordonnée et la radiale v'_E par l'abscisse. Les écarts-types étant des valeurs positives, seuls la direction et le module (fig. 20) du vecteur \vec{v}'_E ont de l'importance. La distribution régulière de \vec{v}'_E et son inclinaison de 45° indiquent une présomption à l'isotropie du champ des fluctuations. Le comportement du vecteur \vec{v}'_E à la détente et à l'échappement est globalement identique à celui des deux premières phases mais reste plus désordonné (fig. 21).

b) Mesures dans la chambre

L'évolution temporelle des écarts-types (en deux points de la chambre), présentée sur la figure 19, pendant l'admission, montre deux extrema toujours liés aux gradients de vitesse moyenne. Par contre, aucune remarque sûre n'est possible pour les trois dernières phases.

Les quantités présentées sont en général plus faibles que celles obtenues par anémométrie laser (cf. § II.1.a). Les différences de métrologie peuvent toujours intervenir, mais dans ce cas la raison première réside dans l'éloignement voulu des points de mesure.

III. INHOMOGENEITES SPATIALES

Des limitations au niveau de la détection ont réduit l'exploration spatiale à deux points relativement proches l'un de l'autre.

III.1. INHOMOGENEITES DANS LE CYLINDRE

Les deux points choisis pour l'étude de l'inhomogénéité spatiale dans le cylindre sont situés l'un au-dessus de l'autre, à 2 millimètres d'intervalle (fig.11), le point le plus bas étant celui où ont été réalisées toutes les mesures présentées jusqu'ici.

Malgré la proximité spatiale, les évolutions des vitesses sont différentes (fig. 22), tout particulièrement à l'admission. Dans cette phase, le point le plus bas se trouve dans une zone d'écoulements débitants alors que deux millimètres au-dessus, l'écoulement axial demeure essentiellement opposé au déplacement du piston. Des vitesses axiales très petites existent pendant 60 degrés d'angle moteur (de 60 à 120 degrés) pour le point le plus haut. Durant les autres phases, les deux points semblent se trouver dans un même écoulement dominant. Cependant, quelques différences d'amplitudes et un faible décalage temporel persistent.

La figure 23 permet la comparaison des écarts-types aux deux points considérés. Contrairement aux observations précédentes, les différences de comportement de la turbulence entre ces deux points sont limitées. A l'admission, au point le plus haut où le mouvement moyen axial est faible, les fluctuations atteignent une valeur importante qui décroît ensuite à la compression.

En conclusion, la région proche du plan de joint de culasse semble être une zone de forts gradients pour les vitesses moyennes axiales où l'écoulement reste très turbulent.

III.2. INHOMOGENEITES DANS LA CHAMBRE DE COMBUSTION

La mesure des vitesses par anémométrie à fil chaud dans la chambre de combustion a lieu en quatre points situés sur l'axe du capteur de pression et en deux points disposés sur l'axe de la bougie (fig. 18). Les intervalles choisis sont toujours de 5 mm. Quatre instants représentatifs de la phase d'admission ($\alpha = 45, 90, 135$ et 180°) sont examinés (fig. 24).

Une très forte inhomogénéité spatiale est encore observée même pour ces points de mesure situés au voisinage immédiat de la paroi. L'écoulement entrant dans la chambre semble se structurer sous la forme d'un jet pariétal particulièrement visible dans l'axe du capteur de pression. Les écarts-types confirment cette analyse.

IV. INFLUENCE DE LA VITESSE DE ROTATION DU MOTEUR N

Trois vitesses de rotation N, 500, 1 000 et 1 500 tr/mn ont fait l'objet d'une analyse complète avec le relevé par anémométrie laser des composantes axiales U et radiales V de la vitesse au cours du cycle et au point des paragraphes II.1.a et II.2.a ($x = 14$ mm, $y = 35$ mm, $z = 4$ mm). La plage de variation de N a été élargie pour la composante axiale entre 250 tr/mn et 2 250 tr/mn.

IV.1. ECOULEMENTS MOYENS

Les résultats obtenus indiquent, pour les trois régimes étudiés, une conservation du mouvement moyen pour les deux premières phases Admission-Compression (fig. 25), et un comportement plus désordonné lors des phases Détente-Echappement (fig. 26).

Plus précisément :

. A l'admission, l'évolution du vecteur \vec{V}_E est globalement la même pour les trois régions, plus particulièrement dans le voisinage de $\alpha = 75^\circ$, où l'on observe des directions identiques. Cependant, il

ne semble pas exister de relation simple entre l'augmentation de module de $\overrightarrow{V_E}$ (+ 37 % entre 500 - 1 000 tr/mn ; + 10 % entre 1 000 - 1 500 tr/mn à $\alpha = 75^\circ$) et le régime de rotation du moteur. Nous noterons de plus, dès l'ouverture de la soupape d'admission, l'évolution particulière de l'écoulement qui s'accélère d'autant plus rapidement que le moteur tourne plus vite.

. A la compression, comme dans la phase précédente, le mouvement moyen se conserve aux différents régimes, mais sans proportionnalité avec la vitesse de rotation du moteur (modules identiques entre 500 et 1 000 tr/mn ; + 30 % entre 1 000 - 1 500 tr/mn pour les valeurs maximales). Quel que soit le régime, l'écoulement tend à prendre une direction axiale privilégiée, dans le sens opposé au déplacement du piston.

. A la détente, seule une zone située entre $\alpha = 405^\circ$ et $\alpha = 450^\circ$ se conserve et s'amplifie avec N. Une augmentation du module des vecteurs directement proportionnelle à N est observée en début de phase.

. A l'échappement, le mouvement moyen, dans le sens opposé à la remontée du piston, s'accroît quand le régime augmente.

Une synthèse est donnée par la figure 27 volontairement limitée à la phase d'admission et au module $\overline{U_E}$ de la composante axiale. Il apparaît encore, pour ce point de mesure situé dans le cylindre, un manque de liaison immédiat entre $\overline{U_E}$ et N. Pour plus de conclusion, il conviendrait de disposer de toutes les vitesses dans une section droite du cylindre afin de faire porter la comparaison sur un débit instantané.

A titre complémentaire, une analyse dans la chambre de combustion sur l'axe du capteur de pression a été réalisée. Le point de mesure se situant dans le jet issu de la soupape d'admission, une quasi proportionnalité entre $\overline{U_E}$ et N s'observe (fig. 28).

IV.2. VITESSES FLUCTUANTES

De la même manière que pour les mouvements moyens, nous avons choisi une représentation vectorielle pour juger de l'influence de la vitesse de rotation du moteur sur la turbulence (figs 29, 30). Le vecteur représenté a pour composantes u'_E (écart-type axial) et v'_E (écart-type radial).

. Durant les phases Admission-Compression, l'allure générale des courbes reste la même quelle que soit la vitesse de rotation du moteur. Néanmoins, le début de la phase d'admission est marqué, quand N croît, par une augmentation de la turbulence à prédominance axiale.

. Les phases Détente et Echappement présentent la même particularité que les deux précédentes, c'est-à-dire une évolution générale qui semble peu affectée par les variations de régime. Cependant, les perturbations directionnelles sont nombreuses et augmentent quand le régime croît mettant en évidence, à haut régime (1 500 tr/mn), une dominance radiale vers le Point Mort Bas.

V. CONCLUSIONS

Les mesures réalisées dans le cylindre (anémométrie laser à effet Doppler) et dans la chambre de combustion (fil chaud) nous ont permis de mettre en évidence un certain nombre de résultats expérimentaux, représentatifs de l'écoulement moyen et fluctuant à l'intérieur du moteur.

En résumé,

- L'ouverture des soupapes, particulièrement à l'Admission, génère des mouvements à prédominance axiale. Les zones d'écoulements débitants deviennent, dès la compression, d'importantes zones de recirculation s'amplifiant avec le régime du moteur.

- Dans la chambre de combustion, les vitesses moyennes élevées sont associées à des fluctuations limitées, alors que dans le cylindre,

et plus précisément dans la zone proche du plan de culasse, l'existence de forts gradients introduit une augmentation de la turbulence.

- De fortes inhomogénéités spatiales règnent à l'intérieur de tout le domaine étudié.

- Enfin, la vitesse de rotation du moteur semble affecter sensiblement la structure de l'écoulement dans le cylindre.

CHAPITRE V

CARACTERISATION DES INSTATIONNARITES

Les mouvements d'air mesurés au laser dans le cylindre (fig.31) ou au fil chaud dans la chambre de combustion (fig.32) font apparaître des différences de comportements d'un cycle à l'autre. Cette observation est encore plus marquée pendant les phases de compression et de détente, c'est-à-dire quand les deux soupapes sont fermées. Outre la turbulence classique de la mécanique des fluides stationnaire, la non répétitivité des cycles doit être considérée et chiffrée.

I. CARACTERISATION DE L'INSTATIONNARITE CYCLE A CYCLE A L'AIDE DE MOYENNES TEMPORELLES

L'observation de cycles successifs incite à rechercher des valeurs représentatives propres à chaque cycle. Effectuer des moyennes temporelles dans chacune des réalisations constitue un moyen de comparer les cycles entre eux. Le calcul de la moyenne temporelle s'effectue comme suit :

$$\overline{U}_T(i, \alpha, \Delta\alpha) = \frac{1}{\Delta\alpha} \sum_{\beta=\alpha}^{\alpha+\Delta\alpha} U(i, \beta)$$

avec les notations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{U}_T(i, \alpha, \Delta\alpha) = \text{moyenne temporelle, au cycle } i, \text{ à partir de} \\ \text{l'angle } \alpha, \text{ sur l'intervalle angulaire } \Delta\alpha \\ \\ U(i, \beta) = \text{vitesse instantanée enregistrée au cycle } i, \\ \text{à l'angle } \beta. \end{array} \right.$$

Avec cette définition, étudions l'évolution de la moyenne temporelle $\bar{U}_T(i, \alpha, \Delta\alpha)$ en fonction du numéro i des cycles successifs, pour un angle moteur $\alpha = 60^\circ$ et trois intervalles angulaires $\Delta\alpha$ (10, 60, 240°). L'observation s'effectue d'abord pour les mesures obtenues au laser, puis au fil chaud.

I.1. MOYENNES TEMPORELLES EFFECTUEES A PARTIR DES MESURES OBTENUES AU LASER

La figure 33 représente les moyennes temporelles d'un cycle à l'autre, pour une vitesse de rotation de 500 tr/mn. Les amplitudes des variations atteignent 3,4 ; 2,4 et 2 m/s, pour α , respectivement égal à 10, 60 et 240 degrés. Ainsi, même pour une grande partie du cycle, la convergence vers une valeur nulle n'a pas lieu. Il apparaît ici des perturbations à l'échelle de temps du cycle, donc à des fréquences très faibles (8 Hz dans ce cas) vis-à-vis des fréquences habituellement élevées de la turbulence en mécanique des fluides (de l'ordre de 1 000 Hz). Pour une vitesse de rotation du moteur plus élevée, l'évolution cyclique des moyennes temporelles conserve la même tendance, avec évidemment des amplitudes plus élevées (fig. 34).

I.2. MOYENNES TEMPORELLES EFFECTUEES A PARTIR DES MESURES AU FIL CHAUD

Les phénomènes de biais inhérents aux mesures laser incitent à effectuer le même traitement sur les mesures fil chaud. Le caractère aléatoire d'arrivée des particules d'ensemencement dans le volume de mesure constitue une première source de biais. Le déroulement du cycle moteur lui-même a tendance à favoriser la population en particules dans le cylindre à certains moments, par exemple l'ouverture des soupapes, et crée une deuxième source de biais.

En un point situé dans la chambre de combustion, au voisinage de l'emplacement du capteur de pression, les évolutions cycle à cycle des moyennes temporelles présentent des variations semblables à celles du paragraphe I.1 précédent (fig. 35). Quoique les phénomènes de biais

soient supprimés, les variations cycle à cycle des moyennes temporelles persistent avec les mesures au fil chaud. L'information est également géométrique car elles ont lieu autant dans le cylindre que dans la chambre de combustion.

L'observation de l'évolution temporelle de la vitesse au cours d'un cycle fait apparaître deux types de fluctuations (fig. 36). Lorsque les soupapes sont ouvertes, les fortes variations temporelles observées sont typiques de la turbulence en mécanique des fluides. Il s'agit des grandes amplitudes autour de la valeur moyenne à fréquences élevées. Lorsque les soupapes restent fermées, c'est-à-dire aux phases de compression et détente, les fluctuations à amplitudes et fréquences élevées n'apparaissent pas, et l'écoulement dans son ensemble peut s'écarter fortement de la moyenne statistique.

I.3. CARACTERISTIQUES DE L'INSTATIONNARITE CYCLE A CYCLE

Le calcul des moyennes temporelles peut être étendu sur le cycle complet, avec pour chaque cycle i , la quantité $\bar{U}(i)$ telle que

$$\bar{U}(i) \equiv \bar{U}_T(i, 0, 720) = \frac{1}{720} \sum_{\beta=0}^{720} U(i, \beta)$$

L'évolution de $\bar{U}(i)$ en fonction du paramètre i donne les mêmes résultats que précédemment (fig. 37). Les mesures obtenues au fil chaud dans la chambre de combustion offre l'avantage de la continuité complète sur un cycle.

Un essai de quantification de l'instationnarité cycle à cycle peut être fait en comparant les moyennes $\bar{U}(i)$ successives à une valeur représentative des n cycles de l'acquisition. Cette quantité typique est définie de la manière suivante :

$$\bar{U}_{\text{total}} = \frac{1}{n} \cdot \frac{1}{720} \cdot \sum_{i=1}^n \sum_{\alpha=0}^{720} U(i, \alpha)$$

avec les notations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{U}_{\text{total}} = \text{valeur moyenne globale caractéristique de l'acquisition ;} \\ U(i, \alpha) = \text{vitesse instantanée à l'angle } \alpha \text{ du cycle } i \text{ ;} \\ n = \text{nombre de cycles enregistrés.} \end{array} \right.$$

Elle représente la moyenne temporelle de toutes les valeurs des n cycles de l'acquisition. Elle est d'ailleurs identique à la moyenne de toutes les valeurs $\bar{U}(i)$ car

$$\begin{aligned} \bar{U}_{\text{total}} &= \frac{1}{n} \cdot \frac{1}{720} \cdot \sum_{i=1}^n \cdot \sum_{\alpha=0}^{720} U(i, \alpha) \\ \bar{U}_{\text{total}} &= \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left[\frac{1}{720} \sum_{\alpha=0}^{720} U(i, \alpha) \right] \\ \bar{U}_{\text{total}} &= \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \bar{U}(i) \end{aligned}$$

Dans le cas de la figure 37, la moyenne totale \bar{U}_{total} a pour valeur 8,44 m/s. Quoique le nombre de cycles enregistrés (ici 190) soit trop faible pour une analyse en fréquence, une période approximative de l'ordre de 3 à 4 cycles apparaît, correspondant à une fréquence de 3 à 4 Hz à la vitesse de rotation utilisée (ici 1 500 tr/mn). Le moyen d'évaluer la variation cycle à cycle est de calculer l'écart-type des diverses valeurs moyennes \hat{U} à partir de \bar{U}_{total} .

$$\hat{U} = \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\bar{U}(i) - \bar{U}_{\text{total}})^2 \right]^{1/2}$$

et d'en déduire le taux de fluctuation I .

$$I = \frac{\hat{U}}{\bar{U}_{\text{total}}} = \frac{\left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\bar{U}(i) - \bar{U}_{\text{total}})^2 \right]^{1/2}}{\bar{U}_{\text{total}}}$$

Les valeurs de l'écart-type et du taux de fluctuation dans l'exemple de la figure 37 sont respectivement de 0,46 m/s et de 5,5 %. Les résultats montrent l'importance de la variation cycle à cycle au point de mesure considéré.

Pour une information spatiale, des mesures situées dans la chambre de combustion et sur l'axe du capteur de pression subissent les mêmes traitements (fig. 38). Les valeurs obtenues confirment le résultat précédent car elles indiquent un taux de fluctuation cycle à cycle compris entre 5 et 7 %. Cette variation de cycle à cycle paraît ainsi non négligeable, et peut être une des origines des variations de combustion d'un cycle à l'autre observées depuis longtemps dans les moteurs à explosion, surtout ceux à allumage commandé [63].

Afin de connaître la contribution de chacune des phases du cycle moteur à ce phénomène, le traitement déjà utilisé est appliqué séparément à l'admission, la compression, la détente et l'échappement avec présentation des vitesses moyennes et des écarts-types propres à chaque phase. Les résultats, résumés sur la figure 39, montrent que les variations cycle à cycle sont les plus importantes à la compression et à la détente, c'est-à-dire au moment où les soupapes sont toutes les deux fermées.

II. CARACTERISATION DES INSTATIONNARITES A PETITES ECHELLES - TURBULENCE

II.1. CORRELATIONS TEMPORELLES

Les mesures effectuées au fil chaud dans la chambre de combustion permettent de calculer des corrélations temporelles. Le nombre sans dimension $R(t, t + \tau)$, appelé "coefficient de corrélation temporelle", informe sur la dépendance des événements aléatoires aux instants t et $t + \tau$. Les variables aléatoires considérées ici sont les quantités $u(t)$ et $u(t + \tau)$ déterminées de la manière suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} u(t) = U(t) - \bar{U} \text{ fluctuation de vitesse} \\ U(t) \text{ vitesse instantanée à l'instant } t \\ \bar{U} \text{ vitesse moyenne statistique} \end{array} \right.$$

On remarquera que dans \bar{u} entrent en compte les variations cycle à cycle. Cette influence reste inférieure à 10 %, comme observé au paragraphe I.

a) Rappels : Cas de l'écoulement stationnaire.

Pour un écoulement stationnaire et ergodique, la vitesse est indépendante du temps, et la moyenne statistique peut être remplacée par la moyenne temporelle. Dans ce cas, le coefficient de corrélation s'écrit :

$$R(t, t + \tau) = \frac{\overline{u(t) \cdot u(t + \tau)}}{\bar{u}^2}$$

Le produit $u(t) \cdot u(t + \tau)$ doit donc être moyenné sur n réalisations de la même expérience, pour avoir une signification statistique. La probabilité des deux variables aléatoires $u(t)$ et $u(t + \tau)$ ne dépend pas explicitement des instants t et $t + \tau$, mais seulement de leur différence :

$$R(t, t + \tau) \equiv R(\tau)$$

La moyenne temporelle remplace ainsi la moyenne statistique car

$$\overline{u(t) \cdot u(t + \tau)} = \frac{1}{T} \int_0^T u(t) \cdot u(t + \tau) dt = f(\tau)$$

et permet de travailler sur une seule réalisation de l'expérience.

b) Cas de l'écoulement instationnaire propre au moteur.

En écoulement instationnaire, les procédures statistiques sont un outil privilégié. Pour appliquer la notion de corrélation temporelle à l'aérodynamique interne, une hypothèse et une définition s'imposent.

En effet, les quatre phases du cycle constituent une unité temporelle de base de fonctionnement du moteur. Si l'on admet l'hypothèse, pour la turbulence, de l'indépendance d'un cycle vis-à-vis des autres, alors chaque cycle constitue une réalisation indépendante de l'expérience. Le calcul des corrélations temporelles s'effectue alors de la manière suivante :

$$R(\alpha, \alpha + \Delta \alpha) = \frac{\overline{u(\alpha) \cdot u(\alpha + \Delta \alpha)}}{\sqrt{\overline{u(\alpha)^2}} \cdot \sqrt{\overline{u(\alpha + \Delta \alpha)^2}}}$$

avec
$$\overline{u(\alpha) \cdot u(\alpha + \Delta\alpha)} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n u(i, \alpha) \cdot u(i, \alpha + \Delta\alpha)$$

où

$$\left\{ \begin{array}{l} u(i, \alpha) = U(i, \alpha) - U(\alpha) \text{ fluctuation de vitesse à l'angle} \\ \text{du cycle } i ; \\ U(i, \alpha) = \text{vitesse instantanée à l'angle } \alpha \text{ du cycle } i ; \\ \overline{U(\alpha)} = \text{vitesse moyenne d'ensemble à l'angle } \alpha ; \\ n = \text{nombre de cycles considérés (suffisamment grand)}. \end{array} \right.$$

Les quantités utilisées pour adimensionnaliser $\overline{u(\alpha) \cdot u(\alpha + \Delta\alpha)}$ sont les valeurs d'ensemble $\sqrt{\overline{u(\alpha)^2}}$ et $\sqrt{\overline{u(\alpha + \Delta\alpha)^2}}$, qui représentent respectivement les écarts-types aux angles moteur α et $\alpha + \Delta\alpha$.

Il est impossible de s'affranchir de ces deux informations comme en écoulement stationnaire où $\overline{u(\alpha)^2}$ serait égal à $\overline{u(\alpha + \Delta\alpha)^2}$. L'étude de la dépendance en α et en $\Delta\alpha$ s'avère alors nécessaire.

Cependant, le comportement de $R(\alpha + \Delta\alpha)$ en fonction de $\Delta\alpha$ dépend essentiellement de chacune des phases du cycle du moteur. En effet, la décorrélation est rapide pour des angles α appartenant aux phases d'admission et d'échappement alors que la turbulence reste plus longtemps corrélée pendant les phases de compression et de détente, les courbes $R(\alpha + \Delta\alpha) = f(\Delta\alpha)$ tendant moins rapidement vers 0 (fig. 40).

L'évolution du coefficient des corrélations $R(\alpha, \alpha + \Delta\alpha)$ en d'autres points montre que les conclusions précédentes se conservent dans l'espace (fig. 41). Les mesures aux quatre points situés à l'emplacement du capteur de pression confirment que, à l'admission (angle choisi ici $\alpha = 45^\circ$), la décorrélation est rapide alors qu'à la compression (ici $\alpha = 225^\circ$), la turbulence reste corrélée plus longtemps.

II.2. ECHELLES INTEGRALES DE TEMPS DE LA TURBULENCE

Afin de rendre compte globalement des corrélations entre les évènements turbulents, les échelles de temps caractéristiques ont été calculées. L'aire de la courbe $R(\alpha, \alpha + \Delta\alpha) = f(\Delta\alpha)$ représente l'échelle de temps Θ_T intégrale, c'est-à-dire l'ordre de grandeur des durées de passage des structures turbulentes en un point. Aux angles moteurs considérés ($\alpha = 90^\circ, 270^\circ, 450^\circ$ et 630°) dans chaque phase du cycle à la figure 40, les échelles de temps intégrales Θ_T respectives sont de 0,42, 1,87, 2,89 et 0,69 millisecondes. Elles confirment que la mémoire de la turbulence est plus importante quand les soupapes sont fermées, c'est-à-dire à la compression ($\Theta_T = 1,87$ ms) et à la détente ($\Theta_T = 2,89$ ms). L'évolution de Θ_T en fonction de l'angle moteur est indiquée sur la figure 42. L'ordre de grandeur des échelles temporelles est de 0,5 ms quand les soupapes sont ouvertes (admission et échappement), et de 2 ms quand les soupapes sont fermées (compression et détente). A titre de comparaison, les études effectuées par CHABERT [1] montrent que les échelles de temps intégrales dans un écoulement stationnaire à l'intérieur d'un cylindre de moteur Diesel sont comprises entre 0,3 et 0,8 ms. Ces valeurs recourent bien celle de 0,5 ms déterminée ici en soupape ouverte car CHABERT simule la phase d'admission avec des conditions semblables pour l'écoulement.

Les mêmes constatations demeurent à tous les régimes de rotation du moteur (Θ_T admission et échappement $>$ Θ_T compression et détente). De plus, les échelles temporelles décroissent quand le régime du moteur augmente (fig. 43). A l'admission (ici $\alpha = 45^\circ$), la décroissance est monotone, mais à la compression (ici $\alpha = 225^\circ$) la variation est beaucoup plus rapide entre 250 et 1 000 tr/mn puis s'affaiblit aux régimes supérieurs.

Cependant, si, au lieu de considérer l'échelle temporelle, nous utilisons l'échelle angulaire à l'aide du changement $\alpha = \omega t$, on observe des valeurs constantes à l'admission et également à la compression à partir de 1 000 tr/mn (fig. 44). L'ordre de grandeur de ces échelles est de 4 degrés d'angle moteur à l'admission et de 11° à la compression. Aux faibles régimes du moteur (de 250 à 750 tr/mn), la

mémoire de la turbulence à la compression devient très importante, de l'ordre de 20° d'angle moteur.

Les résultats du calcul des corrélations temporelles montrent que l'hypothèse de l'indépendance des cycles est à peu près vérifiée. En effet, la décorrélation de la turbulence à la fin de l'échappement est extrêmement rapide, le temps intégral de la turbulence ne correspond qu'à 4 degrés d'angle moteur. L'interaction entre deux cycles successifs est très faible et rend cohérent le calcul des corrélations temporelles.

Donc, la turbulence générée à l'admission influe peu sur celle existant pendant la compression. Par contre, il n'en est pas de même pour les mouvements moyens.

II.3. ECHELLES INTEGRALES DE LONGUEUR DE LA TURBULENCE

Quand l'écoulement est stationnaire, il est possible de déduire les échelles intégrales de longueur à partir des échelles intégrales de temps. L'hypothèse de "Taylor" permet de relier la longueur et le temps par une grandeur caractéristique de l'écoulement, ici la vitesse moyenne locale :

$$L = \bar{U} \times \Theta_T$$

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} L = \text{échelle intégrale de longueur,} \\ \Theta_T = \text{échelle intégrale de temps,} \\ \bar{U} = \text{vitesse moyenne au point considéré.} \end{array} \right.$$

L'hypothèse suppose que la turbulence est gelée pendant un temps assez long ($\sim \Theta_T$) pendant lequel elle est convectée par la vitesse moyenne. Dans les conditions d'écoulement du moteur, cette hypothèse n'est pas garantie. Néanmoins, cette procédure peut être employée pour connaître l'ordre de grandeur des longueurs caractéristiques (fig.45). L'évolution en fonction de α n'est pas simple avec tendance à l'accroissement quand les soupapes sont fermées. Les résultats à l'admission ($1,5 < L < 6,5$) _(mm) coïncident bien avec les travaux de CHABERT [1] donnant des échelles de longueur comprises entre 2 et 7 mm pour des conditions stationnaires.

L'influence du régime de rotation du moteur sur les échelles intégrales de longueur n'est pas particulière à l'admission mais semble assez faible à la compression à partir de 1 000 tr/mn (fig.45).

Evidemment, toutes ces conclusions, ainsi que l'utilisation du terme de turbulence, doivent être considérées globalement en raison de la description choisie au paragraphe II.1. De plus, l'importance des fluctuations u devant les valeurs moyennes \bar{U} (souvent dans un rapport 0,2 à 0,5) pourrait conduire dans l'avenir à une rediscussion de la décomposition en moyenne et fluctuation.

CHAPITRE VI

COMPARAISONS D'ÉCOULEMENTS STATIONNAIRES ET INSTATIONNAIRES

I. DISPOSITIFS DE MESURE

CHABERT, MELINAND, FEUGA et CHARNAY [64] ont obtenu, en 1979, une caractérisation des écoulements stationnaires générés par le conduit d'admission hélicoïdal (fig.47) du moteur Diesel R.V.I. 120-145. L'installation utilisée était un "Banc Volutes" (fig. 48) simulant la phase d'admission. Cette soufflerie comporte un ventilateur aspirant de l'air à travers le conduit et un caisson intermédiaire jouant le rôle de chambre de tranquillisation. Un cylindre en plexiglas en aval de la culasse permet l'utilisation de l'anémométrie laser pour les mesures de vitesse. L'écoulement a été décrit finement sur une longueur supérieure à un diamètre avec un débit de $109 \text{ m}^3/\text{h}$ et une levée de soupape de 4 mm. Les résultats mettent en évidence la bidimensionnalité de l'écoulement et la présence d'importantes zones de recirculation.

Afin de rendre compte des effets instationnaires dus au système soupapes-piston-bielle-vilebrequin, le moteur Diesel R.V.I. 120-145 équipé de la culasse déjà utilisée au banc volutes fait l'objet d'une étude spécifique.

Une description détaillée a été donnée dans le chapitre III (§ I). Les définitions des axes de coordonnées $Oxyz$, ainsi que les directions et sens des composantes de vitesse axiale U , radiale V et tangentielle W sont les mêmes dans les deux manipulations (fig. 49). Les mesures de vitesses instationnaires sur le moteur R.V.I. 120-145 ont lieu en mode entraîné, pour une vitesse de rotation de 1 000 t/mn.

II. RESULTATS DE MESURES AU BANC MOTEUR R.V.I. 120-145

Les champs aérodynamiques instationnaires sont relevés sur deux diamètres situés dans deux plans distants de 28 et 77 mm du plan de culasse avec une direction donnée par la figure 3. Une analyse dans le temps et dans l'espace est proposée.

II.1. EVOLUTIONS TEMPORELLES

Elles consistent à représenter les différentes moyennes d'ensembles $\overline{U_E}$, $\overline{W_E}$ et turbulentes $\sqrt{\overline{u^2}}$, $\sqrt{\overline{w^2}}$ en fonction de l'instant d'observation dans le cycle. Par commodité, on adopte des tracés en fonction de l'angle moteur α . Cette méthode permet de bien apprécier l'importance des mouvements dans chaque phase.

Un exemple de représentation est fourni par la figure 50, aux points situés à 75 mm de la paroi sur les deux diamètres explorés. Le passage du piston au point mort haut entraîne la disparition de la détection par occultation visuelle pendant 80 degrés sur un tour de vilebrequin pour le diamètre le plus proche du plan de culasse et de 160 degrés pour l'autre. En ces points de mesure, nous constatons d'importantes variations temporelles des vitesses. Les contributions des composantes axiale U et tangentielle W paraissent du même ordre.

II.2. EVOLUTIONS SPATIALES

L'analyse spatiale de l'écoulement serait très lourde avec la description précédente. Nous choisissons donc la représentation spatiale de l'écoulement, à différents instants au cours du cycle. Les évolutions des vitesses axiales et tangentielles sur les deux diamètres, rassemblées sur une même figure, montrent le type de comparaison envisageable. L'angle moteur est de $\alpha = 90^\circ$, correspondant à une observation au milieu de la phase d'admission (fig. 51). Les amplitudes des vitesses moyennes axiales $\overline{U_E}$ sont généralement plus petites que celles des vitesses tangentielles $\overline{W_E}$. La volute d'admission des gaz, hélicoïdale, favorise les mouvements tangentiels. Par ailleurs, les amplitudes des vitesses, sur le diamètre situé à $x = 28$ mm, sont plus faibles que celles

sur le diamètre d'abscisse $x = 77$ mm. L'hypothèse de conservation du débit n'est pas mise en défaut, car, probablement, l'inhomogénéité des mouvements dans le cylindre rend les profils de vitesse différents d'un diamètre à l'autre d'une même section.

Les quantités $\sqrt{u^2}$ et $\sqrt{w^2}$ semblent moins inhomogènes dans l'espace sauf au voisinage des parois (fig. 51). Quels que soient la composante et le diamètre considérés, les valeurs sont importantes vis-à-vis des grandeurs \overline{U}_E et \overline{W}_E . Même lorsque les quantités moyennes s'annulent, les écarts-types restent élevés et à peu près identiques à ceux obtenus ailleurs.

II.3. COMPORTEMENT PARTICULIER DE L'ÉCOULEMENT MOYEN A LA COMPRESSION

L'écoulement moyen pendant la compression intéresse tout particulièrement les motoristes, car il conditionne la combustion dans les moteurs Diesel en fonctionnement réel. Contrairement à la phase d'admission (§ II.2), les mouvements des gaz à la compression présentent des caractéristiques bien marquées. Les figures 52 et 53 concernent respectivement les vitesses moyennes tangentielles et axiales.

Entre le début de la phase de compression, à l'angle moteur $\alpha = 180^\circ$, et le moment où la mesure est encore possible (c'est-à-dire presque en fin de compression, aux angles moteurs $\alpha = 310^\circ$ et $\alpha = 270^\circ$ pour les deux niveaux choisis), les vitesses tangentielles varient quasi linéairement le long des deux diamètres explorés (fig. 52). Cette propriété est vérifiée dès le début de la compression ($\alpha = 180^\circ$) pour le diamètre le plus éloigné du plan de joint de culasse, les effets aérodynamiques dus à la proximité de la soupape étant alors amoindris.

Ainsi, l'hypothèse de rotation en bloc des gaz à l'intérieur du cylindre, très souvent utilisée par les ingénieurs Dieselistes trouve une confirmation directe. Les centres de rotation restent très proches de l'axe du cylindre ($y = 60$ mm). Les vitesses angulaires

équivalentes, relevées sur les deux diamètres et à trois instants, sont comprises entre 2 000 et 3 000 tr/mn, soit 2 à 3 fois le régime du moteur.

Des amplitudes beaucoup plus faibles caractérisent les vitesses moyennes axiales, surtout au voisinage du plan de culasse où les valeurs n'excèdent pas 6 m/s. Cette observation, déjà entrevue à l'admission, confirme la prépondérance des écoulements tangentiels générés par la forme hélicoïdale du conduit d'admission des gaz. De plus, l'orientation axiale n'est pas constante dans le temps et dans l'espace.

III. COMPARAISONS DE L'ÉCOULEMENT STATIONNAIRE (BANC VOLUTE) ET DE L'ÉCOULEMENT INSTATIONNAIRE (BANC MOTEUR)

Plusieurs résultats antérieurs incitent à mener des comparaisons plus fines entre les écoulements observés sur le banc volute et sur le banc moteur. En effet, les échelles intégrales de temps restent globalement du même ordre de grandeur dans les cas stationnaire et instationnaire (§ II.2, ch. V). De même, l'importance des quantités $\sqrt{u^2}$, $\sqrt{w^2}$ propres aux fluctuations vis-à-vis des grandeurs moyennes $\overline{U_E}$ et $\overline{W_E}$ se retrouve dans les deux situations (§ II.2, ch. VI) [7, 12]. Sur le plan pratique, une telle comparaison concerne particulièrement les motoristes qui utilisent le banc volute pour concevoir les culasses équipant les moteurs de série.

III.1. COMPARAISONS DES PROFILS DE VITESSES MOYENNES

Les moyennes statistiques des vitesses mesurées dans les écoulements stationnaire et instationnaire sont comparées sur les figures 54 et 55. Pour la composante tangentielle $\overline{W_E}$ les distributions le long des diamètres apparaissent tout à fait ressemblantes d'un cas à l'autre (fig. 54). Une première comparaison porte sur le profil transversal relevé dans le moteur pendant la phase d'admission ($\alpha = 80^\circ$) à 28 mm du plan de culasse et sur les profils de vitesses stationnaires correspondant à $x = 25$ et 40 mm. Le même accord se retrouve plus en aval dans le cylindre ($x = 77$ et 80 mm). Pour la composante axiale (fig. 55), on notera néanmoins une très mauvaise concordance des profils les plus éloignés du plan de culasse. Pour ce qui est des amplitudes, le

Ainsi, même avec le piston et les soupapes en mouvement, les vitesses moyennes tangentielles au milieu de l'admission sont convenablement simulées par celles mesurées en écoulement stationnaire. Pour les vitesses axiales, l'analogie demeure au début de la phase d'admission ($\alpha = 50^\circ$) mais semble altérée plus après ($\alpha = 90^\circ$). Une influence du mouvement axial du piston et des différences de levées de soupapes pourraient être incriminées.

III.2. COMPARAISONS DES PROFILS DES ECARTS-TYPES

Les figures 56 et 57 rassemblent respectivement les comparaisons dans les directions y et x . Les ressemblances sont moins marquées que pour les mouvements moyens mais restent significatifs. Les écarts-types mesurés au banc moteur prennent en considération des fluctuations semblables à la turbulence mesurée au banc volute mais tiennent compte également des mouvements instationnaires et éventuellement de variations cycle à cycle. De plus, l'ordre de grandeur identique des quantités turbulentes et des valeurs moyennes constitue un autre résultat important à tirer de ce travail expérimental.

CHAPITRE VII

-

CONCLUSIONS

-

Ce travail sur les écoulements dans les cylindres et les chambres de combustion de moteur à pistons a été abordé expérimentalement. L'objectif était de recueillir un premier ensemble complet de mesures associé à des interprétations de base, pour un moteur entraîné extérieurement.

Du point de vue expérimental, nous avons recherché une diversité des détections et des caractérisations. En plus de la mesure de la pression dans le moteur, les vitesses de fluides sont obtenues par anémométrie laser et estimées par anémométrie à fil chaud. De même pour les traitements, il a surtout été introduit des moyennes d'ensemble mais aussi des moyennes temporelles. Les fluctuations de vitesse sont décrites par des valeurs efficaces conventionnelles, des écarts de cycle à cycle et des échelles intégrales.

Trois caractéristiques et conclusions essentielles se dégagent de l'ensemble de l'étude :

1) Les deux géométries utilisées sont identiques en tout point à celles existant dans les moteurs fabriqués en série. De la sorte, les résultats obtenus sont directement utilisables dans le milieu industriel automobile.

2) Pour les écoulements, des différences d'un cycle à un autre sont mises en évidence, même sans combustion. Ainsi, il apparaît,

en plus des fluctuations de type turbulent, des instabilités à grandes échelles de temps, contribuant pour 5 à 10 % aux amplitudes totales.

3) En ce qui concerne la phase d'admission, les résultats des essais dans le moteur et d'essais antérieurs en régime permanent apparaissent coïncider. Si l'analyse de ce fait reste à approfondir, sur le plan pratique l'utilisation d'essais stationnaires pour les volutes d'admission se trouve justifiée.

A un autre niveau, nous avons relevé dans le moteur à allumage commandé :

- de fortes inhomogénéités spatiales du champ de vitesses, aussi bien dans le cylindre que dans la chambre de combustion ;

- pour les fluctuations de vitesses, des échelles intégrales de temps indiquant que la turbulence générée à l'admission influe peu sur celle existant pendant la compression, ce qui n'est pas le cas des mouvements moyens ;

- à l'intérieur du cylindre, un champ aérodynamique qui ne semble pas se conserver lorsque la vitesse de rotation moteur varie.

Dans le cas du moteur Diesel pendant la phase de compression, un mouvement de rotation presque uniforme de l'air est nettement mis en évidence dans tout le cylindre.

Les prolongements naturels de ce travail sont évidemment multiples. Au niveau des interprétations, un recours à des analyses dimensionnelles est à envisager. En ce qui concerne l'expérience, l'extension du domaine de mesure passe par le perfectionnement des accès optiques.

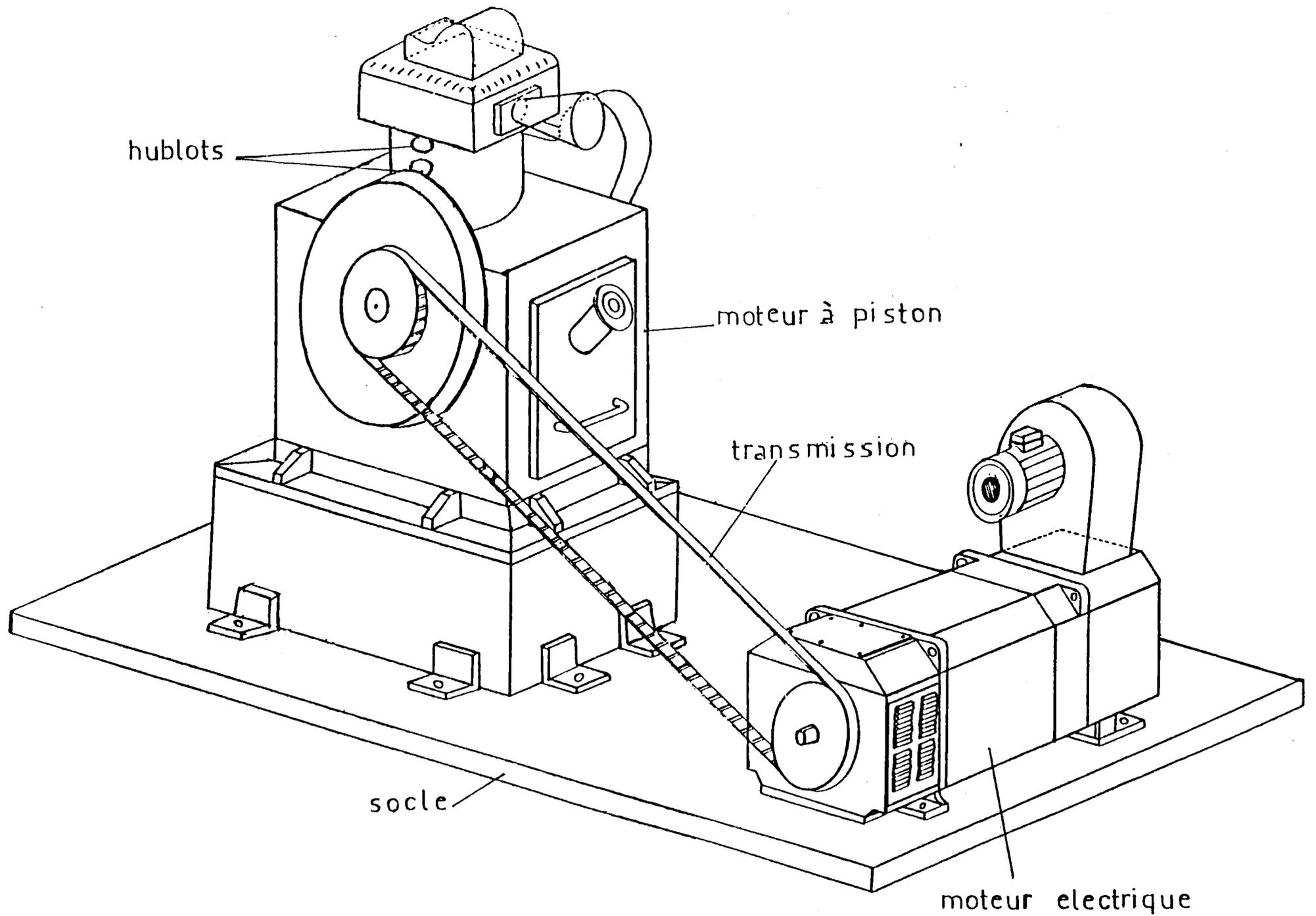


Fig. 1 - Banc d'essais des moteurs à pistons. Aérodynamique interne.

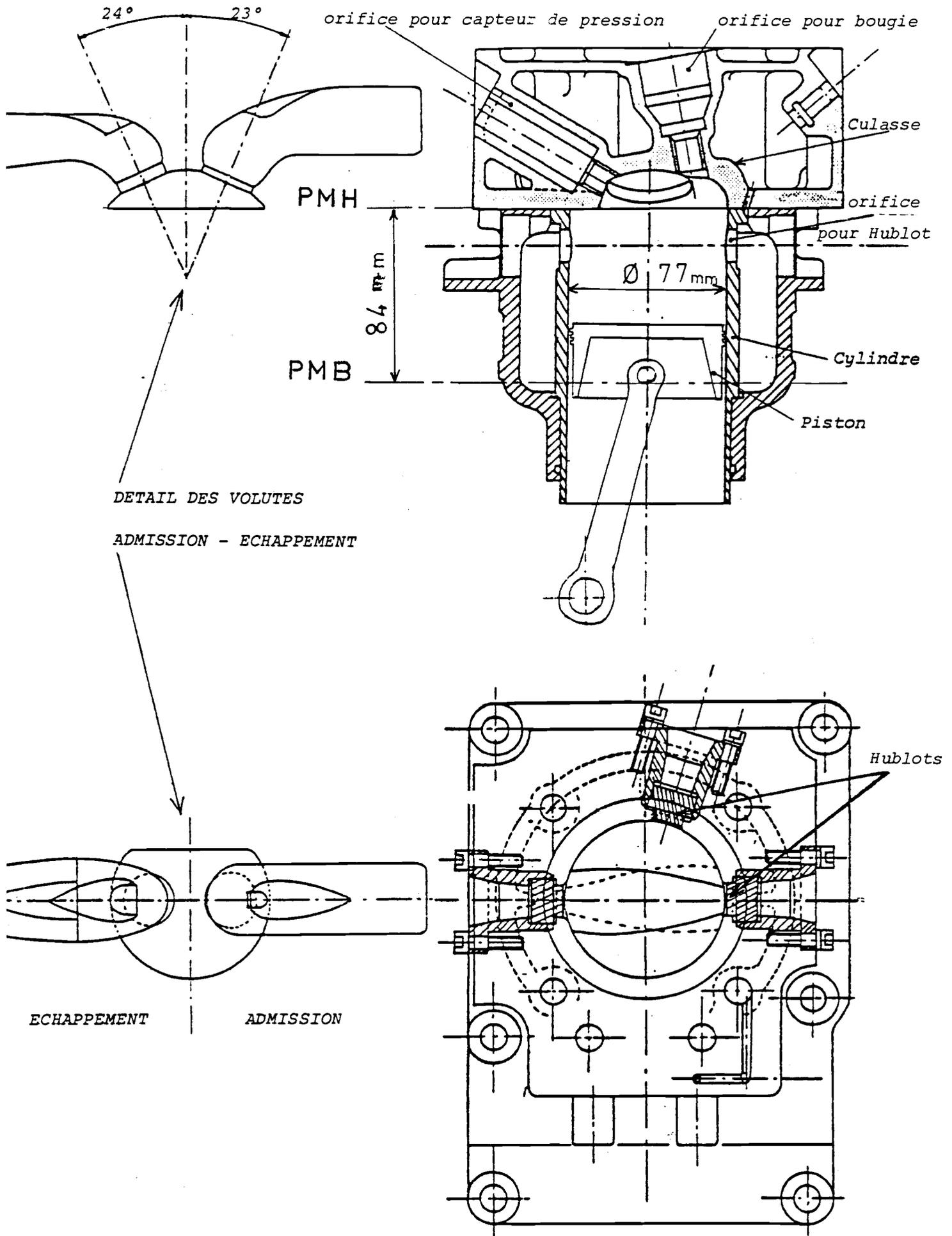


Fig. 2a- Cylindre et chambre de combustion du moteur de la voiture
 RENAULT 16 TS. Implantation des hublots.

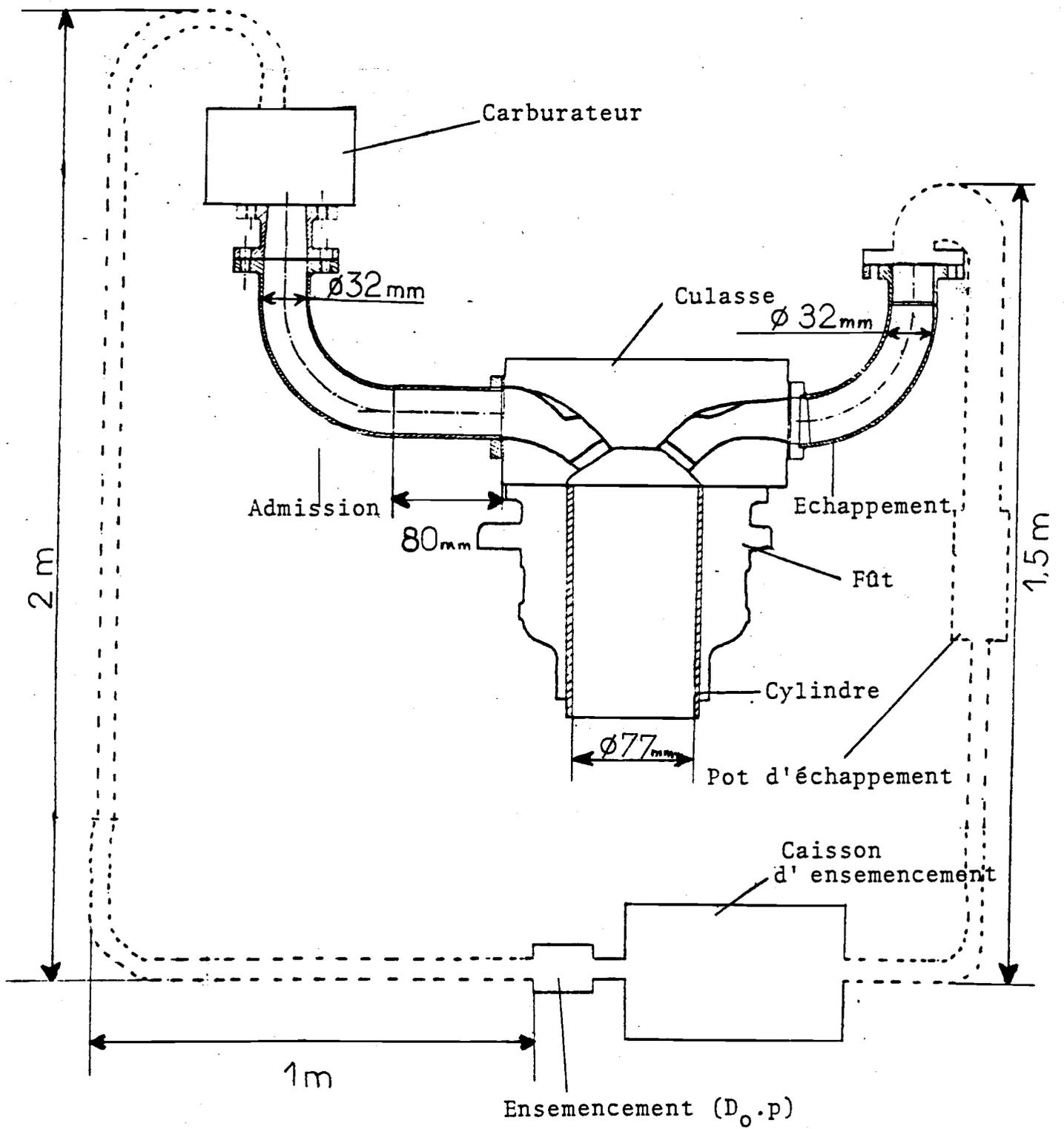


Fig. 2b - Conditions externes de fonctionnement ; tubulures d'admission et d'échappement. Moteur DENNITT 16 cc

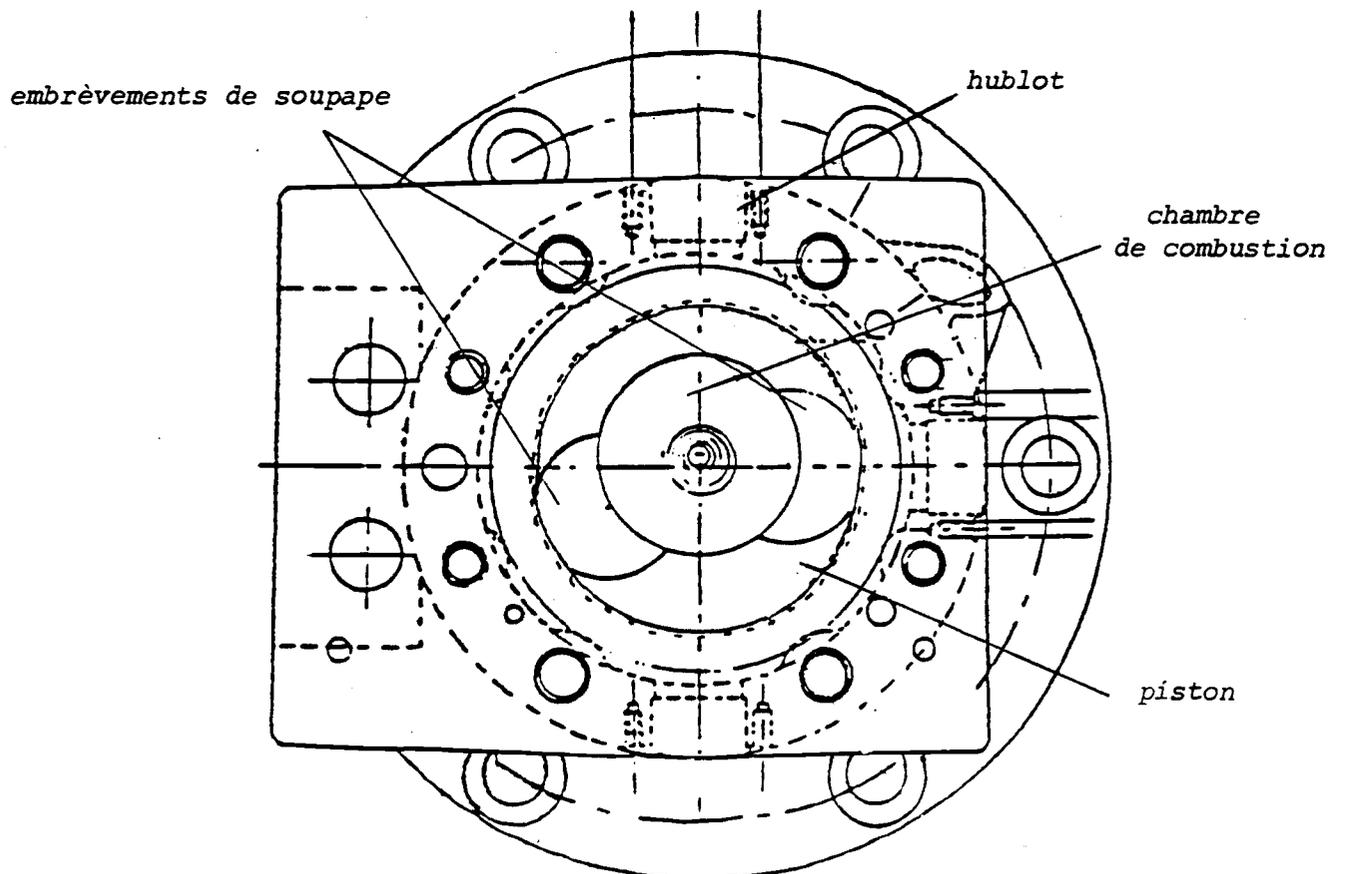
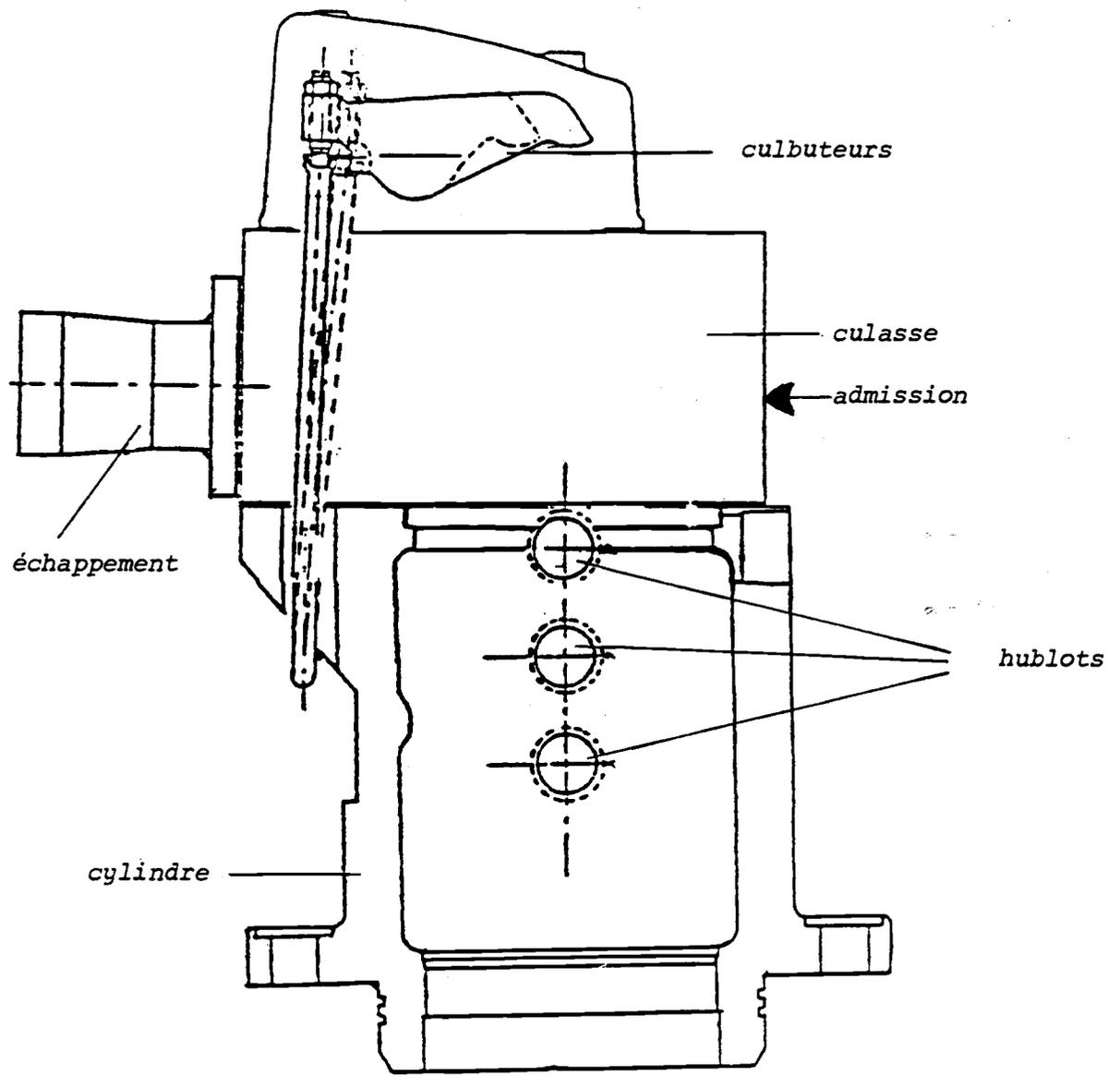


Fig. 3 - Cylindre et chambre de combustion du moteur de camion RVI 120-145.

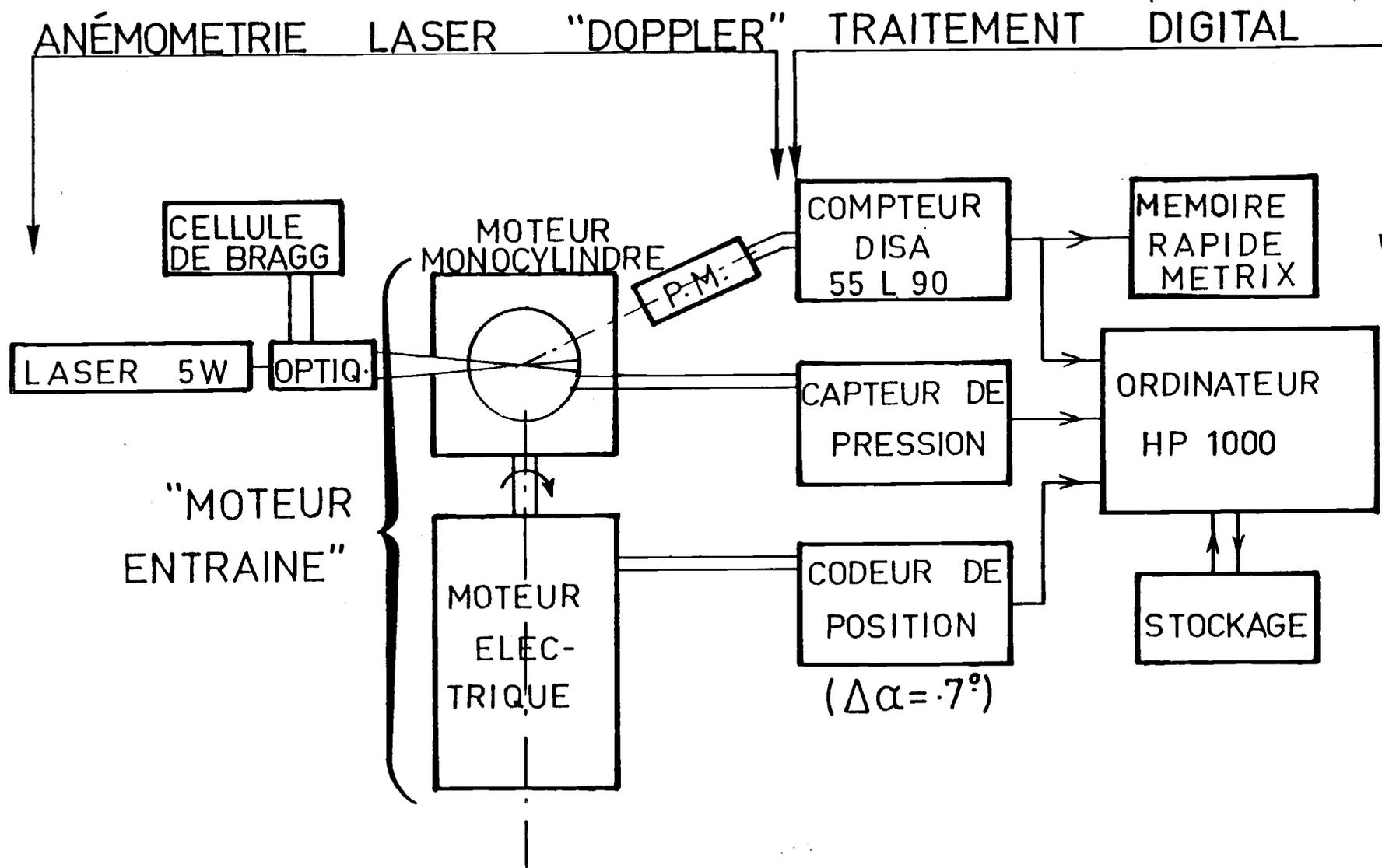


Fig. 4 - Aérodynamique interne des moteurs à pistons : Anémométrie Laser à effet Doppler.

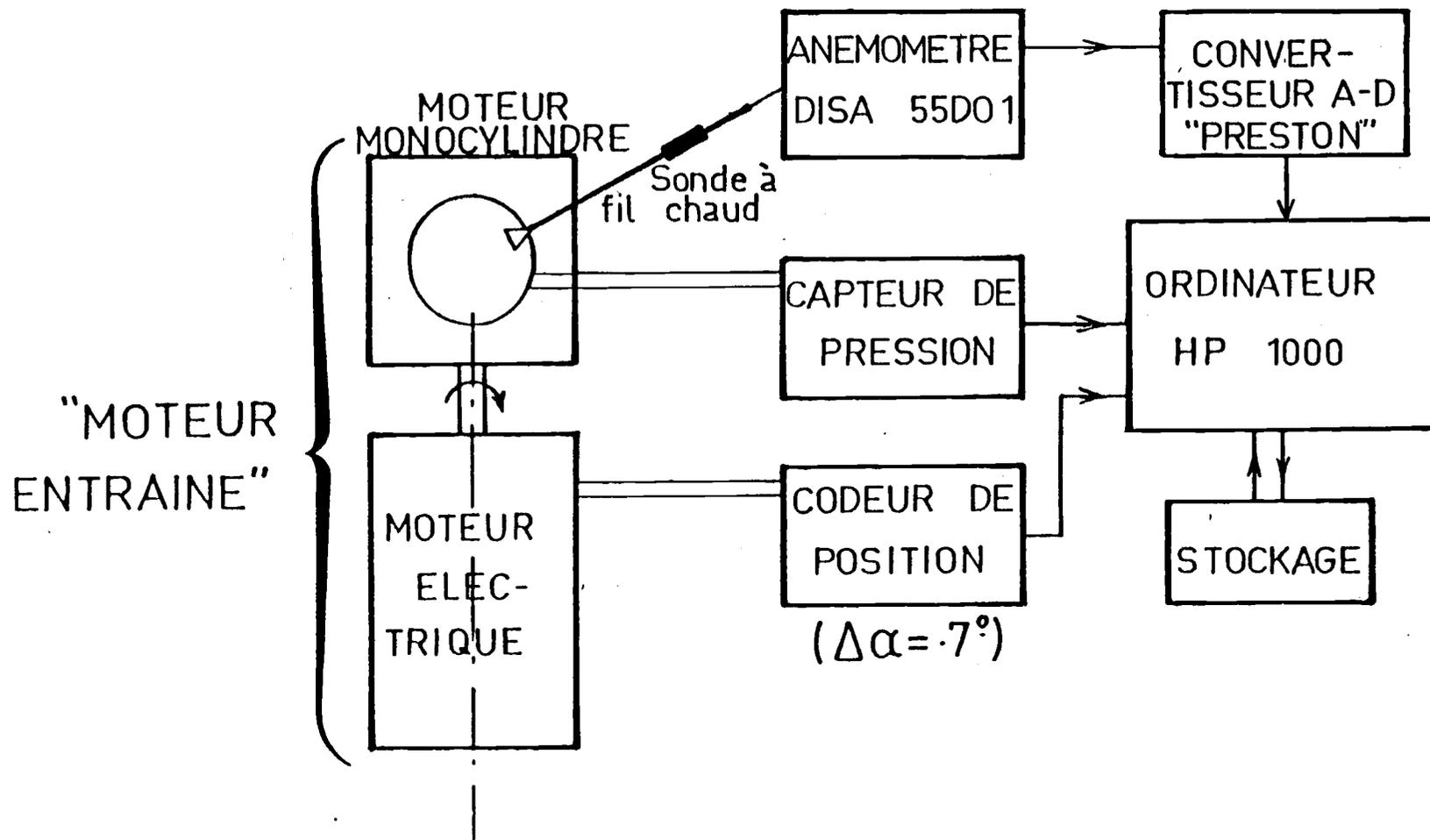


Fig. 5 - Aérodynamique interne des moteurs à pistons : Anémométrie à fil chaud.

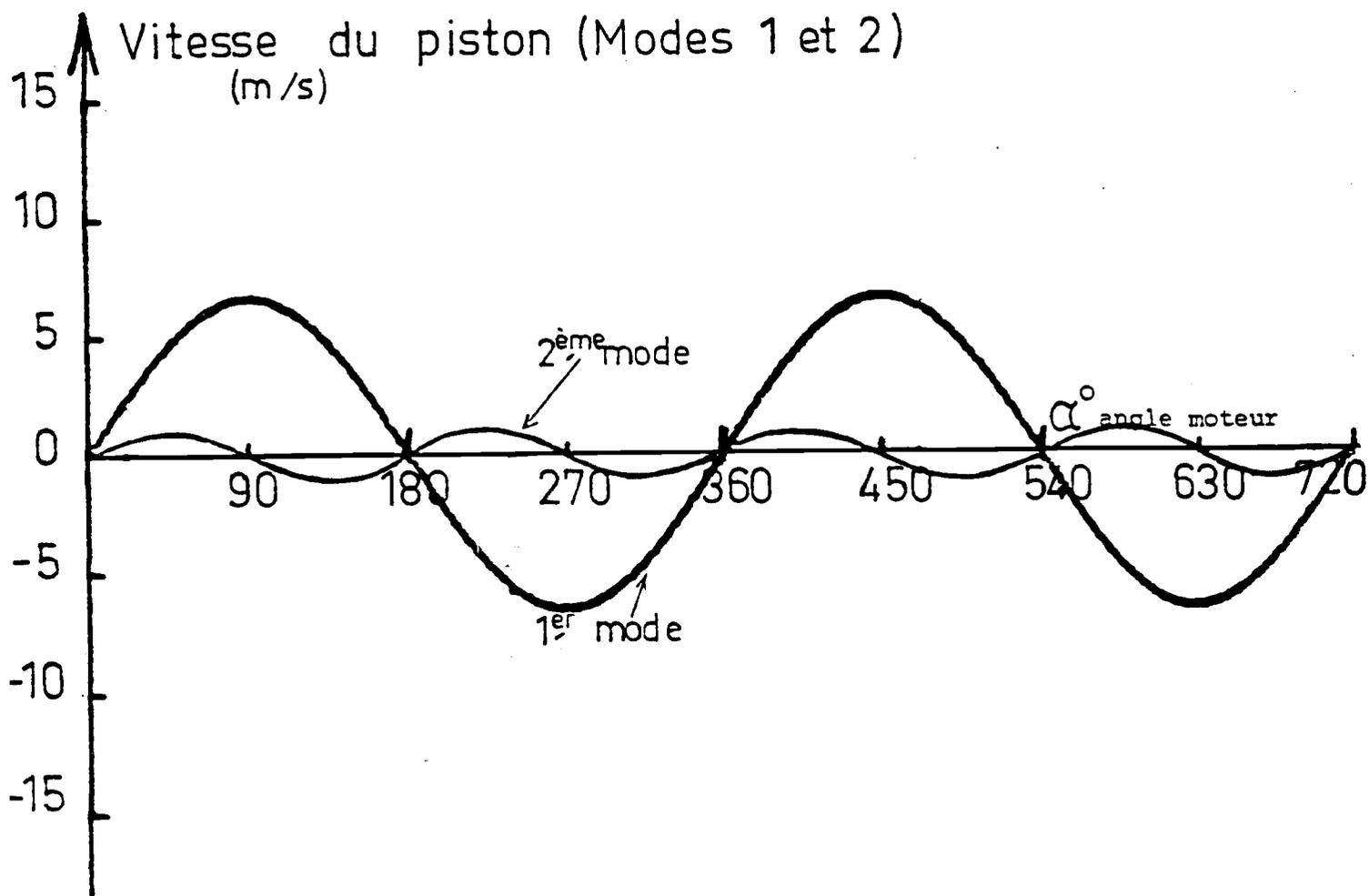
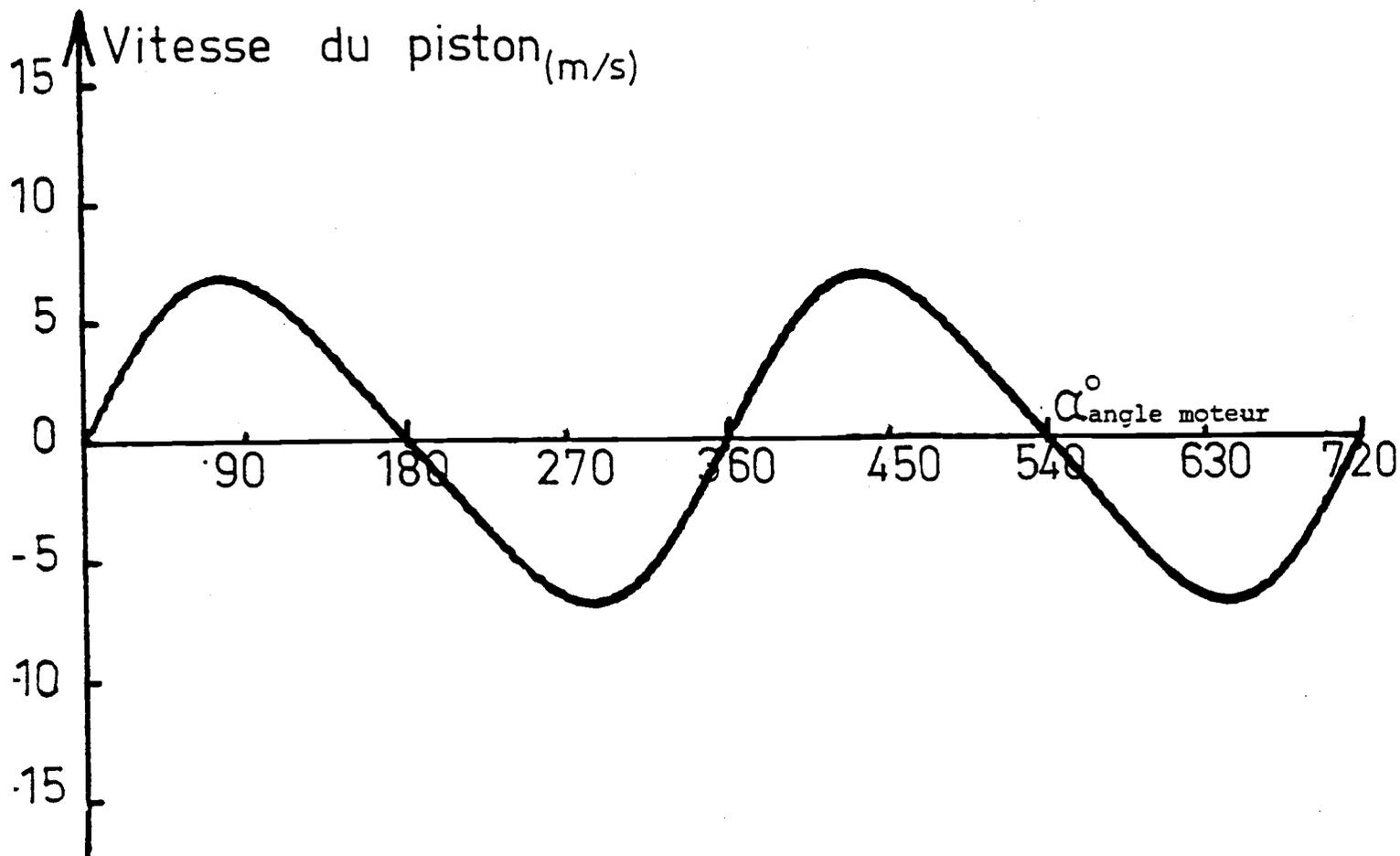


Fig. 6 - Evolution temporelle de la vitesse du piston. Les 2 modes.

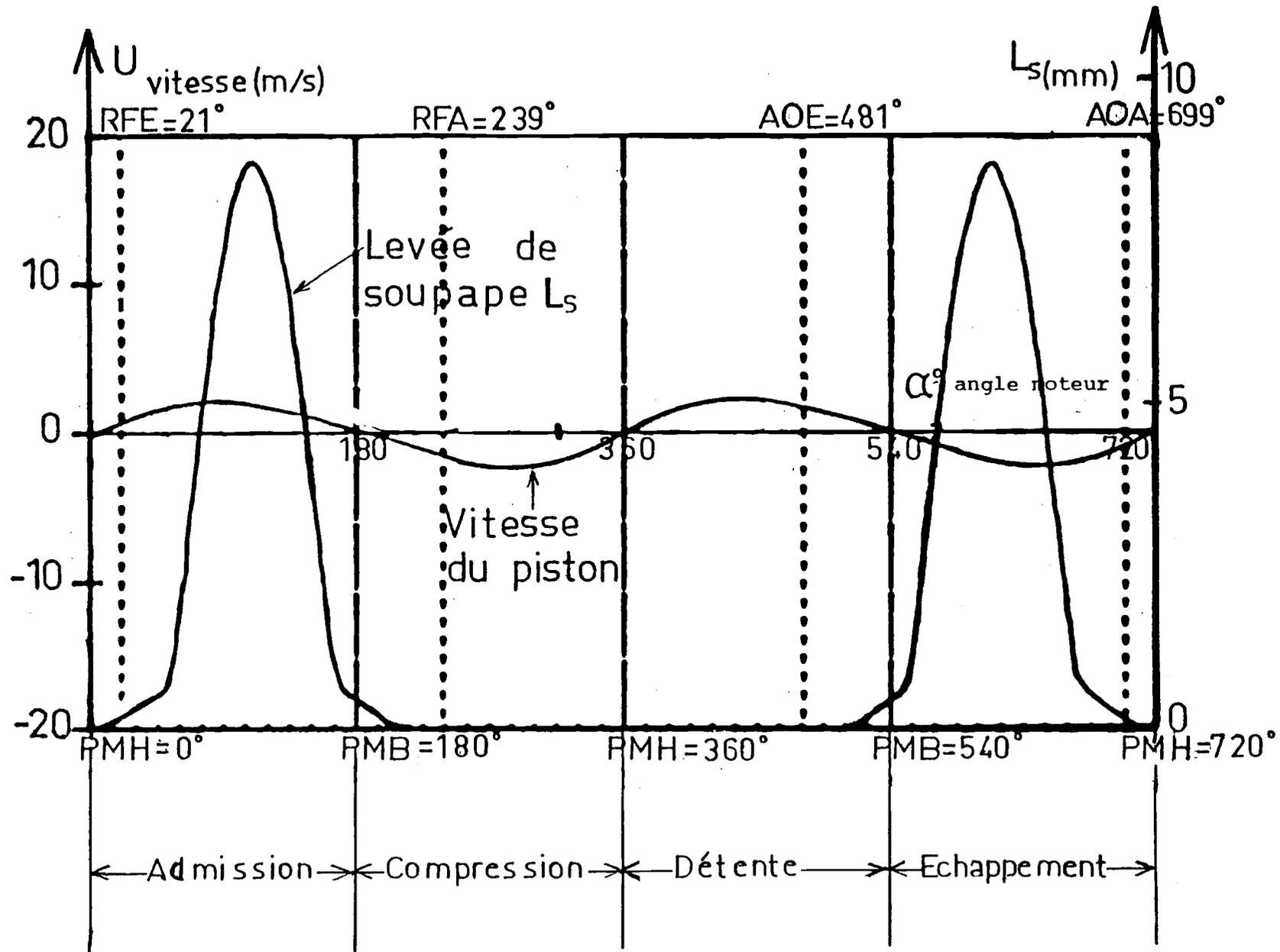
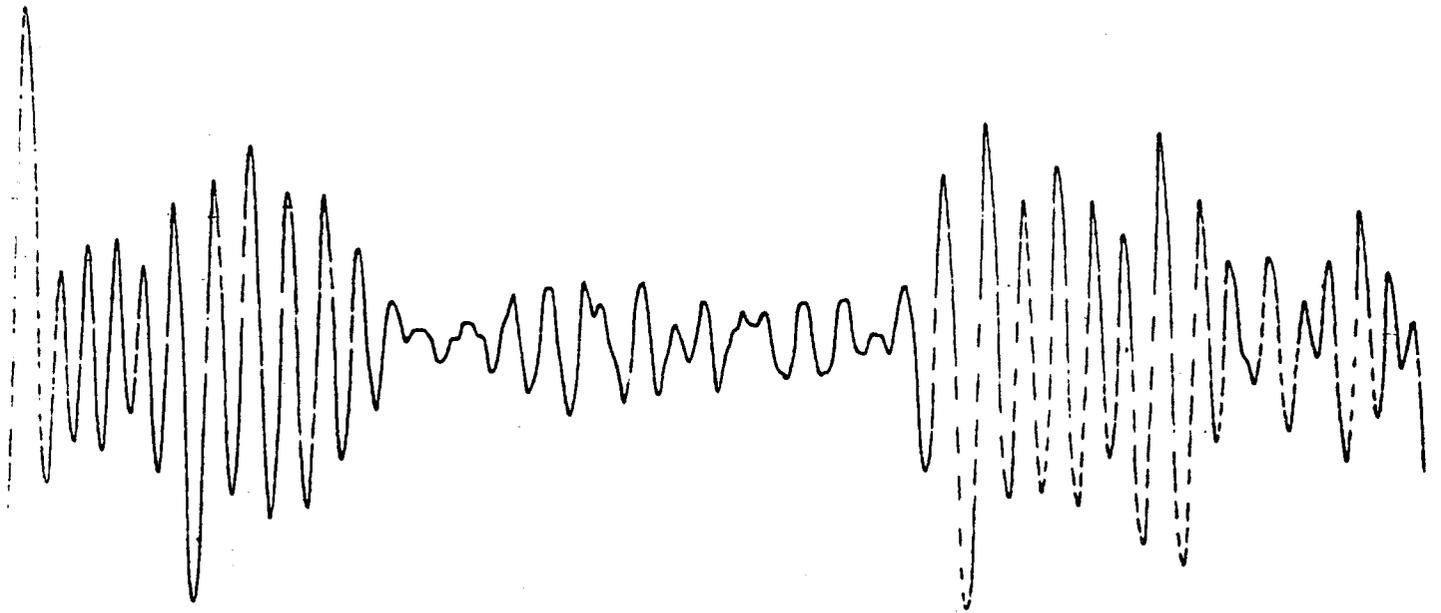
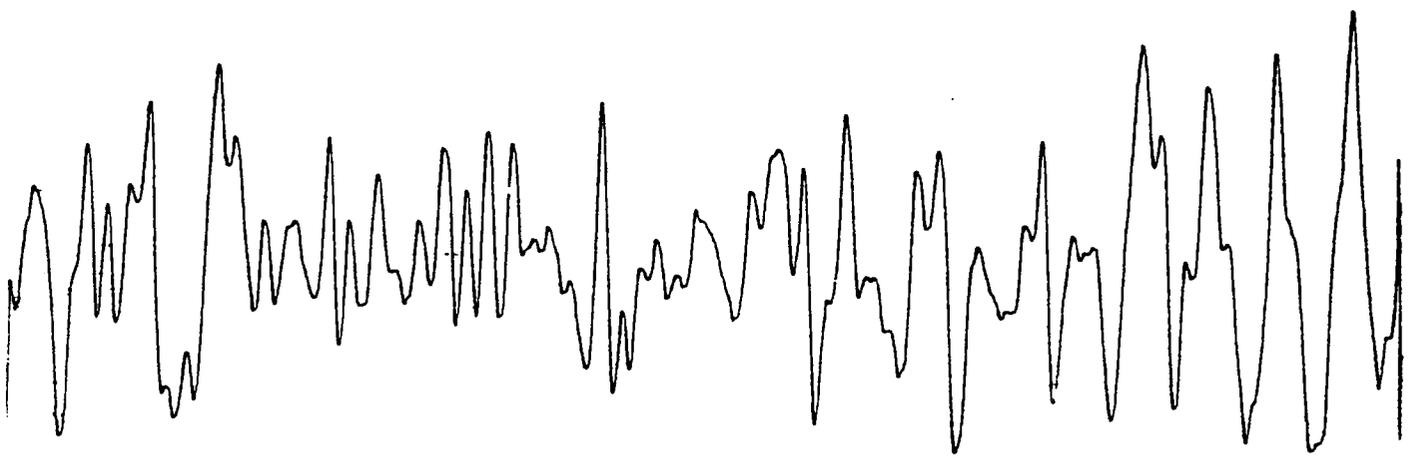


Fig. 7 - Repérages angulaires utilisés. Vitesse du piston et levées de soupapes.



HUBLOT PROPRES



HUBLOT SALE

Fig. 8 - Signaux Doppler suivant les conditions expérimentales (hublot propre ou sale).

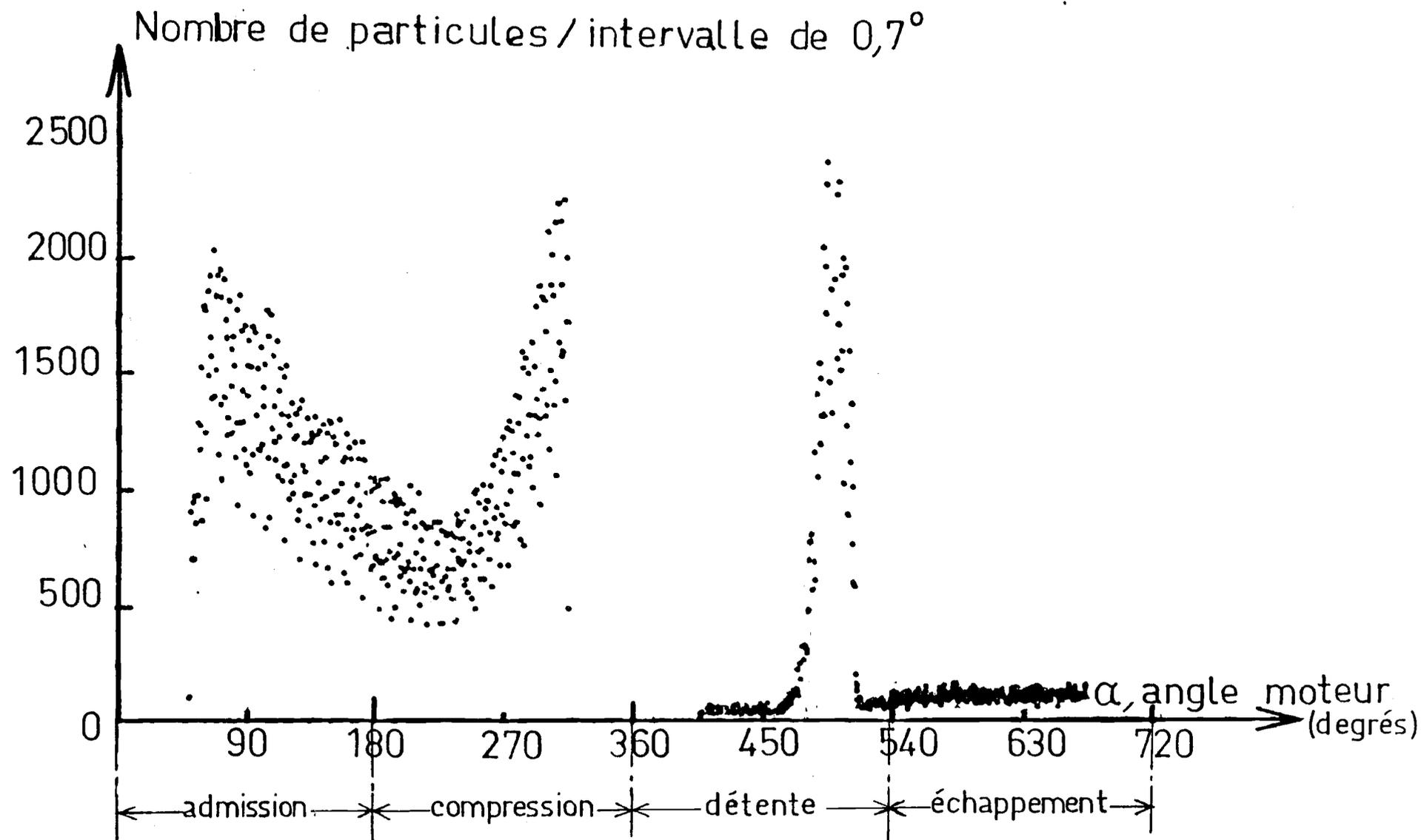


Fig. 9 - Quantité d'information par intervalle de temps ($0,7$ degré d'angle moteur). Enregistrement de 2 000 cycles consécutifs. $N = 500$ tr/mn.

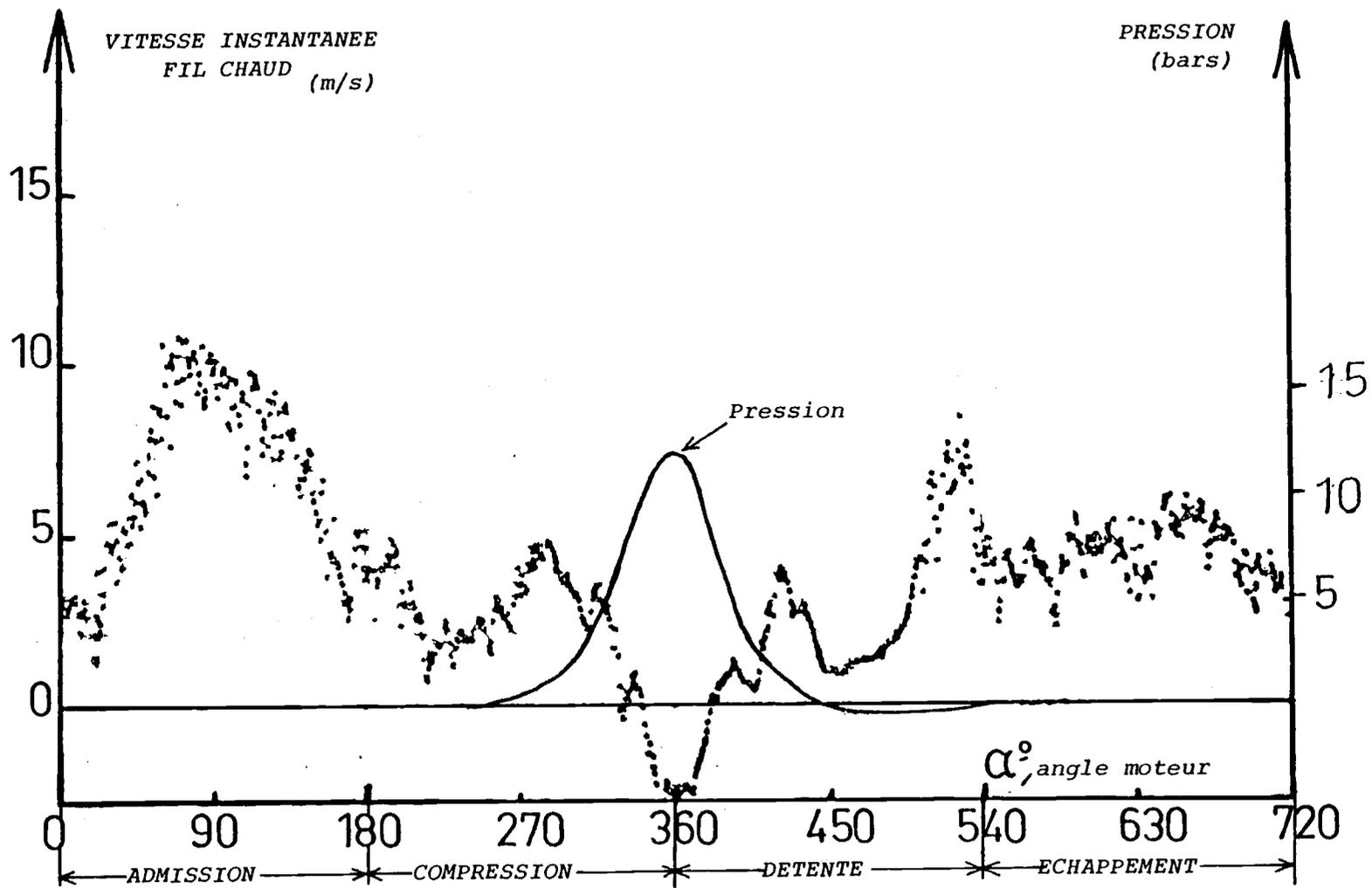


Fig. 10 - Influence de la pression sur le signal mesuré par le fil chaud.

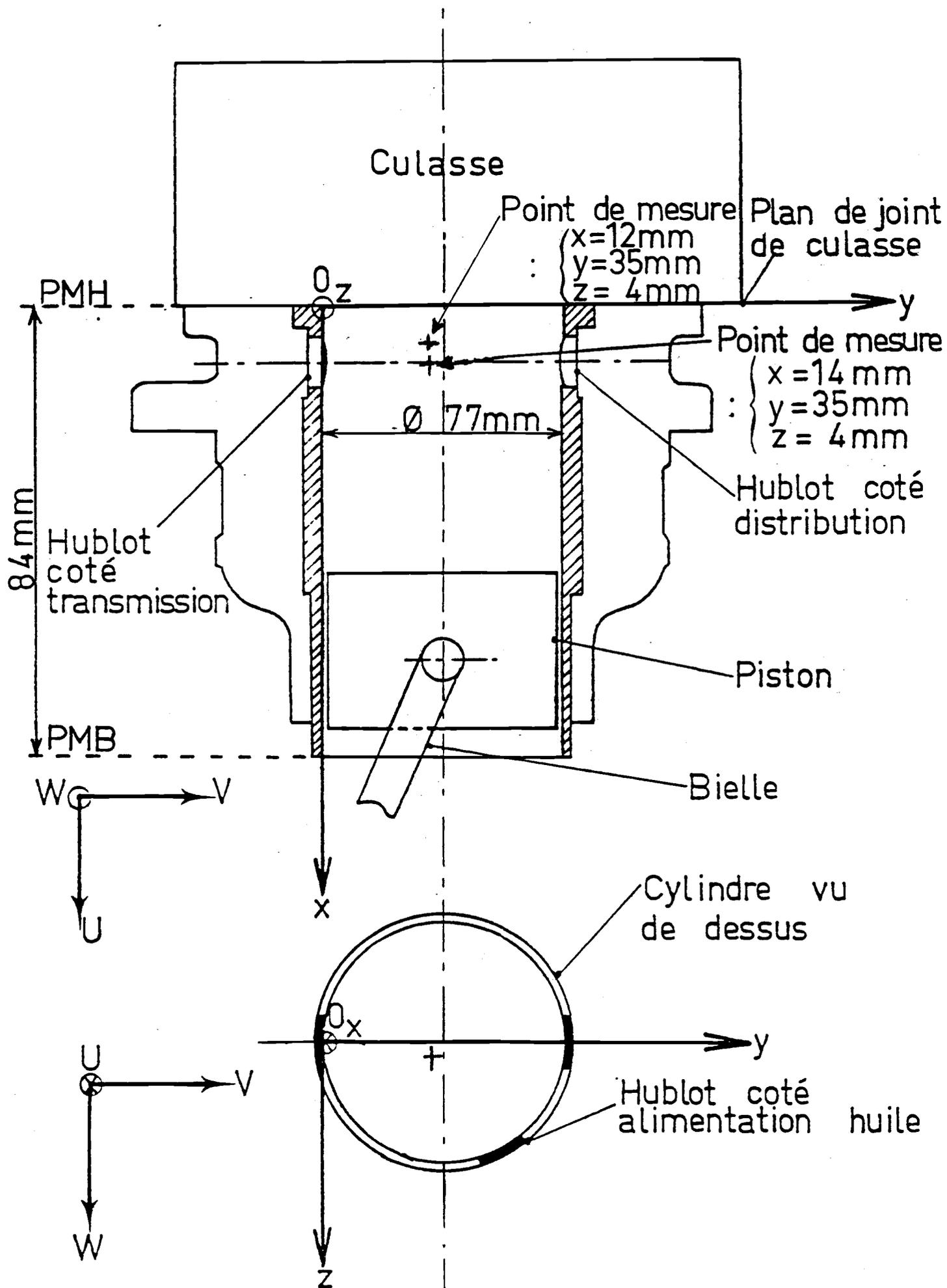
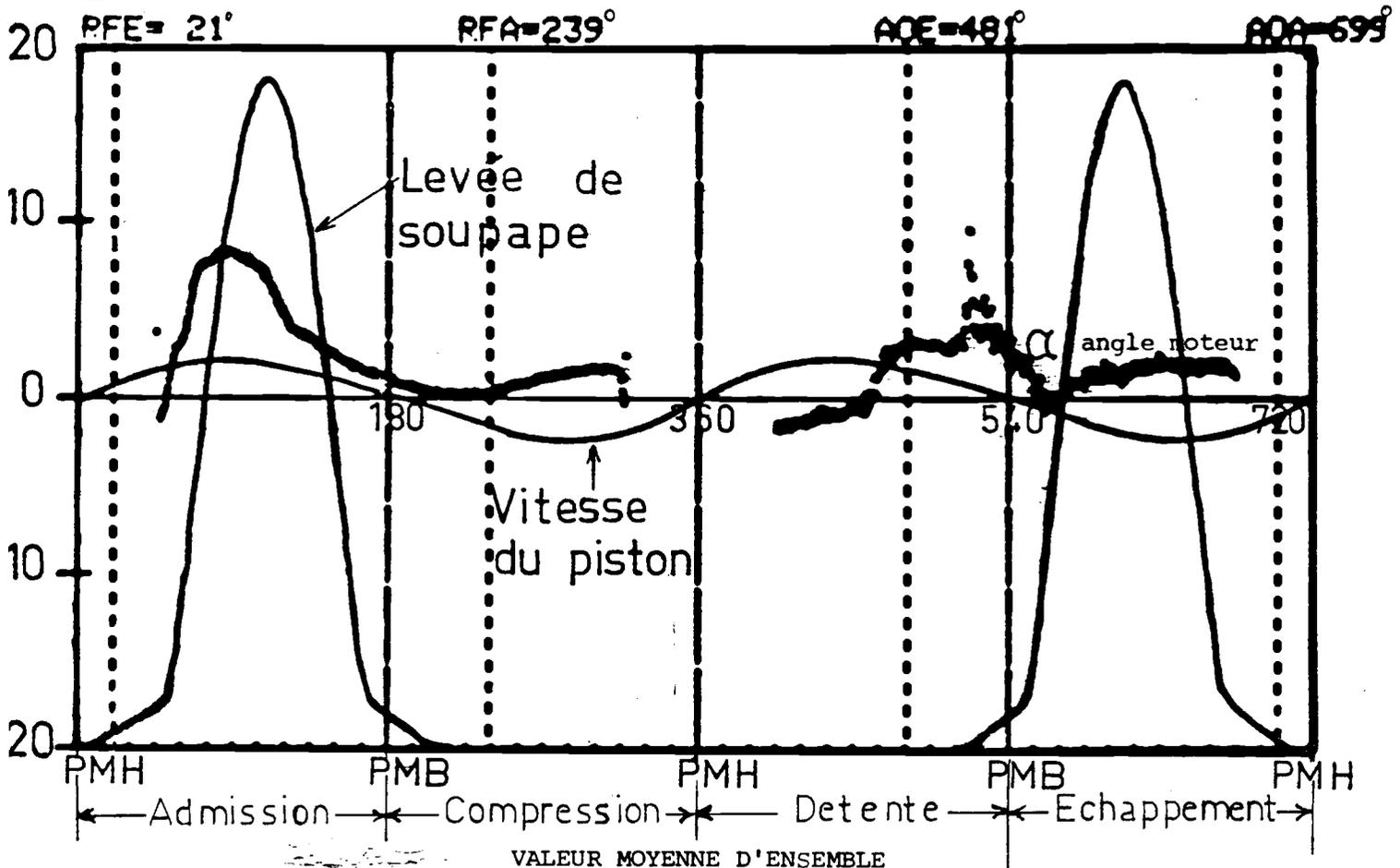


Fig. 11 - Situation géométrique des points de mesure par anémométrie laser dans le cylindre.

\overline{U}_E Vitesse axiale. Moyenne d'ensemble (m/s)



U'_E Vitesse axiale. Valeur RMS d'ensemble (m/s)

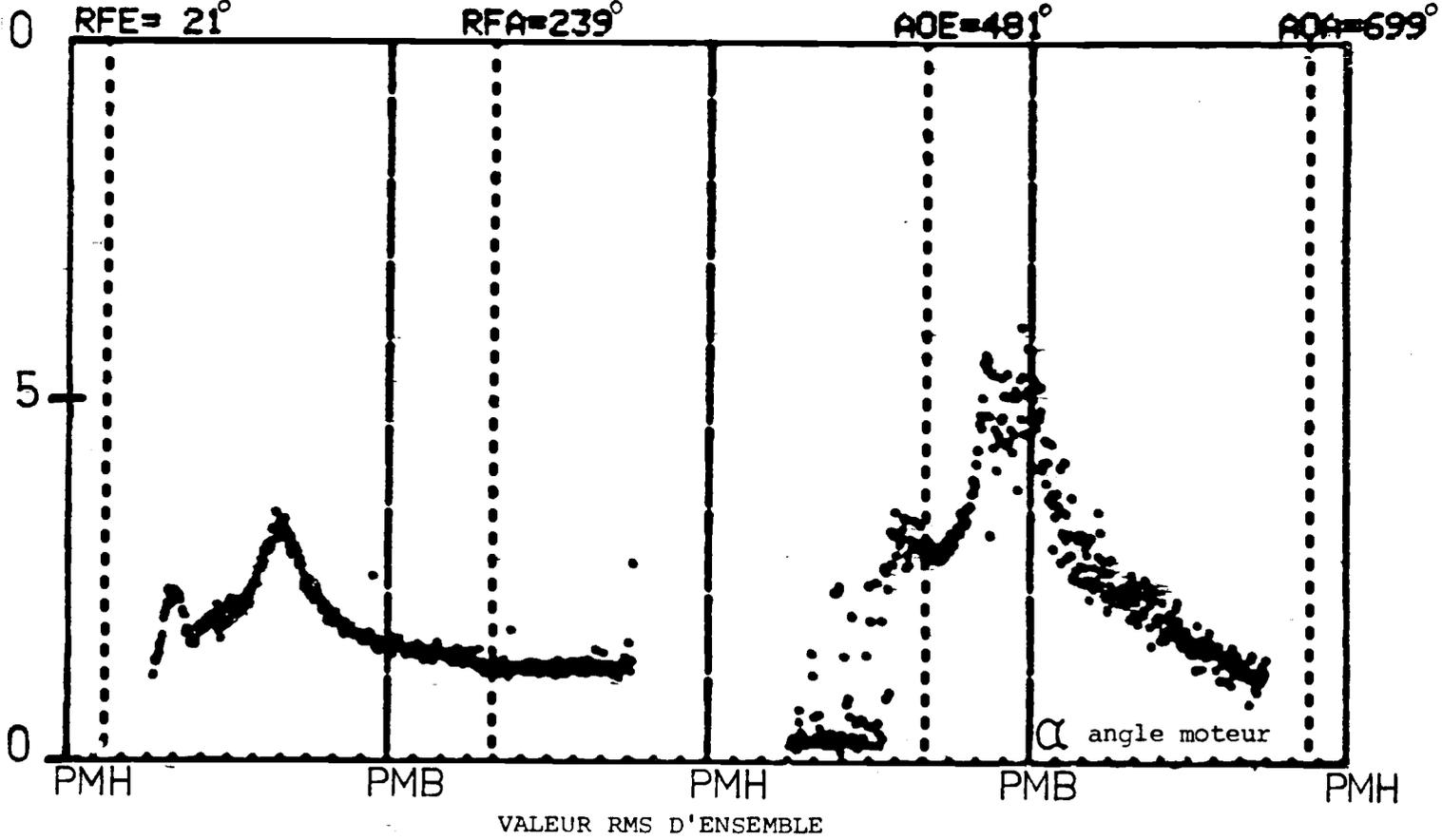


Fig. 12 - Composante axiale de la vitesse au point X = 14 mm. V = 35 mm

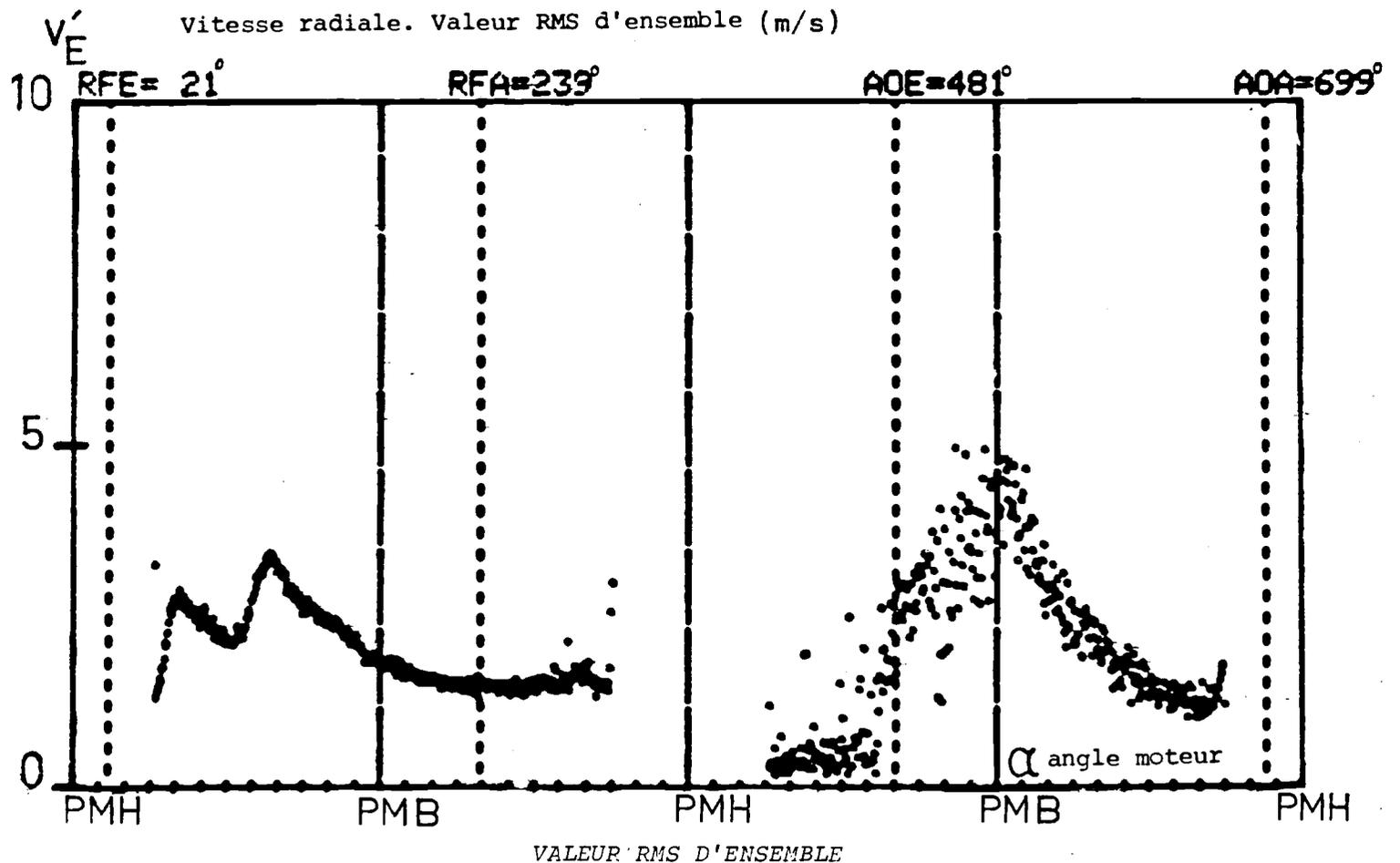
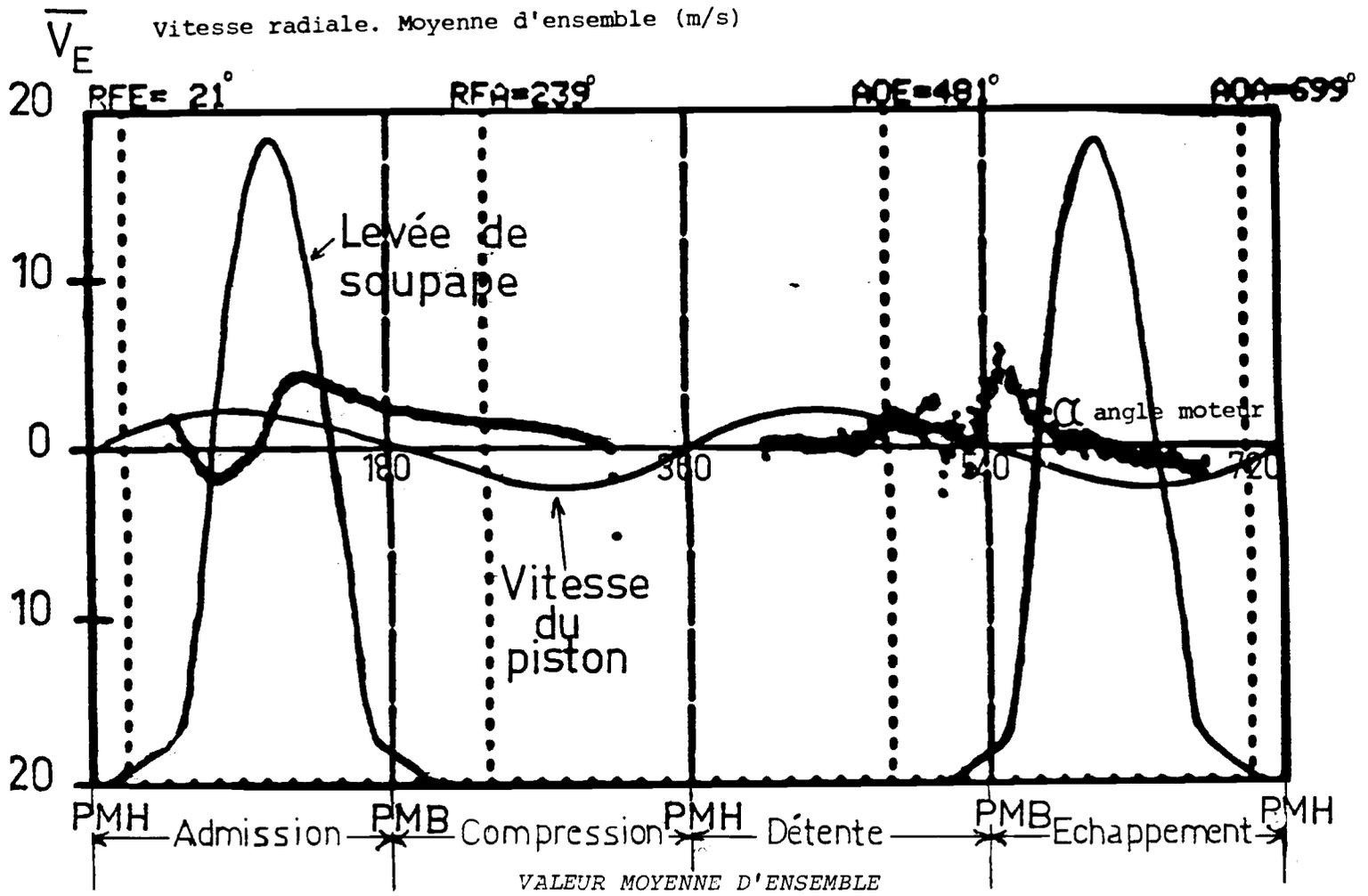


Fig. 13 - Composante radiale de la vitesse au point X = 14 mm, y = 35 mm,

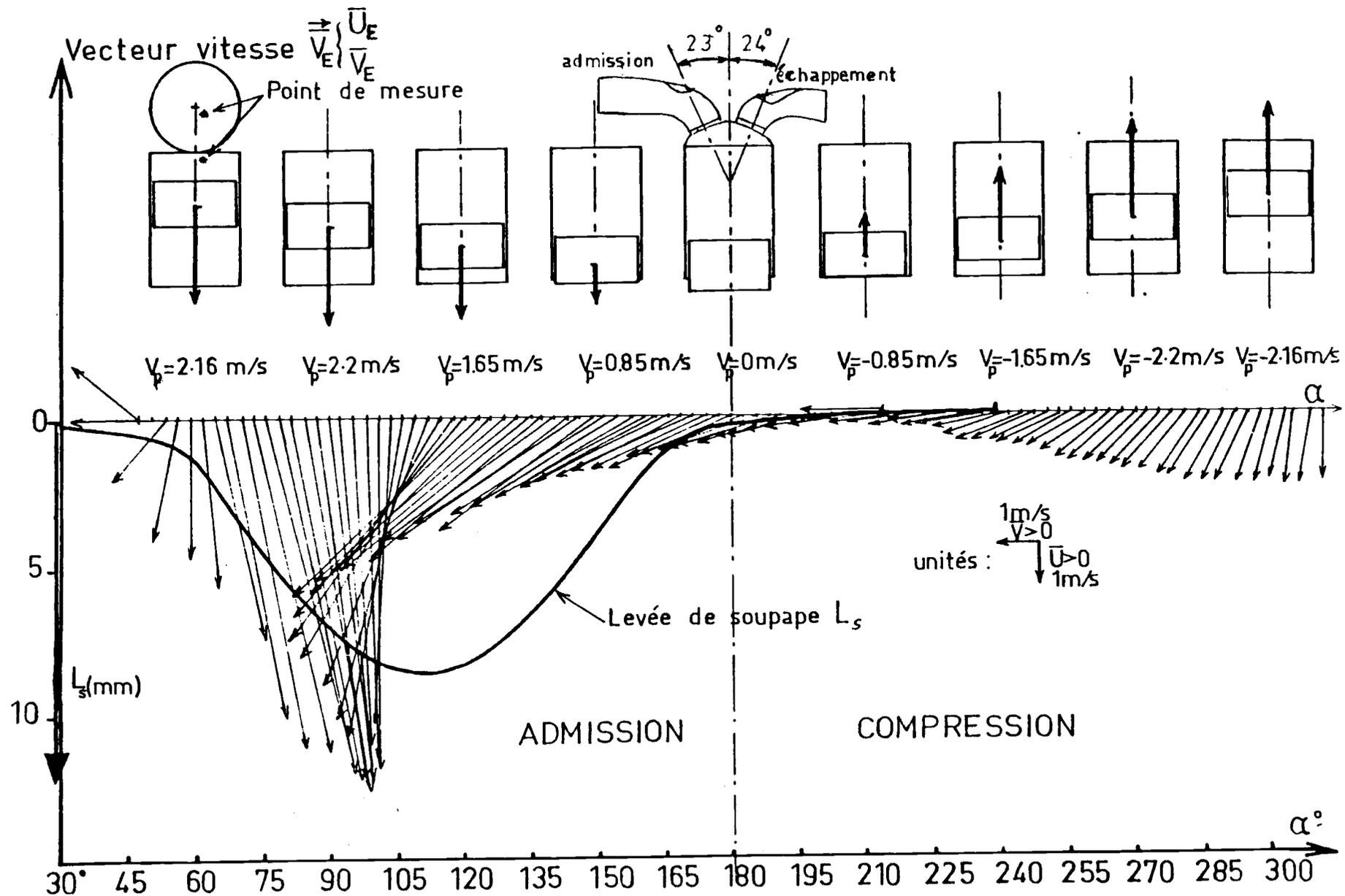


Fig. 14 - Evolution temporelle de l'écoulement : représentation vectorielle \vec{V}_E . Point $X = 14 \text{ mm}$, $Y = 35 \text{ mm}$, $Z = 4 \text{ mm}$. $N = 500 \text{ tr/mn}$. Admission-Compression.

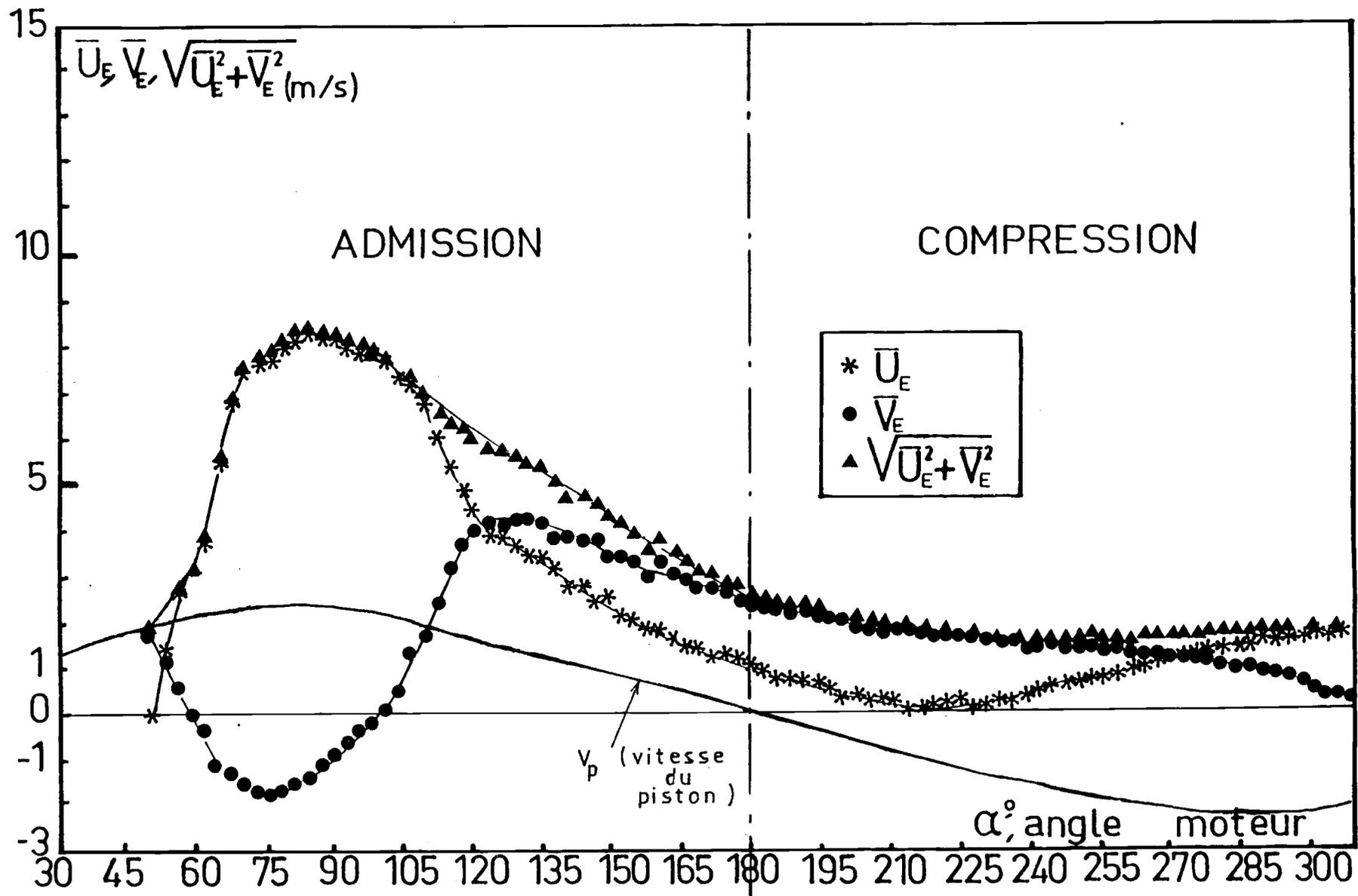


Fig. 15 - Evolution temporelle des amplitudes axiale, radiale et du module du vecteur vitesse. Point X = 14 mm, Y = 35 mm, Z = 4 mm, N = 500 tr/mn. Admission-Compression.

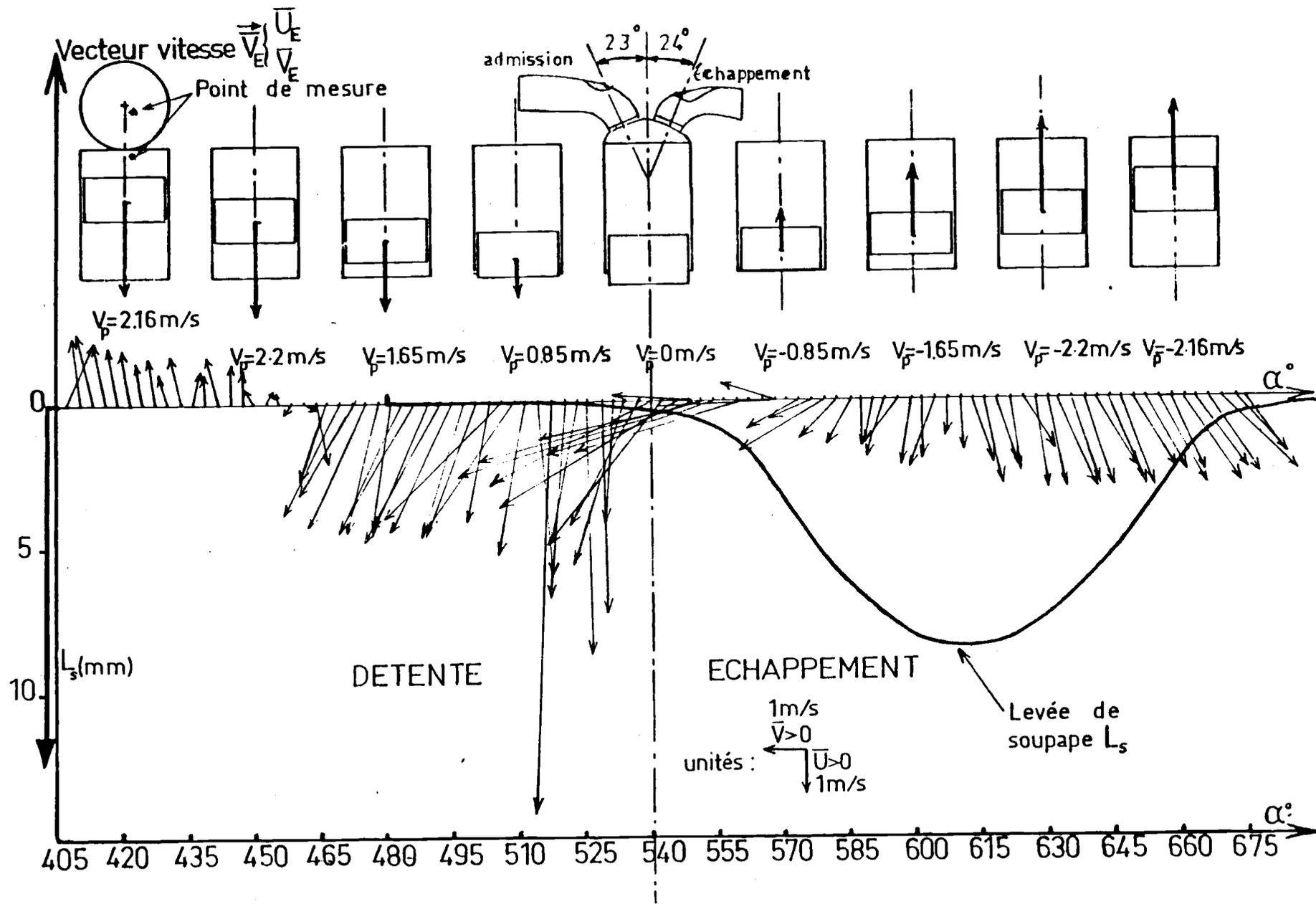
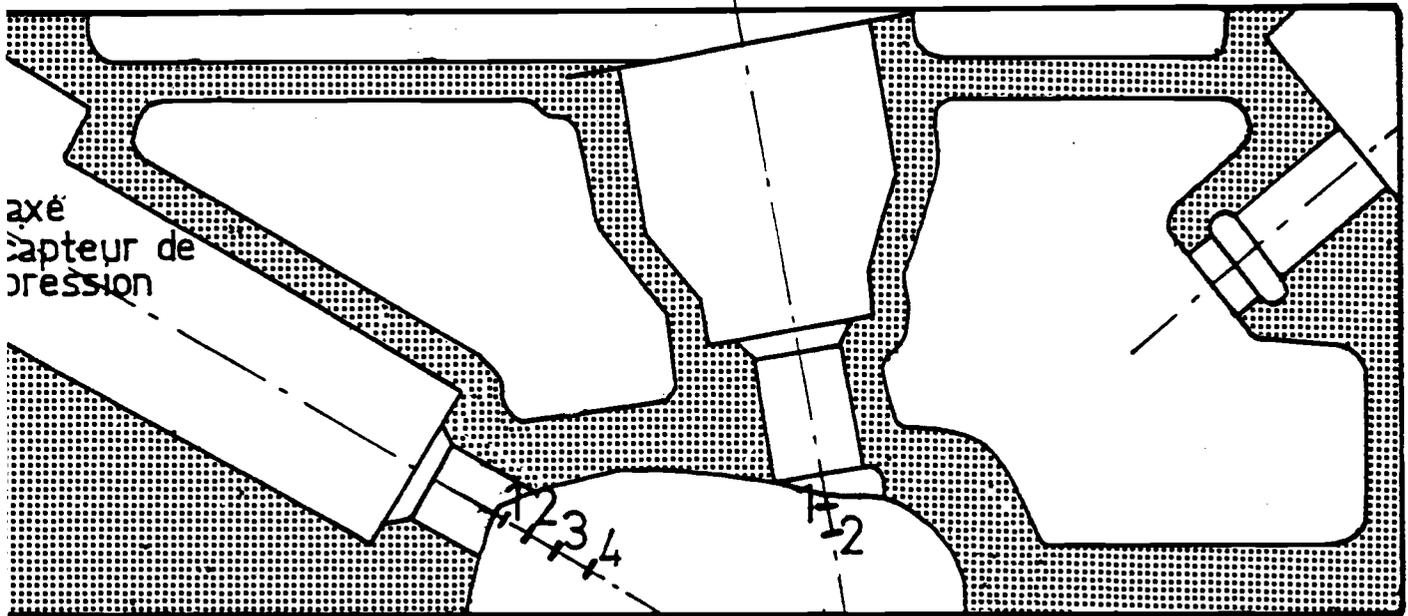


Fig. 16 - Evolution temporelle de l'écoulement : représentation vectorielle
 . Point X = 14 mm, Y = 35 mm, Z = 4 mm.
 N = 500 tr/mn. Détente-Echappement.

Echelle 1

Coupe A-A

axe bougie



Vue de dessus

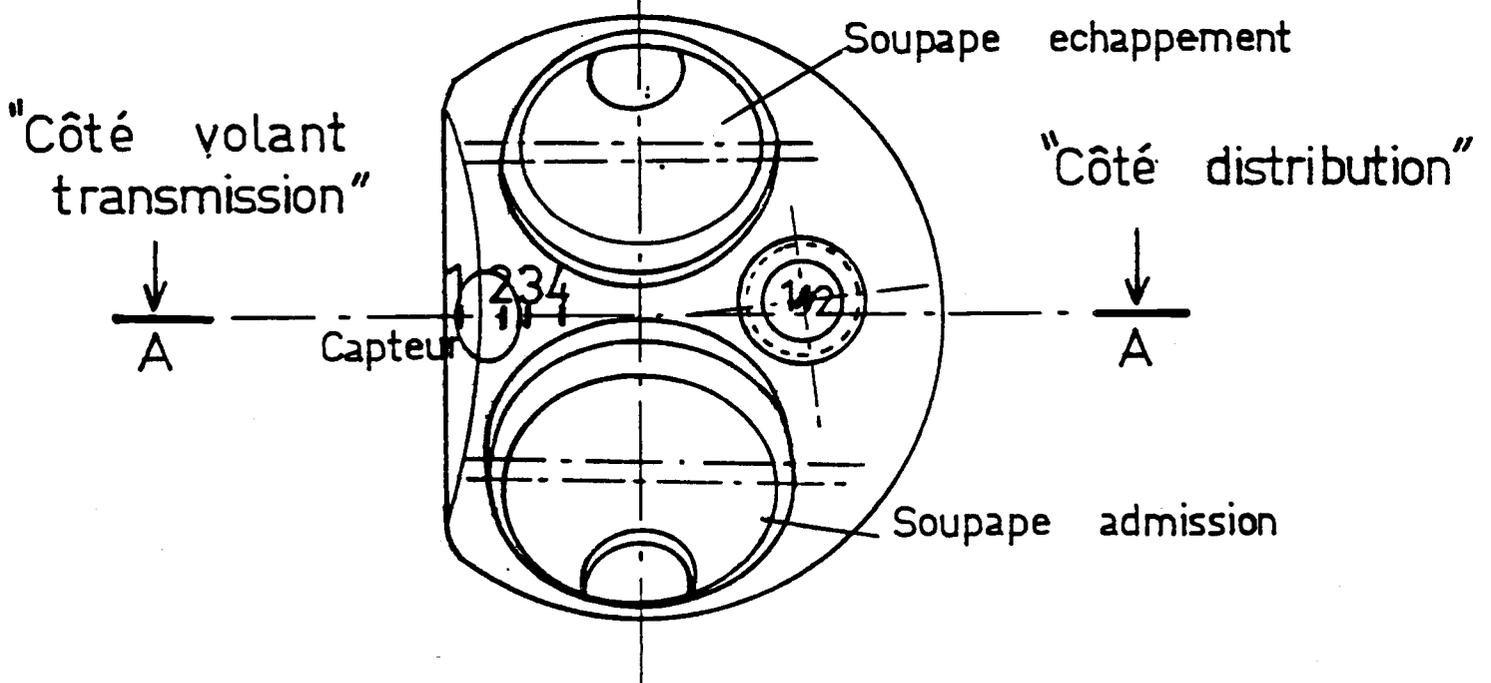


Fig. 18 - Situation géométrique des points de mesure. Anémométrie à fil chaud dans la chambre de combustion.

- 1) Points 1, 2, 3, 4 dans l'axe du capteur de pression.
- 2) Points 1, 2 dans l'axe de la bougie.

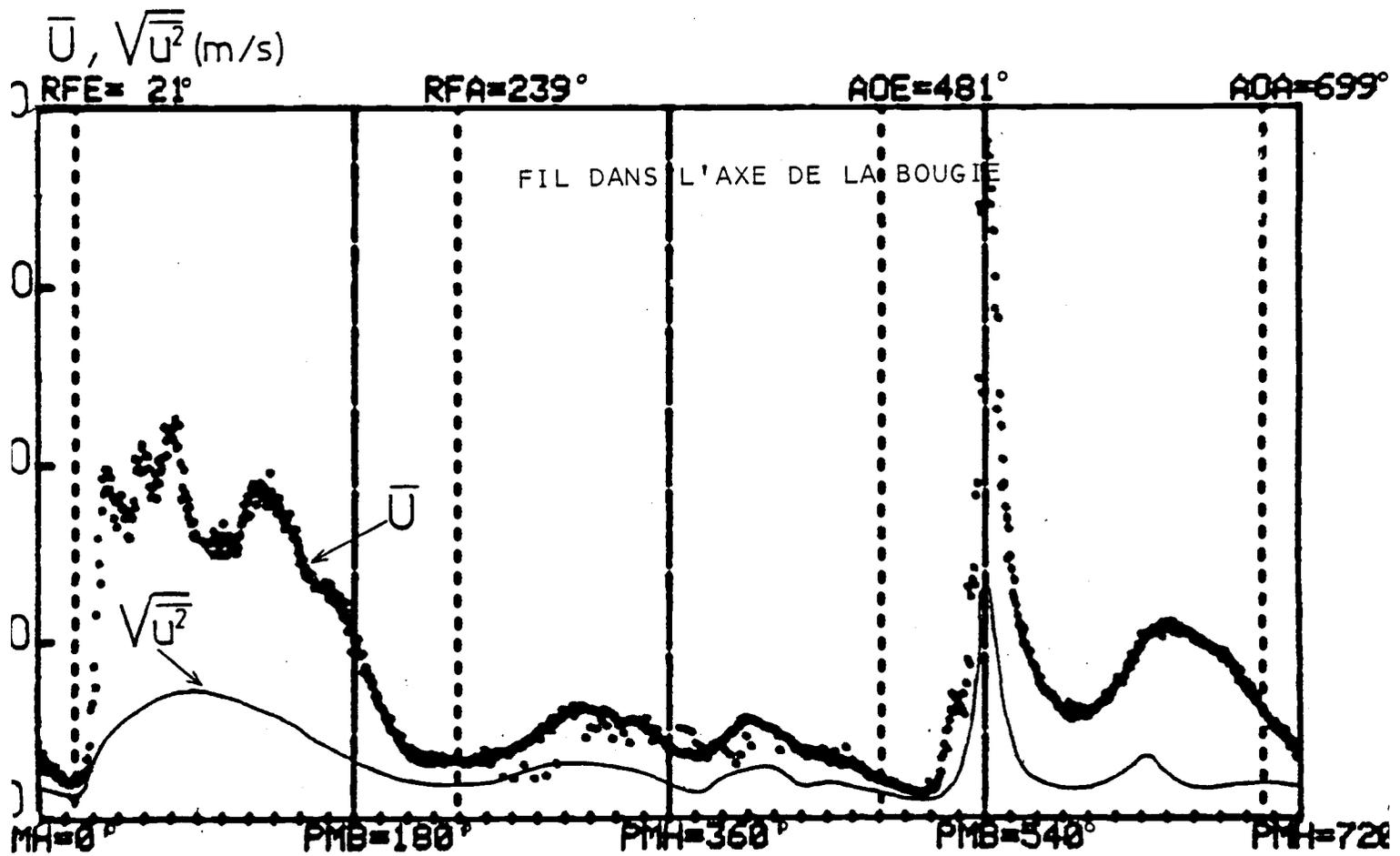
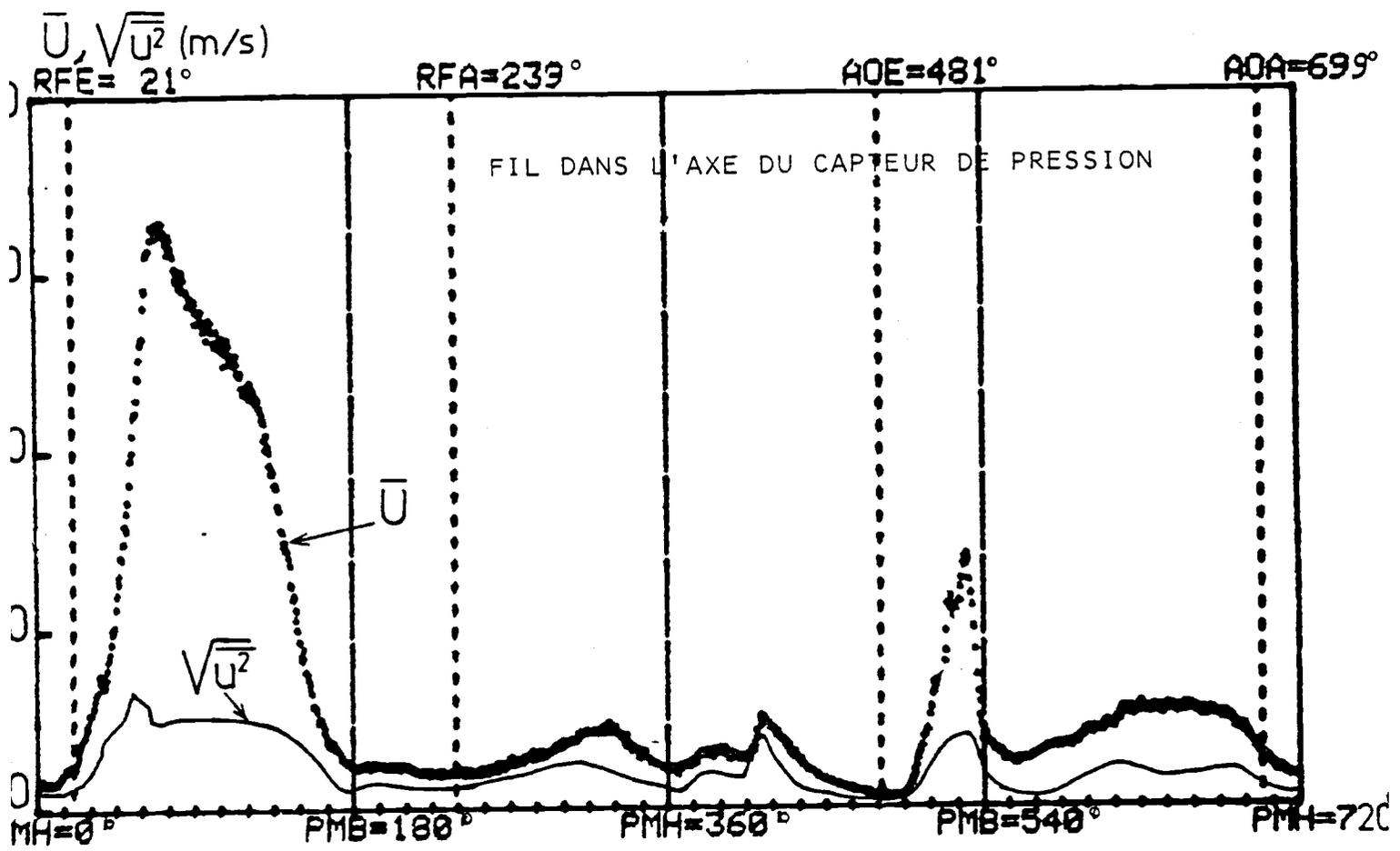
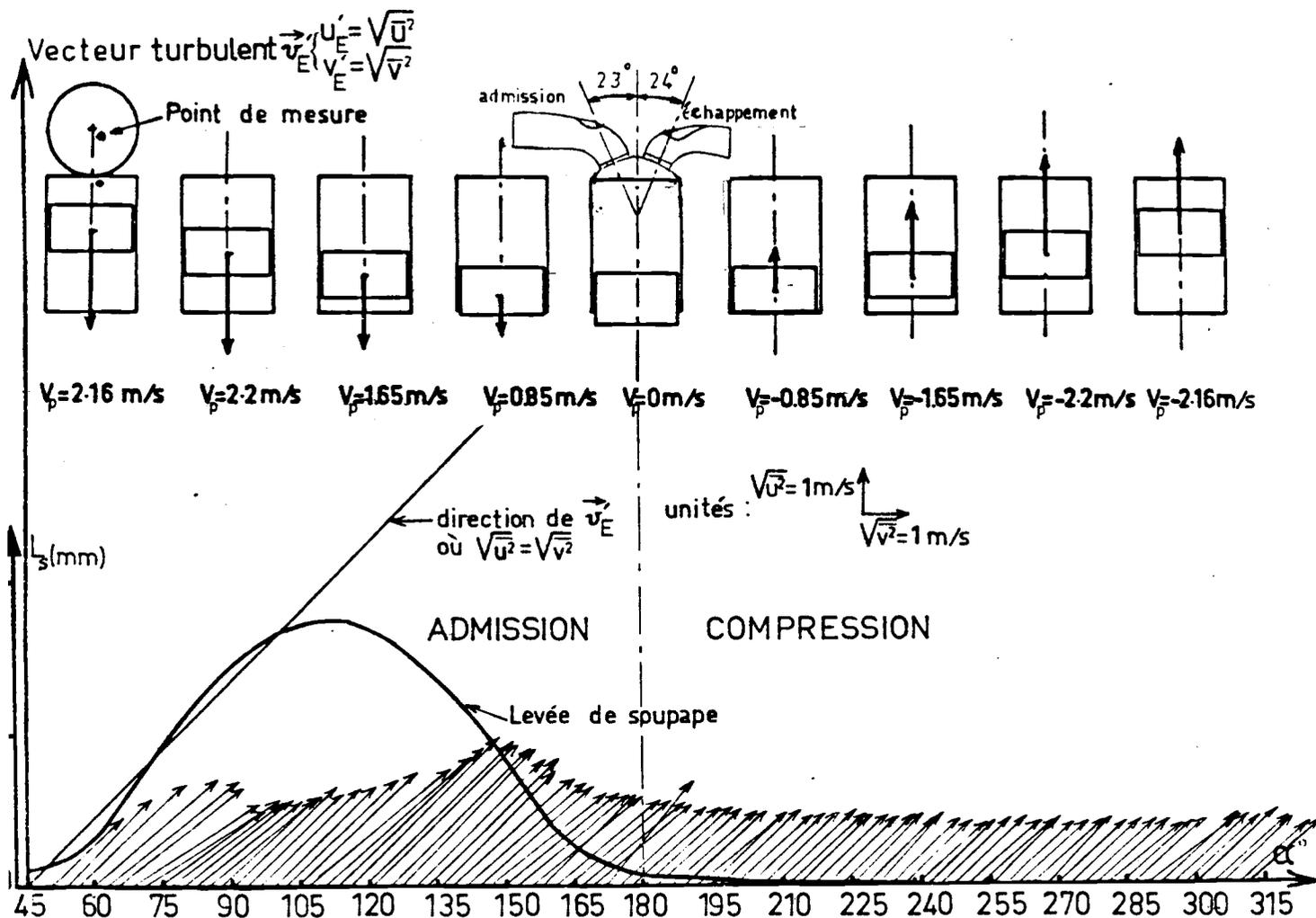
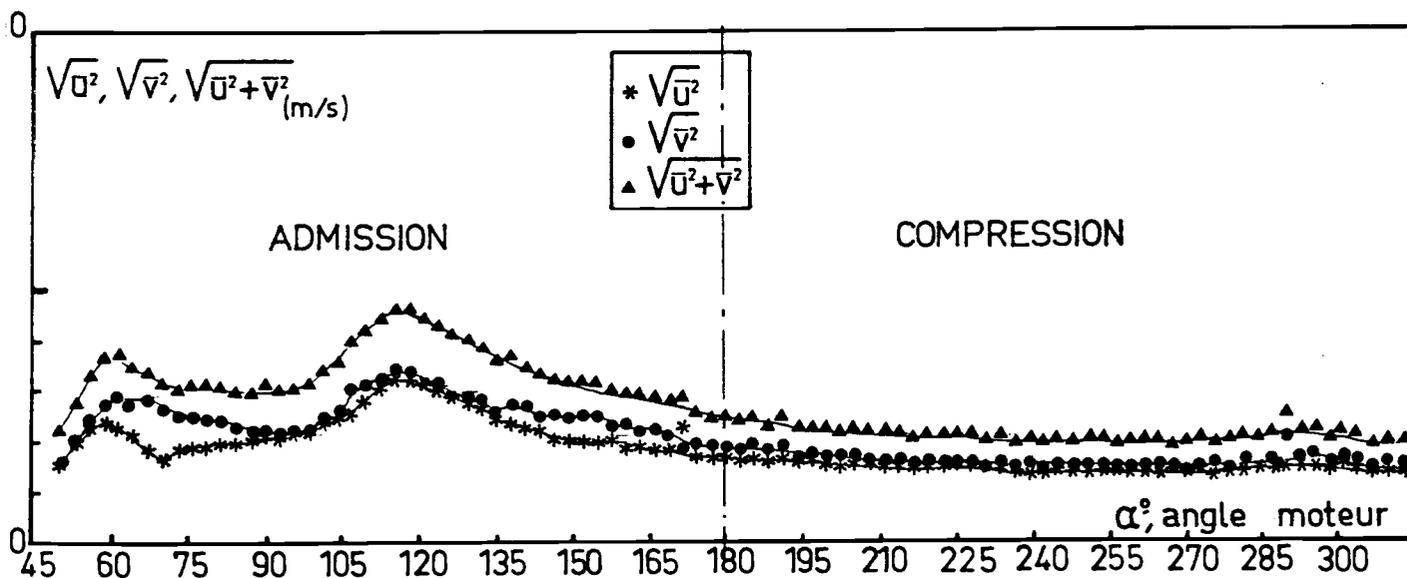


Fig. 19 - Signaux délivrés par le fil chaud. Moyennes et écarts-types d'ensemble sur 200 cycles. Point n° 2 dans l'axe de la bougie et du capteur de pression. N = 1 500 tr/mn.



Evolution temporelle du vecteur



Evolution temporelle des modules.

Fig. 20 - Evolution temporelle des fluctuations : représentation vectorielle et amplitudes. Point X = 14 mm, Y = 35 mm, Z = 4 mm. N = 500 tr/mn. Admission-Compression.

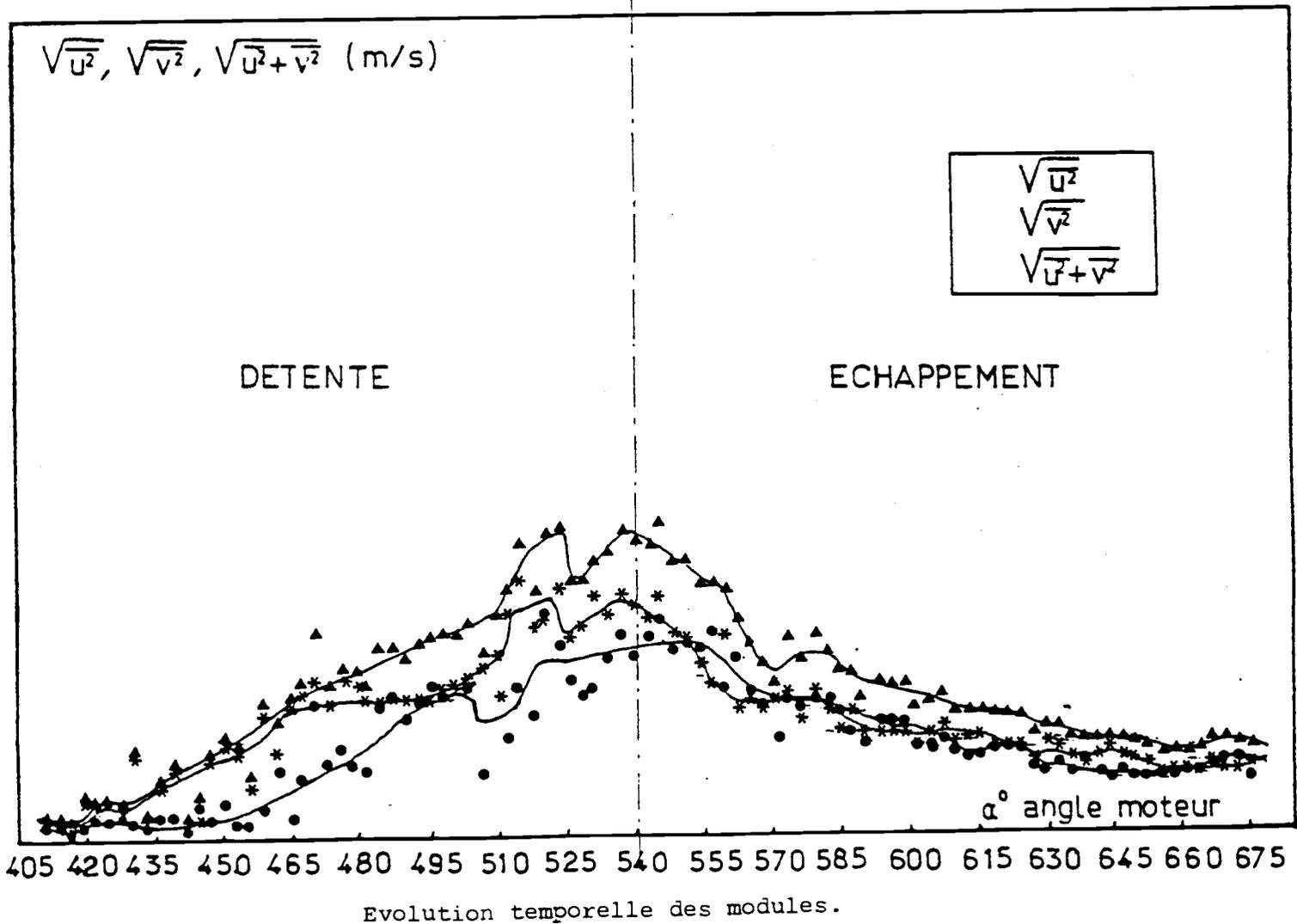
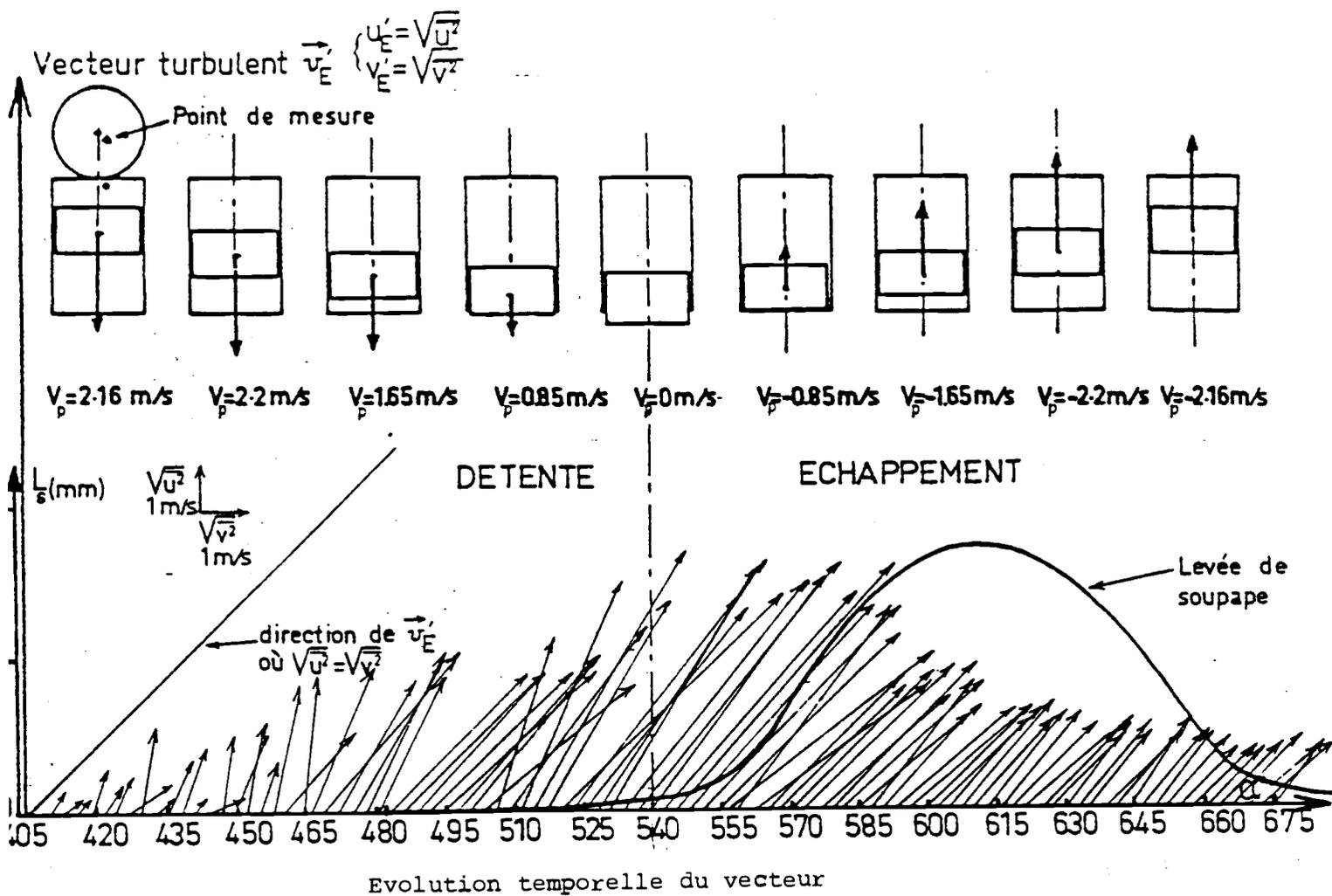


Fig. 21: Evolution temporelle des fluctuations: représentation vectorielle

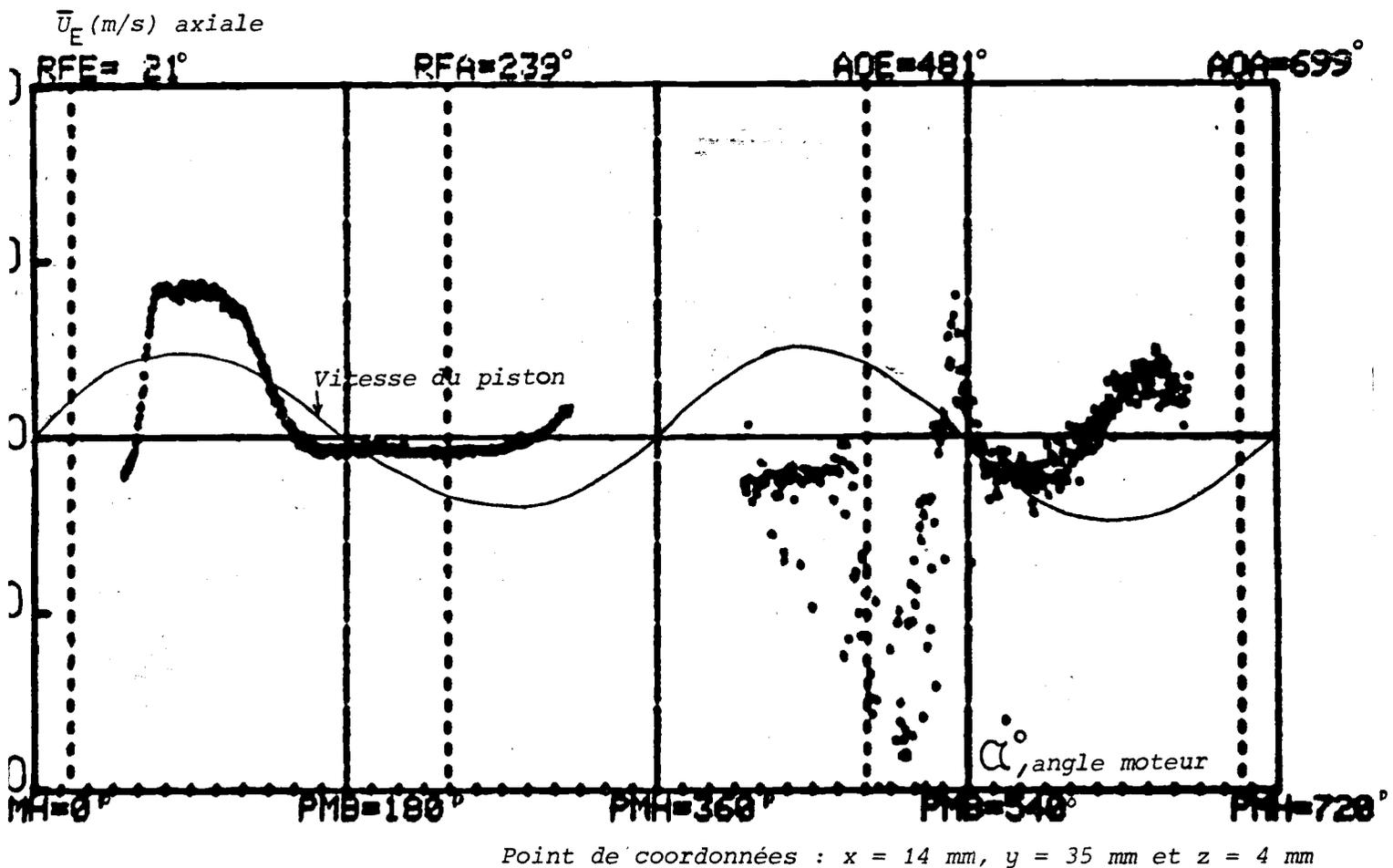
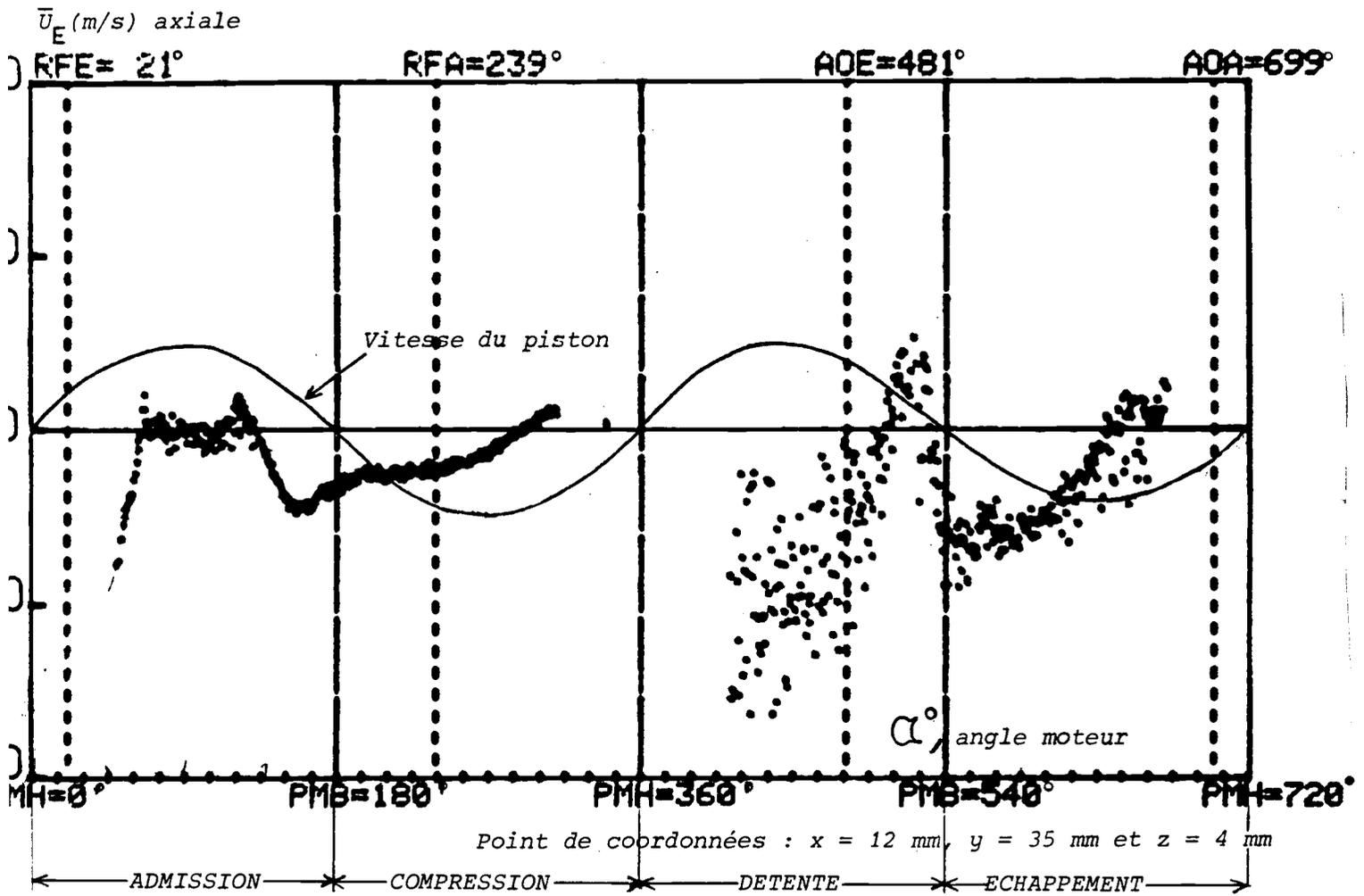


Fig. 22 - Inhomogénéités spatiales des écoulements. Comparaison des

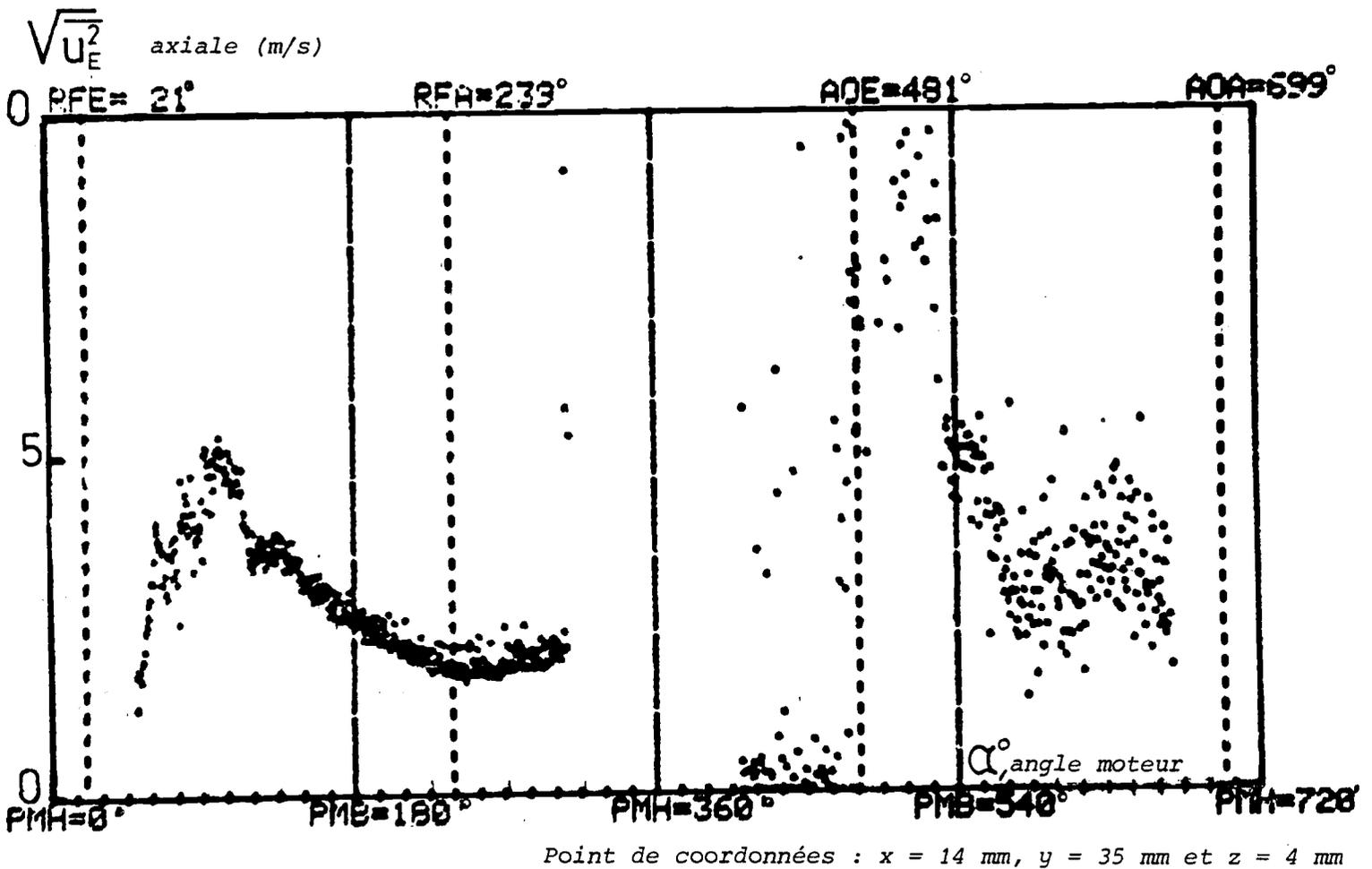
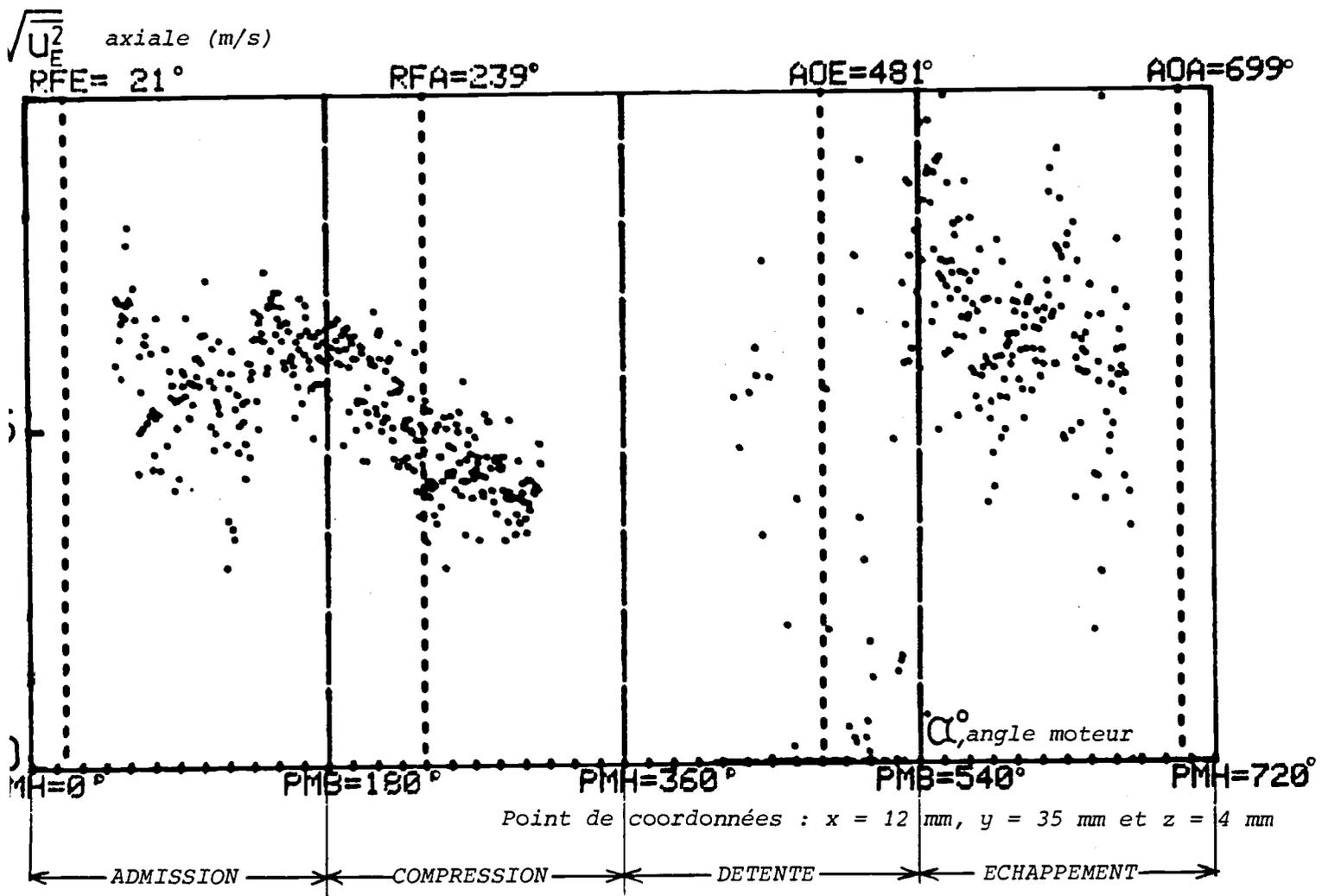


Fig. 23 - Inhomogénéités spatiales des écoulements dans le cylindre.
 Comparaison des fluctuations axiales en deux points distants
 de 2 mm.
 1) $X = 14$ mm, $Y = 35$ mm, $Z = 4$ mm.

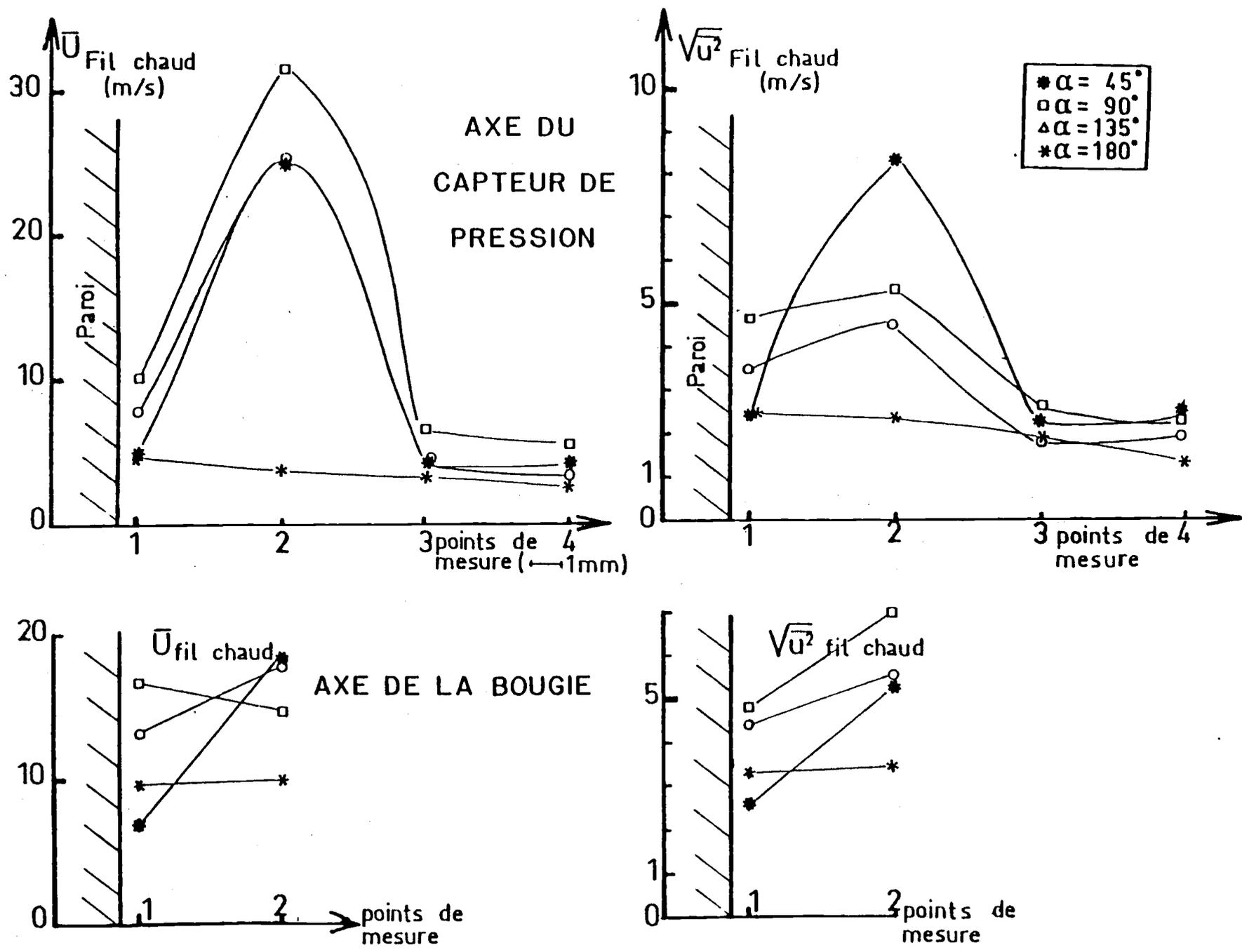


Fig. 24 - Inhomogénéités spatiales des écoulements dans la chambre de combustion.

1) Points 1, 2, 3, 4 du capteur de pression.

2) Points 1, 2 à la bougie.

Admission: $N = 1\ 500\ \text{tr/mn}$

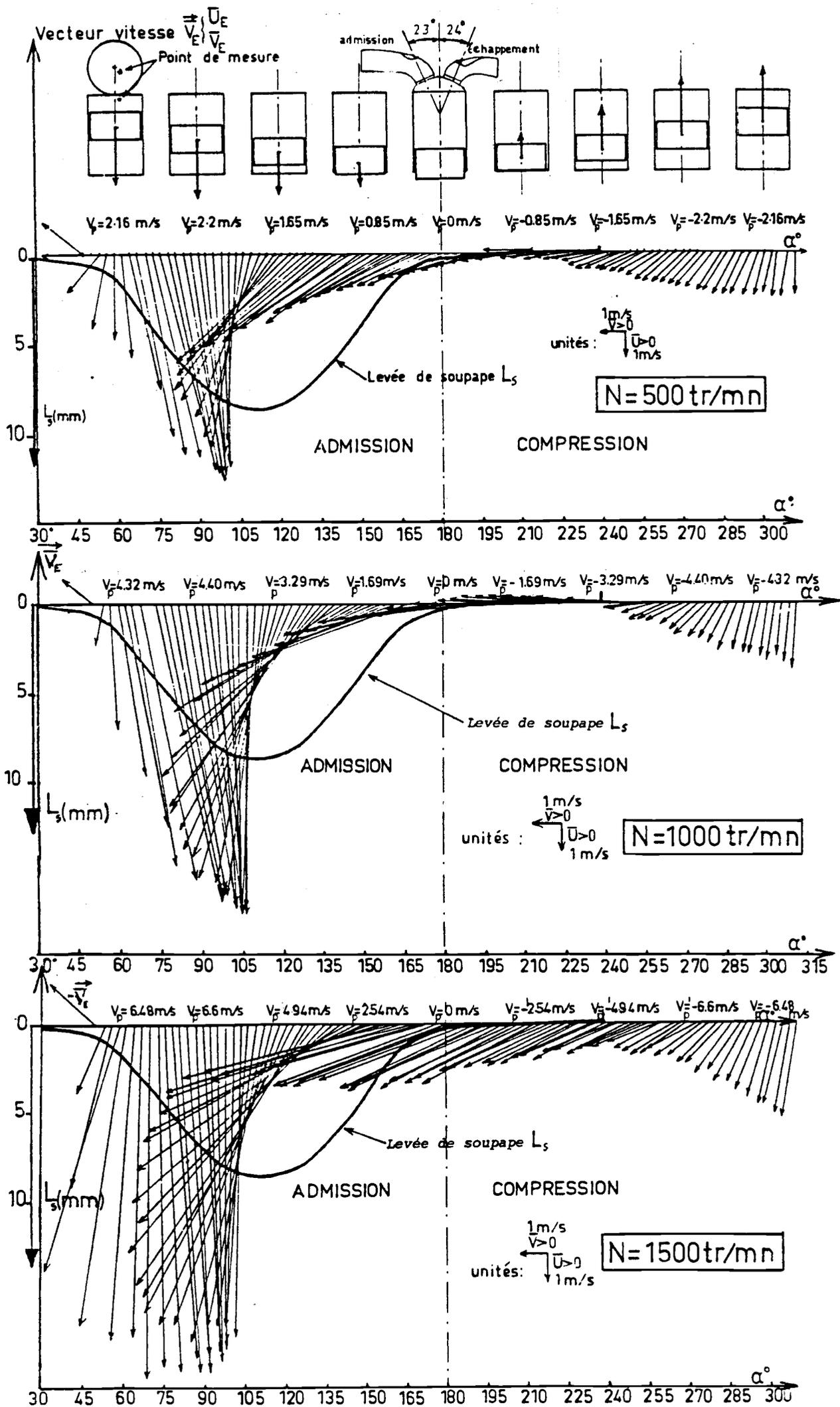
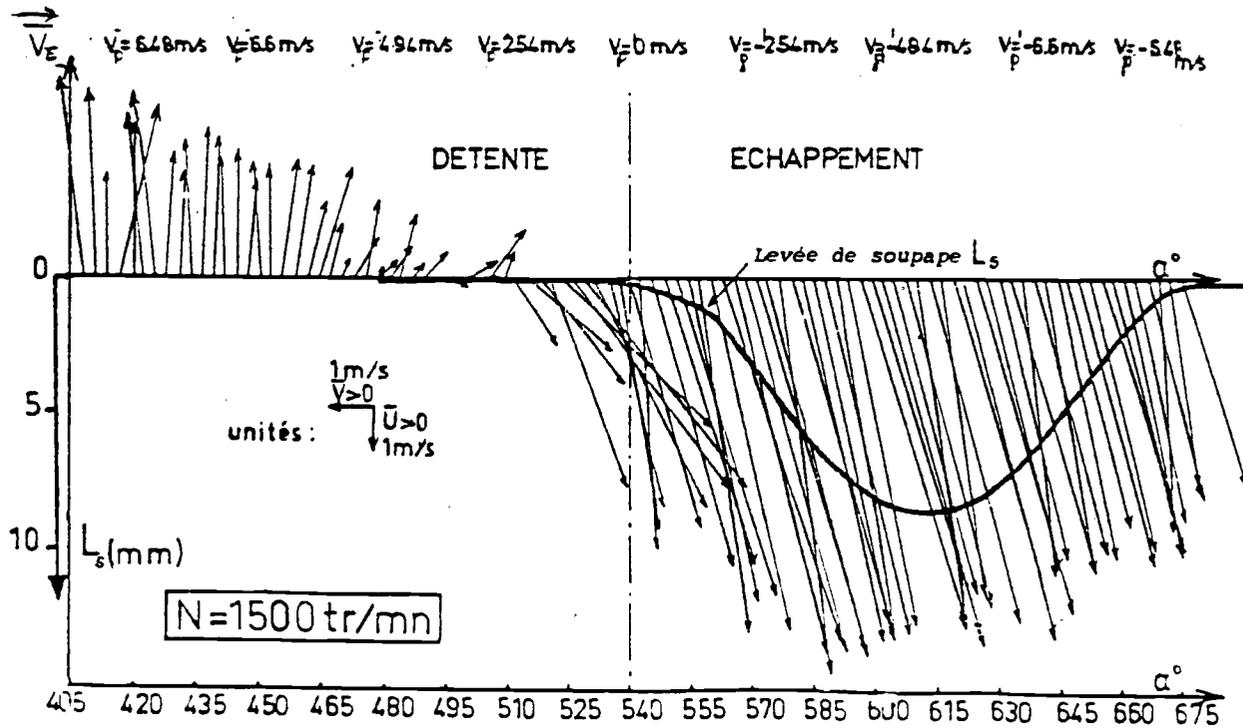
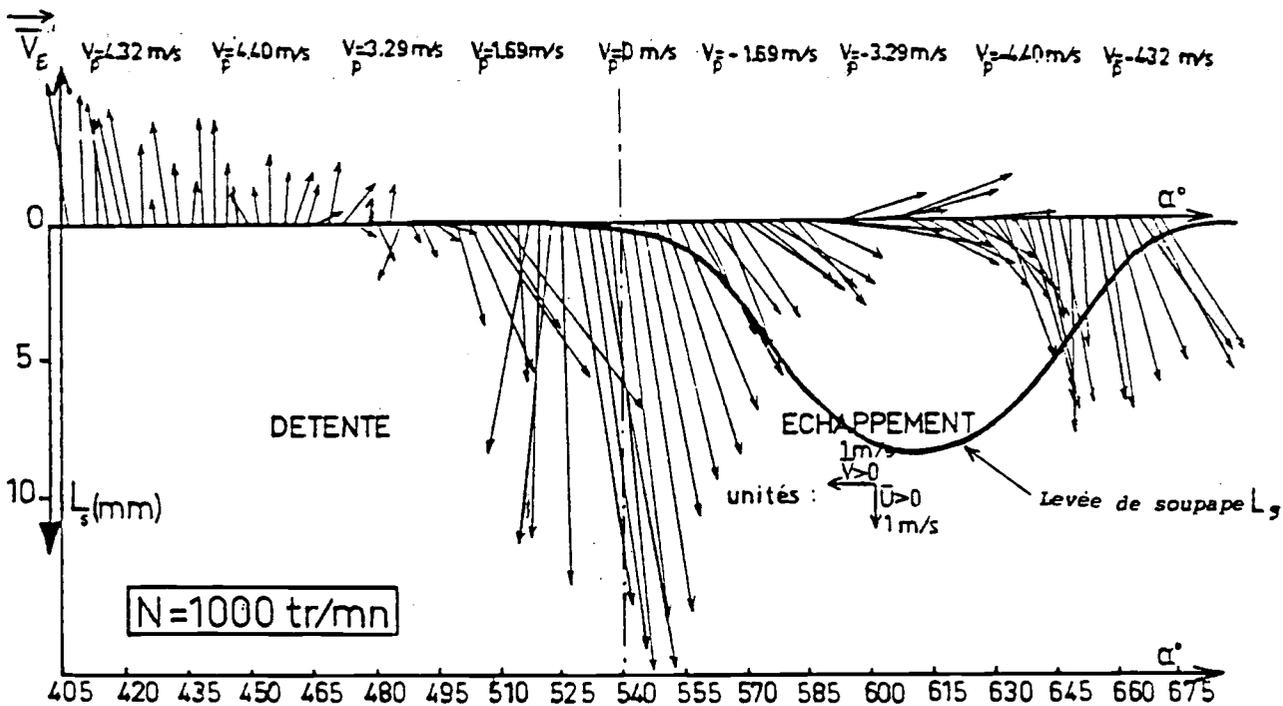
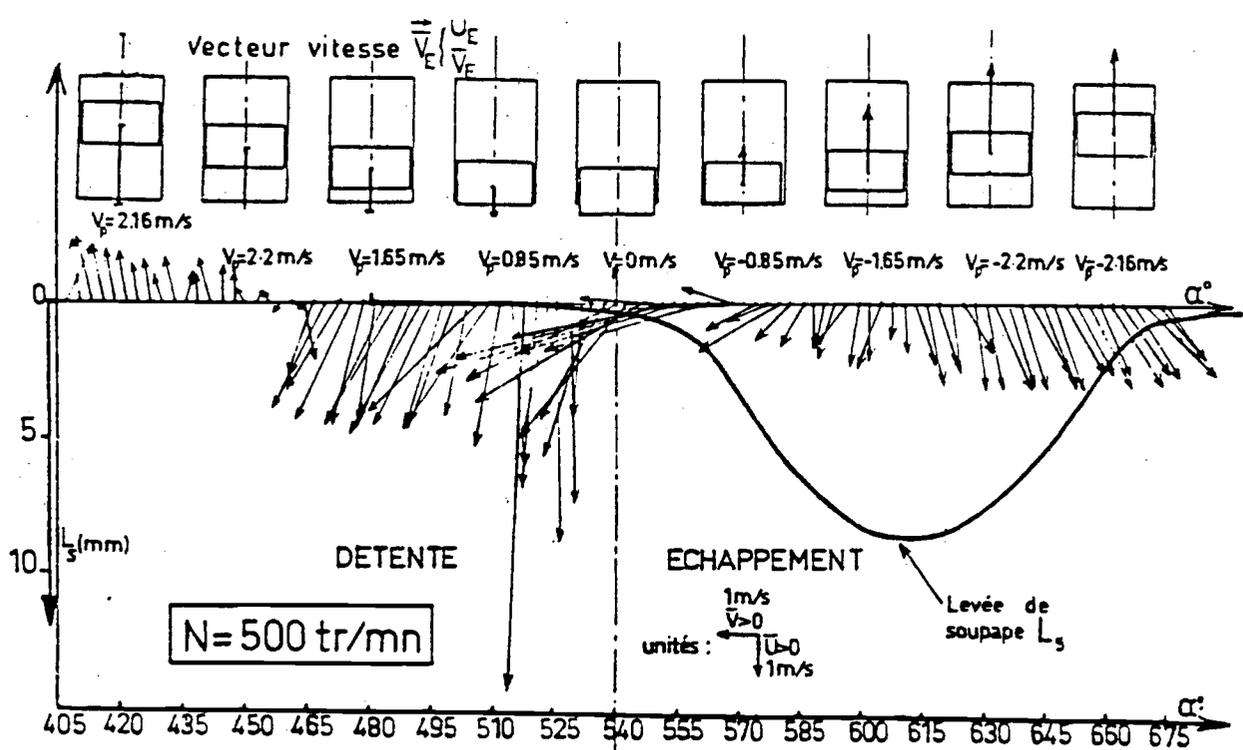


Fig. 25 - Influence de la vitesse de rotation N (tr/mn) du moteur.



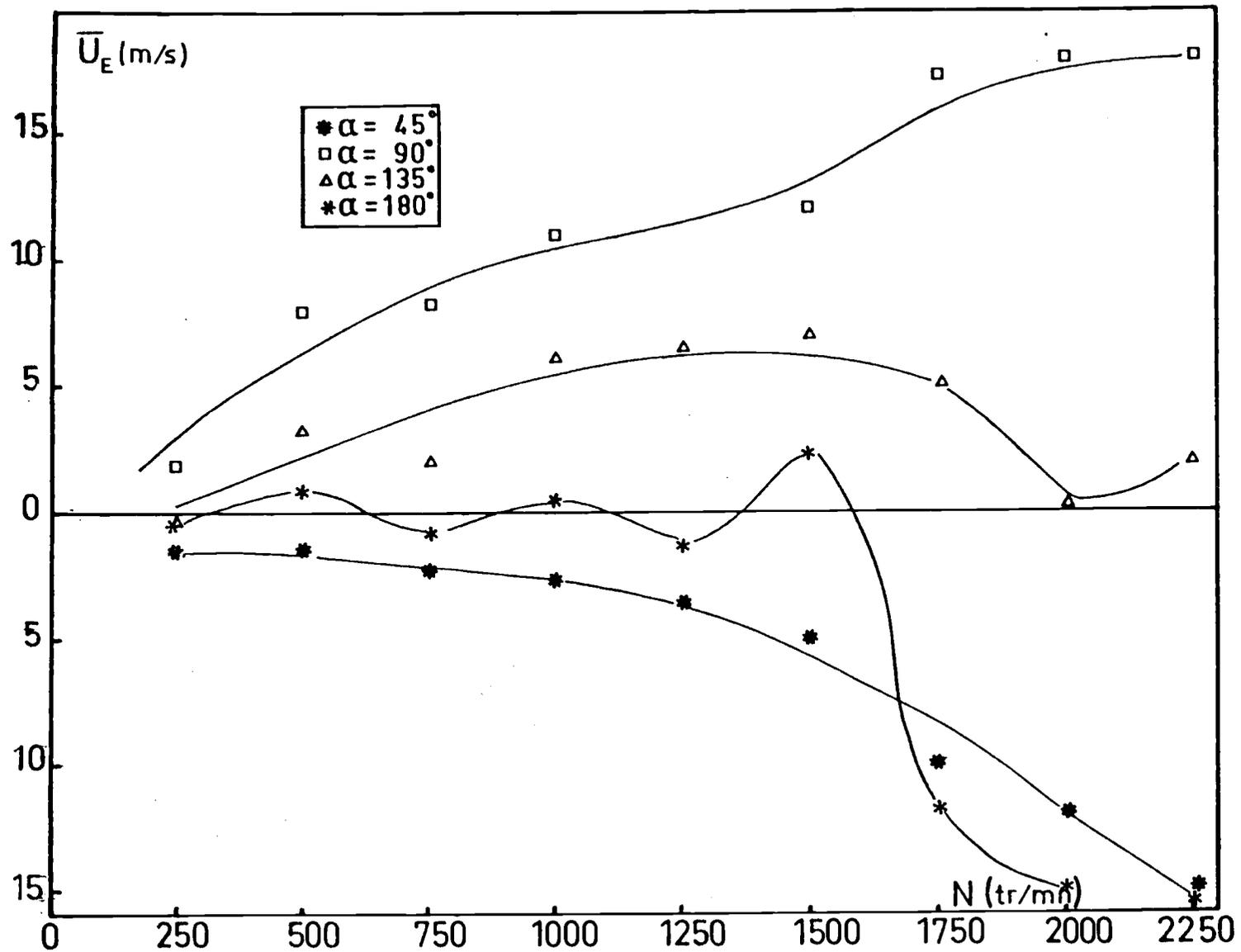


Fig. 27 - Influence de la vitesse de rotation N (tr/mn) du moteur sur les amplitudes moyennes axiales. Mesures laser. Point $X = 14$ mm, $Y = 35$ mm, $Z = 4$ mm.

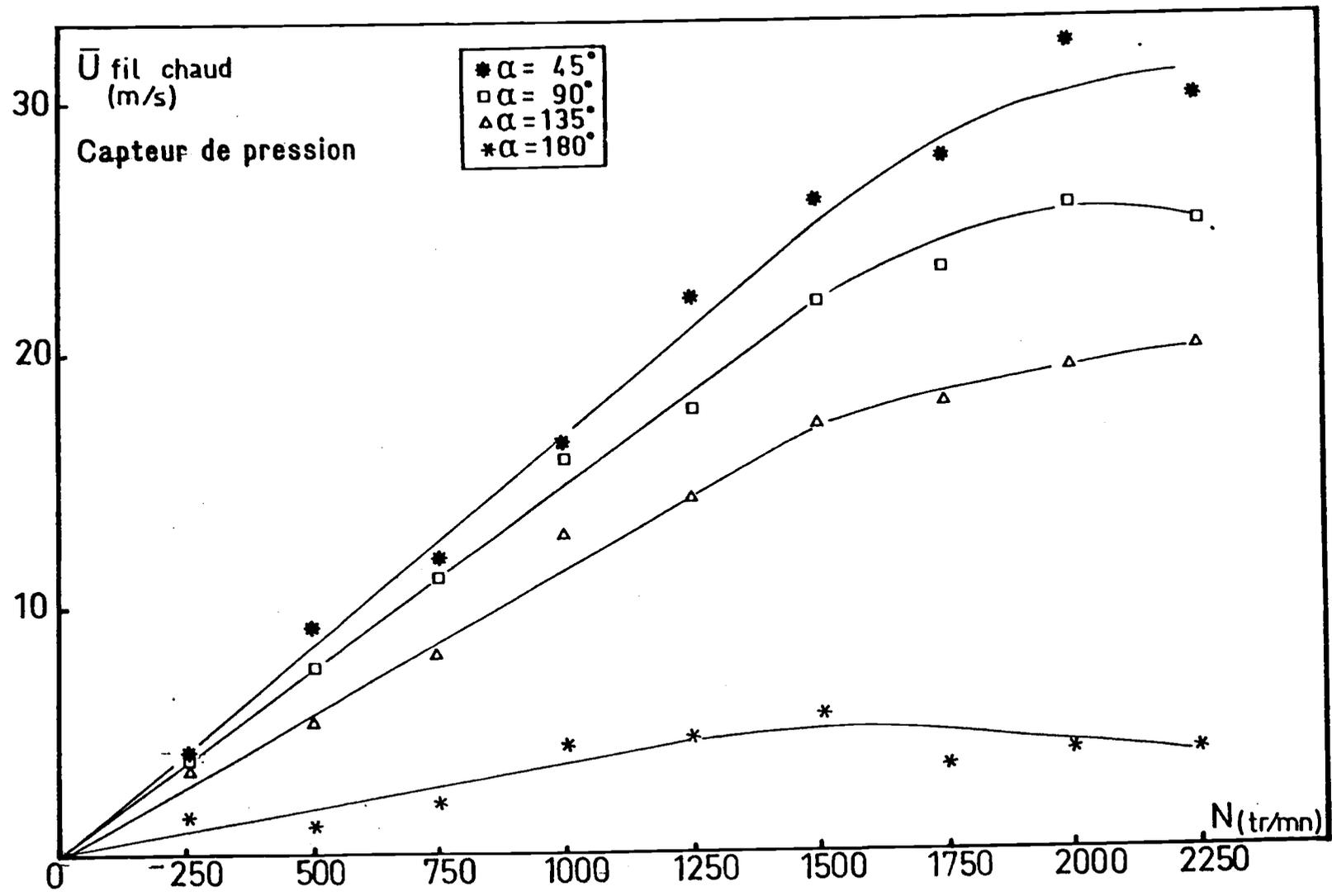


Fig. 28 - Influence de la vitesse de rotation N (tr/mn) du moteur sur la vitesse moyenne. Mesures fil chaud, point n° 2 au capteur de pression. Admission.

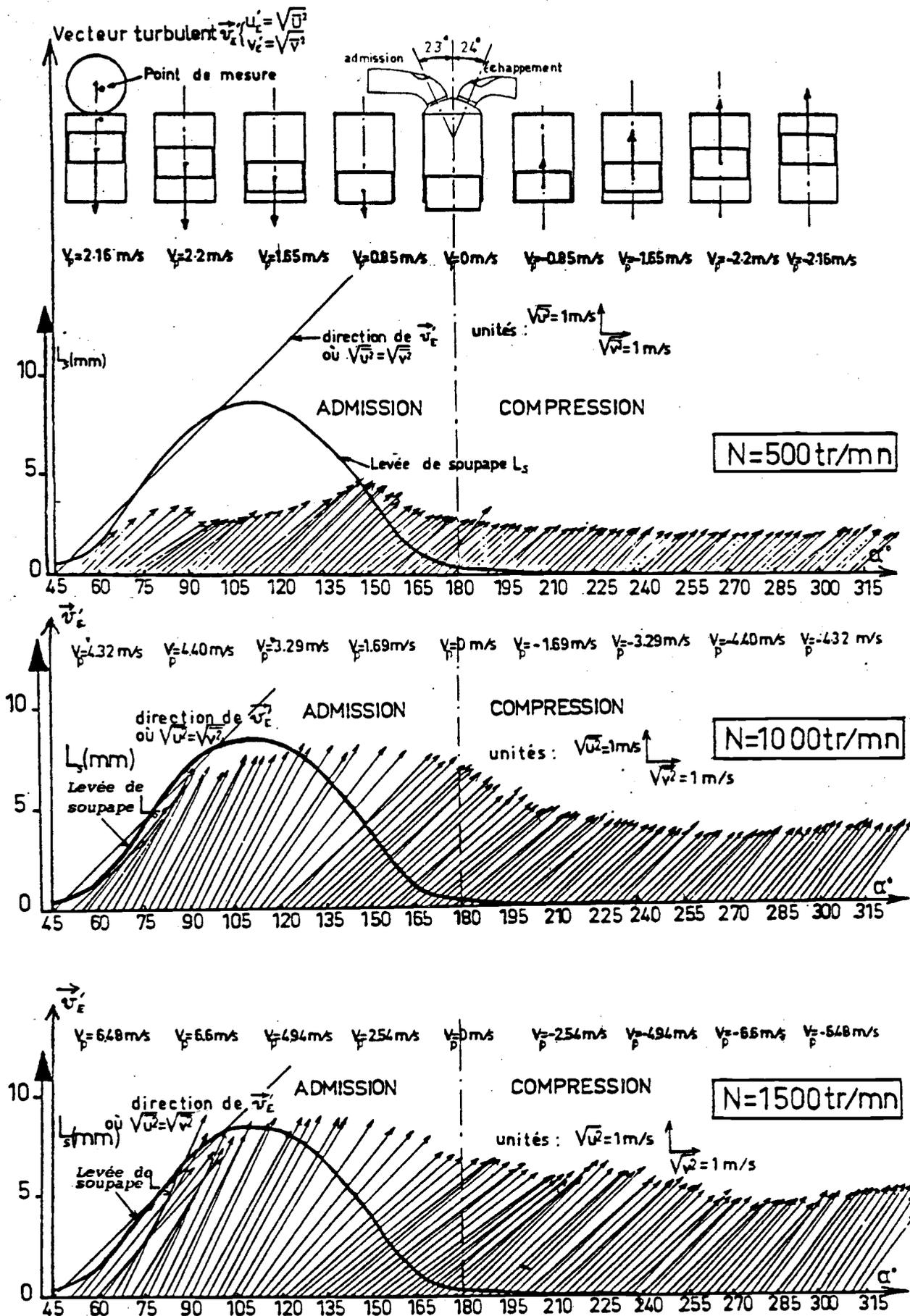


Fig. 29 - Influence de la vitesse de rotation N (tr/mn) du moteur sur le vecteur . Point $X = 14 \text{ mm}$, $Y = 35 \text{ mm}$, $Z = 4 \text{ mm}$. Admission-Compression.

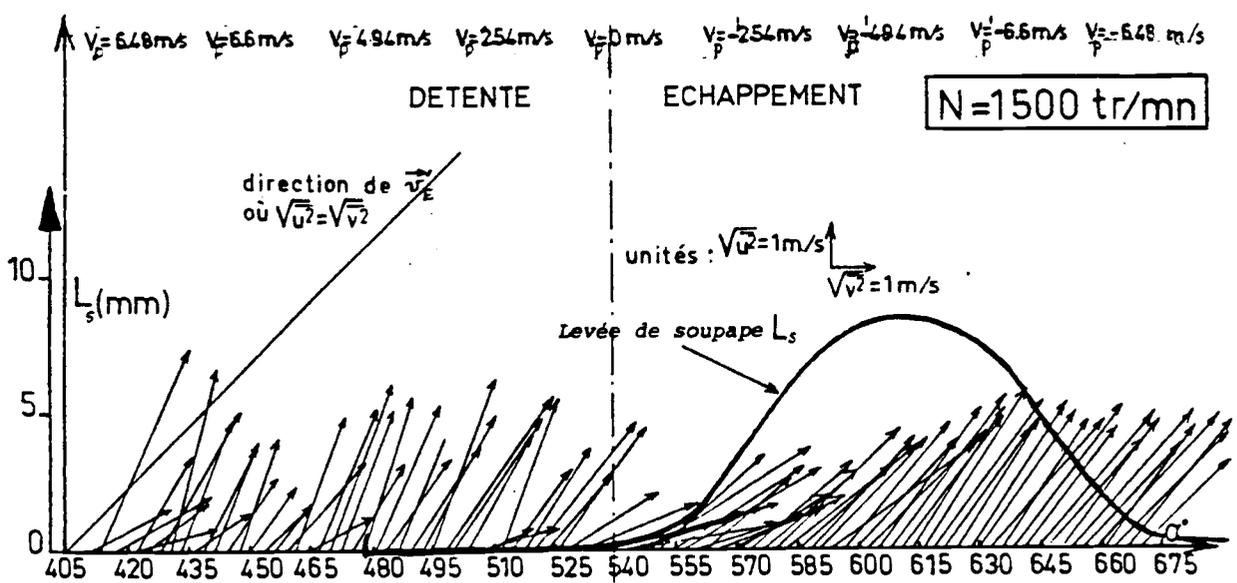
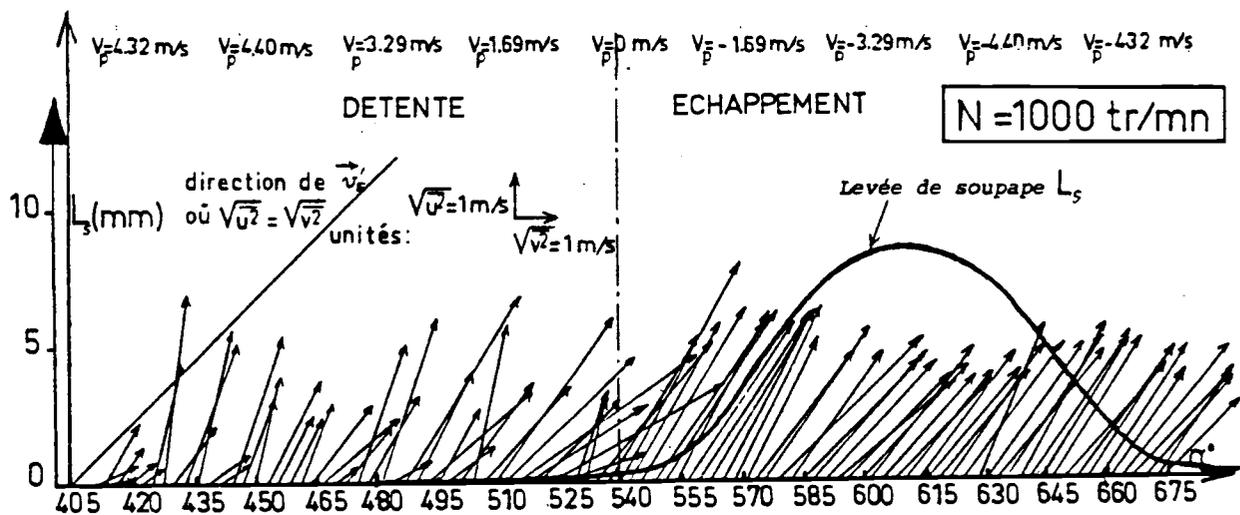
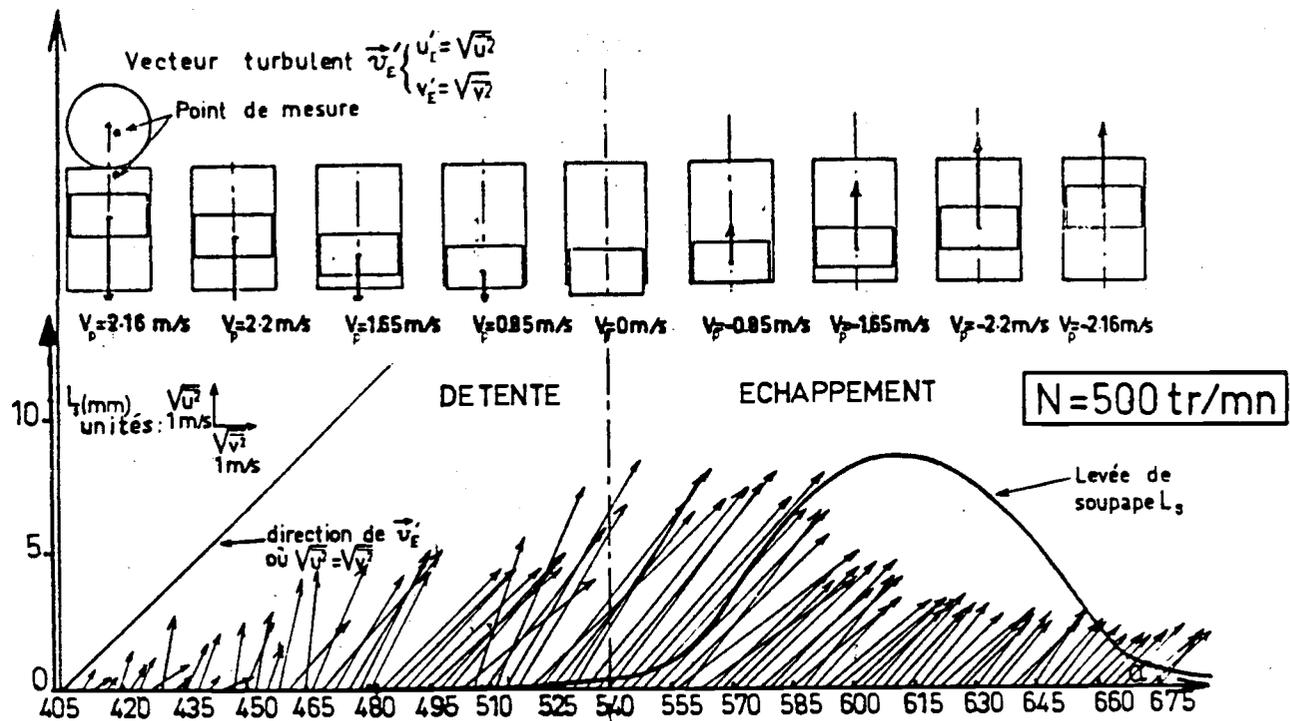


Fig. 30 - Influence de la vitesse de rotation N (tr/mn) du moteur sur le vecteur . Point $X = 14 \text{ mm}$, $Y = 35 \text{ mm}$, $Z = 4 \text{ mm}$.

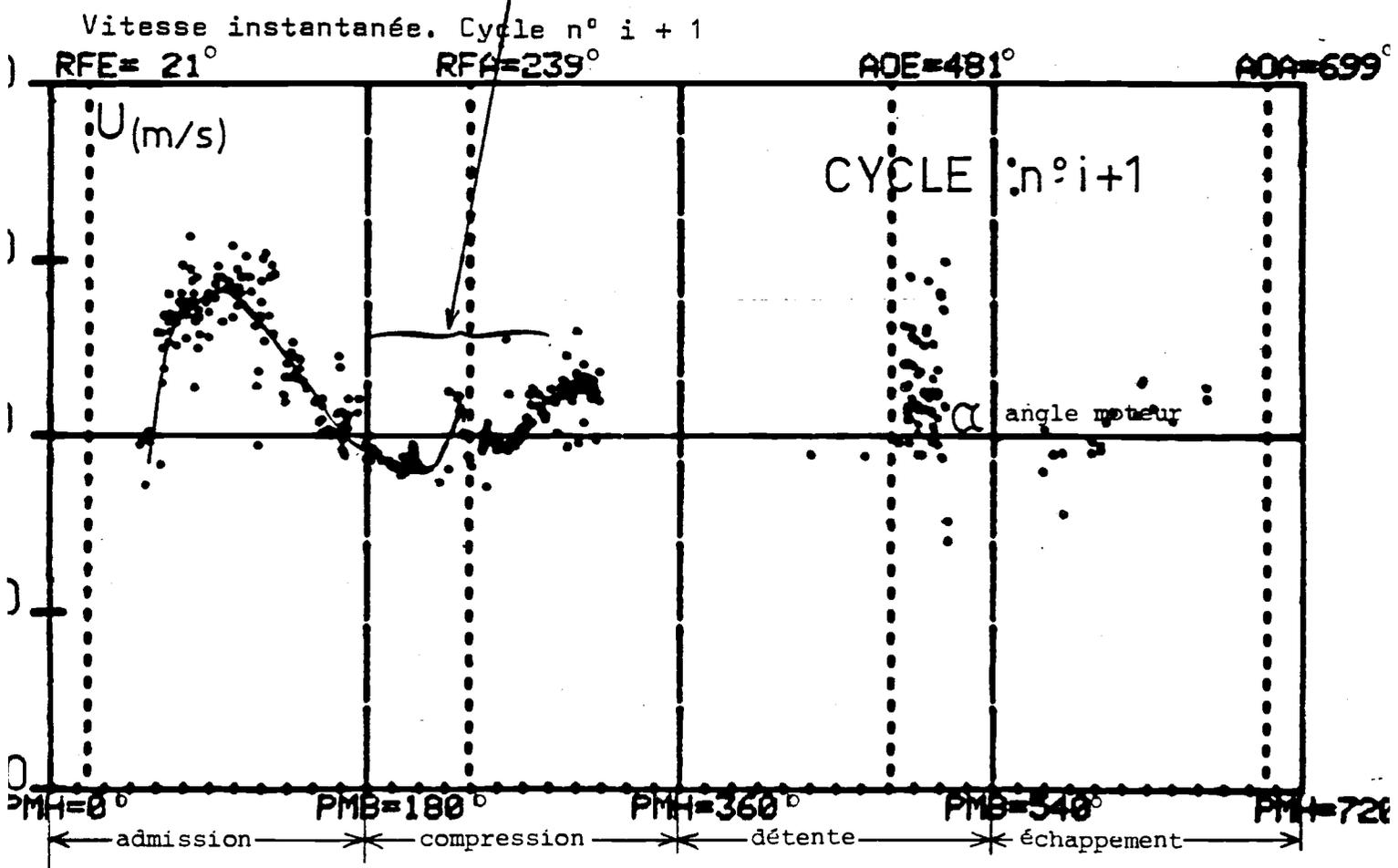
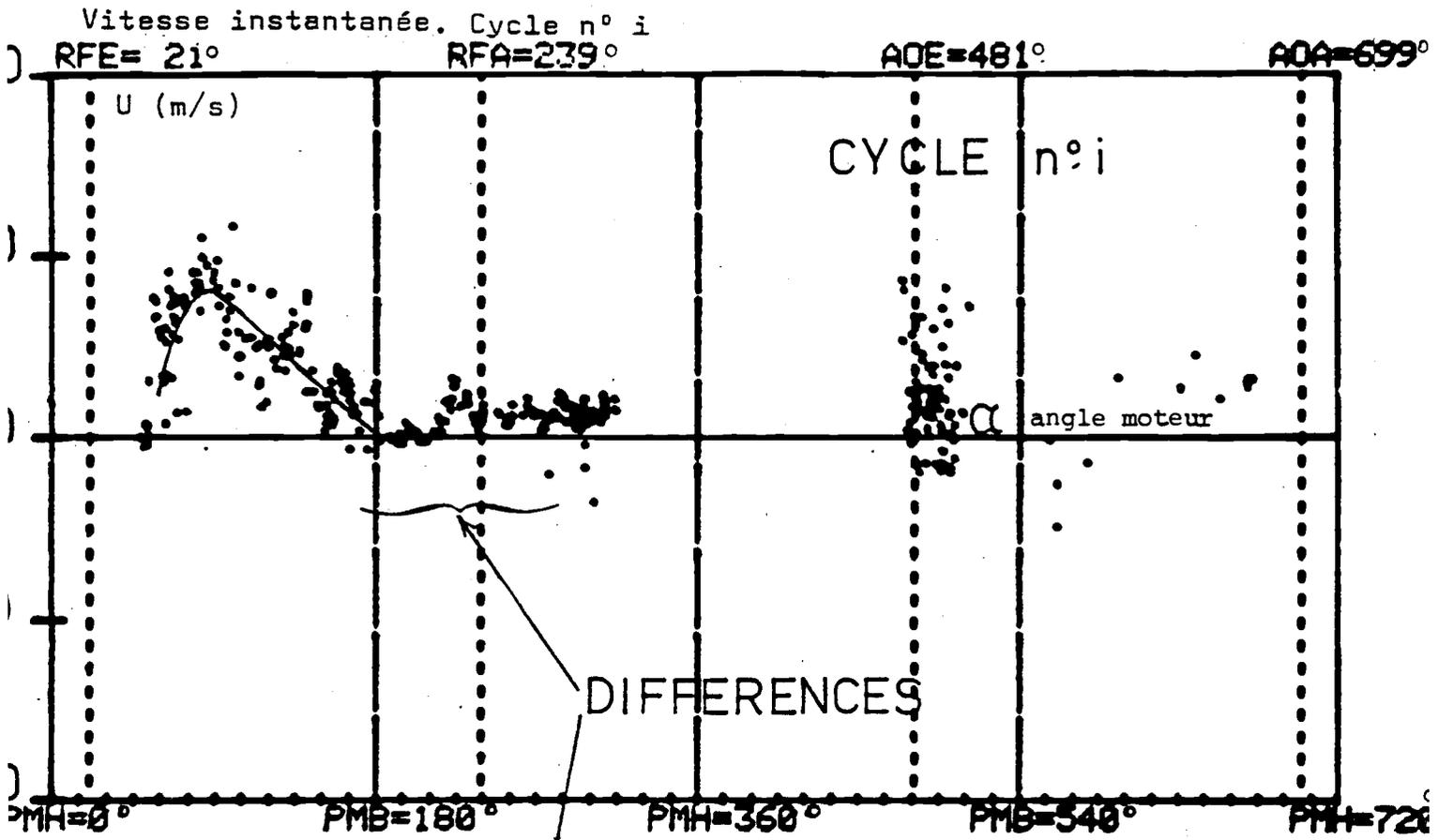


Fig. 31 - Différences entre deux cycles successifs. Mesures laser,

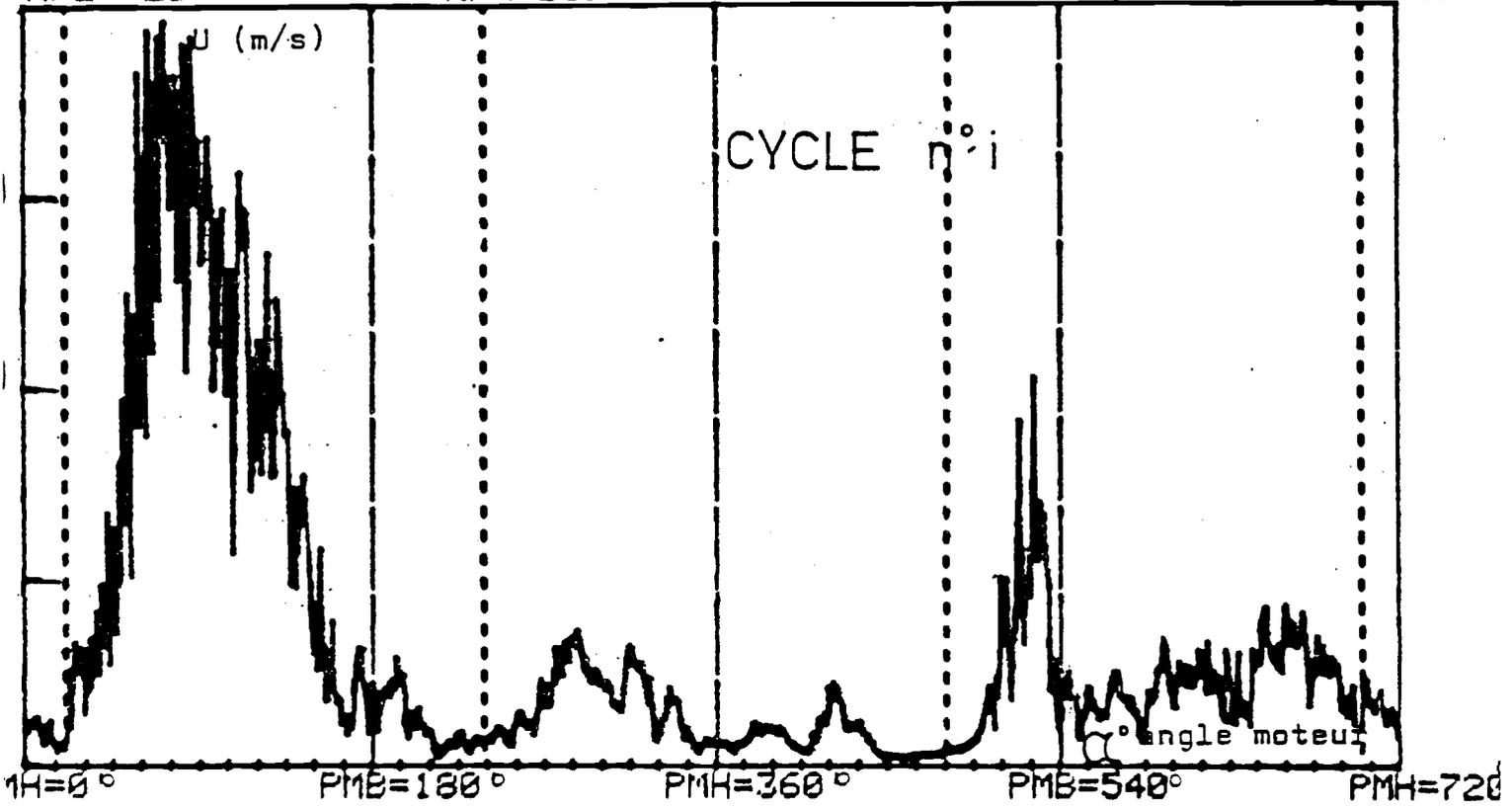
Vitesse instantanée. Cycle n°i

RFE= 21°

RFA=239°

AOE=481°

AOA=699°



DIFFERENCES

Vitesse instantanée. Cycle n°i + 1

RFE= 21°

RFA=239°

AOE=481°

AOA=699°

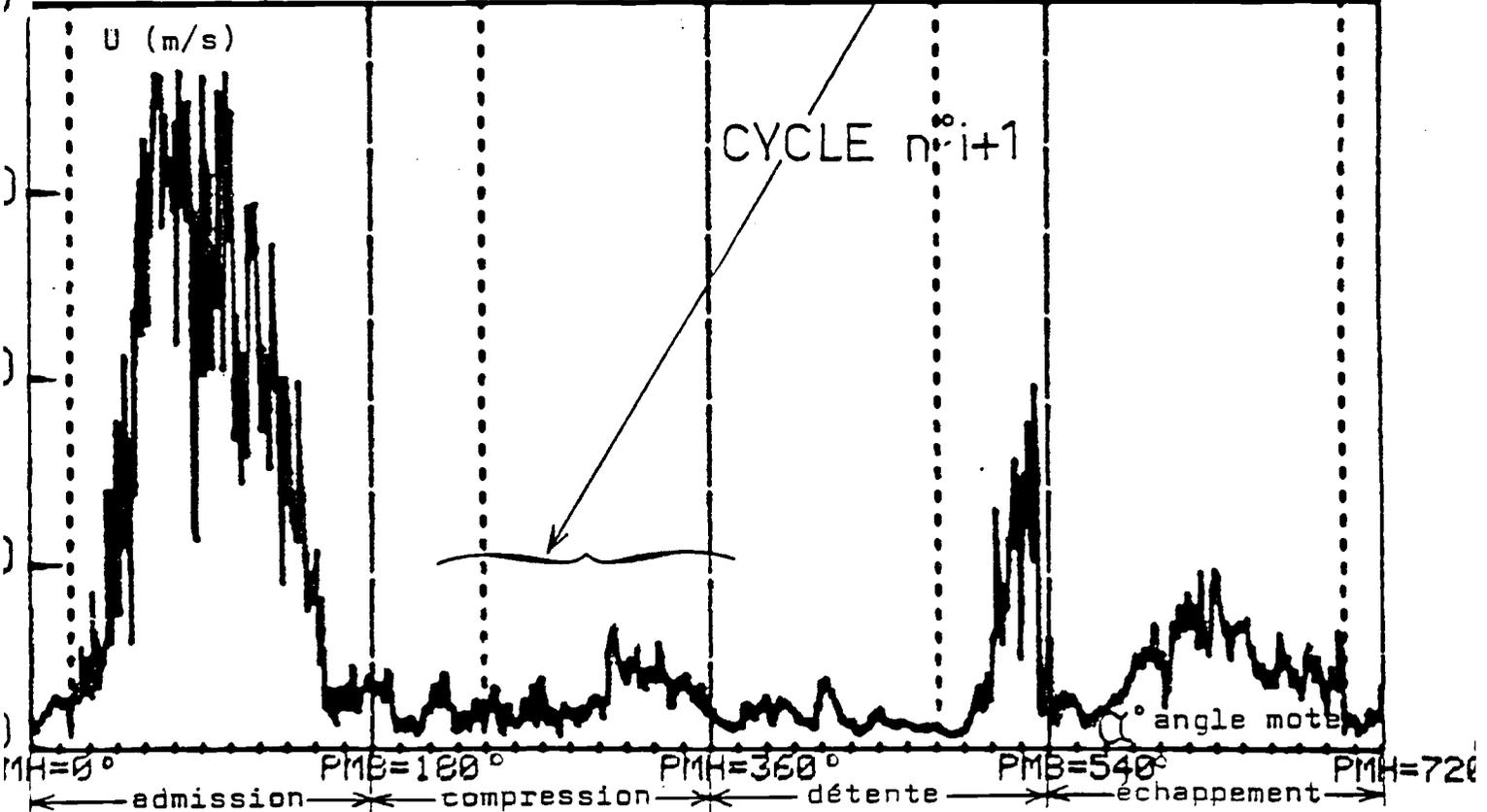


Fig. 32 - Différences entre deux cycles successifs. Mesures fil chaud,

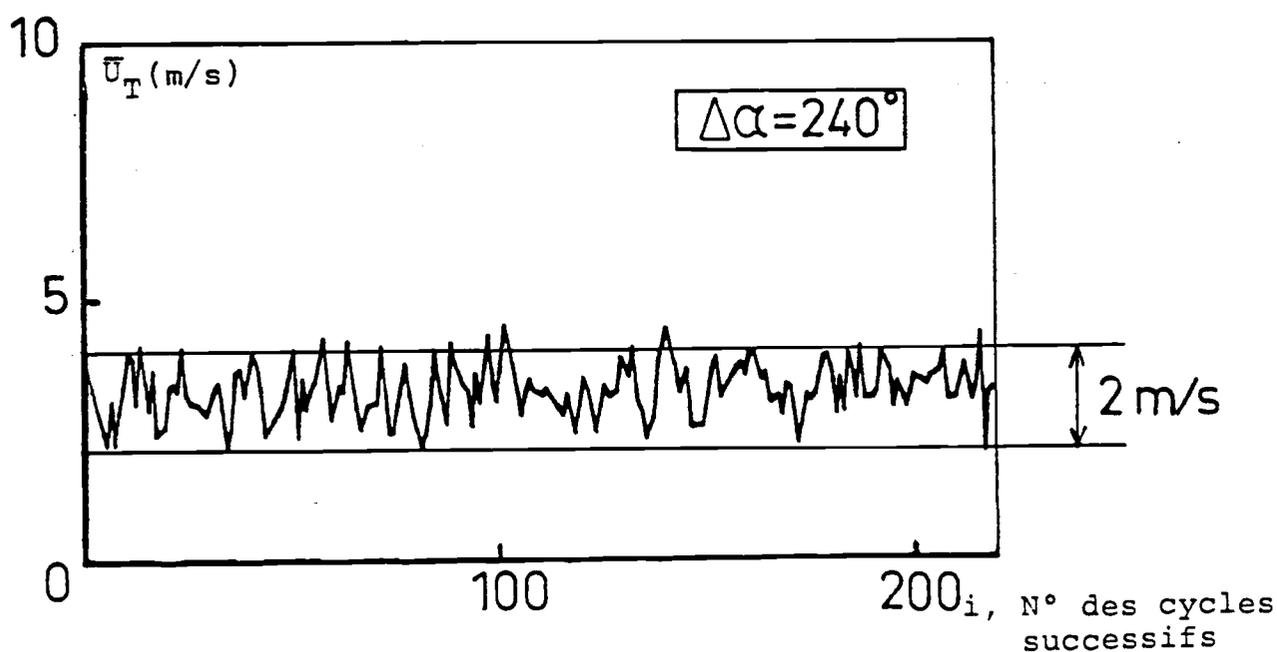
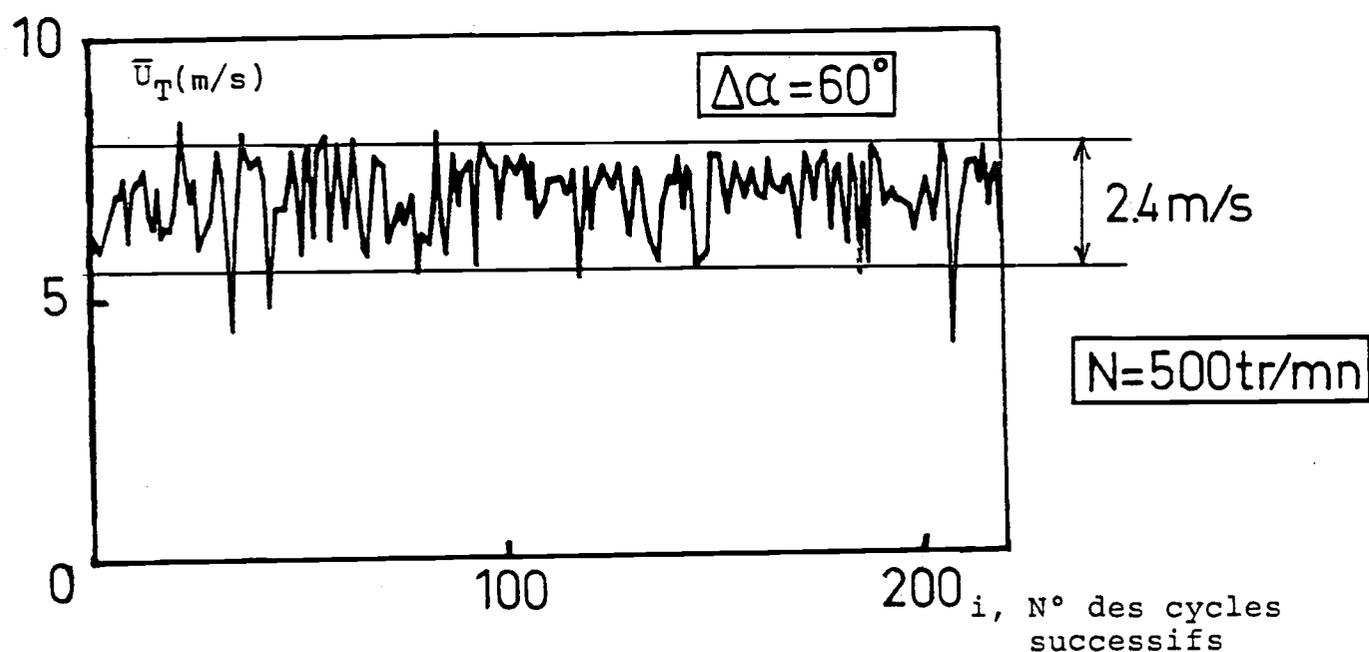
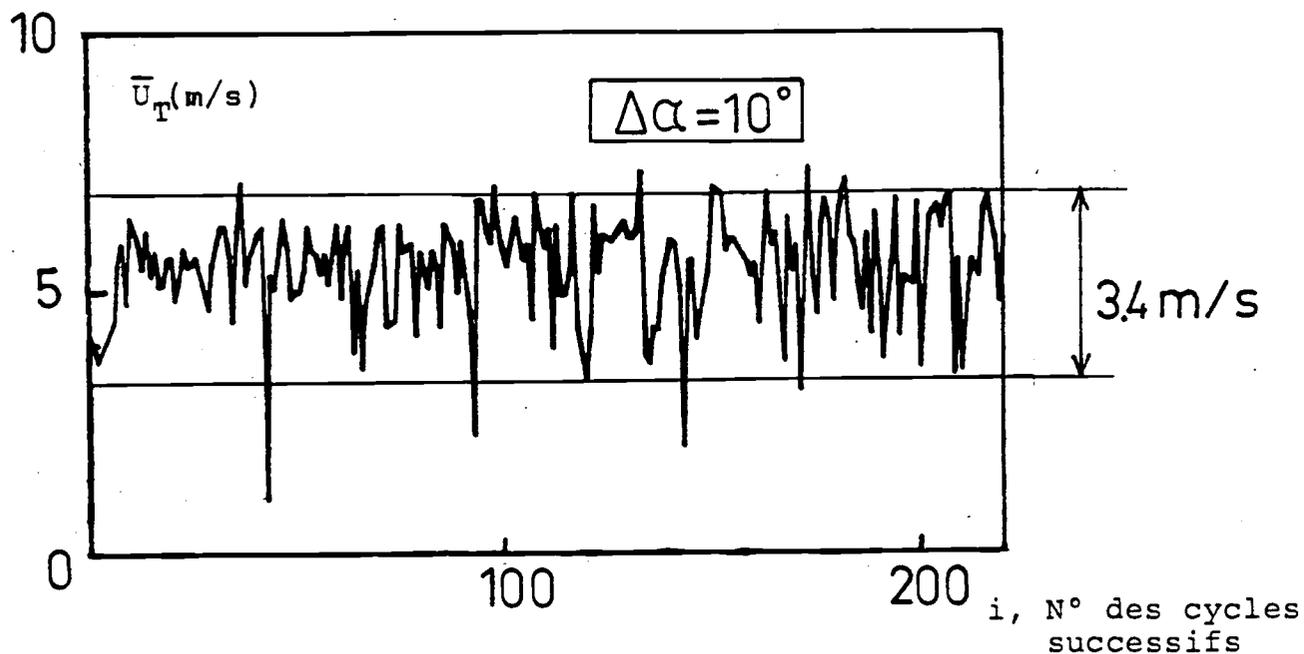


Fig. 33 - Evolution cycle à cycle de moyennes temporelles .
 point de mesure laser. X = 14 mm. V = 35 mm. Z = 4 mm.

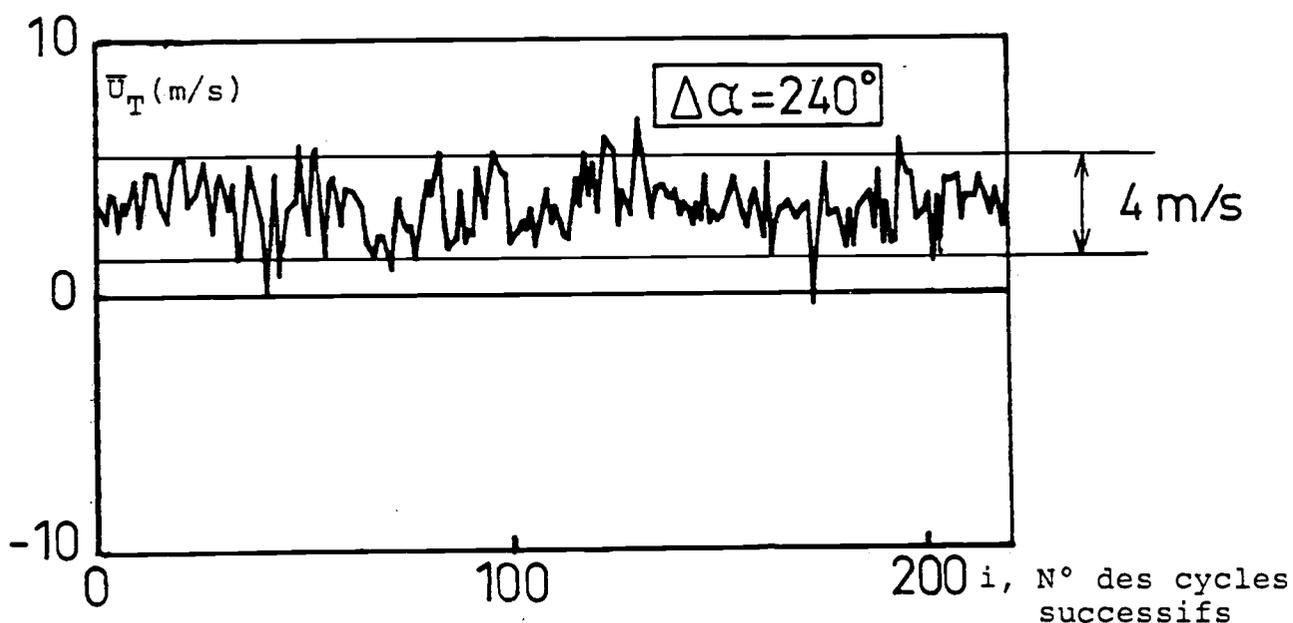
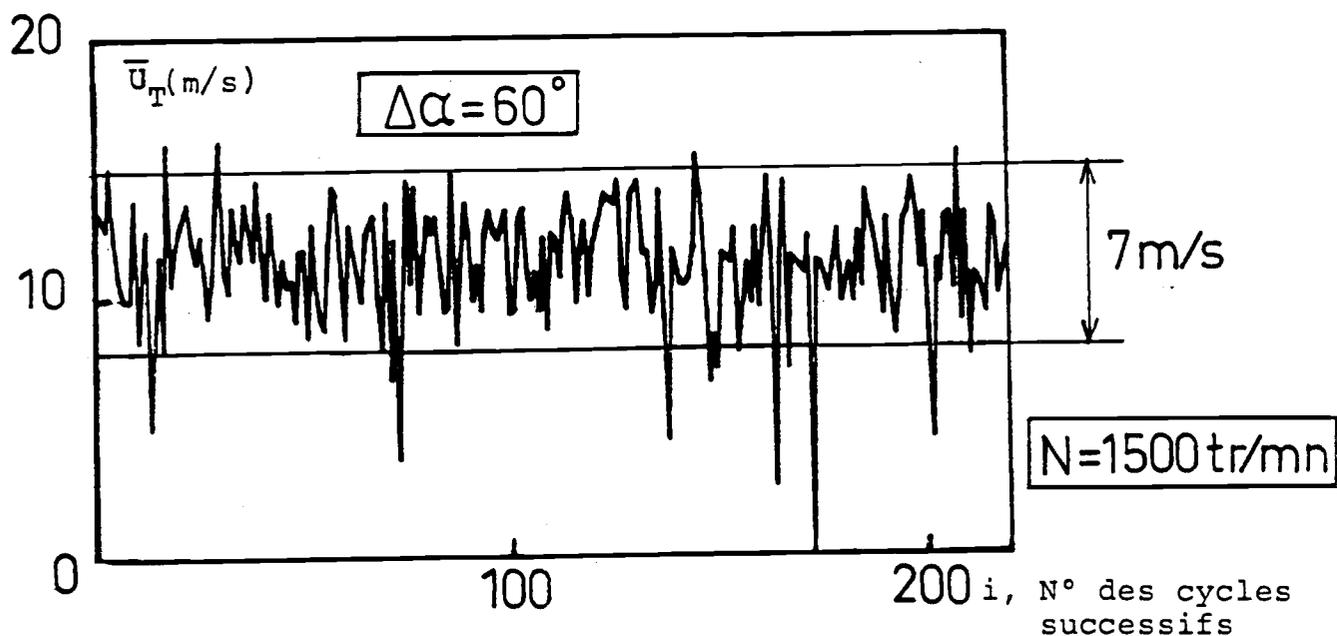
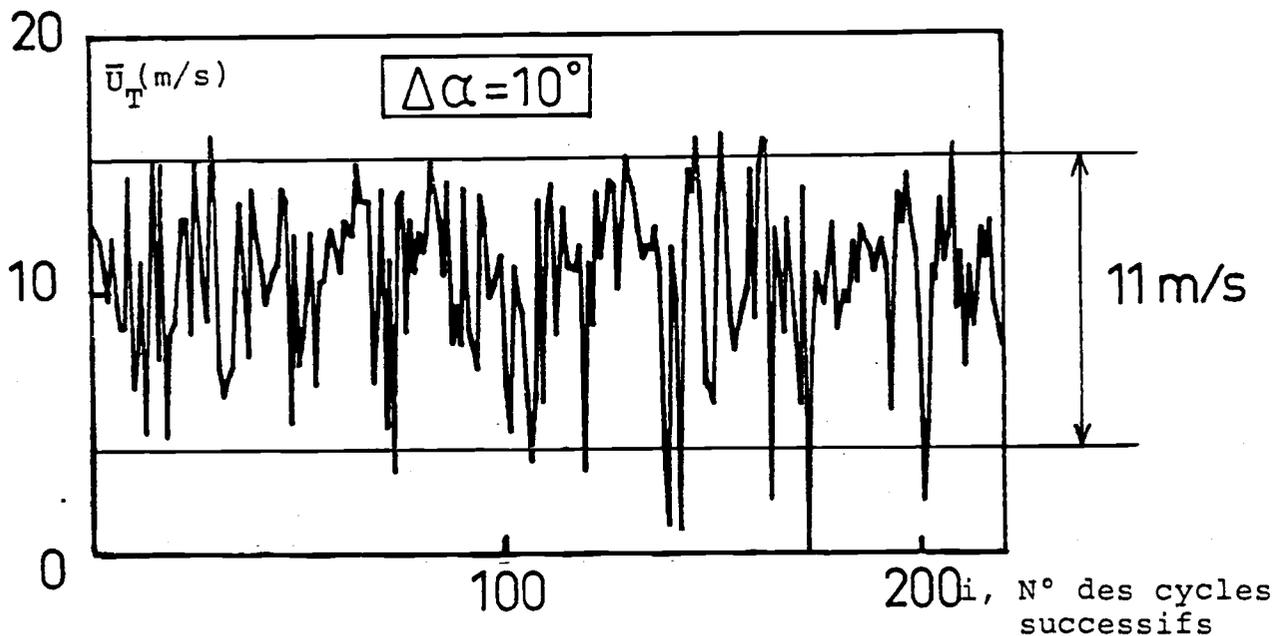


Fig. 34 - Evolution cycle à cycle de moyennes temporelles . Point de mesures laser, $X = 14$ mm, $Y = 35$ mm, $Z = 4$ mm. $N = 1\ 500$ tr/mn.

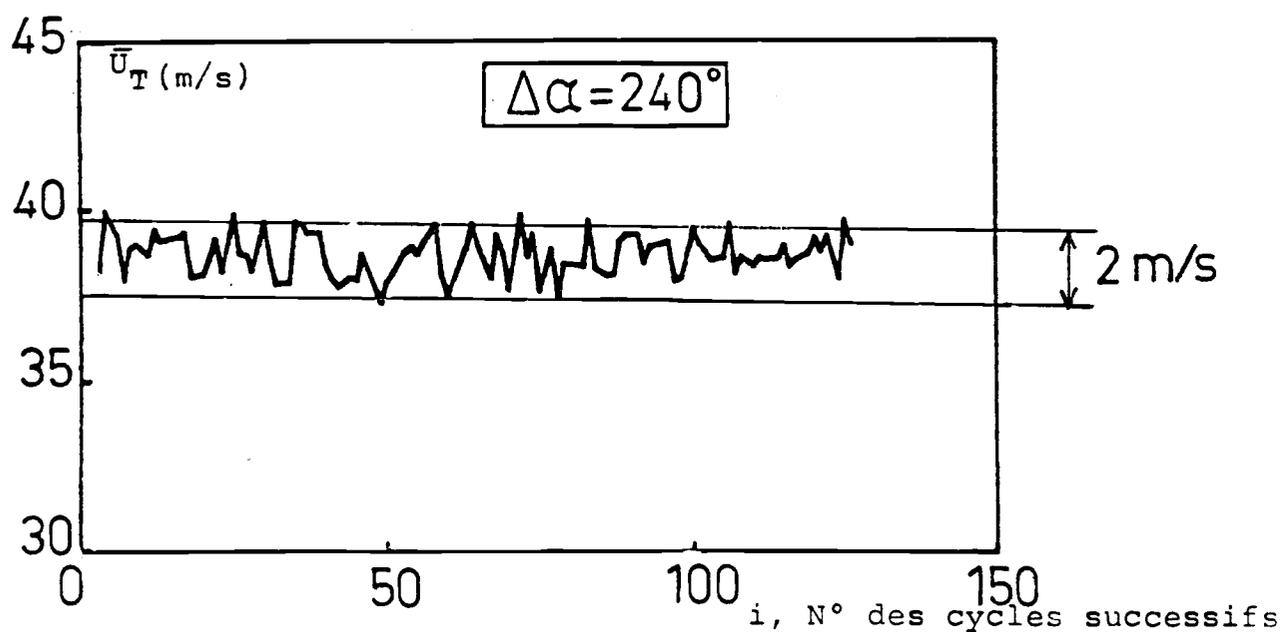
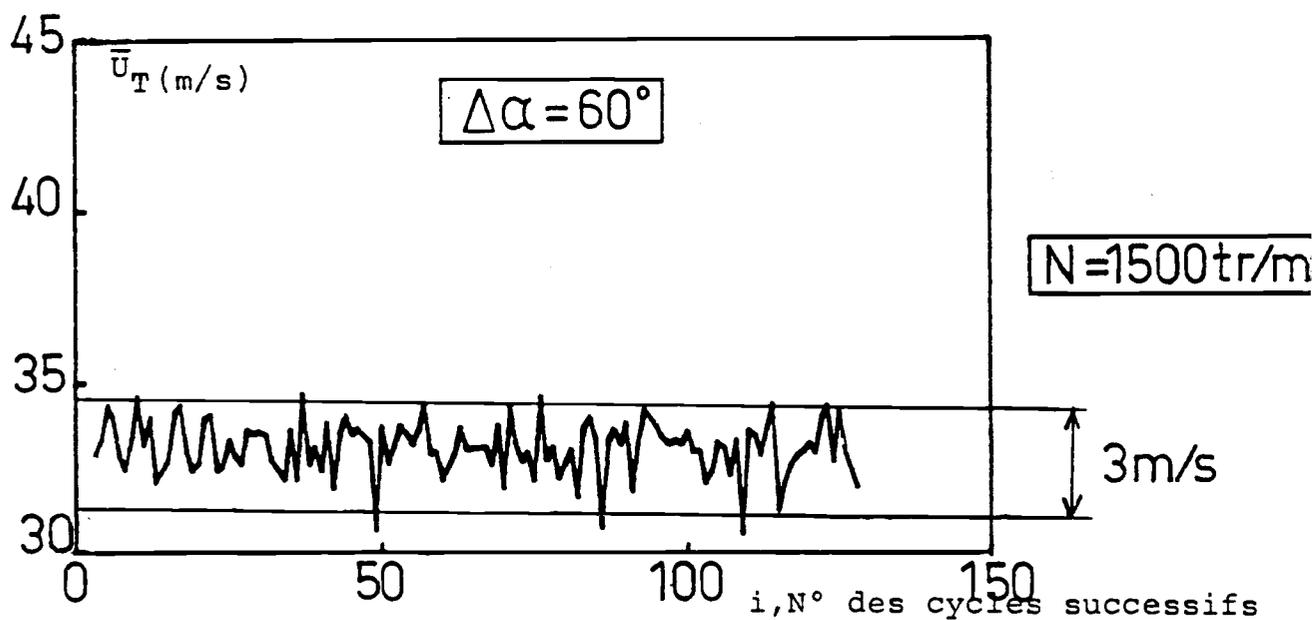
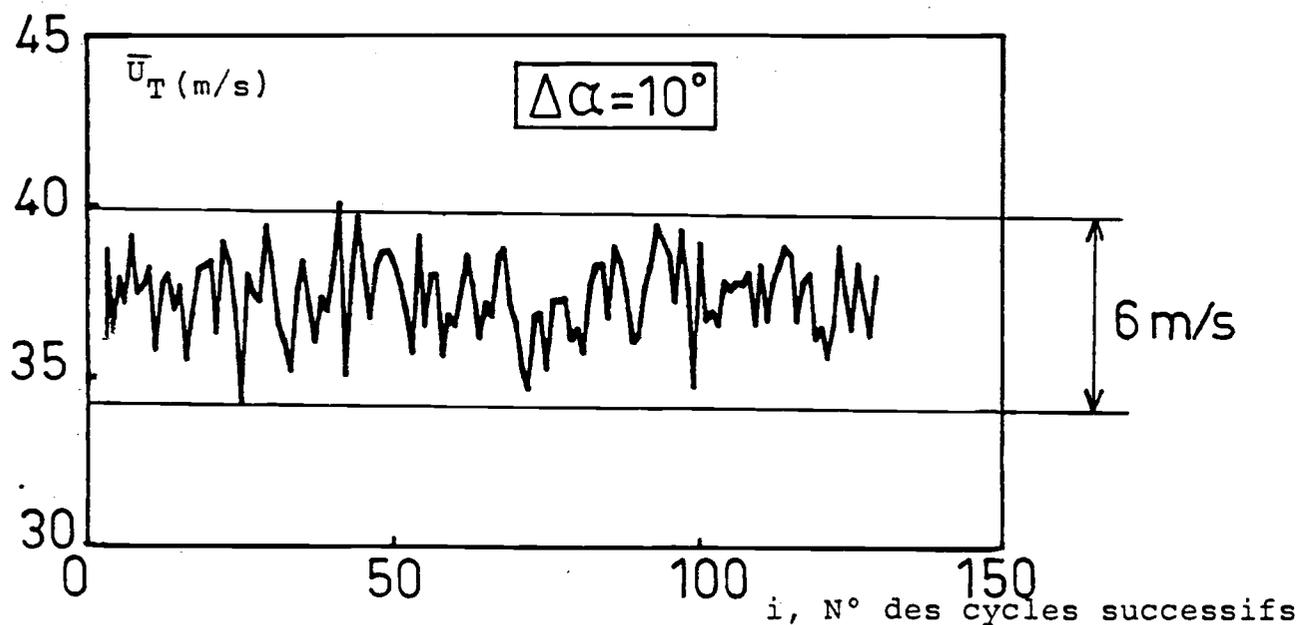


Fig. 25 - Evolution cycle à cycle de moyennes temporelles

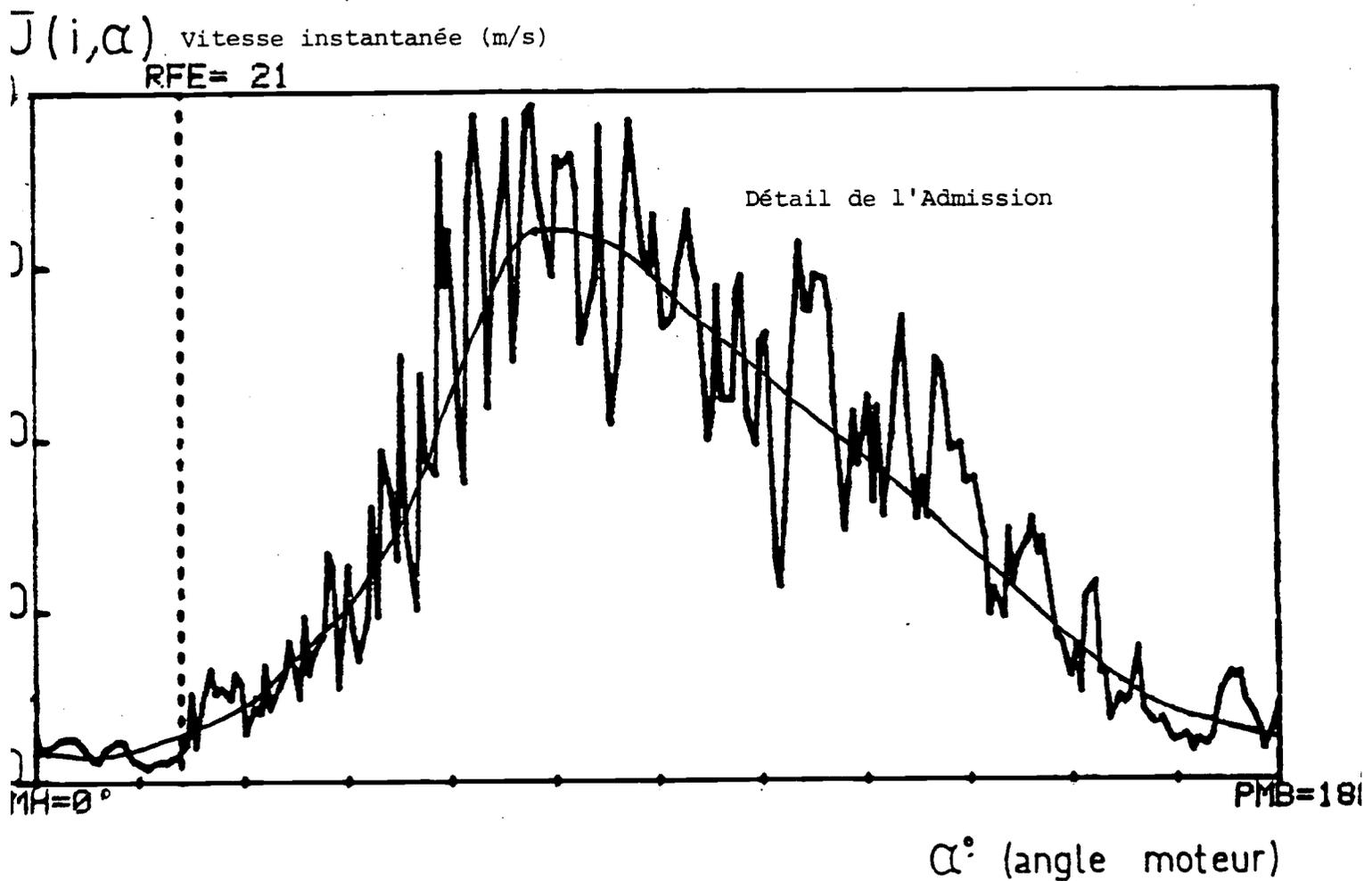
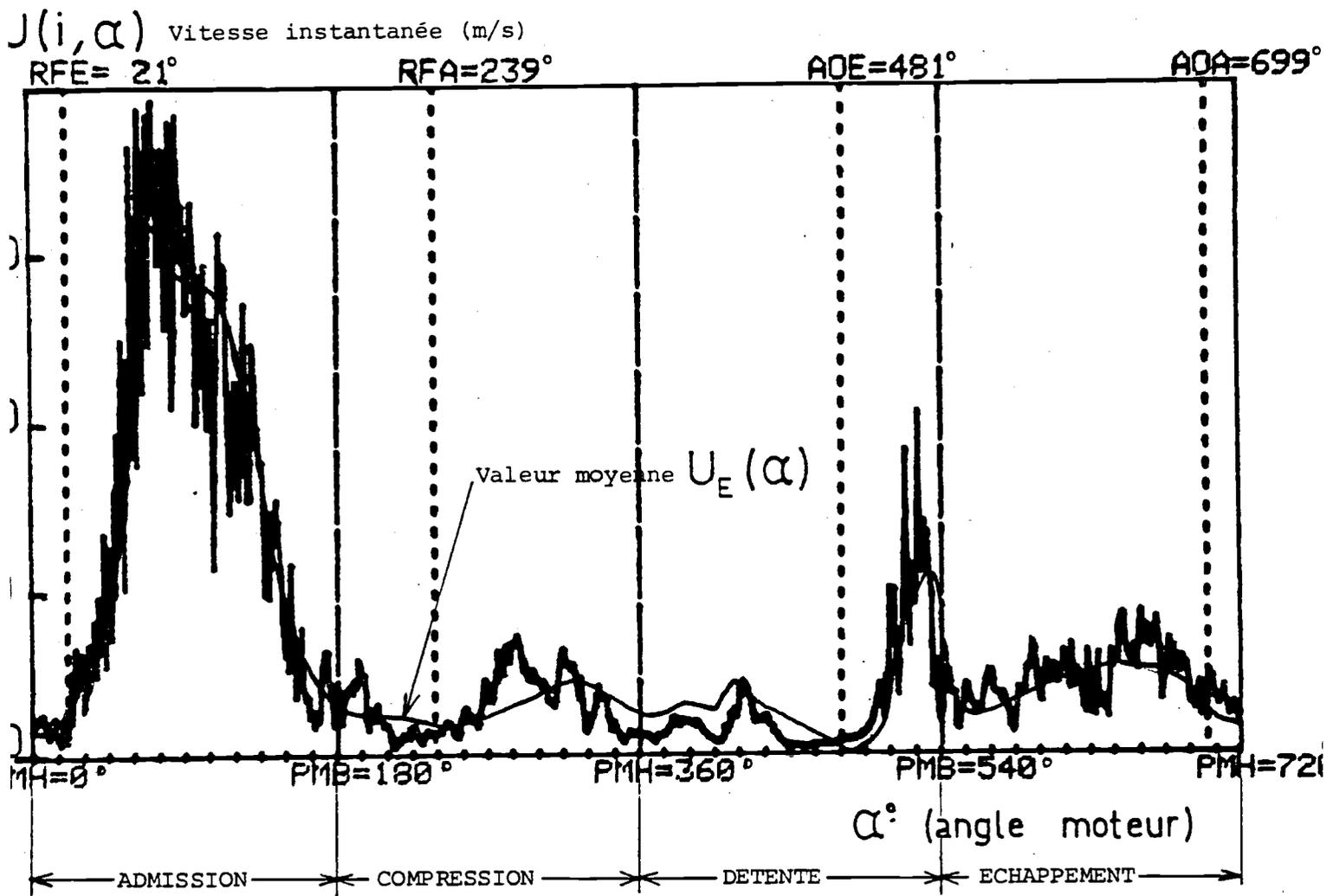


Fig. 36 - Comparaison temporelle d'un cycle avec la moyenne d'ensemble.
Mesures fil chaud, point n° 2 au capteur de pression.
N = 1 500 tr/mn.

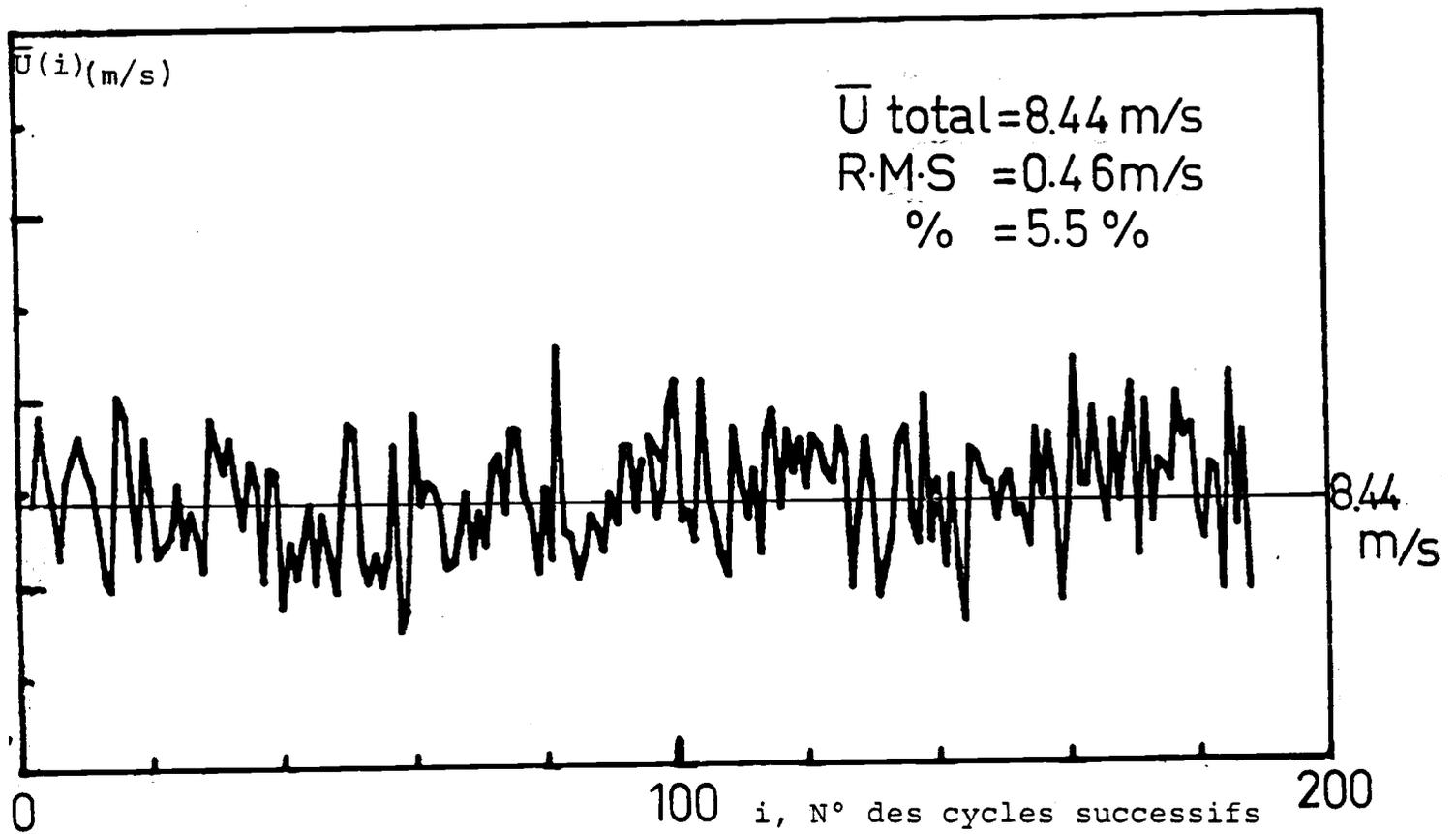


Fig. 37 - Evolution cyclique de la moyenne temporelle . Mesures fil
 chaud, point n° 2 au capteur de pression. $N = 1\ 500 \text{ tr/mn.}$

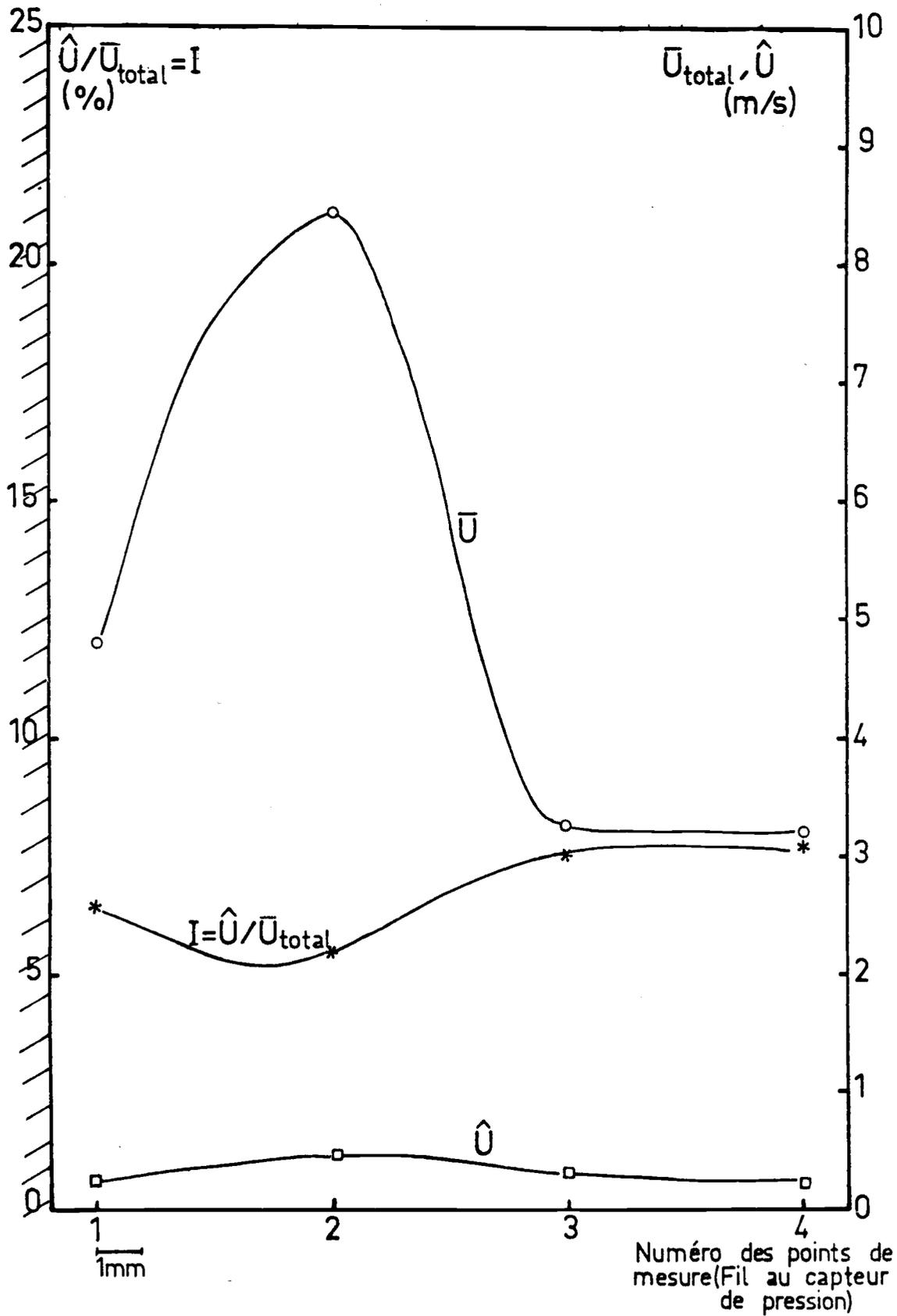


Fig. 38 - Variation cycle à cycle dans l'espace. Mesures fil chaud, dans l'axe du capteur de pression. $N = 1\ 500$ tr/mn.

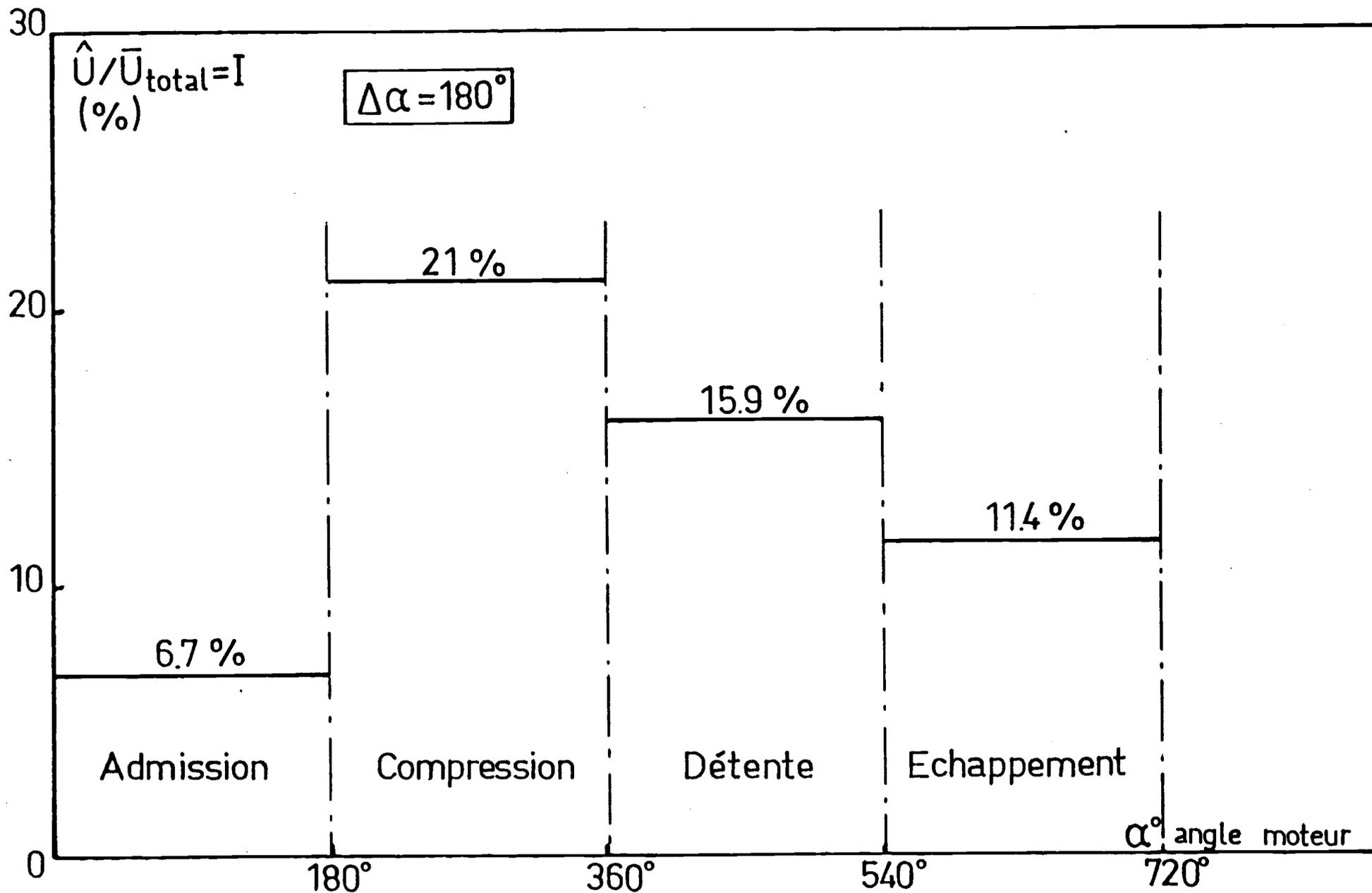
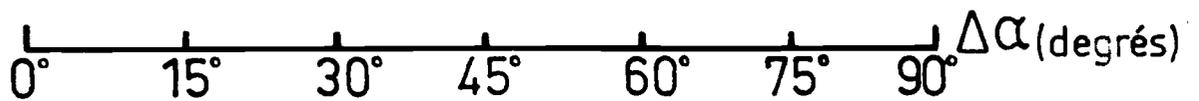
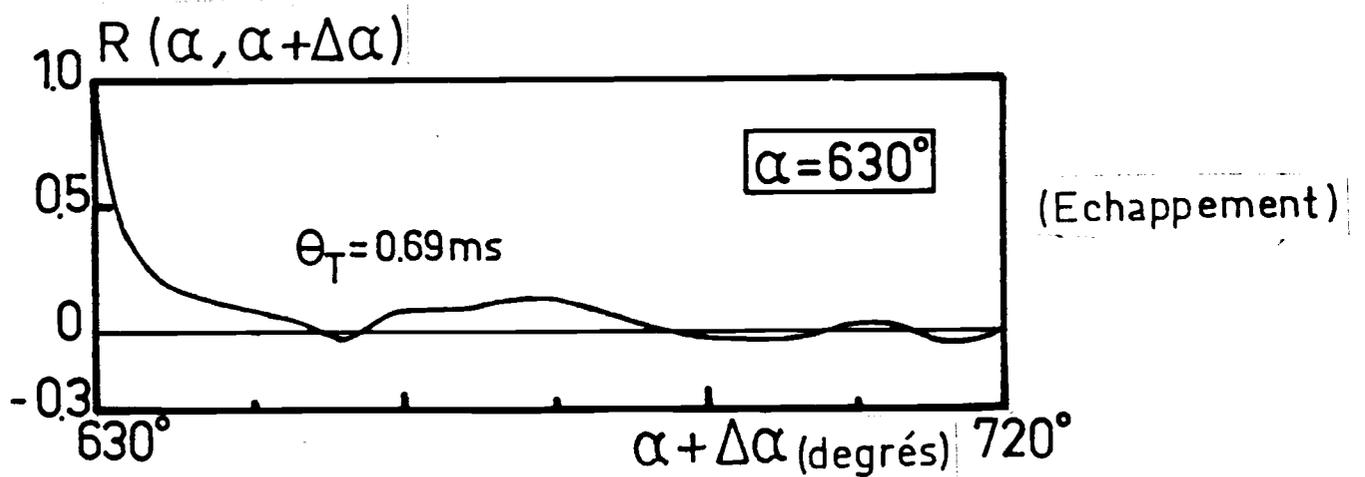
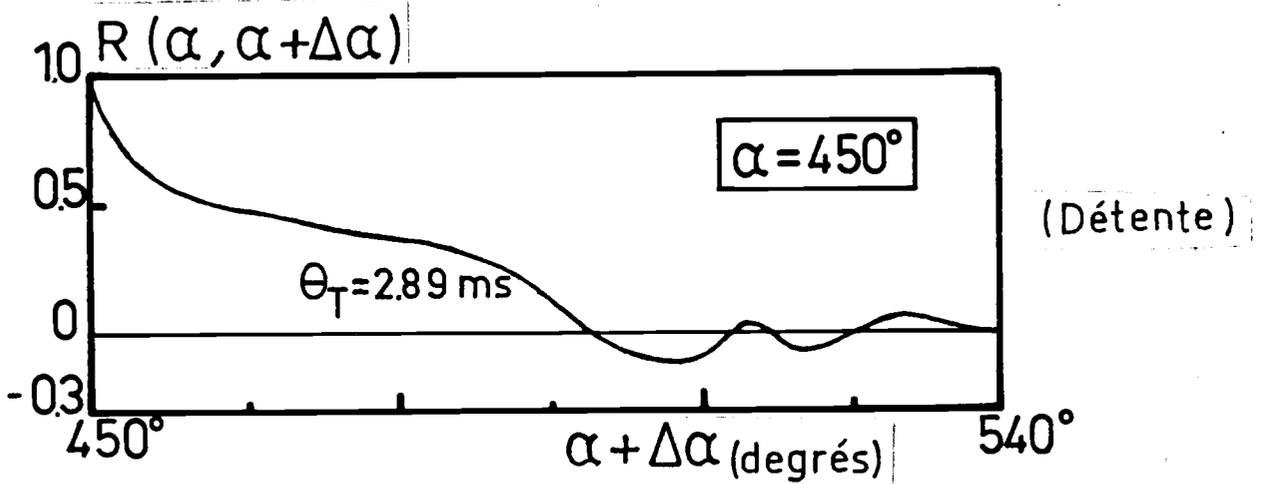
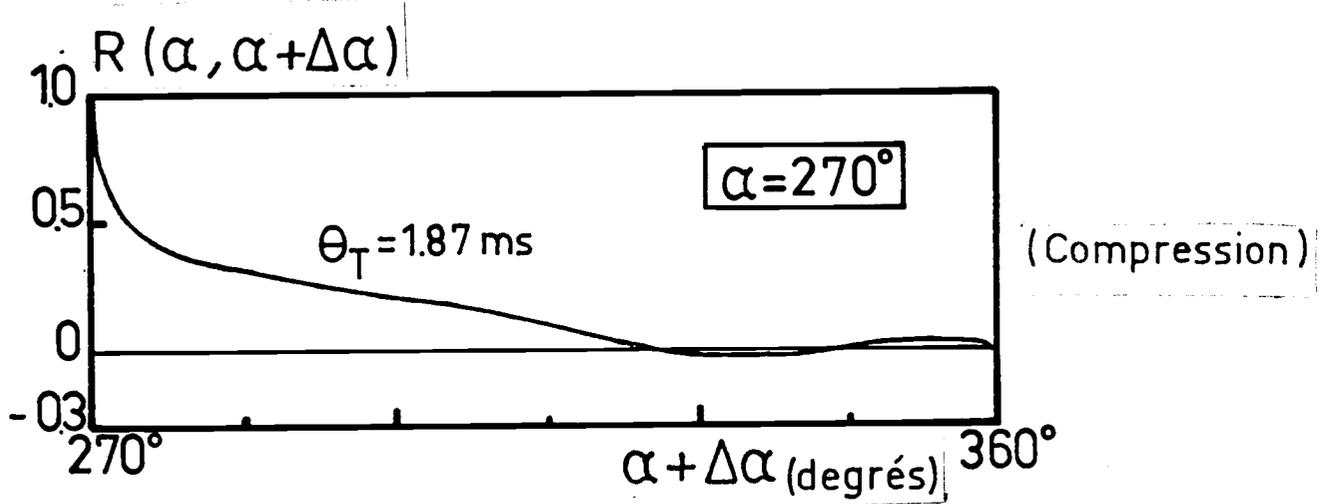
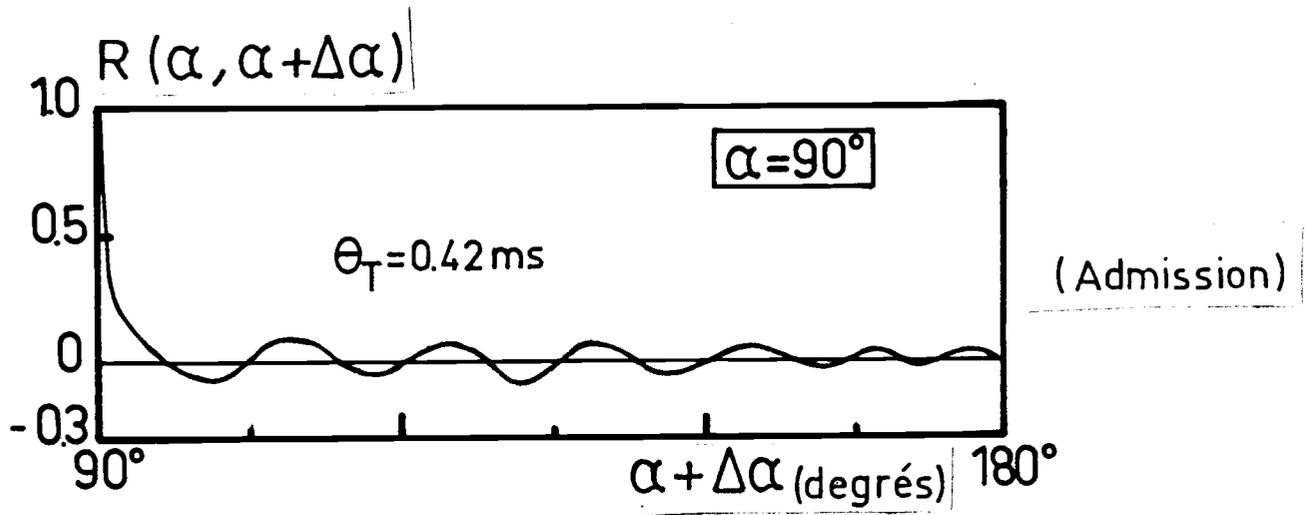
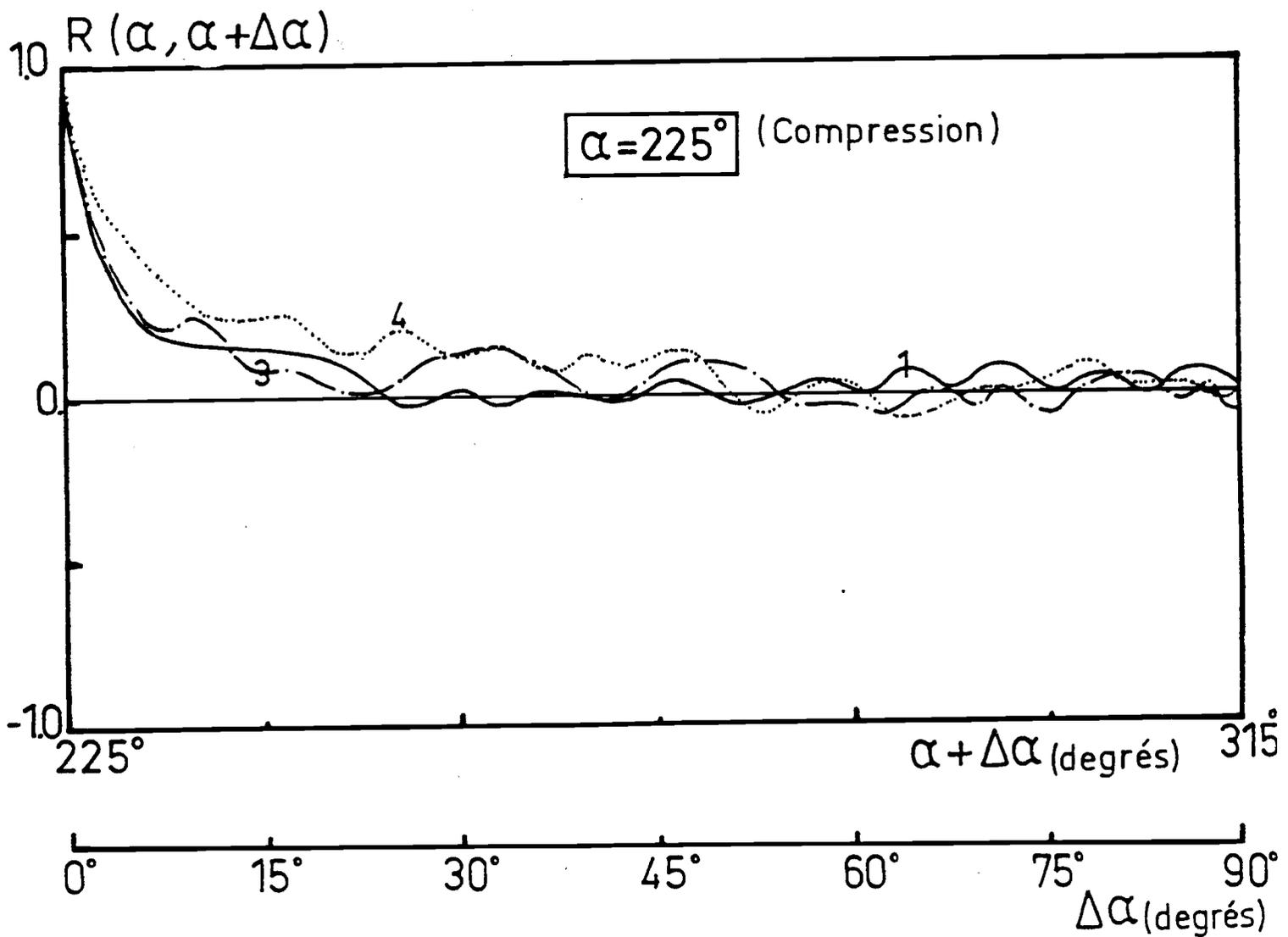
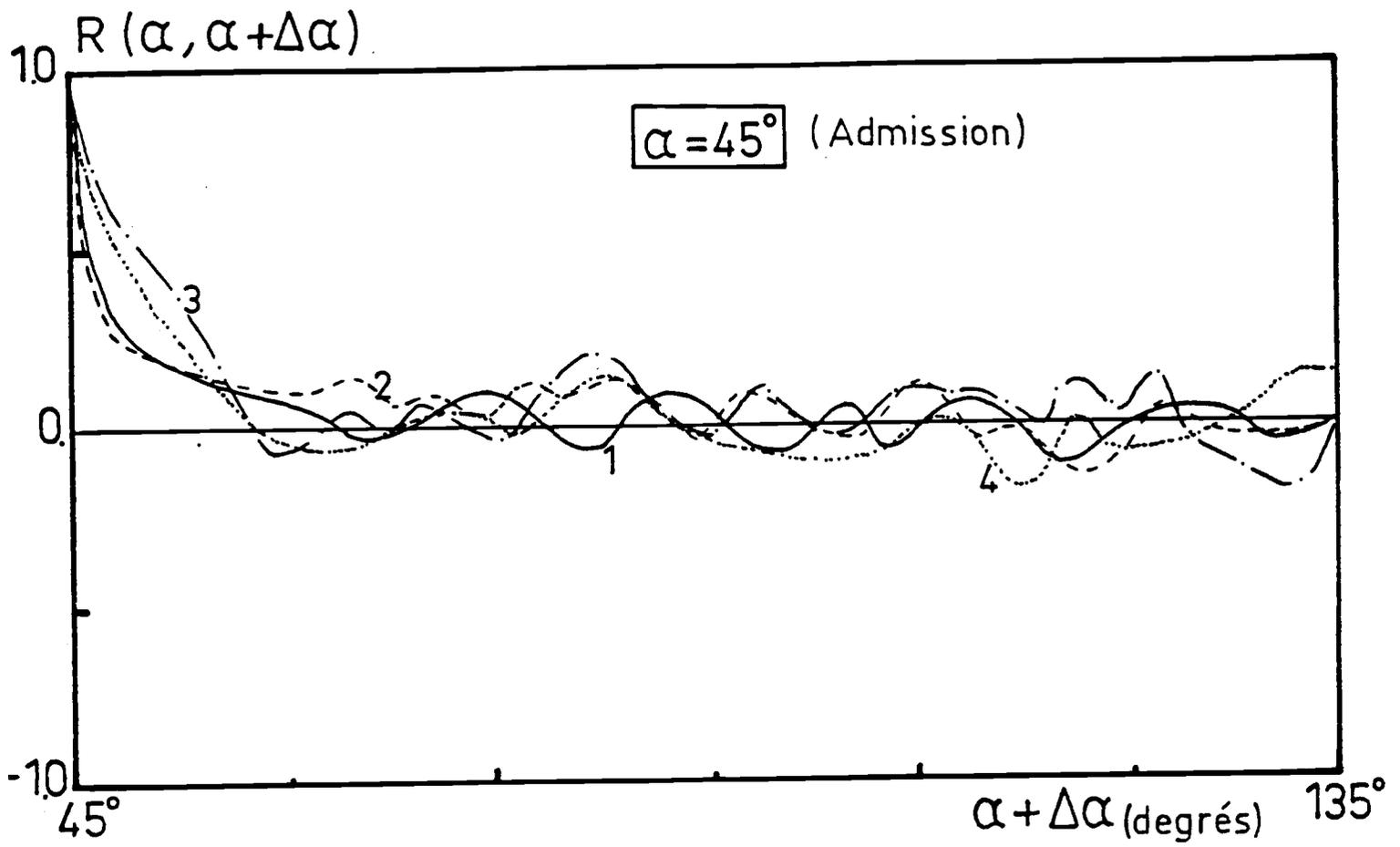


Fig. 39 - Niveaux de la variation cycle à cycle par phase. Mesures fil chaud, point n° 2 au capteur de pression. $N = 1\,500$ tr/mn.





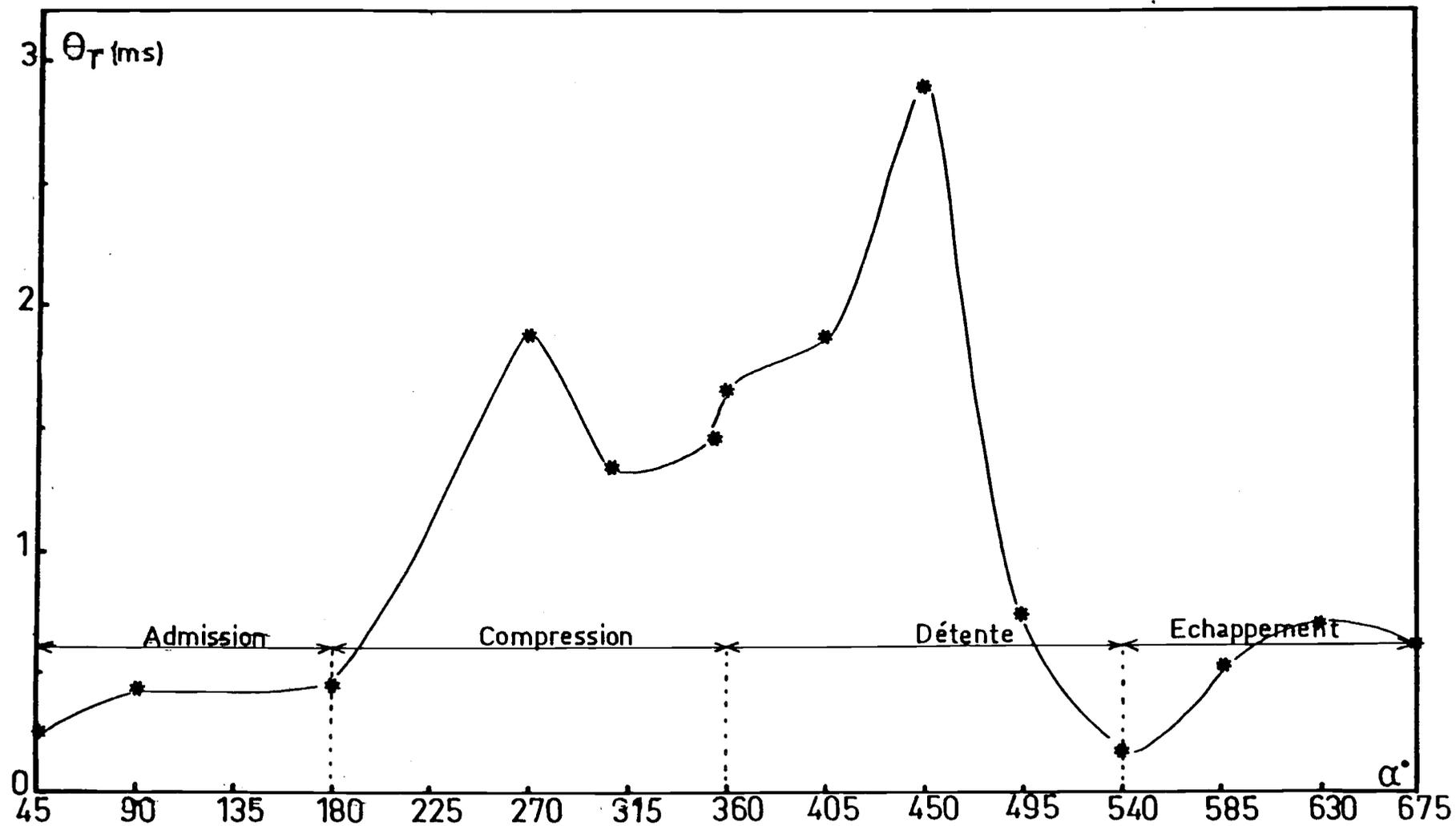


Fig. 42 - Evolution dans le cycle de l'échelle intégrale de temps. Mesures fil chaud, point n° 2 au capteur de pression. $N = 1\,500$ tr/mn.

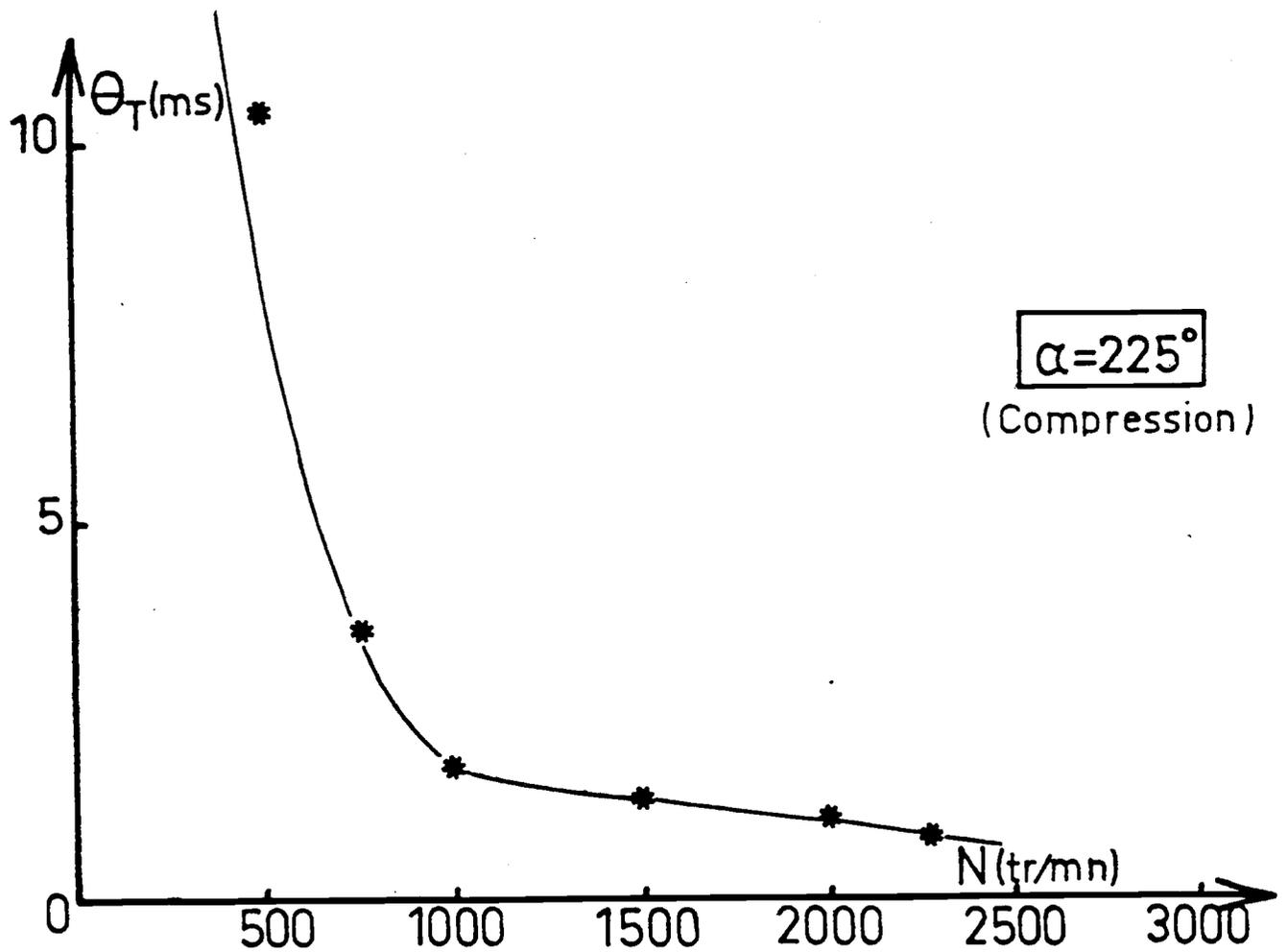
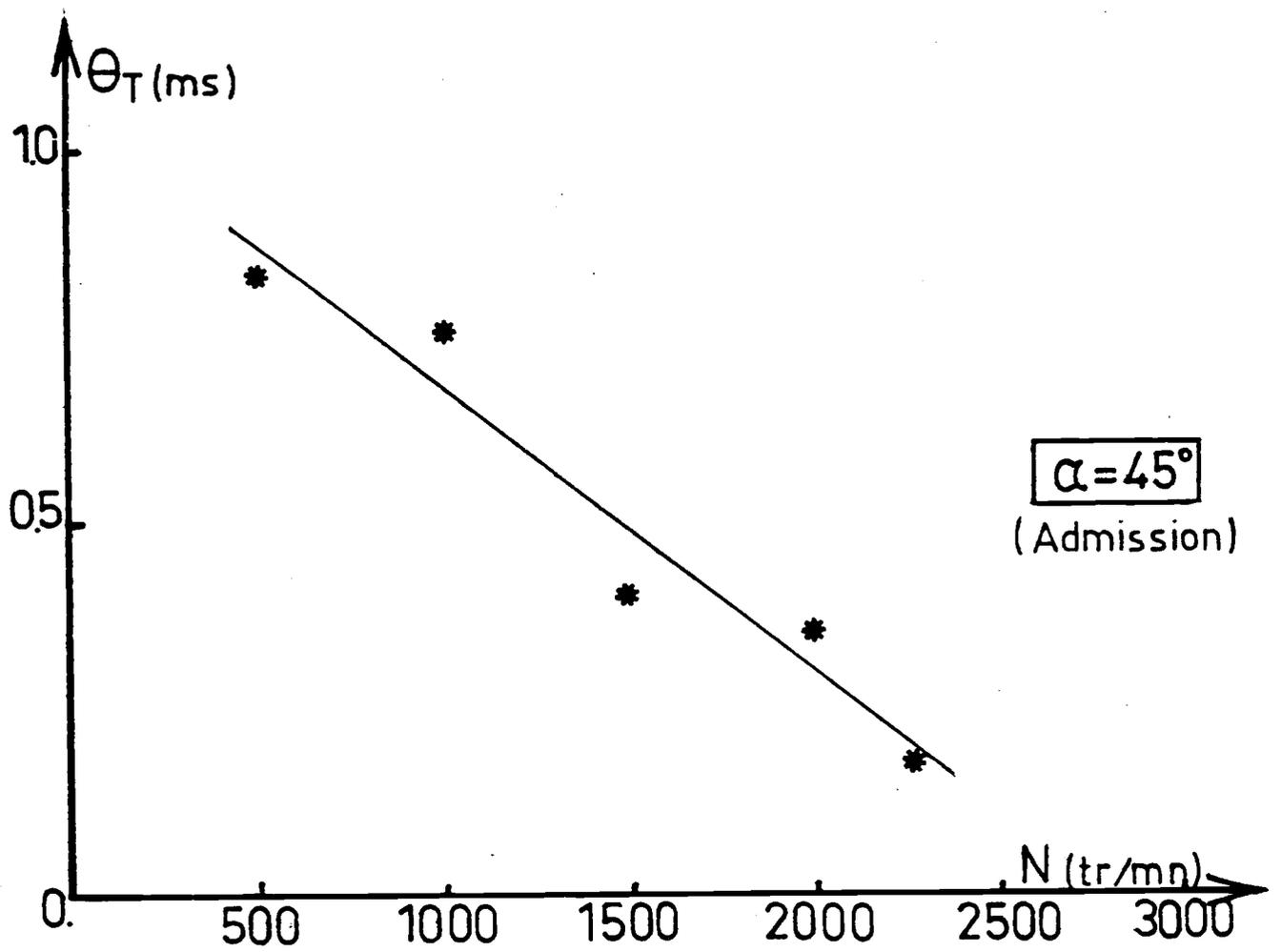


Fig. 43 - Influence de la vitesse de rotation N (tr/mn) du moteur sur l'échelle intégrale de temps (en millisecondes). Mesures fil chaud, point n° 2 au capteur de pression. $N = 1\,500$ tr/mn.

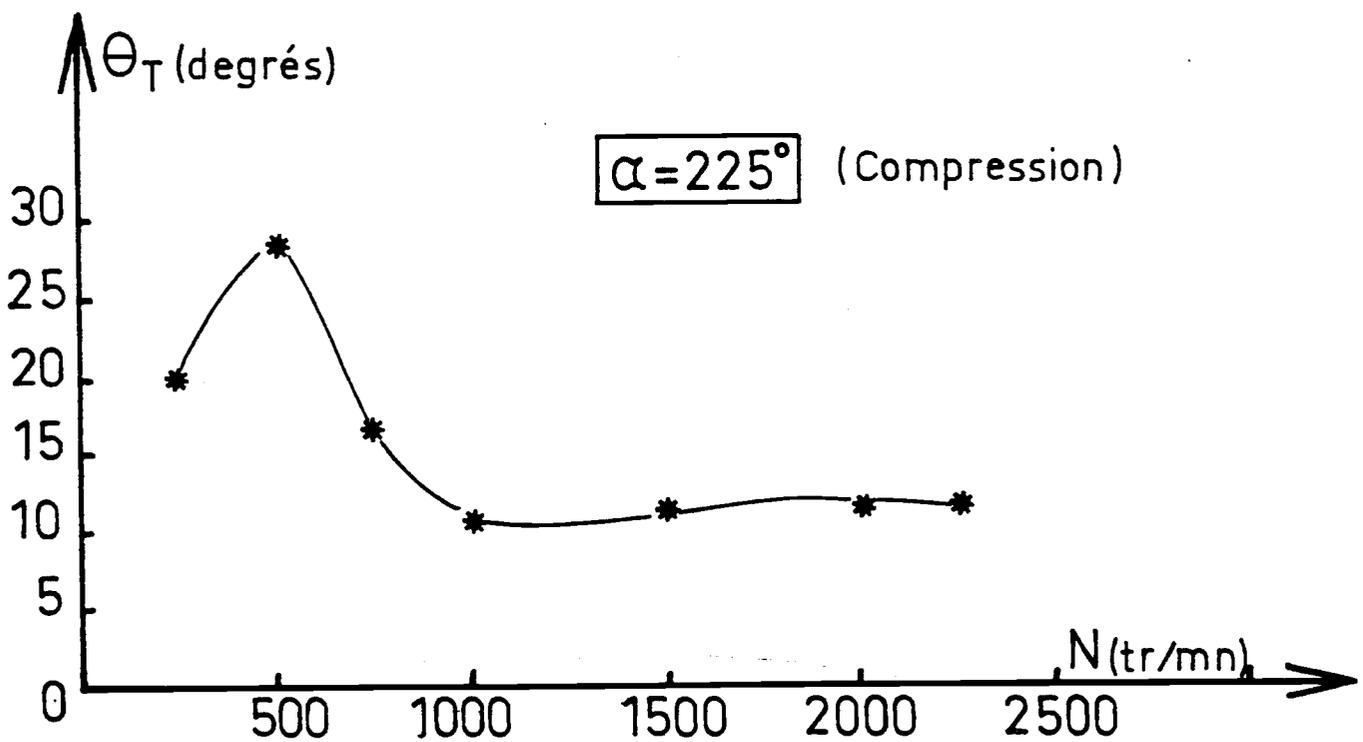
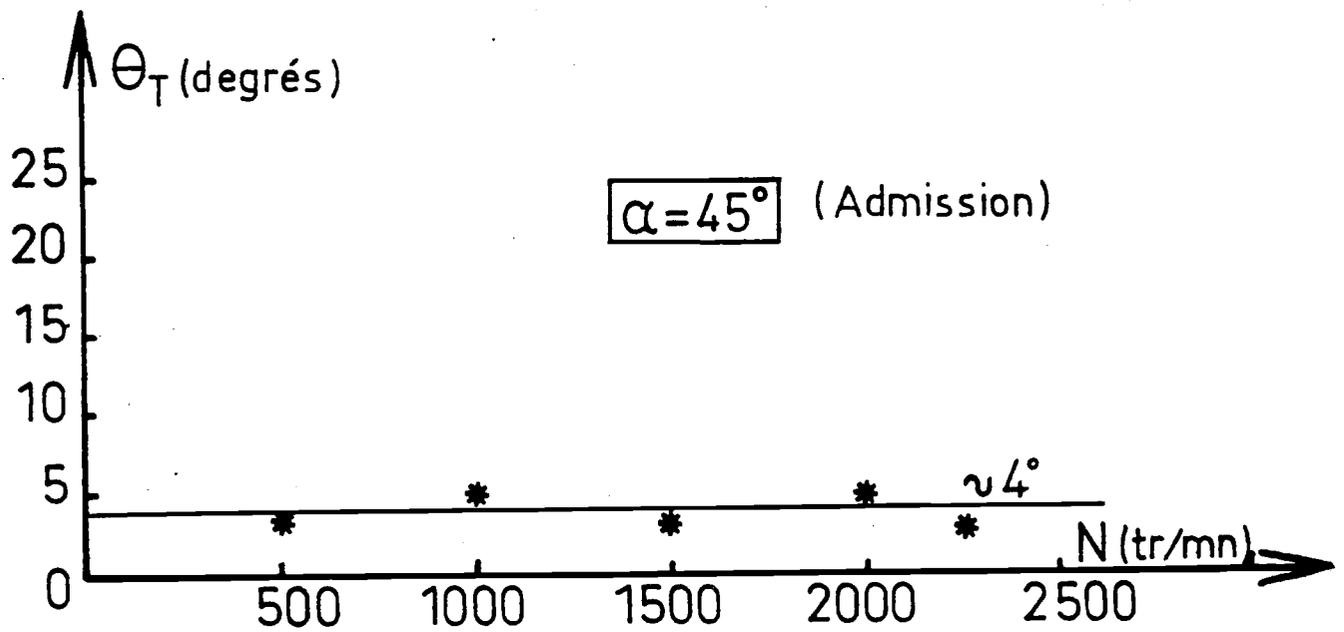


Fig. 44 - Influence de la vitesse de rotation N (tr/mn) du moteur sur l'échelle intégrale de temps (en degrés). Mesures fil chaud, point n° 2 au capteur de pression. $N = 1\ 500$ tr/mn. Admission-Compression

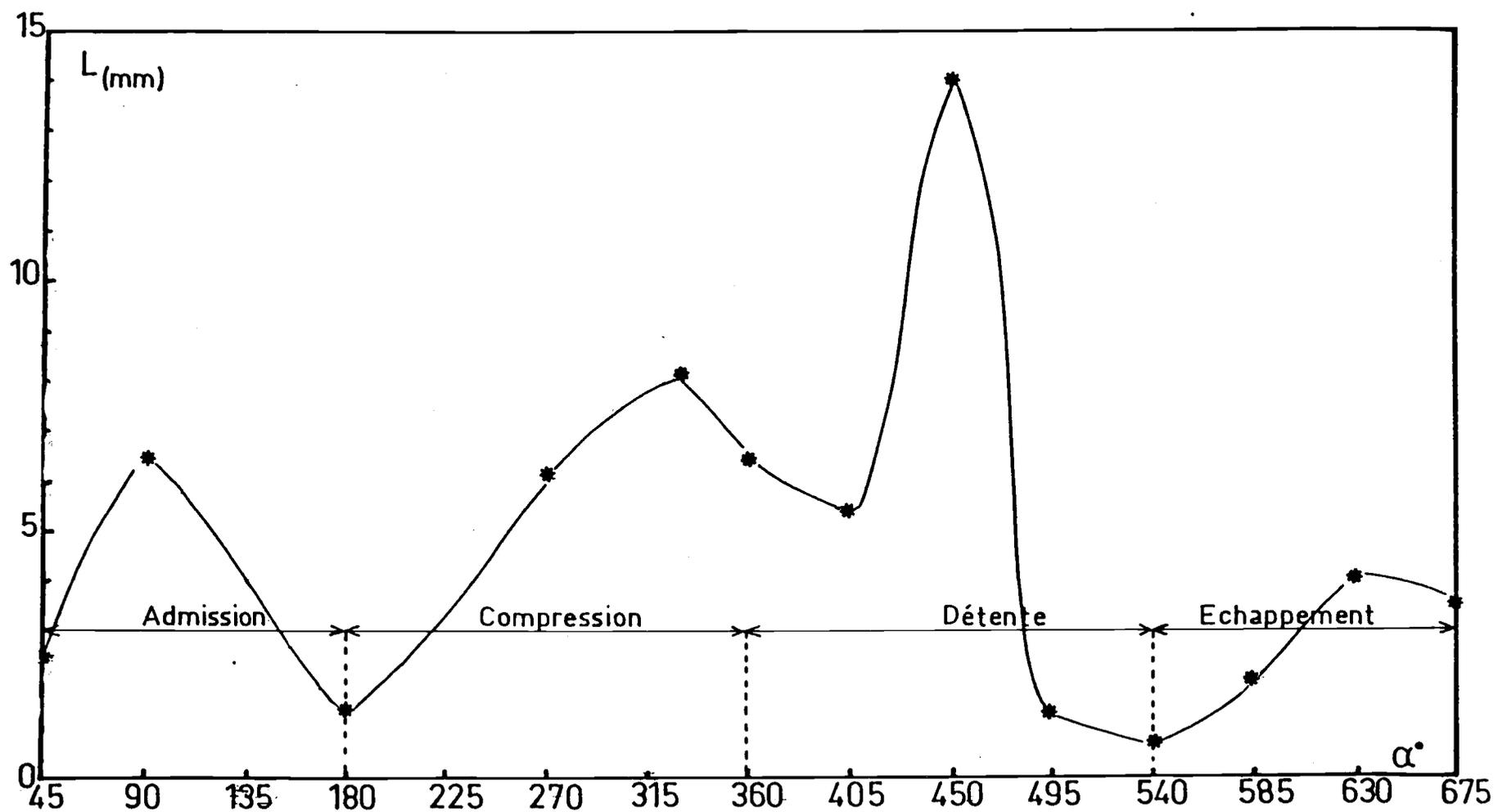


Fig. 45 - Evolution dans le cycle de l'échelle intégrale de longueur.
 Mesures fil chaud, point n° 2 au capteur de pression. $N = 1\ 500$ tr/mn.

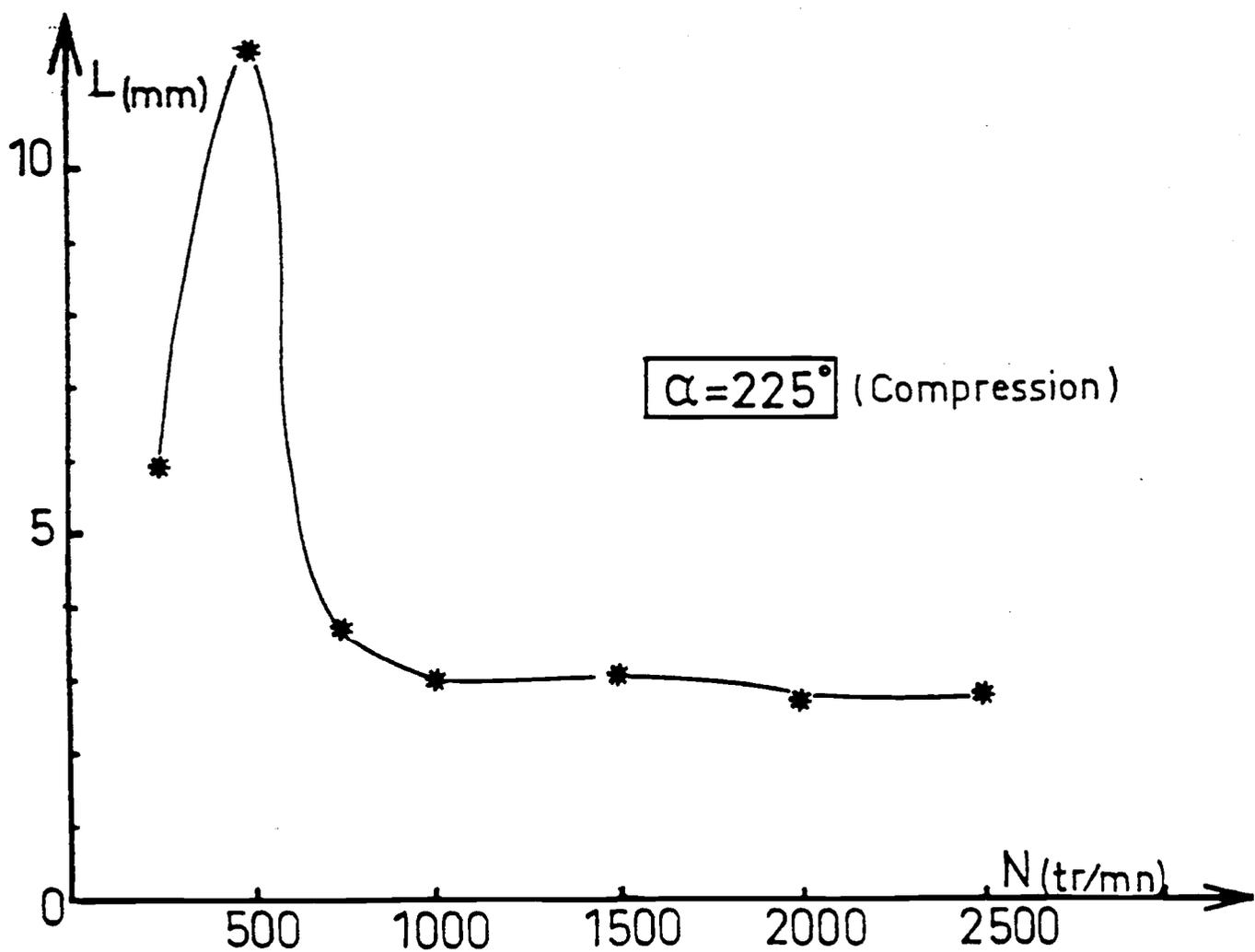
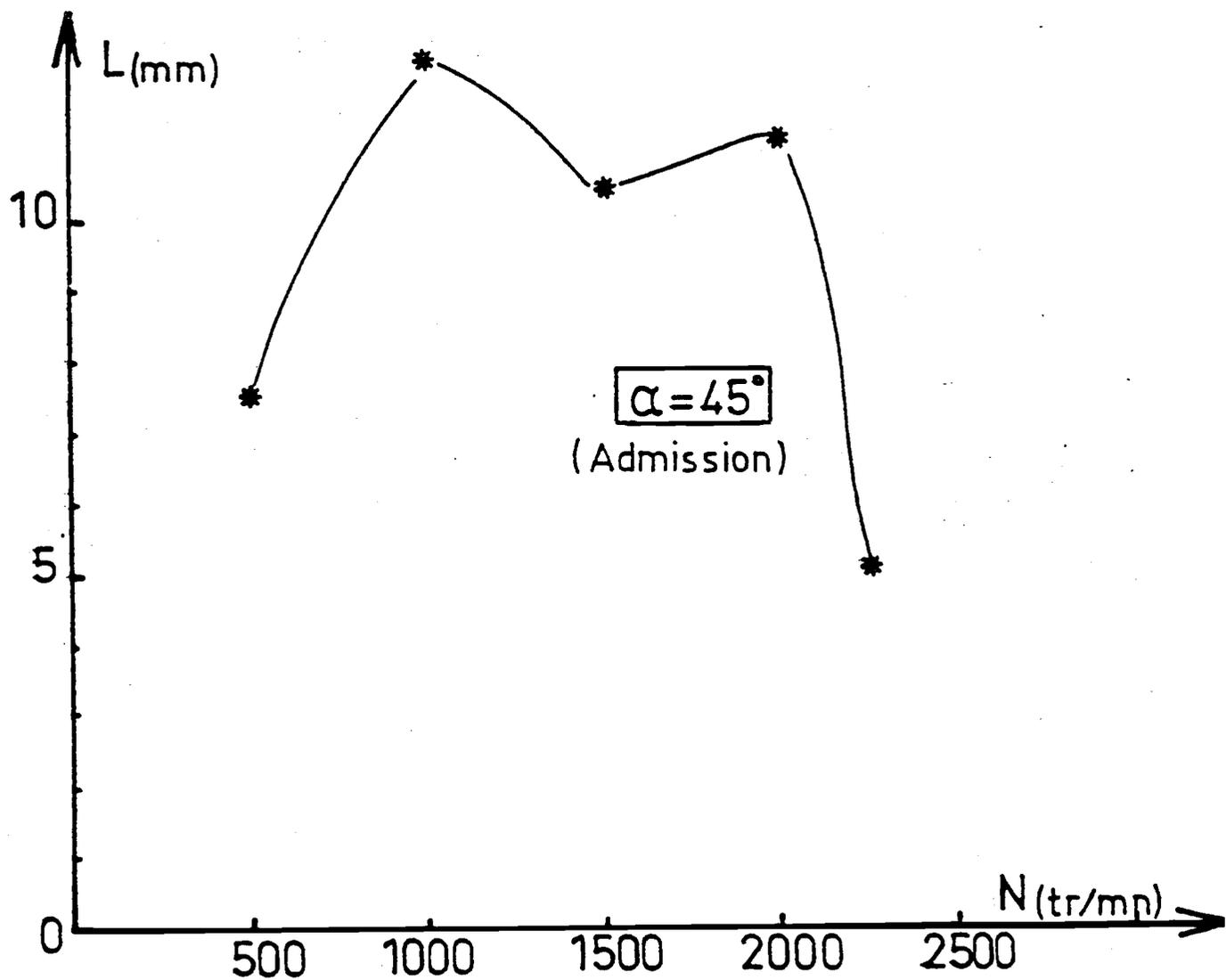


Fig. 46 - Influence de la vitesse de rotation N (tr/mn) du moteur sur

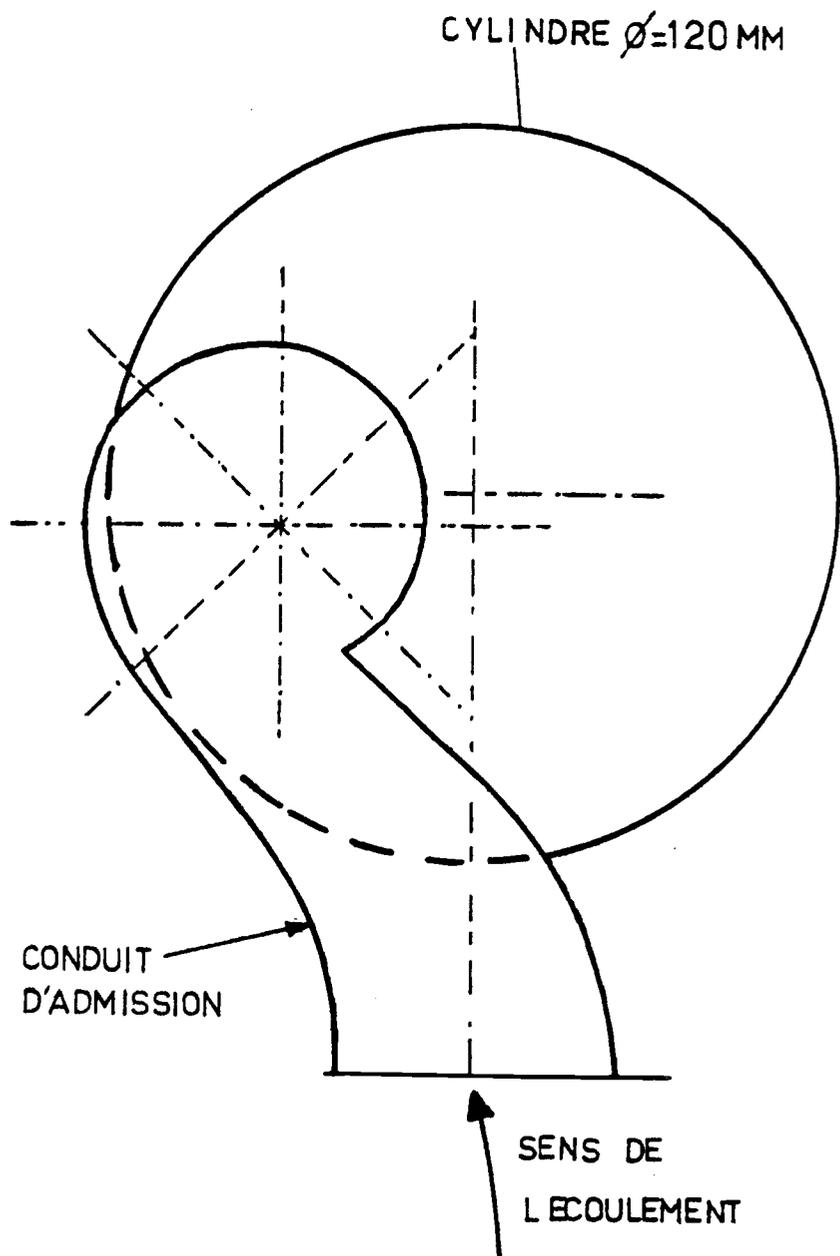


Fig. 47 - Schéma de la volute d'admission du moteur RVI 120-145.

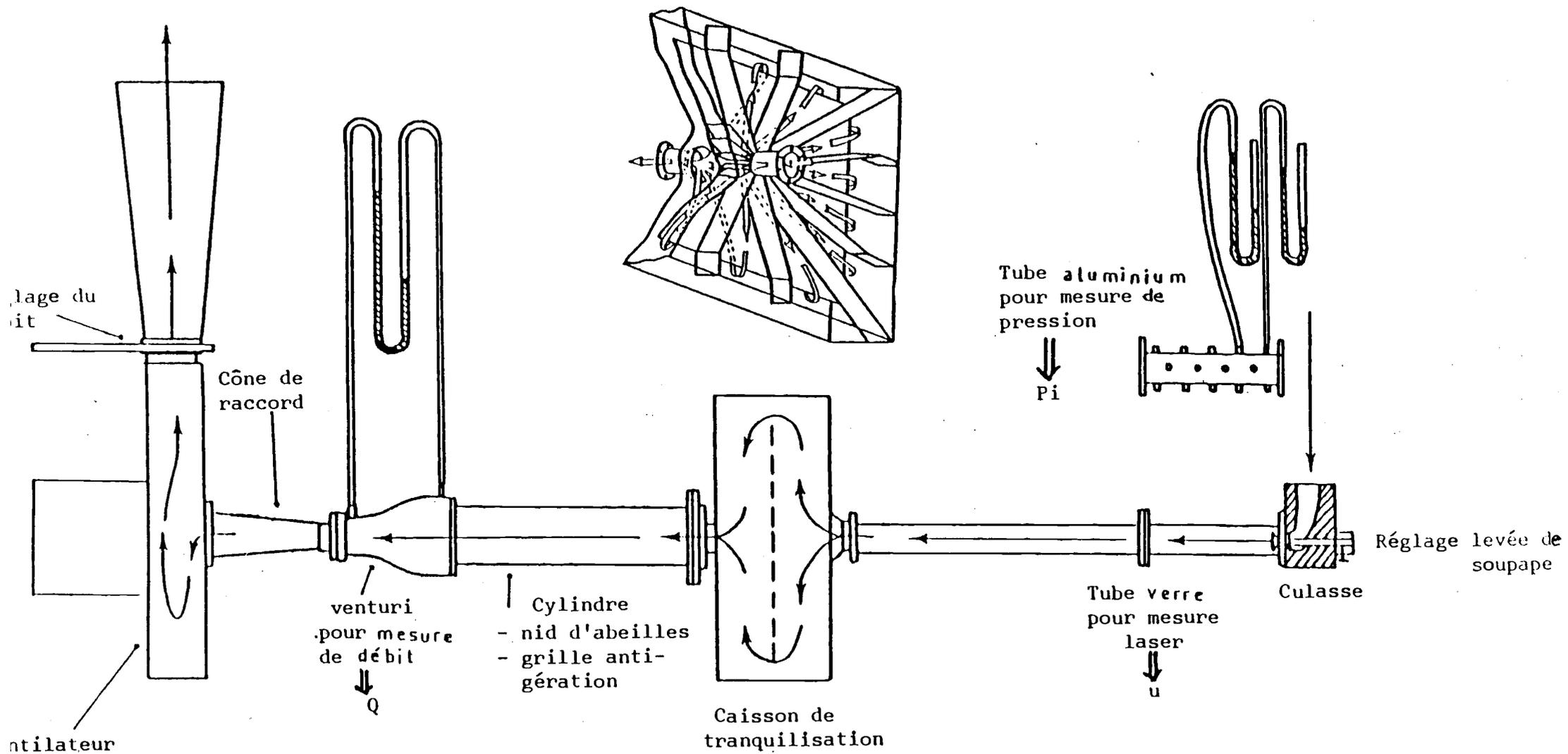
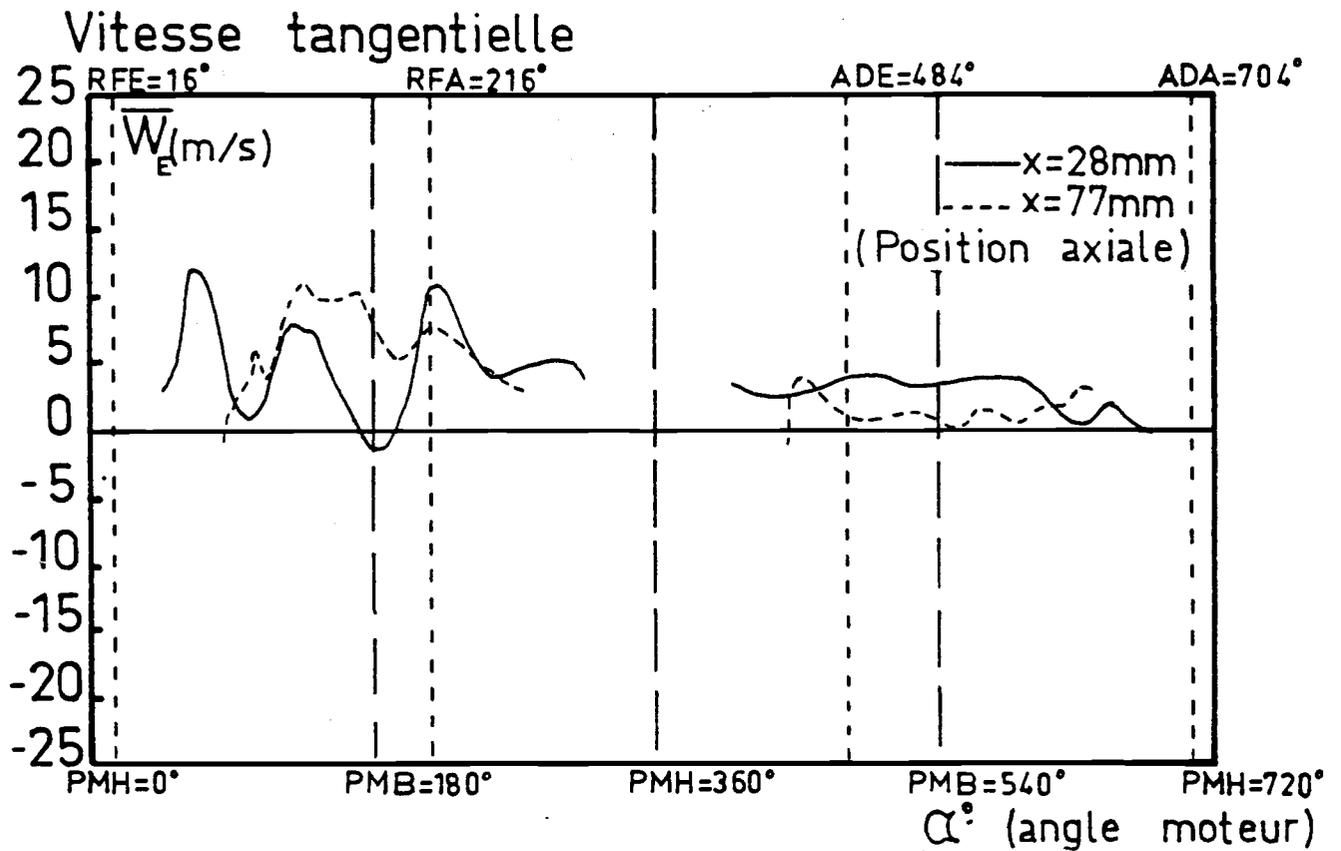


Fig. 48 - Dispositif de mesures utilisé par CHABERT [1] : "Banc volutes"
 (écoulements stationnaires).



(Position sur les diamètres)

$y=75\text{mm}$

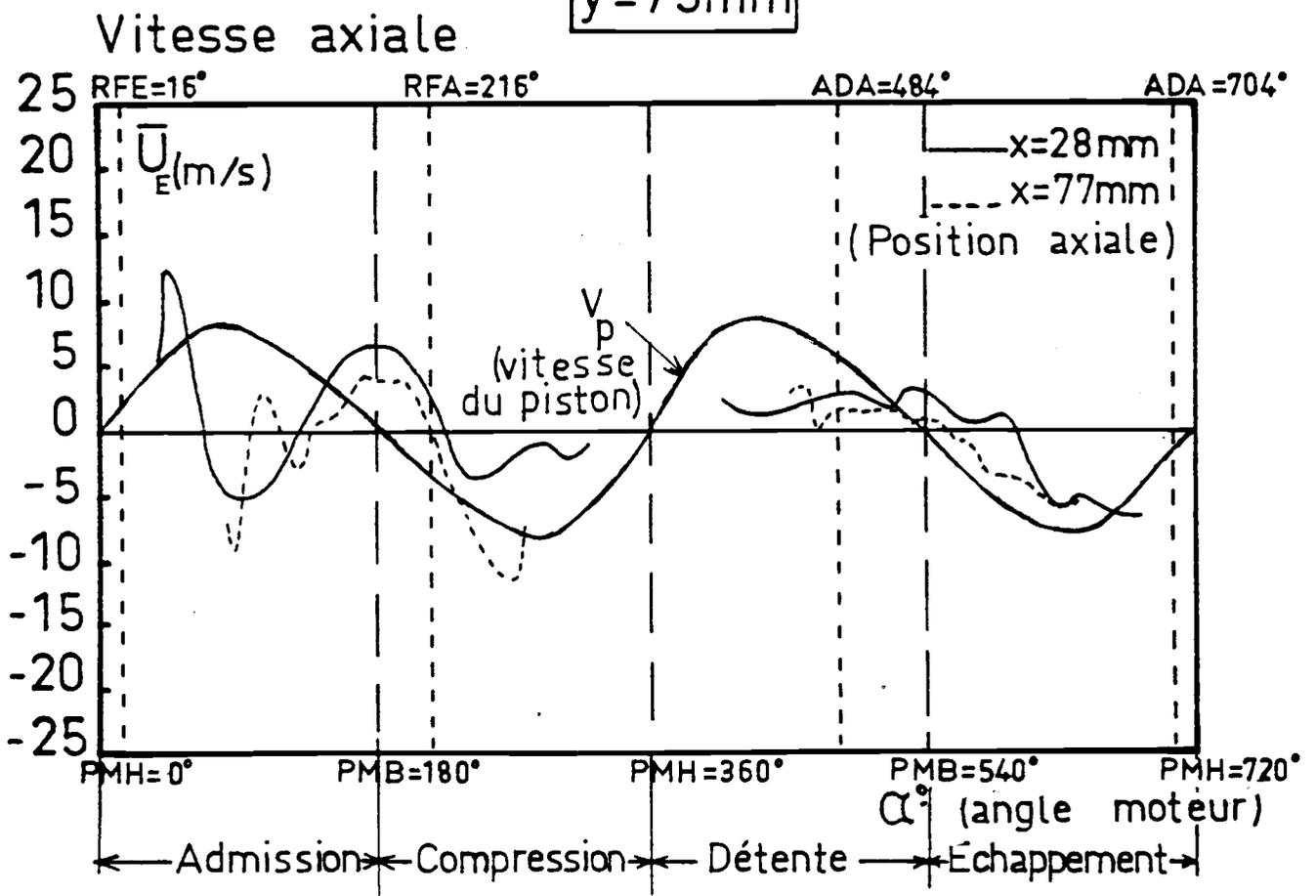


Fig. 50 - Evolution dans le cycle des écoulements axiaux et tangentiels.
Moteur RVI 120-145. Diamètres $X = 28\text{ mm}$ et $X = 77\text{ mm}$.
 $N = 1\ 000\text{ tr/mn}$.

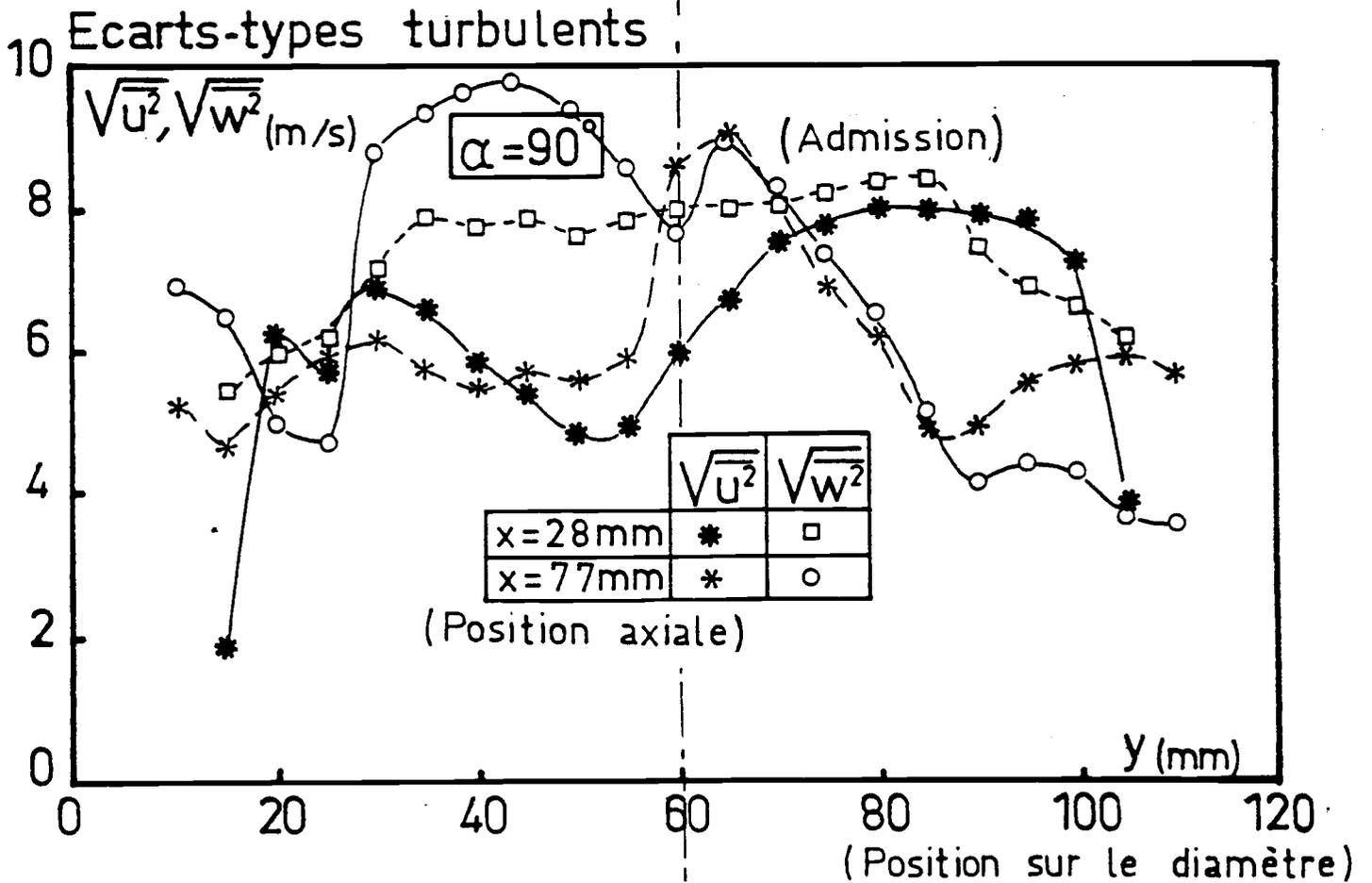
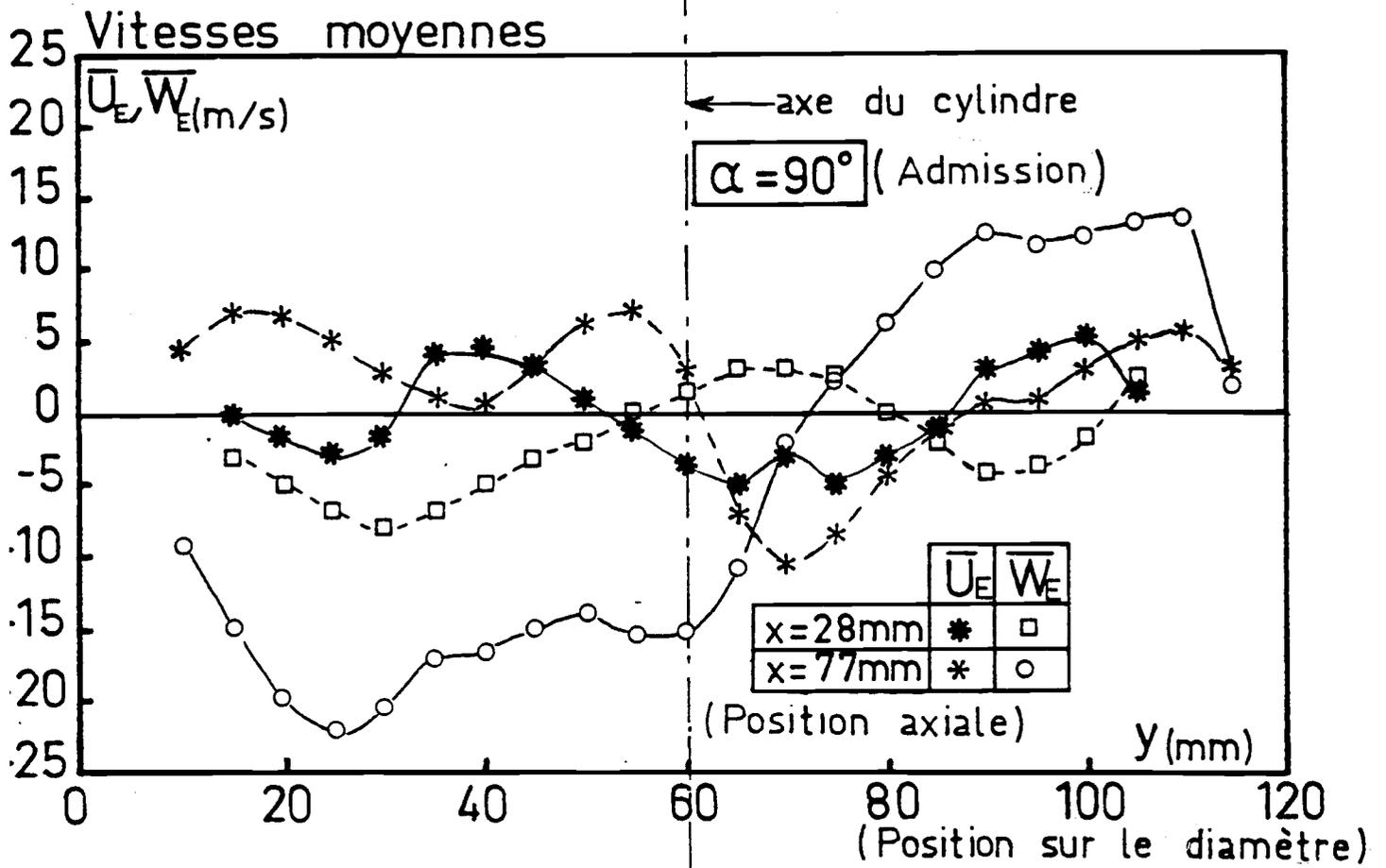


Fig. 51 - Evolution spatiales des écoulements à l'admission. Valeurs

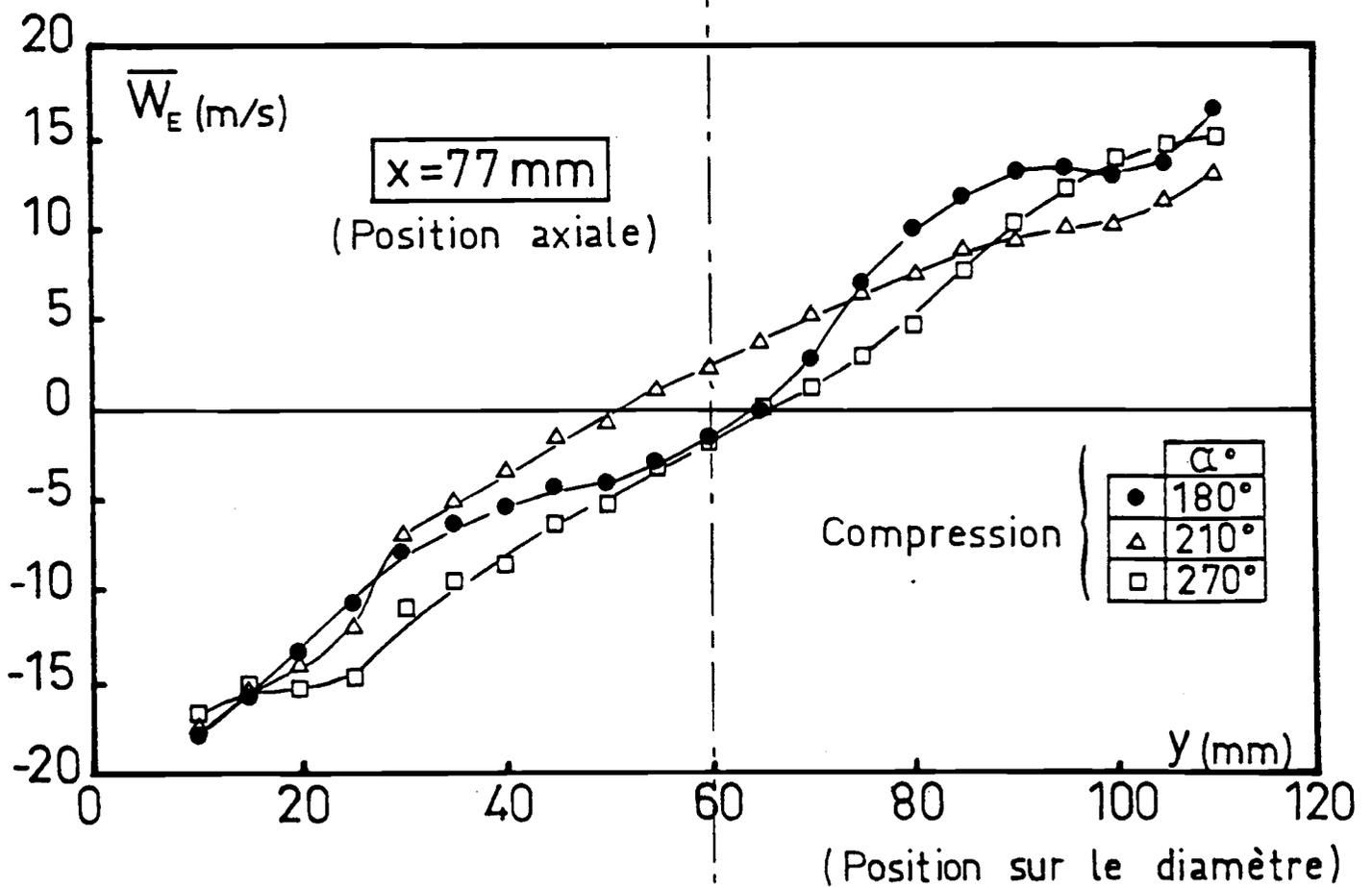
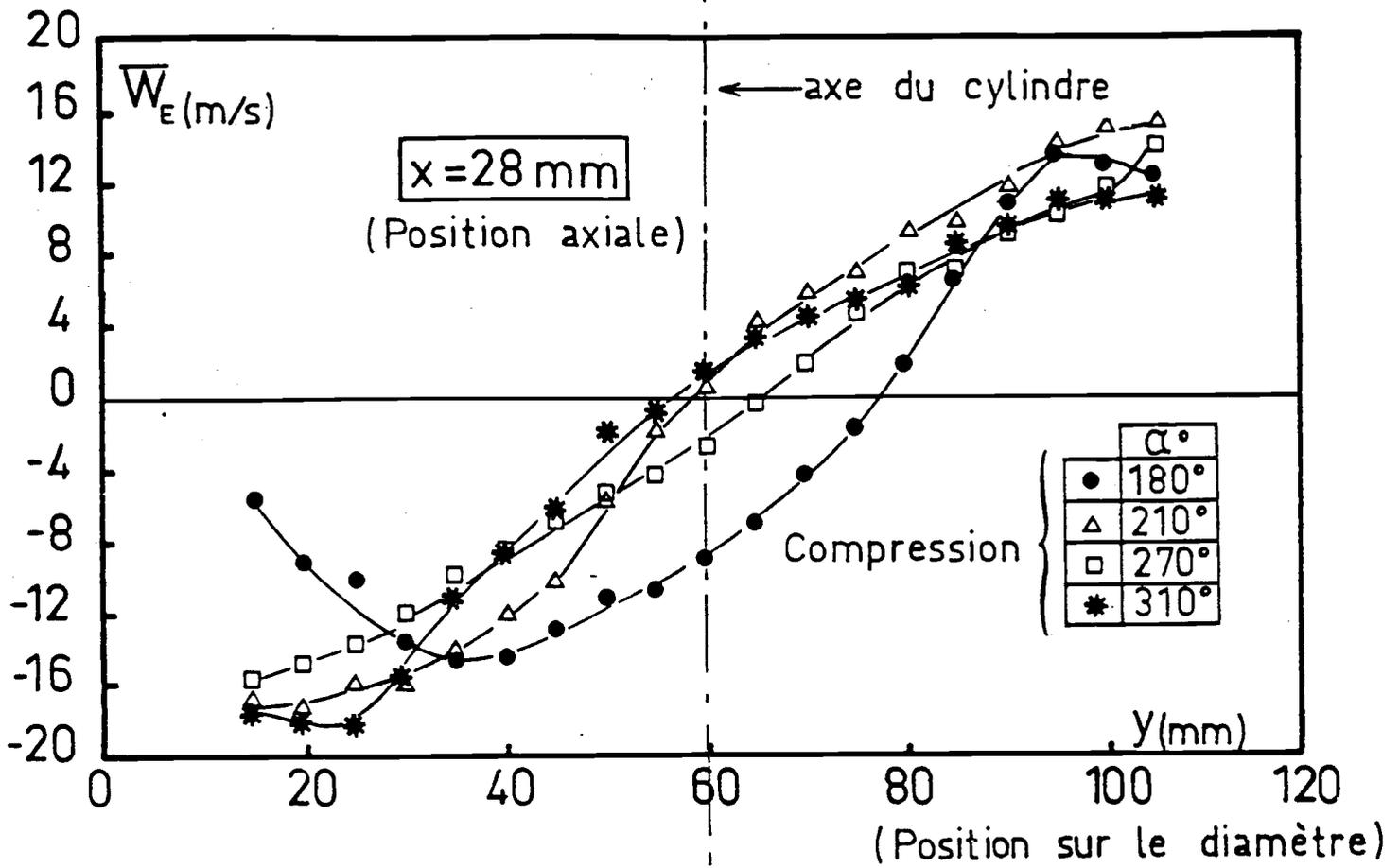


Fig. 52 - Evolution spatiale de la vitesse moyenne tangentielle à la compression. Moteur PWT 120-145. Diamètres $Y = 28$ mm et $Y = 77$ mm.

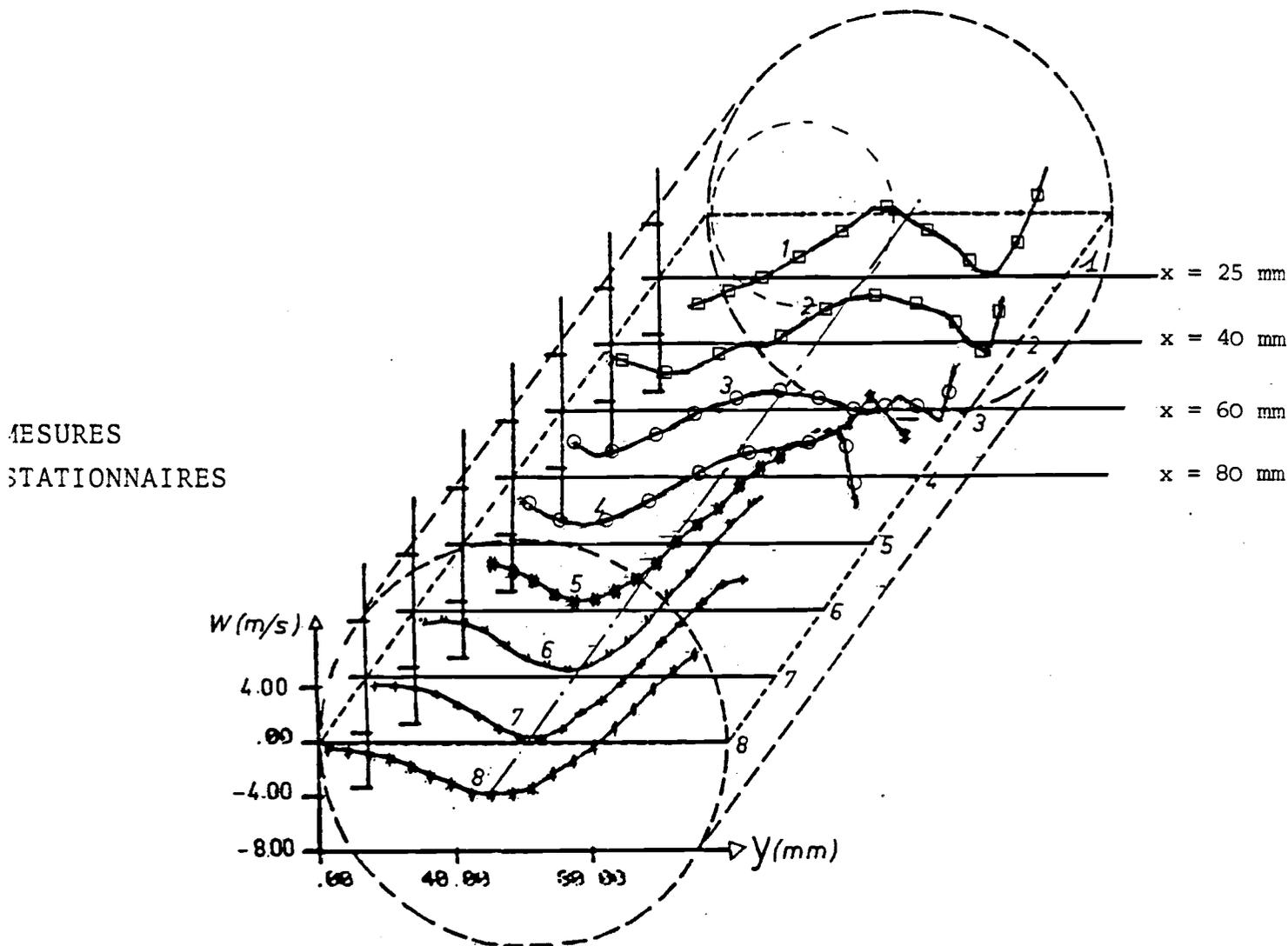
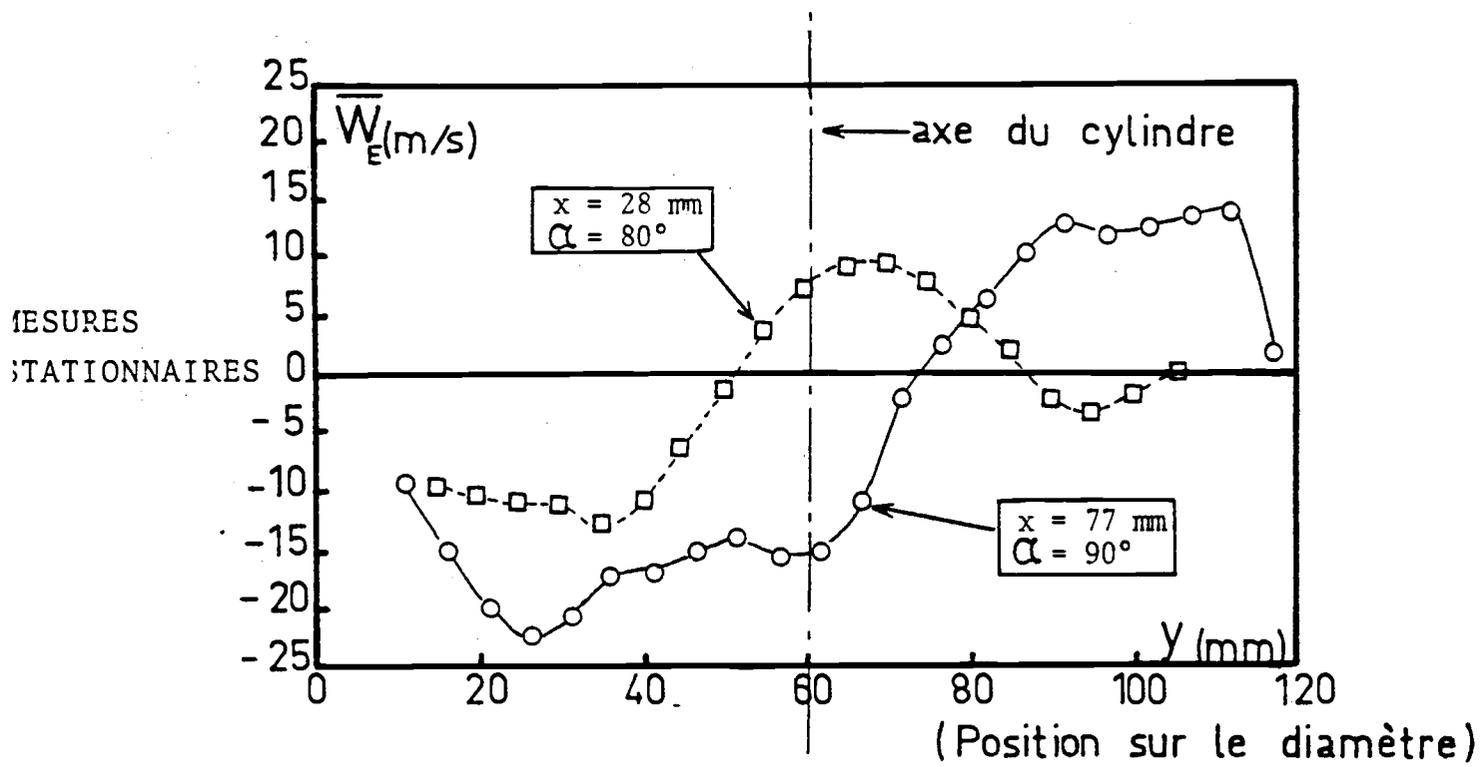


Fig. 54 - Comparaison des écoulements instationnaires et stationnaires.

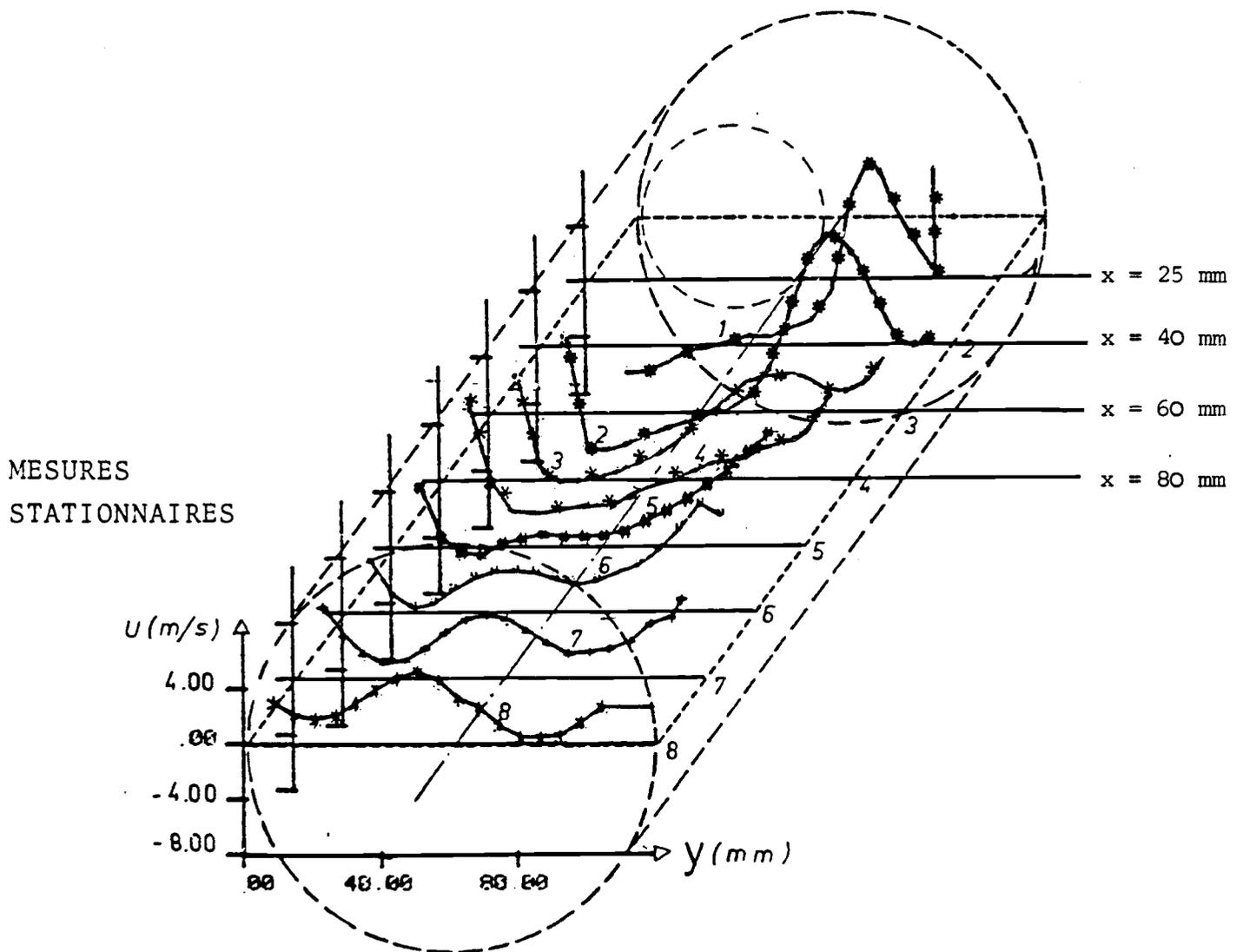
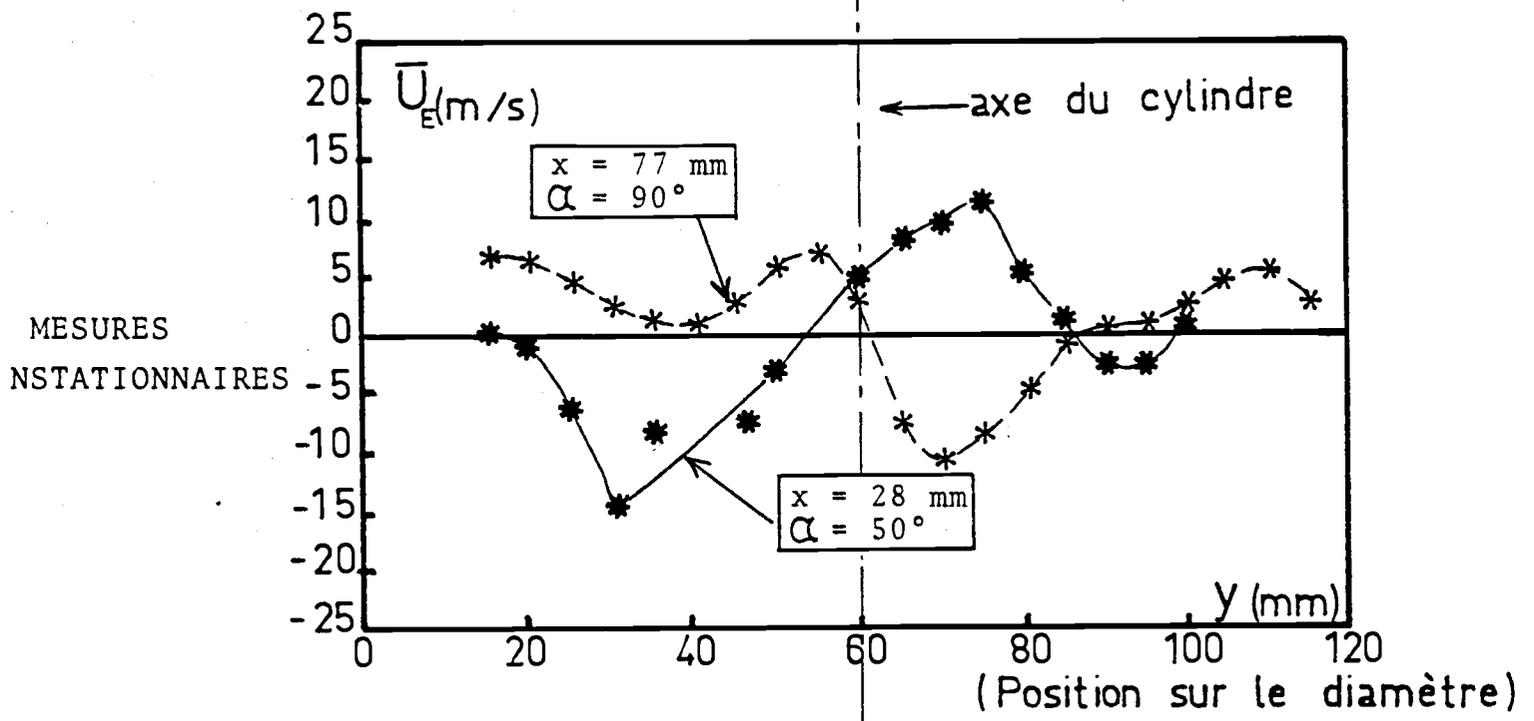


Fig. 55 - Comparaison des écoulements instationnaires et stationnaires.
Vitesses moyennes axiales.

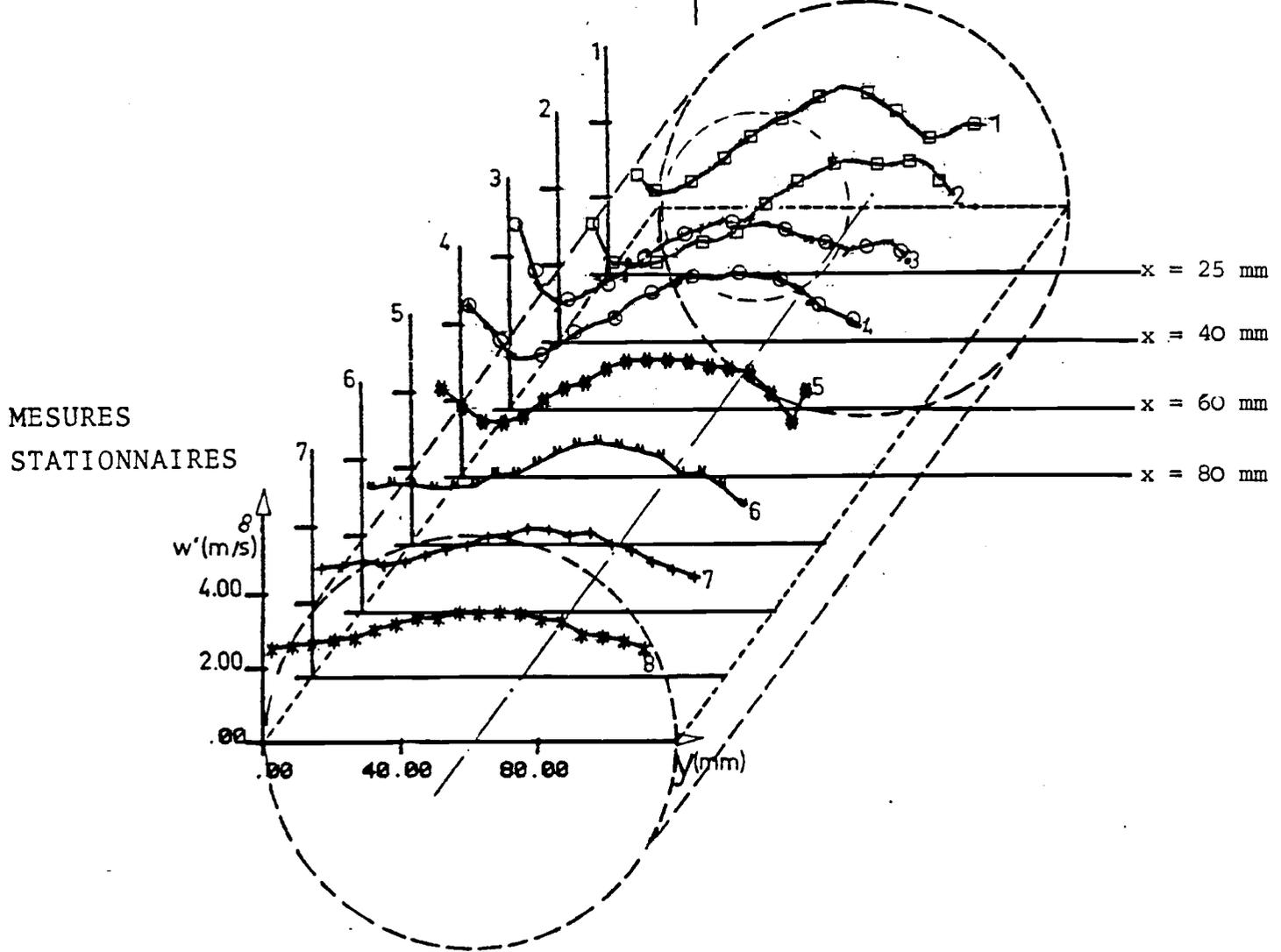
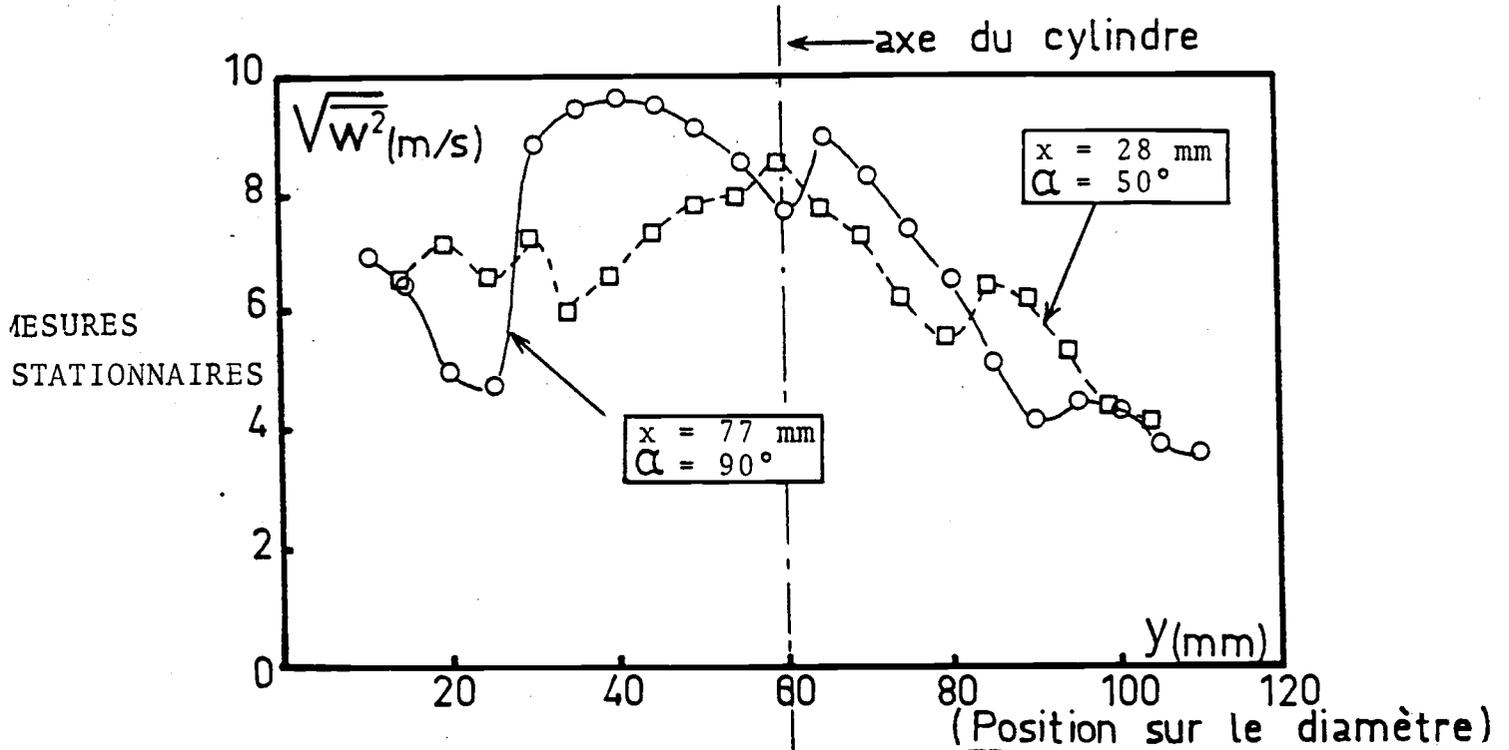
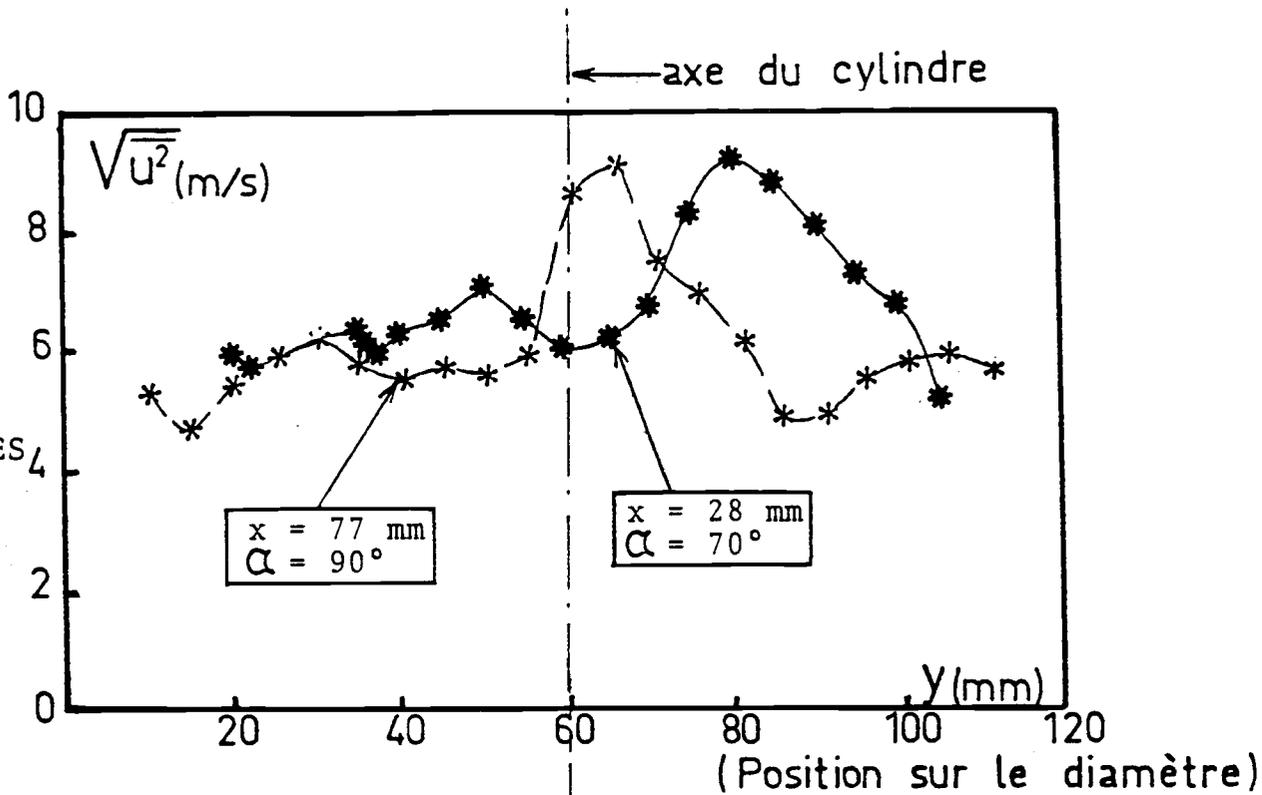


Fig. 56 - Comparaisons des écoulements instationnaires et stationnaires.

MESURES
STATIONNAIRES



MESURES
STATIONNAIRES

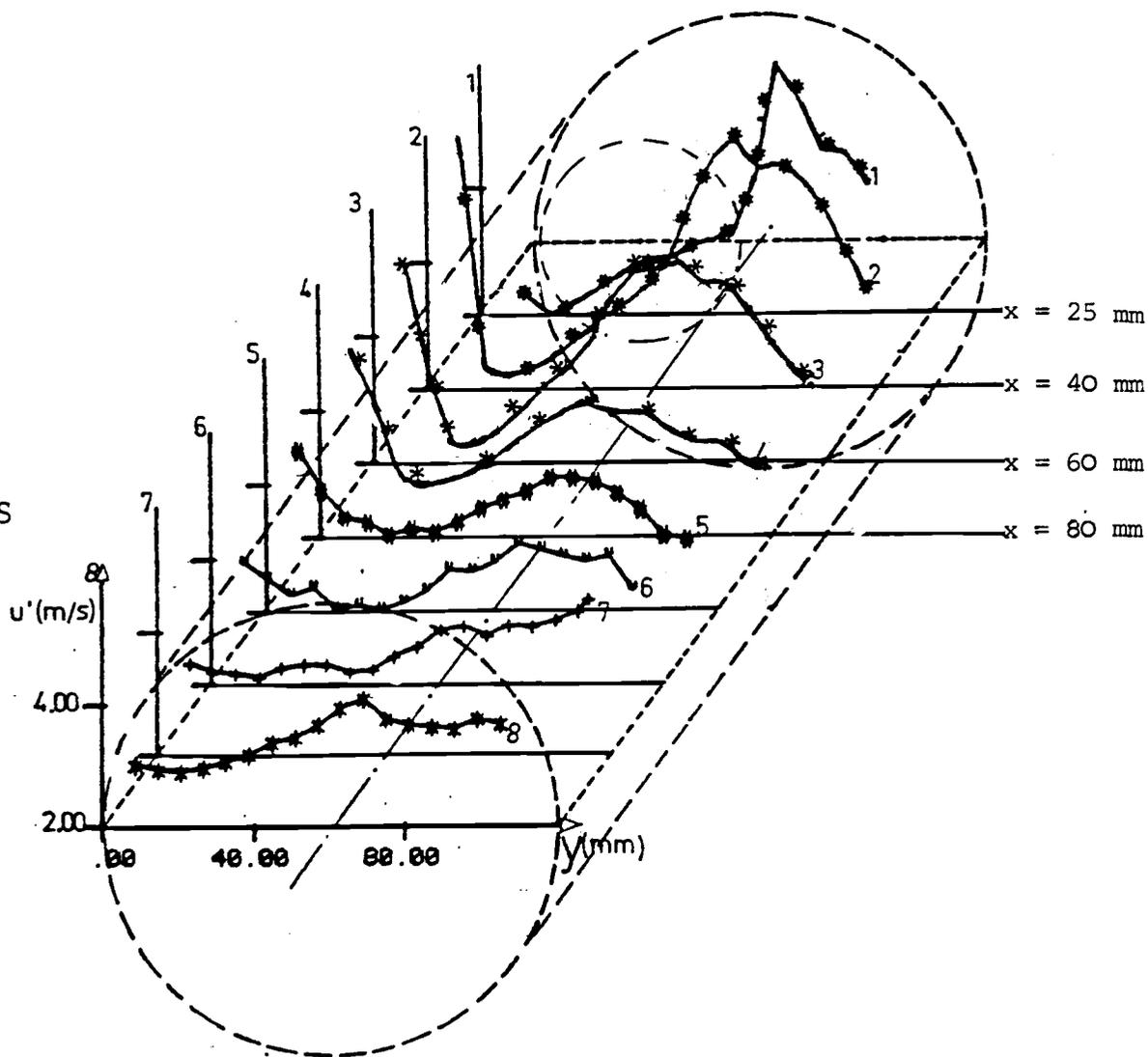


Fig. 57 - Comparaisons des écoulements instationnaires et stationnaires.

AUTORISATION DE SOUTENANCE

Vu les dispositions de l'article 3 de l'arrêté du 16 avril 1974,

Vu le rapport de présentation de Messieurs

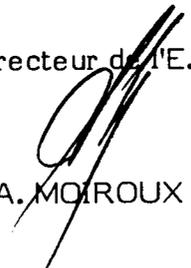
MATHIEU
EYZAT
TRINITE
MARTIN
BIDAULT
CHARNAY

M. GERBER Alain

est autorisé à présenter une soutenance de thèse pour l'obtention du titre de **DOCTEUR INGÉNIEUR**, Spécialité **Mécanique**.

Fait à Ecully, le 20 juillet 1982

Le Directeur de l'E.C.L.


A. MOIROUX

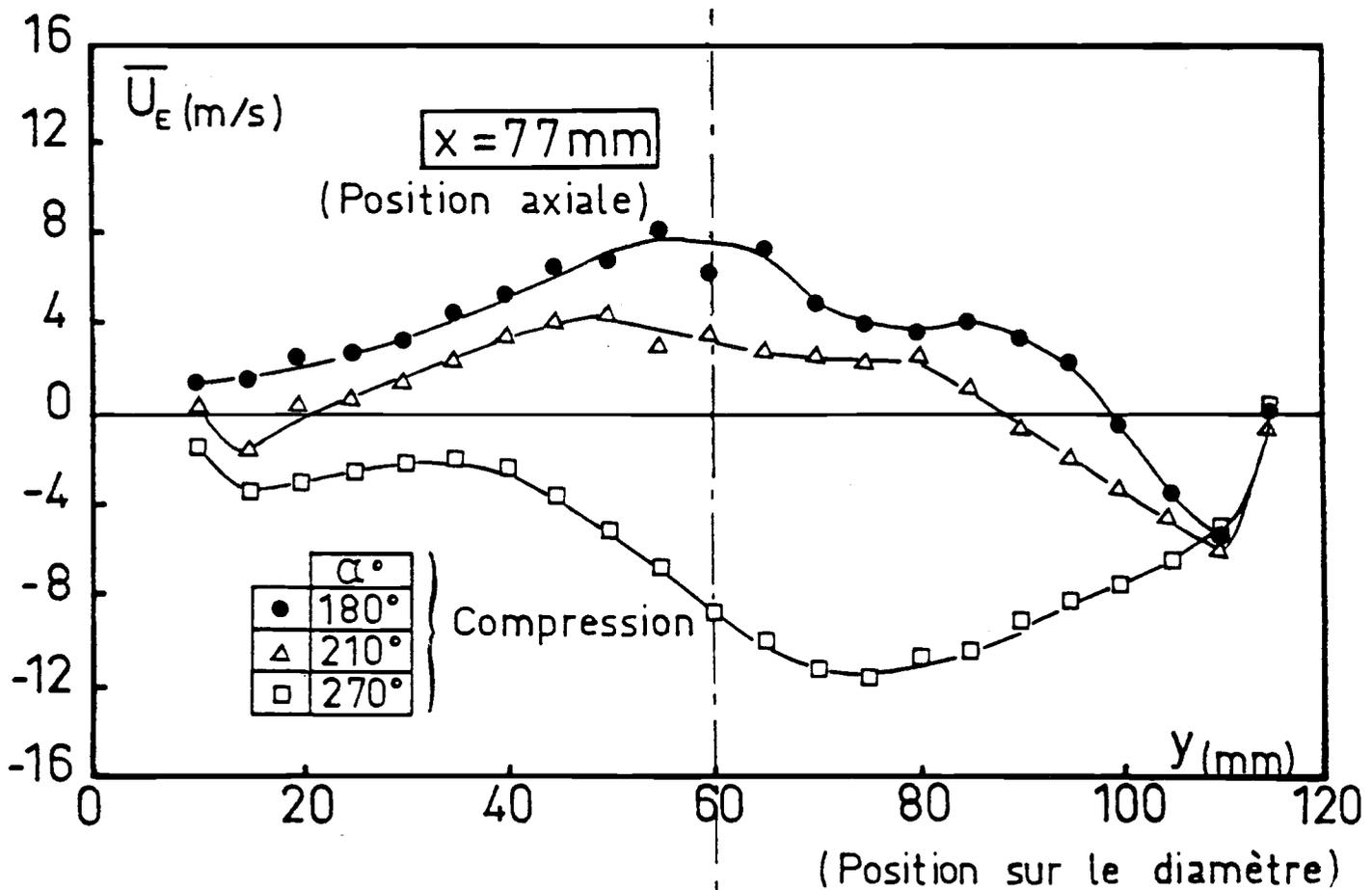
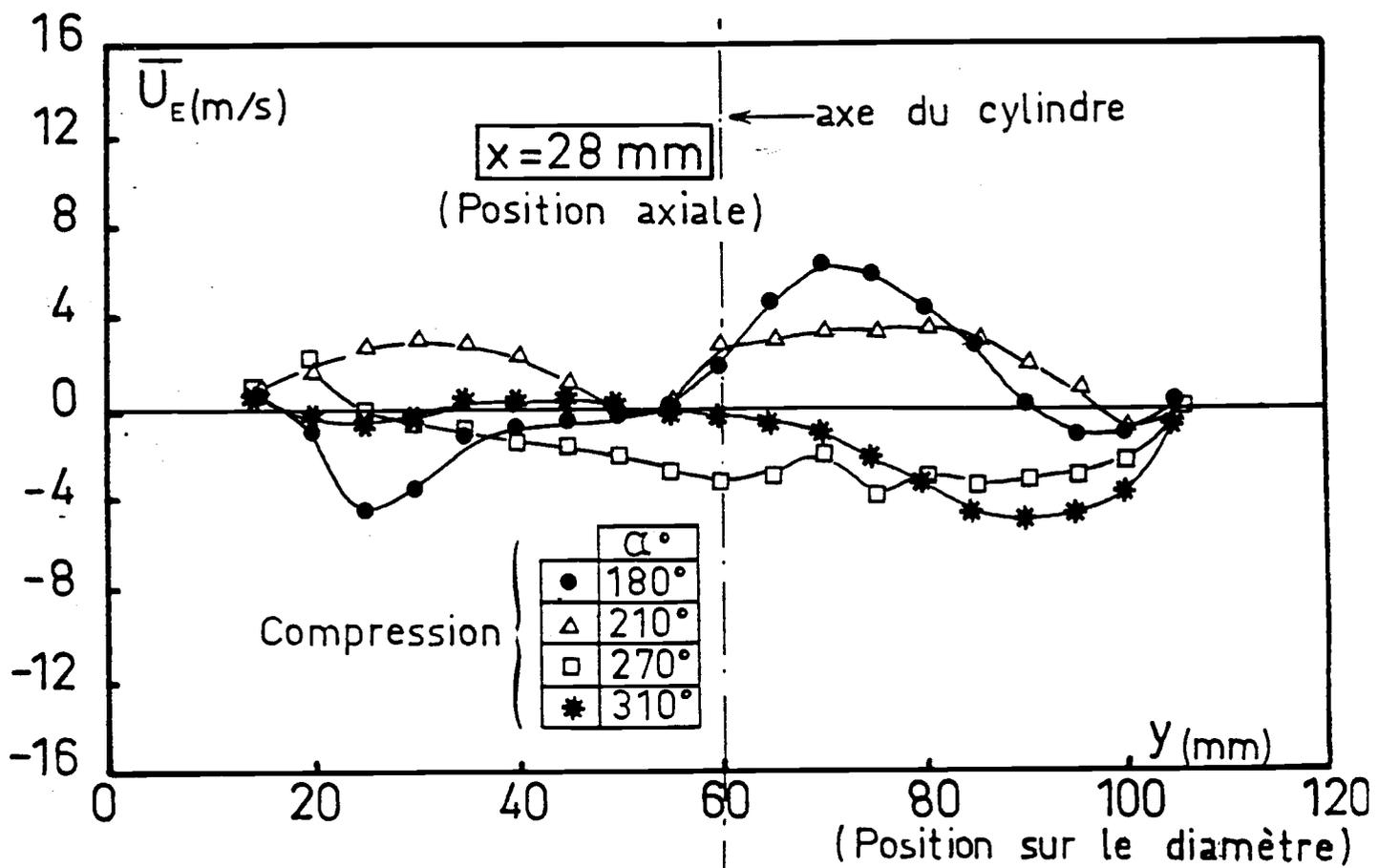


Fig. 53 - Evolution spatiale de la vitesse moyenne axiale à la compression.

