

MINISTERE AUX UNIVERSITES

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Pour l'obtention du diplôme de
MAGISTER EN GENIE MECANIQUE

THESE DE MAGISTER

SIMULATION SUR ORDINATEUR DE
L'ENTRAINEMENT
LINEAIRE DE VERINS PNEUMATIQUES

Soutenue par Monsieur **M MADANI** Ingénieur d'Etat

Devant le Jury Composé de :

Mr. M. AIT ALI	Président
Mr. M. KSIAZEK	Examineur
Mr. A. BILEK	Examineur
Mr. A. ZERGUERRAS	Rapporteur

OCTOBRE 1990



MINISTERE AUX UNIVERSITES

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Pour l'obtention du diplôme de
MAGISTER EN GENIE MECANIQUE

THESE DE MAGISTER

**SIMULATION SUR ORDINATEUR DE
L'ENTRAINEMENT
LINEAIRE DE VERINS PNEUMATIQUES**

Soutenu par Monsieur **M MADANI** Ingénieur d'Etat

Devant le Jury Composé de :

Mr. M. AIT ALI	Président
Mr. M. KSIAZEK	Examineur
Mr. A. BILEK	Examineur
Mr. A. ZERGUERRAS	Rapporteur

OCTOBRE 1990

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE
LABORATOIRE ATELIER FLEXIBLE

THESE DE MAGISTER INTITULEE

SIMULATION SUR ORDINATEUR DE L'ENTRAINEMENT
PNEUMATIQUE LINEAIRE

Etudiée par : M. MADANI Ingénieur ENP
Proposée par : E. ROBL ex Chargée de cours ENP
A. ZERGUERRAS Chargé de cours ENP

ملخص

انطلاقاً من معادلات التحكم في السيلان الموائع، مطبقة بالخصوص على حالات اسطوانات هوائية، نبني طريقة محاكاة على الحاسوب للسحب الهوائي الخطي.
ان المحاكاة تتأخص في مشاهدة الحلول منظومة المعادلات التفاضلية. هذه الحلول هي الضغوط، التحرك، السرعة، القوة والتسارع بدلالة الزمن وكذا مقارنتها بنتائج تجريبية. ان هذا المشروع يقترح اختياراً نموذجاً لمنضدة تجريبية، تحتوي على جميع التفاصيل الضرورية لاحتمال اقتسابها.

RESUME

Partant des équations régissant l'écoulement des fluides, appliquées particulièrement aux cas des vérins pneumatiques, nous construisons la méthode de simulation sur ordinateur de l'entraînement pneumatique linéaire. La simulation consiste à visualiser les solutions du système d'équations différentielles. ces solutions sont les pressions, le déplacement, la vitesse, la force, et l'accélération en fonction du temps. Ensuite nous les comparons avec des résultats expérimentaux. Ce projet propose enfin un modèle de banc d'essai avec tous les détails nécessaires.

ABSTRACT

Starting from the governing equations of fluid flow, applied particularly for the cases of pneumatic jacks, we carried a computer simulation of a linear pneumatic model. The simulation consists in finding the solutions of the differential equations system. These time dependent solutions are: pressure, displacement, velocity, acceleration and force. These solutions, are then compared with experimental results. Finally an experimental set up is proposed with all necessary details.

ABREGE :

La simulation a été depuis longtemps reconnue comme étant le moyen le plus efficace pour une meilleure approche de la réalité dans l'analyse des systèmes physiques. Tous les modèles de simulation peuvent être construits ou bien par analogie ou bien sur ordinateur.

La procédure de la construction du modèle mathématique est essentiellement la même. La différence réside dans les méthodes de résolution des équations mathématiques. La procédure générale pour simuler un problème physique inclue la formulation du modèle analytique, la détermination des relations empiriques nécessaires pour caractériser le phénomène physique, la solution des équations mathématiques et la vérification de l'analyse par comparaison avec des résultats expérimentaux. Les problèmes [1-2-3] donnent des exemples typiques de simulation de systèmes pneumatiques sur ordinateur qui démontrent comment un système pneumatique peut être simulé. Bien d'autres systèmes peuvent être simulés, par exemple le contrôle hydraulique.

La présente étude servira pour l'utilisateur de vérins à faire un choix convenable de ce composant qui constitue le maillon essentiel dans un système pneumatique.

Cette étude permettra, à l'utilisateur, d'essayer les vérins sur le banc d'essai conçu à cet effet et en même temps de visualiser les caractéristiques du vérin par une simulation sur ordinateur de l'entraînement pneumatique linéaire à l'aide du logiciel de simulation.

Les caractéristiques qu'on cherche souvent à connaître sont les pressions, le déplacement, la vitesse, l'accélération et les forces mises en jeu.

Dans une chaîne de production, le vérin doit travailler selon des cycles à cadence imposée. La simulation donnera la caractéristique du vérin qui satisfait le mieux à cette cadence et pour chaque application souhaitée.

On notera au passage que les utilisateurs de vérins dans notre pays seront de plus en plus nombreux, notamment dans le domaine des transports (Métro), de manutention et de l'automatisation des industries de tout genre (Automobile, Alimentaire etc...).

REMERCIEMENTS :

Mes remerciements vont à Mme E.ROBL, dont l'aide m'a été très importante, ainsi qu'à Mr A.ZERGUERRAS qui a bien voulu m'encadrer et dont les conseils m'ont beaucoup aidé.

Mes remerciements vont également à toutes les personnes qui de loin ou de près ont contribué à faciliter ma tâche.

NOTATIONS

a	:Vitesse de propagation du son dans l'air (m/s)
A1	:Section active du piston côté chambre 1 (m ²)
A2	:Section active du piston côté chambre 2 (m ²)
A0	:Section de la tige du vérin (m ²)
A	:Coefficient expérimental (m.s)
a=λ/πD	:Coefficient expérimental (s)
B	:Coefficient expérimental (m ²)
b=B/πD	:Coefficient expérimental (m)
C	:Coefficient expérimental (N.s/m)
c=C/πD	:Coefficient expérimental (N.s/m ²)
Cs	:Vitesse de sortie de l'air comprimé (m/s)
Ce	:Vitesse d'entrée de l'air comprimé (m/s)
Cv	:Chaleur spécifique à volume constant de l'air (J/Kg.K)
Cp	:Chaleur spécifique à pression constante de l'air (J/Kg.K)
C	:Vitesse d'écoulement normale à F (m/s)
D	:Diamètre du cylindre (D=DC) (m)
d	:Diamètre de la tige du vérin (d=DB) (m)
db1=db2=db	:Diamètre de branchement du vérin (m)
dt	:Temps élémentaire (Intervale d'iteration) (s)
dx	:Déplacement élémentaire du piston (m)
dQ1	:Quantité élémentaire de chaleur échangée entre l'exterieur et la chambre 1 (J)
dQ2	:Quantité élémentaire de chaleur échangé entre l'exterieur et la chambre 2 (J)
dm1	:Masse élémentaire d'air relative à la chambre 1 (Kg)
dm2	:Masse élémentaire d'air relative à la chambre 2 (Kg)
F1	:Section de passage vers la chambre 1 (m ²)
F2	:Section de passage vers la chambre 2 (m ²)
Ff	:Force de frottement interne au vérin (N)
Feemax	:Force maximale en régime établi (N)
F0	:Force initiale sur la tige du vérin (N)
F2	:Force finale en bout de la tige (N)
F	:Section d'un filet fluide ou d'une couduite (m ²)
Fe(t)	:Force sur la tige du piston en régime établi (N)
Re	
Ff0	:Force de frottement initiale (N)
ff0= $\frac{Ff0}{\kappa D}$:Force de frottement spécifique (N/m)

g :Gravité (m/s²)
H :Enthalpie (J)
h :Facteur introduit dans la formule d'euler
k :Rapport des chaleurs spécifiques Cp/Cv
ℓ :Course maximale =x_{max} (m)
M_m :Masse mobile (Kg)
M_t :Masse de la tige du vérin (Kg)
M_p :Masse du piston du vérin (Kg)
M :Masse totale (M=M_m+M_t+M_p) (Kg)
m₁ :Masse d'air entrant (Kg)
m₂ :Masse d'air sortant (Kg)

m₁ :Débit massique d'air entrant à la chambre 1 (Kg/s)
m₂ :Débit massique d'air sortant de la chambre 2 (Kg/s)
m_{1max} :Débit massique maxi relatif à la chambre 1 (Kg/s)
m_{2max} :Débit massique maxi relatif à la chambre 2 (Kg/s)

n₁ :Exposant polytropique de l'air dans la chambre 1
n₂ :Exposant polytropique de l'air dans la chambre 2
p₁ :Pression dans la chambre 1 (pa)
p₂ :Pression dans la chambre 2 (pa)
p_{at} :Pression atmosphérique (pa)
p₀ :Pression dans le réservoir (pa)
p* :Pression atteinte à la vitesse sonique (pa)
p_s :Pression de sortie (pa)
p_e :Pression d'entrée (pa)
p₁₁ :Pression initiale en chambre 1 (pa)
p₂₁ :Pression initiale en chambre 2 (pa)
p₁₂ :Pression finale dans la chambre 1 (pa)
p₂₂ :Pression finale dans la chambre 2 (pa)
p_{12New} :Nouvelle valeur de la pression dans la chambre 1 (pa)
p_{22New} :Nouvelle valeur de la pression dans la chambre 2 (pa)
p_{1e} :Pression dans la chambre 1 en régime établi (pa)
p_{2e} :Pression dans la chambre 2 en régime établi (pa)

p₁=dp₁/dt:Dérivée première par rapport au temps de la pression dans la chambre 1 (pa/s); (p₁=FN_r)
p₂=dp₂/dt:Dérivée première par rapport au temps de la pression dans la chambre 2 (pa/s); (p₂=FN_p)

q :Débit massique (Kg/s)
R₀₂= ρ₂ :Masse volumique de l'air dans la chambre 2 (Kg/m³)
R :Constante universelle des gaz parfaits (J/Kmole.K)
T_s :Température de sortie de l'air comprimé (K)
T_e :Température d'entrée de l'air comprimé (K)
T₁ :Température absolue dans la chambre 1 (k)
T₂ :Température absolue dans la chambre 2 (K)
t :Temps (s)

U1 :Energie interne dans la chambre 1 (J)
 U2 :Energie interne dans la chambre 2 (J)
 v10 :Volume initial(volume mort) de la chambre 1(m3)
 v20 :Volume initial(volume mort) de la chambre 2(m3)
 v1 :Volume d'air dans la chambre 1 (m3)
 v2 :Volume d'air dans la chambre 2 (m3)
 W :Energie (J)
 W1 :Energie mécanique échangée avec la chambre 1,
 fournie par la masse m1 (J)
 W2 :Energie fournie par la masse de gaz m2 (J)
 Wp :Energie fournie par le déplacement du piston (J)
 x :Déplacement du piston (m)
 .
 x :Vitesse de la masse M (m/s) ; (x=xv)
 ..
 x =Sder :Accélération de la masse M (m/s2); (FNs=Sder)
 xve :Vitesse en régime établi (m/s)
 x0 :Position initiale du piston (m)
 xv0 :Vitesse initiale du piston (m/s)
 x2 :Déplacement(position)final du piston (m)
 xv2 :Vitesse finale du piston (m/s)
 xv2New :Nouvelle valeur de la vitesse (m/s)
 x2New :Nouvelle valeur de déplacement (m)
 μ 1 :Coefficient de débit relatif à la chambre 1
 μ 2 :Coefficient de débit relatif à la chambre 2
 :Masse volumique du fluide (Kg/m3)
 ρ 0 :Masse volumique de l'air du réservoir(source) (Kg/m3)
 ρ 1 :Masse volumique de l'air de la chambre 1 (Kg/m3)
 ρ 2 :Masse volumique de l'air de la chambre 2. (Kg/m3)

TABLE DES MATIERES

	Pages
- ABREGE.....	1
- REMERCIEMENTS.....	2
- NOTATIONS.....	3
- TABLES DES MATIERES.....	6
- FIGURES.....	10
- TABLEAUX.....	13
CHAPITRE I : INTRODUCTION.....	14
I.1. L'air comprimé et ses utilisations.....	14
I.1.1. Historique.....	14
I.1.2. Avantages et inconvénients.....	14
a) rapidité d'action.....	14
b) simplicité.....	15
c) robustesse.....	15
d) propreté.....	15
e) économie.....	15
f) difficultés d'utilisation à haute pression.....	17
g) risque de condensation.....	18
I.2. Diverses applications particulières dans les actionneurs pneumatiques.....	20
I.2.1. Les vérins simple effet.....	20
I.2.2. Les vérins double effet.....	21
I.2.3. Les vérins spéciaux.....	21
I.3. : Prospective sur la simulation de l'entraînement pneumatique.....	28
I.3.1. Apperçu sur les travaux actuels.....	28
I.3.2. Présentation de quelques résultats des travaux cités précédemment.....	28
2.1. Travaux du Dr IMRE CSERNAYANSZKY.....	28
2.2. Travaux d'ADAMS.....	29
2.3. Travaux de WANG.....	29

I.3.3. Banc d'essai proposé pour la réalisation.	29
CHAPITRE II : ETUDE THEORIQUE D'UN VERIN PNEUMATIQUE.....	34
II.1. Bilan des forces sur la tige du vérin.....	34
II.1.1. différents cas de disposition de vérin..	34
II.1.2. cas considéré par l'étude expérimentale.	36
II.2. Transformations énergétiques de l'air dans le processus de fonctionnement d'un vérin double effet.....	37
II.2.1. étude des variations thermodynamiques dans la chambre 1.....	37
II.2.2. étude des variations thermodynamiques dans la chambre 2.....	39
II.2.3. étude des variations de pression dans les cas isentropique et adiabatique.....	43
II.2.4. détermination du débit massique.....	44
II.3. Considérations du processus par les équations caractérisant le régime établi..	49
II.3.1. étude du cas considéré.....	49
II.3.2. expression du principe de conservation de la masse.....	50
II.3.3. expression de la masse volumique du gaz.	51
II.3.4. expression des forces agissant sur le piston.....	51
II.3.5. expression des forces de frottement.....	51
II.3.6. expression des débits en masse.....	52
II.3.7. expression de la fonction non linéaire en p_2 de p_2	53
CHAPITRE III : SIMULATION DU PROBLEME ET ESSAIS EXPERIMENTAUX.....	56
III.1. Formulation mathématique.....	57
III.1.1. modèle de l'écoulement du fluid.....	58
III.1.2. Modèle du processus.....	59
III.1.3. Modèle de mouvement du piston.....	60
III.1.4. La simulation sur ordinateur.....	60
III.1.5. Choix des paramètres.....	61
III.1.6. Organigramme de la simulation.....	62
III.1.7. Exécution matérielle de la simulation..	64
III.1.8. Interprétation des résultats de la simulation.....	72
III.2. Description de la partie expérimentale...	73
III.2.1. Disposition du vérin et des capteurs...	74
III.2.2. Schéma de l'alimentation du banc d'essai et de la chaine de mesure.....	75
III.2.3. Etalonnage du capteur de pression.....	76

III.2.4. Les résultats expérimentaux.....	76
III.2.5. Interprétation des résultats	82
III.3. Présentation du cas pris en exemple.....	83
III.4. Rapprochement des résultats expérimentaux et théoriques.....	84
ANNEXES.....	93
ANNEXE A : EQUATIONS DE LA DYNAMIQUE DES FLUIDES COMPRESSIBLES.....	94
A.1. Equations générales.....	94
A.1.1. Principe de conservation de la masse.....	94
A.1.2. Principe de conservation des quantités de mouvement.....	94
A.1.3. Principe de conservation de l'énergie.....	94
A.1.4. Equation d'état du fluide.....	94
A.2. Equations thermodynamiques.....	95
A.2.1. Travail de compression.....	95
a) transformation isotherme.....	96
b) transformation polytropicque.....	96
A.2.2. Travail de transvasement.....	96
a) transformation isotherme.....	97
b) transformation polytropicque.....	97
ANNEXE B : ECOULEMENT UNIDIMENTIONNEL D'UN GAZ SUPPOSE PARFAIT SANS FROTTEMENTS.....	98
B.1. Hypothèses.....	98
B.2. Equation du mouvement.....	98
a) L'équation de continuité.....	98
b) L'équation dynamique.....	99
c) L'équation thermodynamique.....	99
d) L'équation d'état du gaz parfait.....	99
B.3. Théorème d'Hugoniot.....	99
B.4. Relation de Barré de Saint-Venant.....	101
B.5. Existance d'une limite supérieure pour la vitesse.....	102
B.6. Débit en masse de la canalisation.....	102
ANNEXE C : ETUDE DES ELEMENTS DU BANC D'ESSAI.....	105
C.1. Choix des vérins.....	105

C.2. Choix de la tuyauterie et des raccords.....	106
C.3. Choix des distributeurs de pilotage et de puissance.....	107
C.4. Choix de l'ensemble de conditionnement de l'air.....	109
C.5. Choix des capteurs et des conditionneurs de signaux	110
C.5.1. pour la mesure de la pression.....	110
C.5.2. pour la mesure de la force.....	112
C.5.3. pour la mesure de l'accélération.....	113
C.5.4. pour la mesure du déplacement.....	114
C.5.5. pour la mesure de la vitesse.....	115
C.5.6. choix de la cellule ET.....	116
C.6. Choix des raccords de fin de course et des raccords constituant les circuits du banc..	117
C.7. Choix de l'enregistreur.....	123
ANNEXE D : EMBLACEMENT DES CAPTEURS.....	124
D.1. Capteurs de pression.....	124
D.2. Capteur de force.....	125
D.3. Capteur d'accélération et de vitesse.....	125
D.4. Capteur de déplacement.....	126
ANNEXE E : LE BANC D'ESSAI.....	127
E.1. Schéma du banc d'essai avec la chaîne de mesure.....	127
E.2. Vue générale du banc d'essai.....	128
ANNEXE F : PROGRAMME INFORMATIQUE DE LA SIMULATION.....	129
F.1. Notations utilisées dans le programme.....	130
F.2. Listing du programme informatique.....	132
CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS.....	138
BIBLIOGRAPHIE.....	140

FIGURES

Figures	Titres	Pages
I.1	Diagramme simplifié de travail d'un compresseur.....	16
I.2	Diagramme des travaux.....	18
I.3	Schéma d'un réseau d'air comprimé.....	19
I.4	Symbole d'un vérin simple effet.....	20
I.5	Principe d'un vérin simple effet.....	20
I.6	Symbole d'un vérin double effet.....	21
I.7	Principe d'un vérin double effet.....	21
I.8	Symbole d'un vérin à amortissement caoutchouc.....	21
I.9	Symbole d'un vérin à amortissement pneumatique.....	22
I.10	Exemple1 d'un vérin à amortissement pneumatique.....	22
I.11	Exemple2 d'un vérin à amortissement pneumatique.....	22
I.12	Vérin donnant trois positions fixes....	23
I.13	Vérin donnant trois positions fixes (ensemble plus long).....	23
I.14	Vérin donnant quatre positions fixes....	24
I.15	Symbole d'un vérin avec deux sorties de tige.....	24
I.16	Principe d'un vérin avec deux sorties de tige.....	24
I.17	Vérin à crémaillère.....	25
I.18	Vérin rotatif.....	26
I.19	Vérin avec système de blocage en position quelconque.....	26
I.20	Schéma du modèle expérimental et système d'alimentation.....	30
I.21	Comparaison des caractéristiques expérimentales et prédites.....	30
I.22	Schéma du modèle représentant le système piston-cylindre-masse.....	30
I.23	Schéma de l'installation expérimentale montrant le système de mesure et d'alimentation.....	31
I.24	Résultats expérimentaux types.....	31
I.25	Déplacement expérimental et calculé	31
I.26	Pression d'amortissement expérimentale et calculée.....	31
I.27	Schéma du vérin pneumatique à double effet.....	32
I.28	Schéma du système expérimental et de mesure.....	32

I.29	Comparaison des graphes expérimentaux et prédits pour le cas 2 (cylindre réglé.....	33
I.30	Réponses prédites pour l'exemple du cas 2.....	33
II.1	Disposition horizontale d'un vérin pneumatique.....	34
II.2	Disposition horizontale d'un vérin pneumatique, la masse mobile liée à un ressort.....	34
II.3	Disposition verticale d'un vérin pneumatique, la tige travaillant à la compression.....	35
II.4	Disposition verticale d'un vérin pneumatique, la tige travaillant à la traction.....	35
II.5	Schéma du cas considéré par l'étude expérimentale.....	36
II.6	Modèle de calcul d'échange énergétique.....	36
II.7	Schéma montrant le déplacement élémentaire.....	38
II.8	Graphe indiquant la variation de m/m max en fonction de p/p_i	46
II.9	Modèle d'écoulement vers la chambre 1.....	47
II.10	Modèle d'écoulement vers la chambre 2.....	48
II.11	Schéma du cas considéré pour l'étude en régime établi.....	49
III.1	Schéma du vérin pneumatique double effet.....	57
III.2	Modèle d'expérience amélioré ayant servi à la formulation mathématique.....	58
III.3	Comparaison des graphes théoriques, vérin $\varnothing 40$, masses: 2, 7, 12 et 17 Kg.....	65
III.4	Comparaison des graphes théoriques, vérin $\varnothing 50$, masses: 2, 7, 12 et 17 Kg.....	66
III.5	Comparaison des graphes théoriques, vérin $\varnothing 80$, masses: 2, 7, 12 et 17 Kg.....	67
III.6	Comparaison des graphes théoriques, masse: 2 Kg, vérins: $\varnothing 40$, $\varnothing 50$ et $\varnothing 80$	68
III.7	Comparaison des graphes théoriques, masse: 7 Kg, vérins: $\varnothing 40$, $\varnothing 50$ et $\varnothing 80$	69
III.8	Comparaison des graphes théoriques, masse: 12 Kg, vérins: $\varnothing 40$, $\varnothing 50$ et $\varnothing 80$	70
III.9	Comparaison des graphes théoriques, masse: 17 Kg, vérins: $\varnothing 40$, $\varnothing 50$ et $\varnothing 80$	71
III.10	Schéma du banc d'essai sur lequel sont effectués les essais.....	74
III.11	Schéma du système d'alimentation et chaîne de mesure du modèle expérimental.....	75
III.12	Schéma de l'appareil d'étalonnage du capteur de pression.....	76
III.13	Graphes d'étalonnage.....	77

III.14	Graphes expérimentaux Ø40 à vide.....	78
III.15	Graphes expérimentaux Ø40 avec M=7Kg...	79
III.16	Graphes expérimentaux Ø40 avec M=12Kg...	80
III.17	Graphes expérimentaux Ø40 avec M=17Kg...	81
III.18	Comparaison des graphes de déplacement théoriques et expérimentaux, vérin Ø40, masses:2,7,12 et 17 Kg.....	86
III.19	Comparaison des graphes des pressions théoriques et expérimentales p1, vérin Ø40, masses:2,7,12 et 17 Kg.....	87
III.20	Comparaison des graphes des pressions théoriques et expérimentales p2, vérin Ø40, masses:2,7,12 et 17 Kg.....	88
III.21	Superposition des graphes théoriques et expérimentaux pour l'essai à vide du vérin Ø40.....	89
III.22	Superposition des graphes théoriques et expérimentaux pour l'essai avec 7 Kg du vérin Ø40.....	90
III.23	Superposition des graphes théoriques et expérimentaux pour l'essai avec 12 Kg du vérin Ø40.....	91
III.24	Superposition des graphes théoriques et expérimentaux pour l'essai avec 17 Kg du vérin Ø40.....	92
A.1	Modèle pour l'évaluation du travail de compression.....	95
A.2	Modèle pour l'évaluation du travail de transvasement.....	96
B.1	Schéma d'écoulement dans un filet fluide.....	98
B.2	Graphe de variation de $Y(p/\pi)$	104
C.1	Symbole d'un vérin double effet avec amortissement pneumatique.....	105
C.2	Représentation symbolique d'un distributeur 3/2.....	108
C.3	Représentation symbolique d'un distributeur 5/2.....	109
C.4	Représentation symbolique de l'ensemble de conditionnement de l'air comprimé...	110
C.5	Représentation schématique du capteur de pression.....	111
C.6	Représentation du conditionneur SA4....	112
C.7	Représentation schématique du capteur de force.....	112
C.8	Représentation du capteur d'accélération.....	113
C.9	Représentation du conditionneur 4416A..	114
C.10	Représentation de l'ensemble capteur de déplacement-rotule.....	115
C.11	Représentation du conditionneur 2775A..	115
C.12	Représentation schématique du capteur de vitesse.....	116

C.13	Représentation de la cellule ET.....	116
C.14	Représentation du système MAC.....	117
C.15	Schéma du raccord-capteur, raccord regleur de débit et de la réduction encliquetable.....	118
C.16	Représentation du raccord et du silencieux d'échappement.....	120
C.17	Schéma des raccords multiples modulaires.....	121
C.18	Schéma du raccordement à la source.....	122
C.19	Représentation de la bride de fixation des vérins.....	122
D.1	Emplacement des capteurs de pression...	124
D.2	Emplacement du capteur de force.....	125
D.3	Fixation du capteur d'accélération et de vitesse.....	125
D.4	Fixation du capteur de déplacement.....	126
E.1	Schéma du banc d'essai avec la chaîne de mesure.....	127
E.2	Banc d'essai de vérins.....	128

TABLEAUX

Tables	Titres	pages
III.1	Correspondances indicielles.....	59
C.1	Recapitulatif des vérins adoptés...	106
C.2	Condition d'emploi des tubes.....	107
C.3	Recapitulatif des raccords capteurs et des raccords reg. de débit.....	118
C.4	Recapitulatif des raccords et silencieux.....	119
C.5	Recapitulatif des raccords et silencieux.....	120

CHAPITRE I

INTRODUCTION

I.1. L'air comprimé et ses utilisations [4]:

I.1.1. Historique :

C'est à partir du XIX^{ème} siècle, pour différents travaux (mines, forages etc ...), que l'air comprimé remplaça progressivement la vapeur qui présente l'inconvénient de se refroidir et de se condenser lorsqu'on la transporte sur de longues distances.

En 1857, l'air comprimé a été utilisé pour la réalisation de tunnels; citons celui du Mont CENIS en France.

En 1880, WESTINGHOUSE inventa les freins à air comprimé.

Depuis son apparition, l'air comprimé voit ses applications se multiplier; Outre les applications industrielles, l'air comprimé est utilisé sur les chantiers et sur les engins mobiles.

L'air comprimé est fréquemment utilisé quand un appareil doit se mouvoir à grande vitesse (instrument de chirurgie dentaire).

Désormais, tout nouvel atelier se trouve équipé d'un réseau d'air comprimé. Dans les usines, l'air comprimé est disponible tout comme l'électricité.

I.1.2. Avantages et Inconvénients :

La puissance pneumatique a pour avantages: la rapidité d'action, la simplicité, la robustesse de l'installation, la propreté, l'économie dans l'achat et l'entretien du matériel. On notera également que l'énergie fournie est dépensée pendant le fonctionnement seulement. Certains inconvénients restreignent son domaine d'emploi ou obligent à prendre des précautions: difficulté d'utiliser une pression élevée, manque de précision dans la loi des mouvements, risques de condensation de la vapeur d'eau incorporée.

a) Rapidité d'action :

La pression se propage, à l'intérieur d'un fluide, à la même vitesse que le son: à 20°C, elle est de 343 m/s dans l'air et 1500 m/s dans l'huile.

La perte de charge est bien moindre pour l'air et peut ainsi circuler à des vitesses allant de 50 m/s à 100 m/s.

b) Simplicité :

Les faibles pertes de charge rendent ainsi possible la création d'un poste central de compression, souvent unique pour toute l'entreprise. Il suffit de brancher les éléments sur un réseau de distribution très simplement par l'intermédiaire d'un raccord rapide.

c) Robustesse :

Les fuites d'air passent souvent inaperçues dans une installation d'air comprimé. Elles risquent de coûter cher, aussi doit-on soigner particulièrement l'établissement du réseau. Néanmoins, à cause de la compressibilité de l'air, ces fuites ne peuvent pas, comme un système hydraulique, provoquer l'effondrement de la pression et perturber ainsi le fonctionnement de la machine. Les émulsions ne sont pas à craindre.

d) Propreté :

Une machine équipée de l'air comprimé est une machine propre. Il n'y a pas comme en hydraulique, l'inconvénient de fuites ou suintements qui risquent de tacher ou polluer les produits travaillés ou fabriqués.

Les industries alimentaires, de conditionnement, de papéterie peuvent utiliser avec sécurité des machines automatisées par ce moyen.

Un jet d'air peut d'ailleurs être utilisé pour chasser des copeaux, évacuer un produit fini, évitant ainsi de "toucher" et de souiller.

e) Economie :

La simplicité et la robustesse sont les premiers facteurs d'économie intéressant l'installation, et, même pour un fonctionnement intermittent, une commande pneumatique est généralement économique en énergie, malgré le mauvais rendement possible d'une telle transmission.

Le compresseur fournit un certain travail pour atteindre la pression d'utilisation. Ce travail est représenté sur le diagramme simplifié, figure. I.1 suivante, par l'air ABCD.

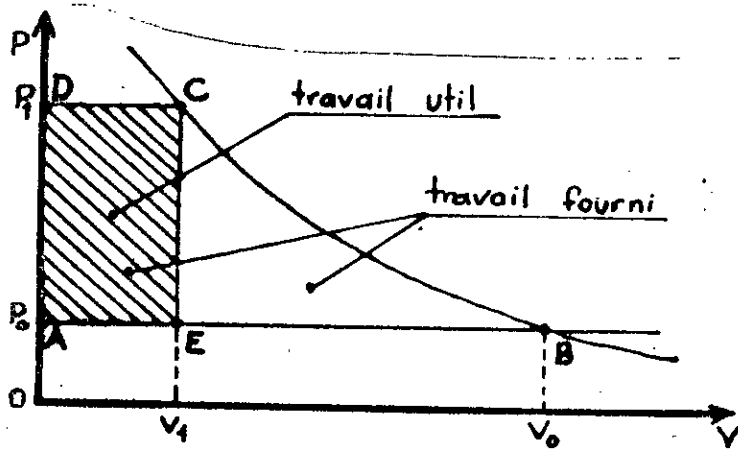


fig.I.1

Où AB correspond à l'aspiration, BC à la compression et CD au transvasement de l'air comprimé à pression constante du cylindre du compresseur dans le cylindre du vérin.

On peut considérer l'air AECD comme représentant le travail effectivement utilisé par le vérin puisqu'il n'utilise pas la détente.

Le rendement de ce système se traduit par :

$$\eta = \frac{\text{Aire AECD}}{\text{Aire ABCD}} \approx 0.5 \text{ à } p=5 \text{ bars}$$

Les rendements du moteur du compresseur, de toute l'installation, diminuent encore ce chiffre.

Si la détente n'est pas utilisée dans le cylindre de travail à air comprimé, cela permet d'éviter la condensation due au refroidissement qu'elle procurerait et l'emploi d'un élément moteur plus volumineux, donc par cela même plus cher pour une même puissance fournie. Cette technique demeure donc, malgré tout, intéressante à cause de la simplicité et du prix peu élevé des éléments utilisés.

Il faut observer également que l'énergie n'est dépensée que lorsque l'on prélève l'air, la pression restant constante en cas d'inutilisation. Au contraire dans les systèmes hydrauliques, avec par exemple à débit constant, la pression n'est maintenue que par marche ininterrompue de celle-ci.

Ce dernier point rend l'utilisation de l'air comprimé particulièrement intéressante dans le fonctionnement intermittent des vérins.

Notamment en premier lieu dans les problèmes de serrage (étaux, mandrins, montages de serrage). La pièce est maintenue sans consommation d'énergie. Cette consommation n'apparaît qu'au moment du serrage ou du desserrage et correspond au volume d'air déplacé et, la pression étant réglable, un effort de serrage connu.

f) Difficultés d'utilisation à haute pression :

L'air comprimé ne devrait pas être considéré comme un gaz parfait, mais en première approximation on peut écrire :

$$p_1 v_1 = p_0 v_0 = C \quad \text{te}$$

et si la transformation est isotherme $p v = RT = C_{te}$

Il s'ensuit que pour un même volume v , utilisable à la pression p_1 , le volume aspiré à la pression atmosphérique p_0 est d'autant plus grand que la pression est plus élevée, amenant ainsi :

- Un compresseur d'autant plus important et par conséquent plus cher que la pression est plus grande pour un même volume utilisable;
- Une étanchéité plus délicate, car un joint est plus facile à exécuter si la pression est faible.
- Un rendement encore moins bon, car la non utilisation de la détente fait que le travail perdu est d'autant plus grand que la pression p_1 est plus grande.

Sur la figure.I.2 , on voit que , lorsque la pression est p_2 au lieu de p_1 , le rapport des Aires représentant le travail utilisé et le travail fourni fait apparaître un rendement plus faible.

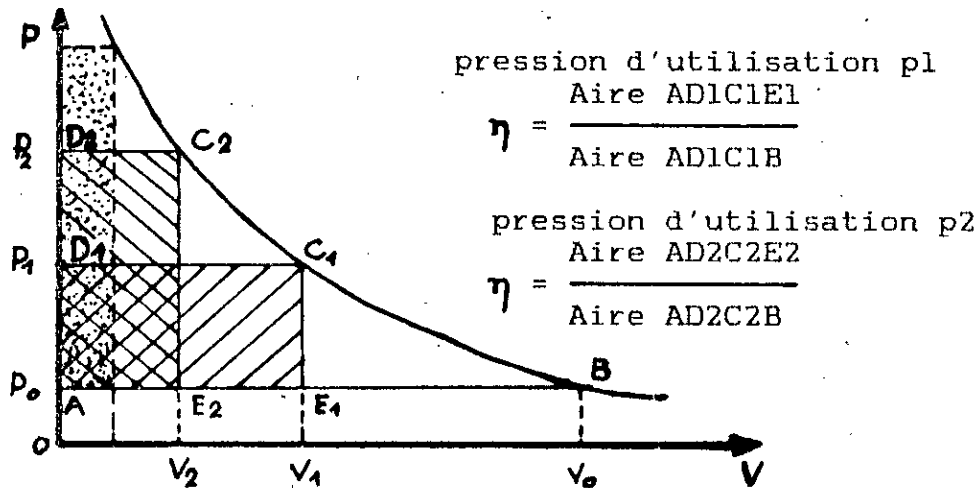


fig .I.2 -Diagramme des travaux .

- Avec la pression, la viscosité d'un gaz augmente, donc, le fluide étant plus dense, la rapidité d'action diminue.

|| Pour toutes ces raisons , l'air comprimé est utilisé dans l'industrie à des pressions allant de 3 bars à 7 bars.

g) Risque de condensation :

Un fluide liquide ou gaz peut véhiculer des impuretés. l'humidité de l'air comprimé peut donner naissance à des condensations qui, elles-mêmes, peuvent être à l'origine de l'oxydation des conduites. Des particules risquent ainsi de se détacher et de venir perturber le fonctionnement des vannes, des distributeurs et autres. Il faudra donc diminuer ces risques en prenant ces quelques précautions:

- Veiller à l'aspiration de l'air le plus sec possible, en évitant de placer le compresseur dans un lieu humide.
- Refroidir convenablement l'air au niveau du compresseur.
- Etablir l'installation de distribution suivant certaines règles (fig.I.3).
- Munir les postes de distribution d'éléments filtre et, s'il le faut, de déshydrateurs, afin d'éviter dans certains cas un givrage provoqué par le refroidissement à la détente et qui pourrait, par exemple, produire un blocage du distributeur.

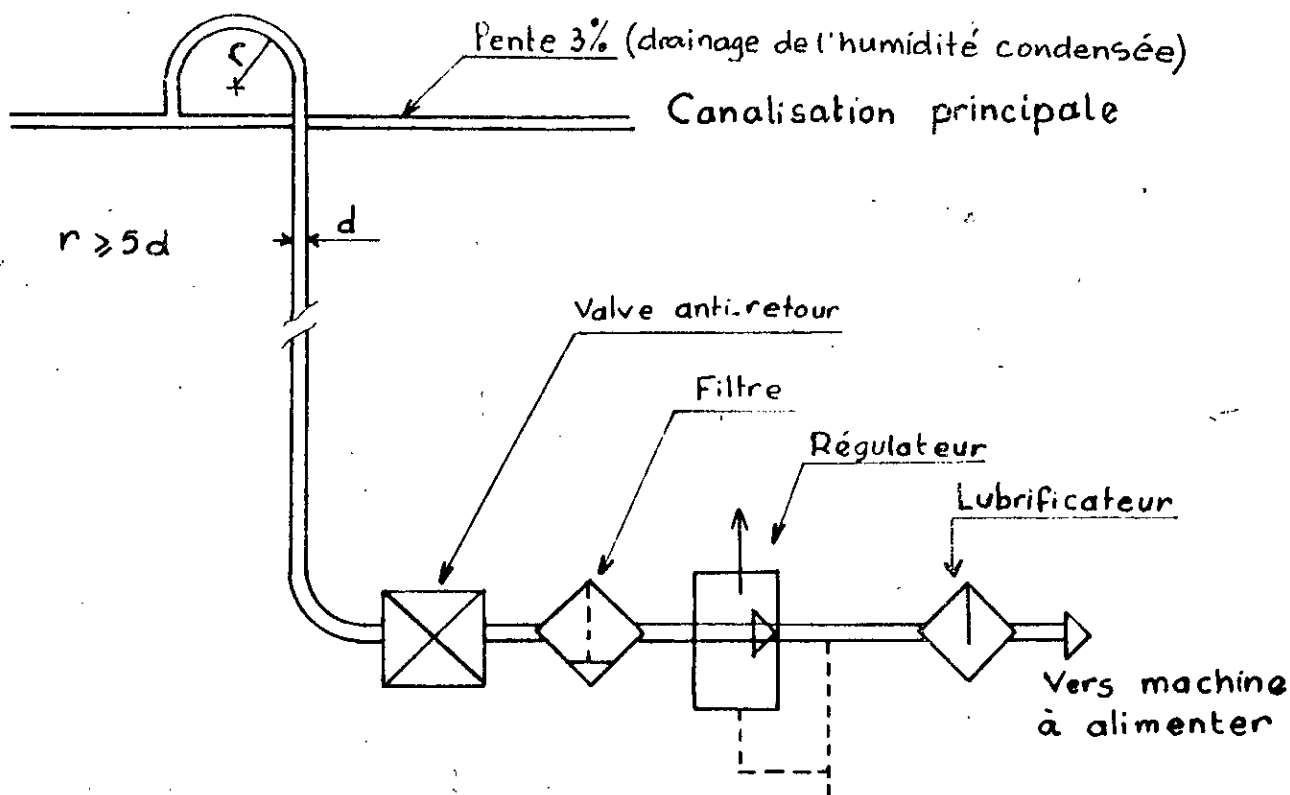


fig.I.3 -Schéma d'un réseau d'air comprimé .

Pour accroître la durée de vie des composants et diminuer les risques de pannes d'une façon sensible, il convient d'installer un ensemble de conditionnement pour deshumidifier l'air.

Les filtres à air assurent l'épuration de l'air comprimé. En éliminant les impuretés solides, liquides et l'humidité contenue dans l'air comprimé, ils diminuent considérablement l'usure et la corrosion des récepteurs pneumatiques.

Les détendeurs traduisent une pression primaire fluctuante et une pression secondaire stable pour un débit déterminé. Ils assurent ainsi une régularité et une grande fiabilité de fonctionnement des composants.

Les lubrificateurs insèrent un brouillard d'huile dans l'air comprimé qui assure une lubrification constante des composants et accroît leur longévité.

Ces appareils, qui se présentent le plus souvent sous la forme d'ensembles monoblocs sont donc les garants d'une installation.

I.2. Diverses applications particulières dans les actionneurs pneumatiques [4]:

Les actionneurs pneumatiques sont aussi appelés moteurs pneumatiques. Ils transforment l'énergie potentielle de l'air comprimé en énergie cinétique transmise à une machine.

On peut distinguer deux types de moteurs pneumatiques :

- Les moteurs à mouvement circulaire continu (turbines);
- Les moteurs à mouvement rectiligne alternatif (vérins).

Les seconds sont beaucoup plus répandus, les mouvements circulaires étant plutôt le propre des moteurs électriques, sauf dans le cas des très grandes vitesses angulaires (par exemple en chirurgie dentaire).

Un vérin pneumatique est un dispositif mécanique qui permet, à partir d'une pression d'air, d'obtenir un mouvement linéaire alternatif limité, dont la puissance est proportionnelle à la pression de l'air.

Nous distinguons trois classes :

- Les vérins simple effet.
- Les vérins double effet.
- les vérins spéciaux.

I.2.1. les vérins simple effet:

Un vérin simple effet est constitué par un tube dans lequel peut coulisser un piston étanche muni d'une tige qui sort à une extrémité.

La pression de l'air ne peut avoir effet que sur une seule face du piston. Celui-ci est ramené à sa position première soit par un ressort, soit par une masse, soit par une force de toute autre nature que la pression du fluide de commande.

Un orifice permet le branchement du tuyau de raccordement au circuit de puissance.

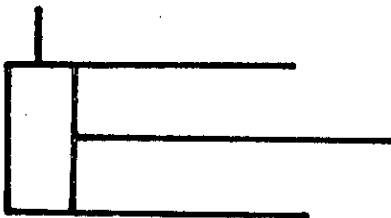


fig.I.4 -Symbole

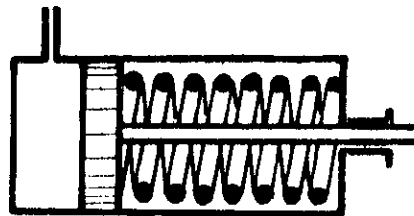


fig.I.5 -Principe

I.2.2. Vérin double effet :

Le ressort du vérin simple effet est remplacé par l'action de l'air qui peut agir de part et d'autre du piston.

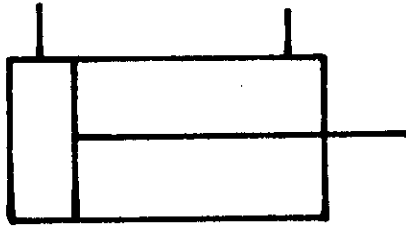


fig.I.6 -Symbole

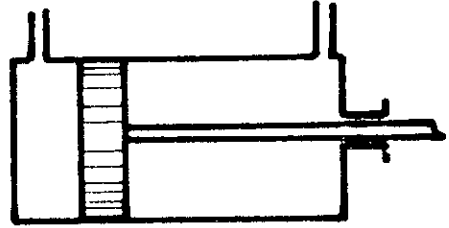


fig.I.7 -Principe

I.2.3) Vérins spéciaux :

Il serait bien difficile de classer ou même de recenser toutes les combinaisons que peuvent permettre les vérins de l'un des types précédents afin de donner naissance à des dispositifs autonomes répondant à des propriétés particulières. Nous nous contentons d'en citer quelques-unes:

I.2.3.a. Vérin à amortissement caoutchouc :

Ce vérin doit être utilisé dans sa course totale; elle doit donc correspondre à la course exacte du mobile.

Deux amortisseurs constitués par des bagues en caoutchouc de dureté appropriée sont disposés à l'intérieur du cylindre, soit sur le piston, soit sur chaque fond.

Bien entendu, il n'est pas indiqué d'utiliser les flasques du vérin pour limiter sa course; Aussi, ce vérin convient-il surtout pour de faibles charges, des vitesses lentes. Le rôle des amortisseurs est surtout d'éviter le bruit.

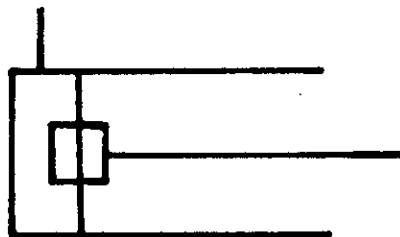


fig.I.8 -Symbole.

I.2.3.b. Vérin à amortissement pneumatique:

La plupart des réalisations actuelles correspondent aux schémas des figures.I.10 et I.11.

Le piston détermine, en fin de course, une chambre annulaire où l'air d'échappement se trouve comprimé, ne pouvant s'échapper qu'à travers de l'orifice réglable que ménage la vis pointeau accessible de l'extérieur.

Le ralentissement d'un mouvement s'effectue sur une longueur fixée à l'avance lors de la construction du vérin.

L'amortissement est très efficace et, pour en avoir bénéfice, le vérin n'a pas besoin d'une course correspondant exactement à celle du mobile, mais doit nécessairement s'en rapprocher au plus près.

Pour les gros diamètres et dans les montages soignés une soupape est nécessaire pour permettre lors du départ une pression d'air sur toute la surface du piston.

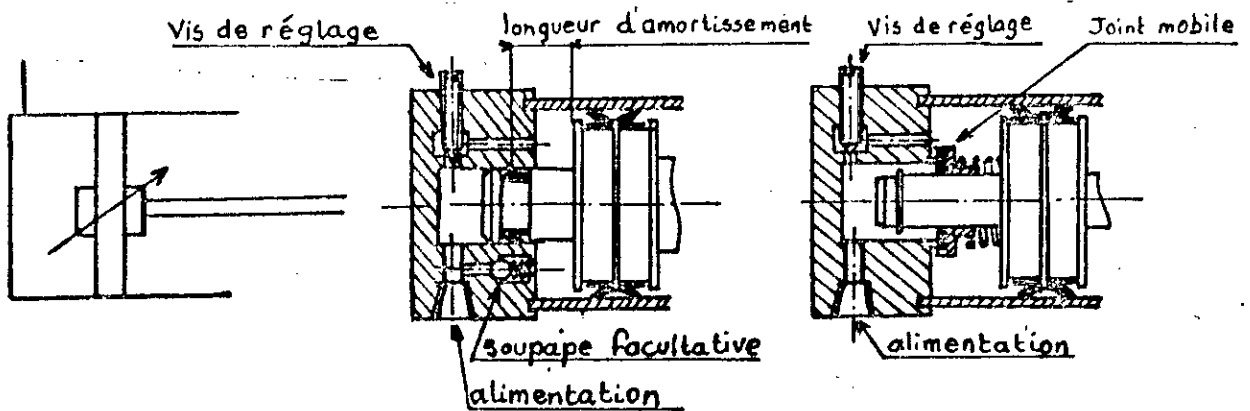


fig.I.9 -Symbole

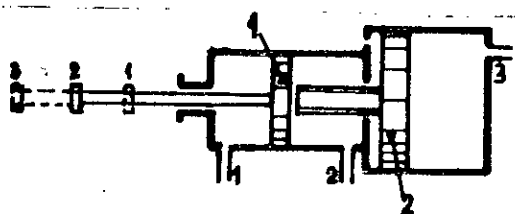
fig.I.10 -Exemple1

fig.I.11 -Exemple2

I.2.3.c. Les vérins spéciaux:

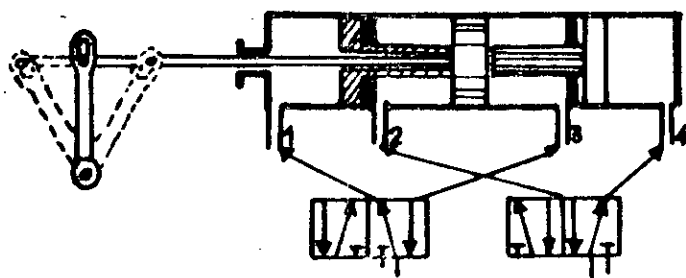
cl. Vérins donnant trois positions fixes:

Ces vérins permettent à la tige d'avoir une position médiane fixe et deux positions extrêmes de part et d'autre. Sur le schéma de la fig.I.12, on voit que la position médiane est obtenue par l'appui du piston 1 sur la tige du piston 2, l'air agissant dans les deux chambres extrêmes. En passant de la chambre médiane, l'air donne la position avant à la tige, tandis qu'en supprimant la pression sur le piston 2 la tige du piston reprend la position arrière.



ALIMENTATION EN	POSITION
1	Arrière
1 & 3	Milieu
2 & 3	Avant

fig.I.12



ALIMENTATION EN	POSITION
1 & 2	Arrière
1 & 4	Milieu
3 & 4	Avant

fig.I.13

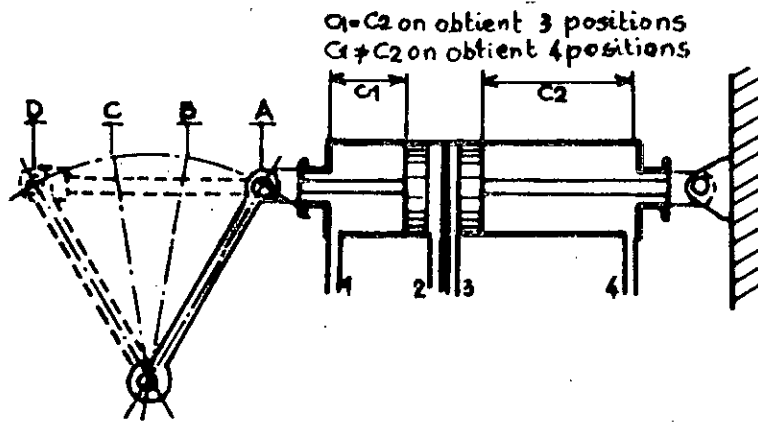
Le schéma de la figure.I.13. donne également une deuxième solution à ce problème conduisant à un ensemble plus long. On comprend que l'action simultanée de l'air sur les deux pistons extrêmes détermine la position médiane; En supprimant l'une de ces actions au profit d'une chambre centrale opposée, on obtiendra une position extrême.

Ainsi, sur la figure, l'air est admis en 1 et 4.

Si l'on place 1 à l'échappement en alimentant 3 la tige de commande du vérin avance.

Si c'est 2 qui est alimenté tandis que 4 passe à l'échappement la tige recule.

Dans le schéma de la figure.I.14., on reconnaît deux vérins ordinaires montés dos à dos. Selon que les courses sont égales ou différentes, on peut obtenir trois ou quatre positions. Ces types de vérin peuvent trouver emploi dans la commande d'un levier à trois ou quatre positions bien déterminées, ou encore dans l'automatisation de petits tours pour la manoeuvre du chariot central transversal porteur de deux outils opposés.



ALIMENTATION EN			POSITION
1	&	4	A
2	&	4	B
1	&	3	C
2	&	3	D

fig.I.14

c2. Vérins avec deux sorties de tige:

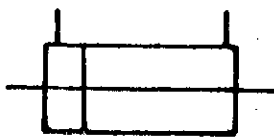


fig.I.15 -Symbole

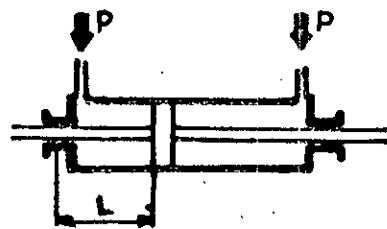


fig.I.16 -Principe

Ce type de vérin permet d'avoir :

- une commande possible de part et d'autre du corps du piston;
- une pression égale sur chaque face du piston, ce qui permet de l'arrêter en position tout en maintenant la pression de part et d'autre;
- une tige particulièrement bien guidée, quelle que soit la position du piston. dans une conception ordinaire, la longueur L diminue avec la sortie de tige et entraîne simultanément la diminution du guidage; ce ne peut être le cas dans un vérin à deux tiges.

c3. Vérin avec crémaillère:

C'est un vérin double effet dans lequel la partie centrale du piston porte une crémaillère qui permet de manoeuvrer un pignon. Ce vérin trouve son emploi dans la manoeuvre de vannes et celle de chariot à crémaillère sur les machines-outils.

On obtient sur l'axe un couple de moment égal à :

$$M = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p \cdot \frac{dp}{2} \cdot \eta = \frac{\pi D dp p \eta}{8}$$

M : moment en (m.N)

D : diamètre du piston en(m)

p : pression de l'air en (pascals)

dp: diamètre primitif du pignon en (m)

η : rendement

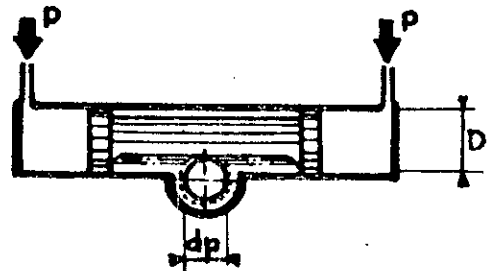


fig.I.17 -Vérin à crémaillère

c4. Vérin avec mouvement de rotation:

C'est en fait un moteur rotatif avec un angle de rotation inférieur à 360°, s'appliquant avec plus de simplicité à des automatismes qui utiliseraient autrement des vérins ordinaires.

Dans l'exemple du schéma de la figure.I.18, la force de l'air comprimé donne directement un mouvement de rotation à la tige centrale.

Les applications sont les mêmes qu'avec le modèle précédent, mais le rendement est meilleur.

Le moment du couple obtenu sur l'arbre est :

$$M = a l p d_m \eta$$

avec :

M : moment en (m.N)
 a : largeur du volet en (m)
 l : longueur du volet en (m)
 p : pression de l'air en (pascals)
 d_m : diamètre moyen en (m)
 η : rendement

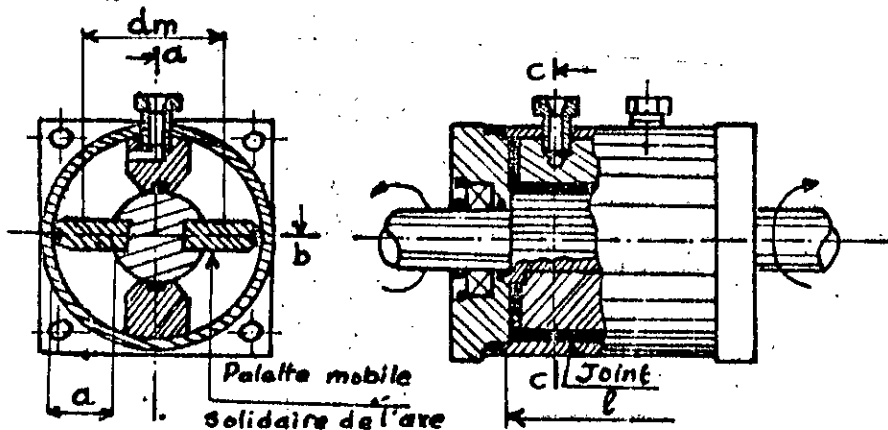


fig.I.18 -Vérin rotatif.

c5) Vérin avec système de blocage :

La figure.I.19, représente la coupe d'un vérin dont le piston comporte un système mécanique permettant son immobilisation en l'absence de pression d'air.

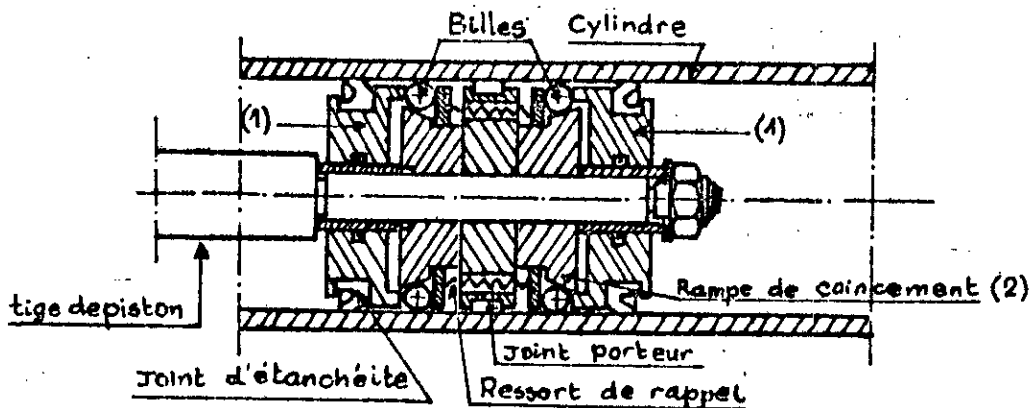


fig.I.19 -Vérin avec système de blocage.

Lorsque l'air est admis sur une face du piston, les billes se trouvent repoussées par la pièce mobile (1). le sens du cône (2) est tel qu'elles ne coincent plus alors le piston contre le cylindre. Il peut se déplacer, les billes opposées glissant dans le sens non coinçant.

Si l'air est admis sur l'autre face, l'inverse se produit.

Lorsque toute pression disparaît le piston est verrouillé par blocage des billes, qui sont alors poussées par les ressorts sur les cônes de sens opposé.

I.3. Prospective sur la simulation de l'entraînement pneumatique.

I.3.1. Aperçu sur les travaux actuels:

Le besoin croissant d'automatiser les chaînes de production a, depuis quelques années, beaucoup préoccupé les chercheurs de la spécialité; Ainsi plusieurs travaux et études sont effectués et beaucoup d'autres continuent à se faire.

Nous citons au passage les travaux effectués par le Dr IMRE CSERNAYANSZKY [2] qui étudient l'effet des circuits d'alimentation d'un vérin (les régleurs de débit, les longueurs des conduites, les coudes etc...), (fig.I.20 & I.21) De même les travaux d'ADAMS et al [1] montrent qu'une simulation sur ordinateur est employée pour étudier le vérin pneumatique à cause de la non linéarité des équations régissant celui-ci. Les résultats obtenus sont exposés sur les figures I.22 à I.26 .

WANG et al [5] ont développé un modèle mathématique simple décrivant un vérin pneumatique soumis à une excitation en vitesse initiale. Dans [3] WANG et al ont examiné l'absorption de chocs dans un vérin pneumatique à double effet. Les résultats obtenus sont exposés sur les figures I.27 à I.30.

Dans ce présent travail, à cause de la non linéarité des équations différentielles et la nécessité d'avoir une résolution simultanée des équations, un modèle de simulation sur ordinateur a été établi pour prédire les pressions et les déplacements en fonction du temps, ainsi que tous les indices de performance du vérin lors du levage de la charge et enfin nous procédons à une vérification des résultats théoriques avec des résultats expérimentaux obtenus sur un banc d'essai conçu à cet effet.

Bien d'autres considérations de systèmes pneumatiques restent encore à examiner

I.3.2. Présentation de quelques résultats des travaux cités précédemment:

2.1. Travaux du Dr IMRE CSERNAYANSZKY [2].

Le modèle expérimentale est un vérin à double effet placé horizontalement avec la charge roulant sur un dispositif à billes, comme c'est indiqué par la fig.I.20.

L'objectif de cette étude est de mettre en évidence l'influence des composants du circuit d'alimentation sur le comportement du vérin, cela par une comparaison des caractéristiques expérimentales avec celles qui sont prédites par la simulation sur ordinateur, (fig.I.22).

2.2. Travaux d'ADAMS et al [11].

Le modèle d'étude est un vérin à double effet avec un système d'amortissement pneumatique en fin de course à gauche (arrivée de la charge en douceur grâce à la valve située dans la partie inférieure du vérin et de la forme étudiée du piston), (fig.I.22).

Une installation expérimentale est présentée par la fig.I.23 ou sont représentés les appareils d'alimentation et de mesure des caractéristiques qui sont les pressions, les déplacements et les pressions d'amortissement.

La fig.I.23. illustre l'évolution des pressions et des déplacements. De même nous retrouvons dans les fig.I.25 et I.26 la comparaison des configurations des déplacements et des pressions d'amortissement.

2.3. Travaux de WANG et al [3]

Cette étude examine l'absorption de chocs dans un vérin pneumatique à double effet.

La fig.I.27 illustre le modèle utilisé et fait apparaître les données géométriques.

Le schéma du dispositif expérimental est représenté par la fig.I.28 qui donne les composants d'alimentation ainsi que ceux de mesure.

Les caractéristiques expérimentales et celles prédites par la simulation sur ordinateur sont données par les fig.I.29 et I.30.

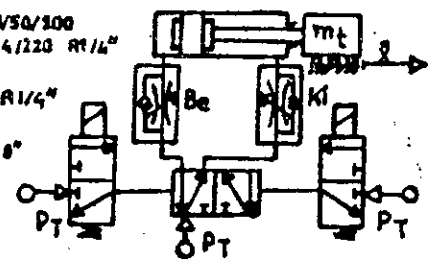
I.3..3. Banc d'essai proposé pour la réalisation:

Notre étude propose d'examiner les effets de la charge sur un vérin placé verticalement, la tige travaillant à la traction. Pour cela, un modèle de simulation a été établi afin de prédire les caractéristiques dynamiques du vérin lors du processus de levage de la charge.

Le logiciel proposé permet de tester les vérins pneumatiques en introduisant les caractéristiques géométriques et les charges qu'ils souleveront, tout en restant bien sûr dans le domaine d'utilisation du modèle mathématique établi.

Afin de concrétiser la simulation, un banc d'essai approprié est conçu et permettant de soumettre le vérin à des conditions réelles de travail, (Annexe E).

Munkahenger MECMAN 1500/50/100
 Áramirányító MECMAN 344/220 R1/4"
 Bevezető üvdió MECMAN 363/220 R1/4"
 Vezérlő üvdió MECMAN 348/1 R1/8"



VÍZSZINTES HAJTÁS
 Áramirányító Fajb-vissza-
 csapó szelep
 Folyószelepállás Be 40, W 40
 Terhelő tömeg $m = 40 \text{ kg}$
 Energia vezetékek $d = 6 \text{ mm}$
 $l = 0,5 \text{ m}$
 Tápfnyomás $p_T = 5 \text{ bar}$

fig.I.20 -Schéma du modèle expérimental et système d'alimentation

30

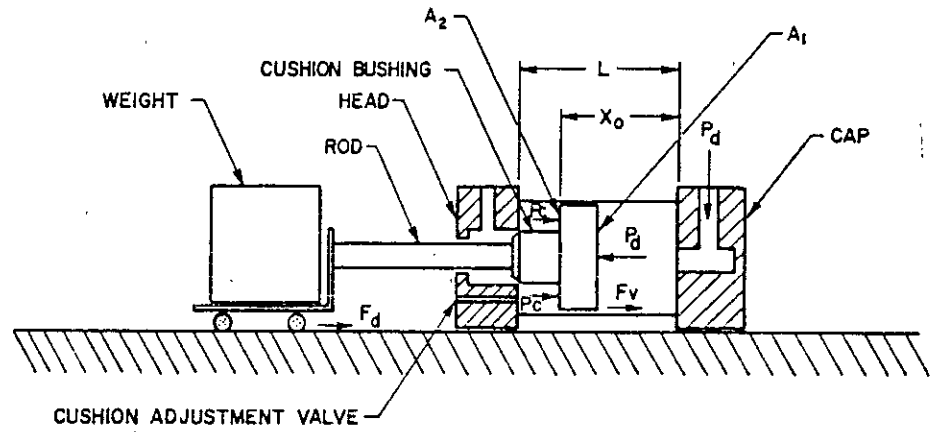


fig.I.22 -Schéma du modèle représentant le système piston-cylindre-masse

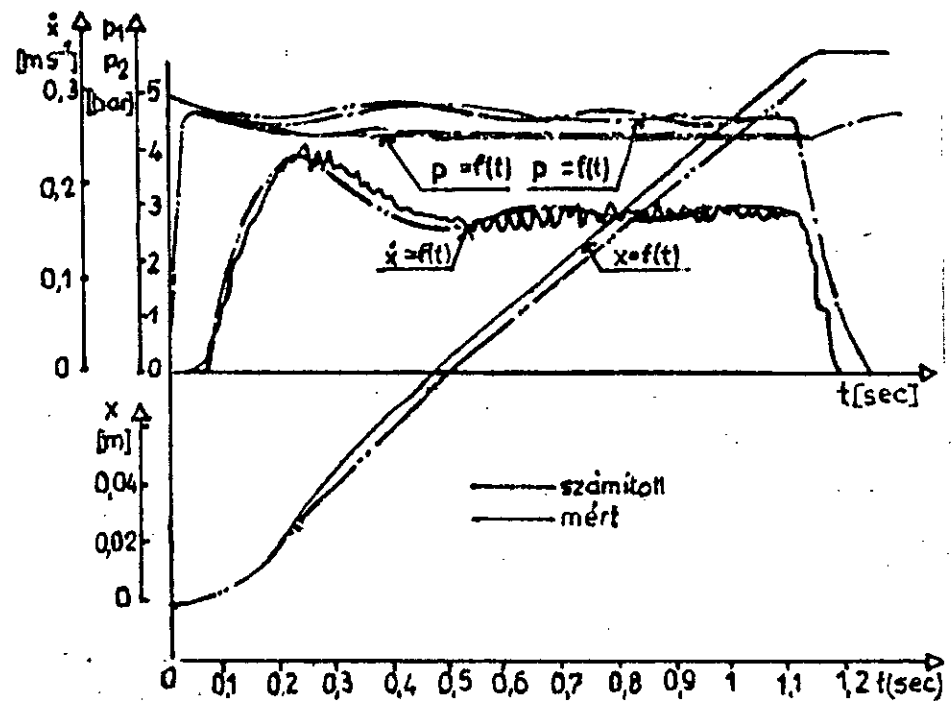


fig.I.21 -Comparaison des caractéristiques expérimentales et prédites

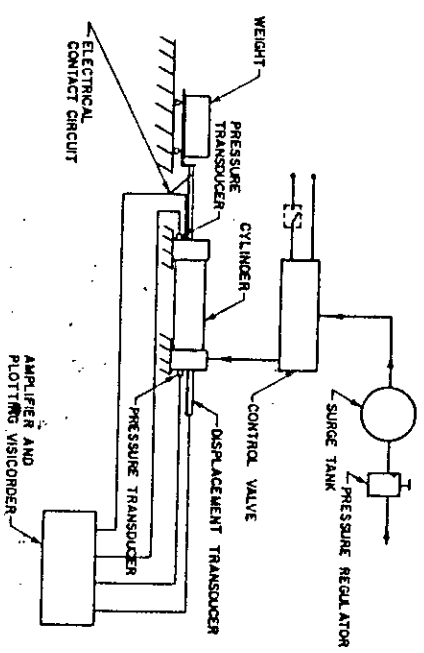


fig. I.23 -Schéma de l'installation expérimentale montrant le système d'alimentation et de mesure

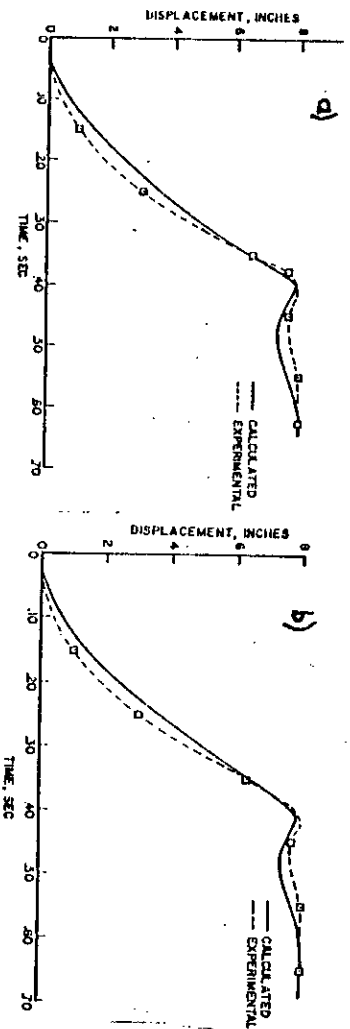


fig. I.25 -Déplacement expérimental et calculé, a) 162 lb, b) 126 lb. La valve du pointeau ouverte au 7/8 de tour

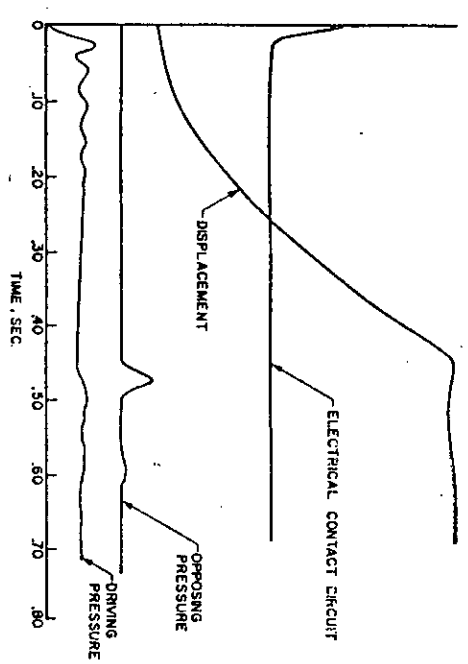


fig. I.24 -Résultats expérimentaux types

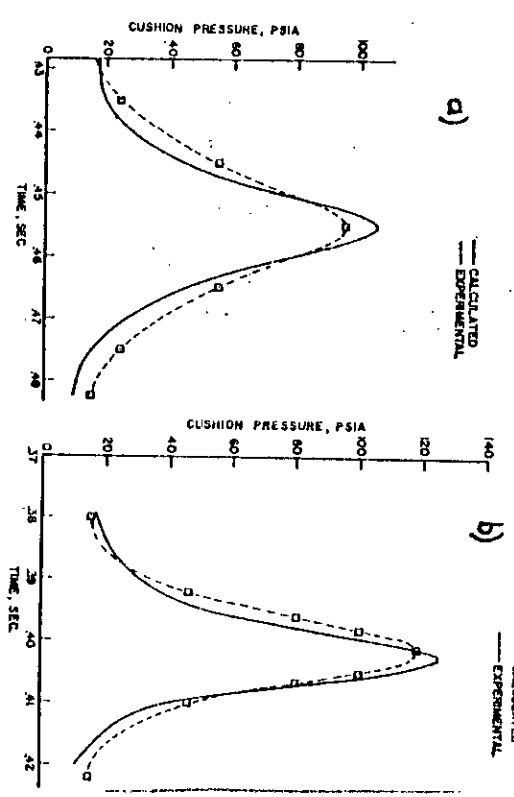


fig. I.26 -Pression d'amortissement calculée et expérimentale, a) 162 lb, b) 126 lb. La valve du pointeau ouverte au 7/8 de tour

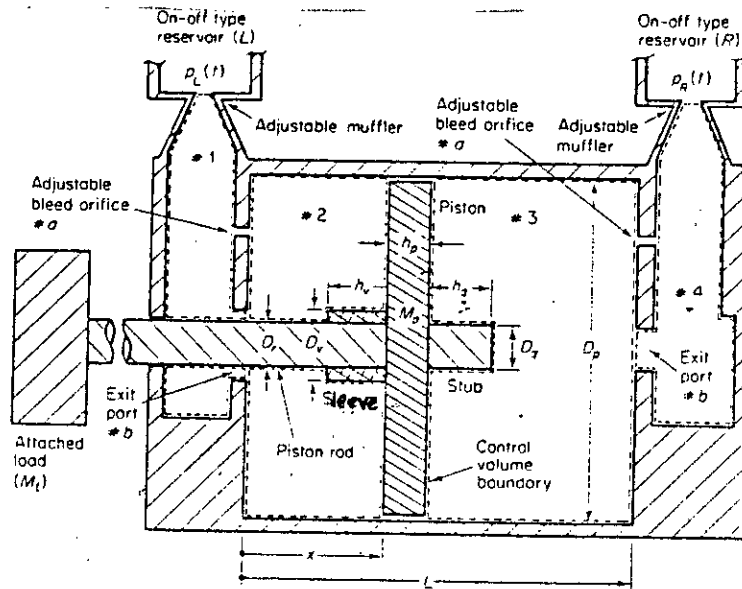


fig.I.27 -Schéma du vérin pneumatique à double effet

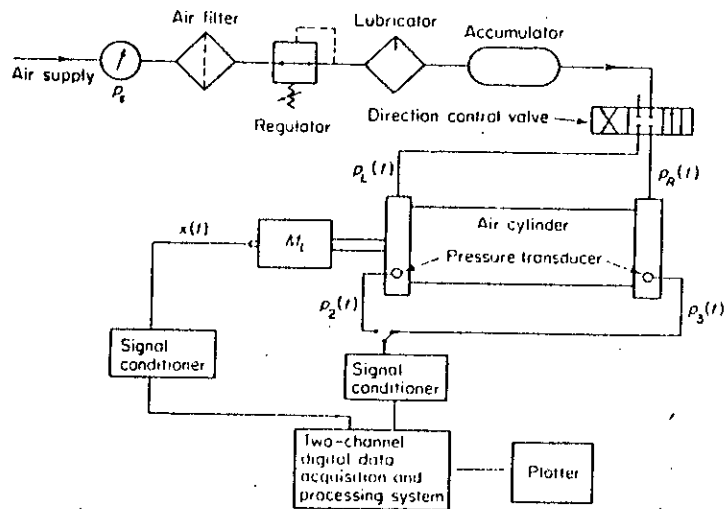


fig.I.28 -Schéma du système expérimental et de mesure

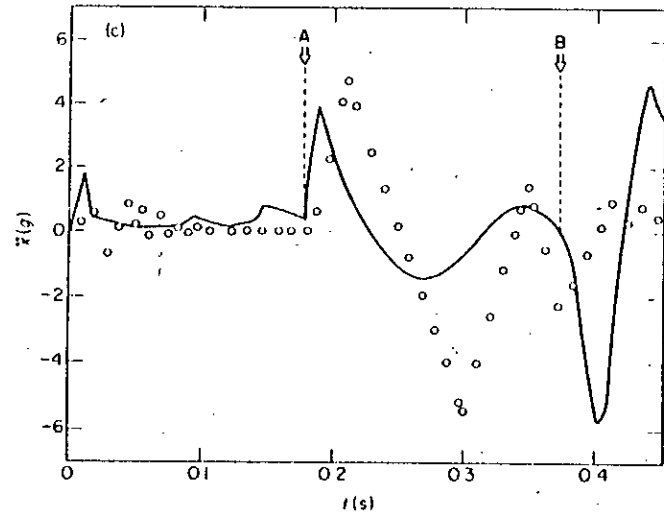
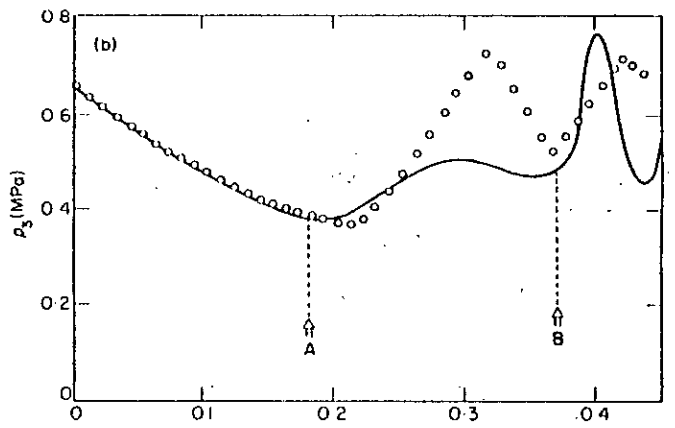
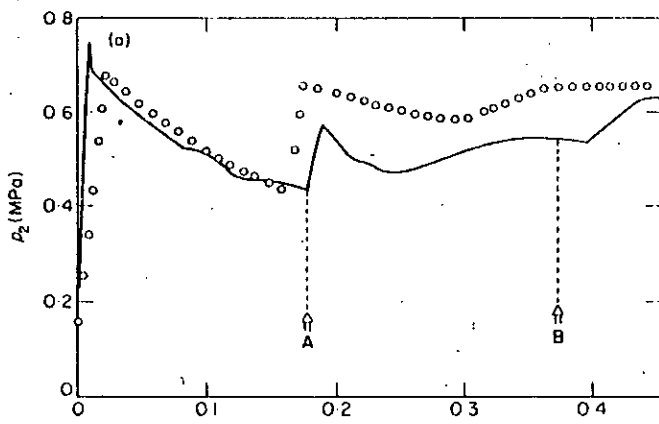


fig.I.29 - Comparaison des graphes expérimentaux et prédits pour le cas 2 correspondant au cylindre réglé, c'est à dire : orifice capillaire et valve d'échappement ouverts partiellement (pour avoir un écoulement en douceur).
 ——— prédits; ○○○○○○○○○ mesurés.

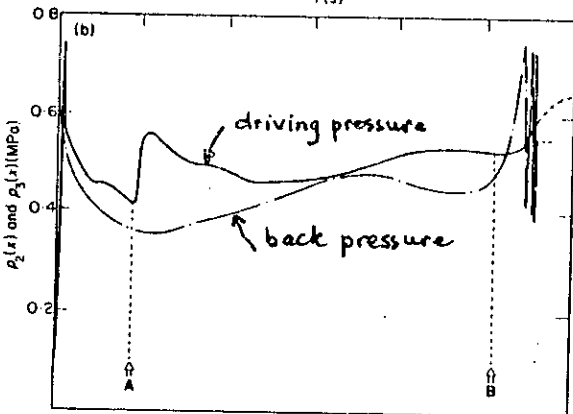
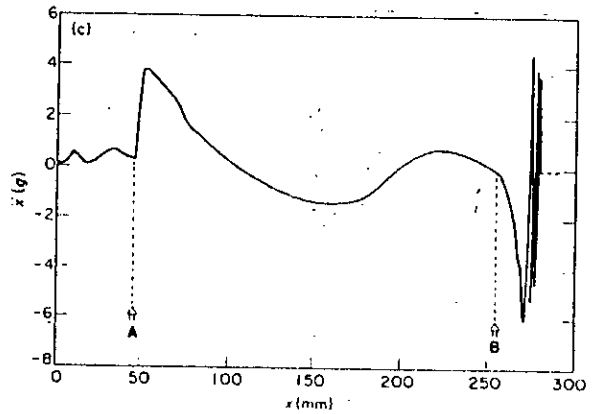
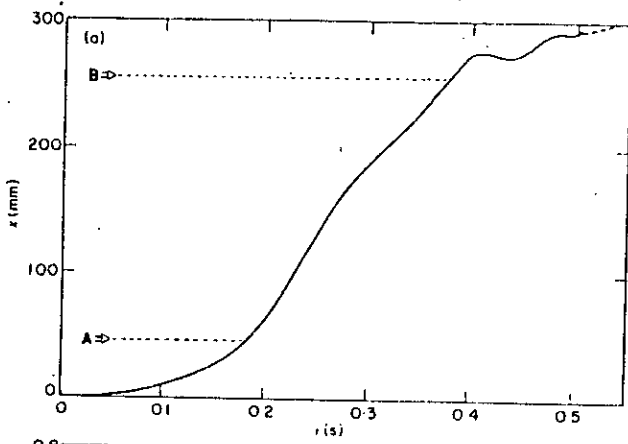


fig.I.30 - Réponses prédites pour l'exemple cas 2 (fig.I.29) déplacement, pression et accélération

CHAPITRE II

ETUDE THEORIQUE D'UN VERIN PNEUMATIQUE

II.1. Bilan des forces sur la tige du vérin au cours du déplacement du piston:

II.1.1. Différents cas de disposition du vérin:

a) Vérin disposé horizontalement, le mobile glissant sur un plan horizontal:

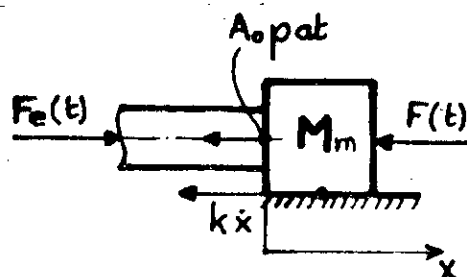


fig.II.1

L'expression de la force sera:

$$F_e(t) = M\ddot{x} + Kx + F(t) + A_0 p_{at} \quad (II.1)$$

b) Vérin disposé horizontalement, le mobile glissant sur un plan horizontal et rappelé par un ressort:

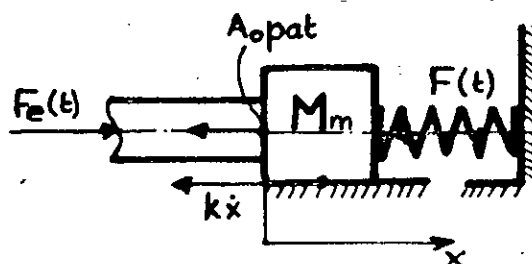


fig.II.2

L'expression de la force sera:

$$F_e(t) = Mx + Kx + F(t) + A_0pat \quad (II.2)$$

c) Vérin disposé verticalement, la tige travaillant à la compression:

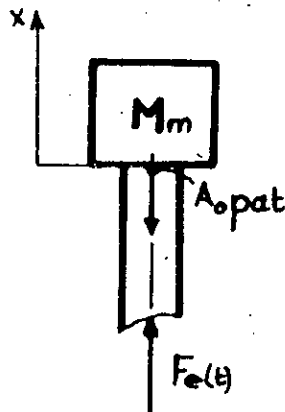


fig.II.3

L'expression de la force sera:

$$F_e(t) = Mx + Mg + A_0pat \quad (II.3)$$

d) Vérin disposé verticalement, la tige travaillant à la traction:

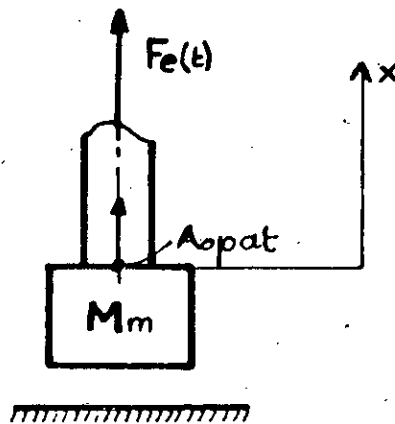


fig.II.4

L'expression de la force sera:

$$F_e(t) = M\ddot{x} + Mg - A_0 p_{at} \quad (\text{II.4})$$

II.1.2. Cas considéré par l'étude expérimentale:

Le cas de la figure.II.4 est celui qui est pris comme modèle pour l'étude expérimentale.

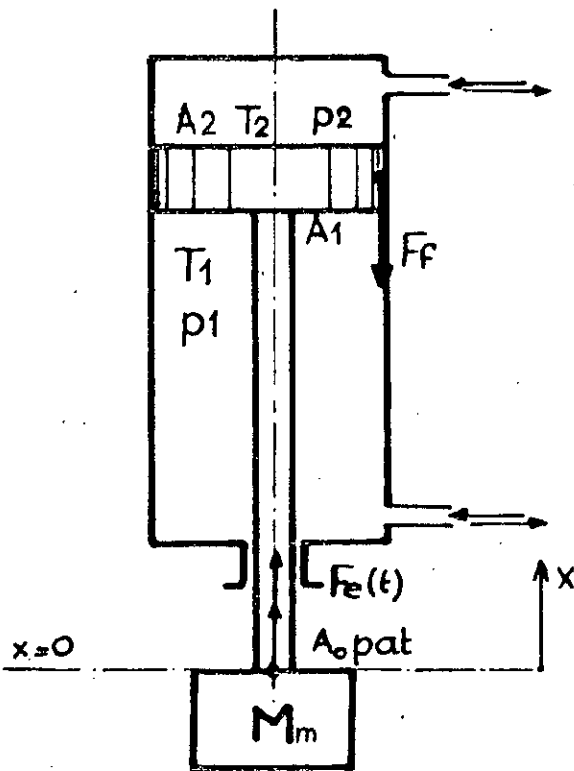


fig.II.5

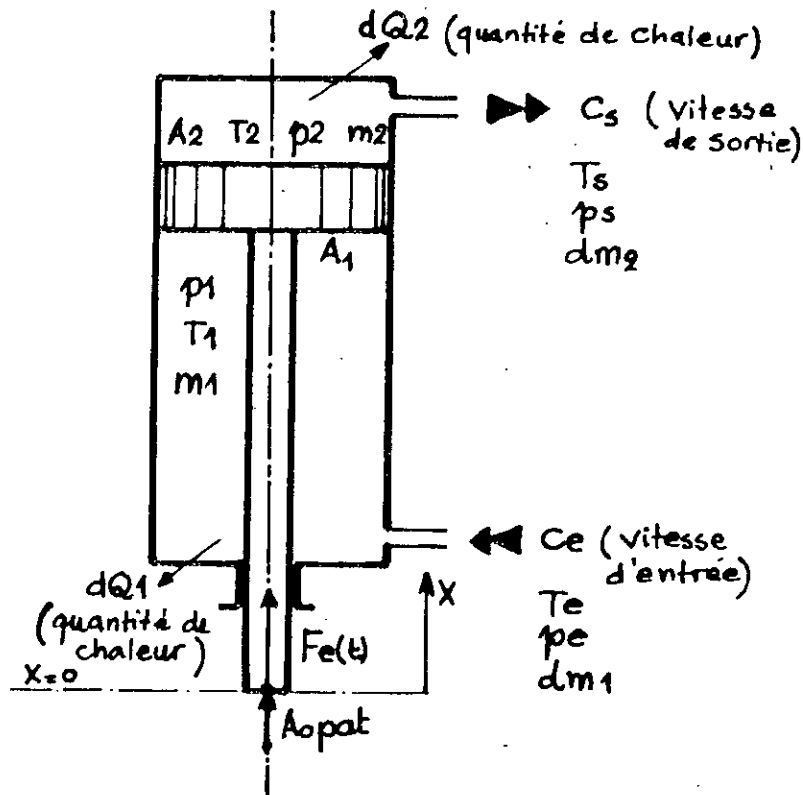


fig.II.6

Le bilan de toutes les forces, dans le cas considéré, s'écrit comme suit [1-2-3-5-6]:

$$p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_f = M \ddot{x} + Mg - A_0 p_{at} \quad (II.5)$$

L'accélération de la masse M s'exprime par:

$$\ddot{x} = \frac{1}{M} (p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_f + A_0 p_{at}) - g$$

$$\ddot{x} = \frac{1}{M} (p_1 A_1 - p_2 A_2 - \kappa D_f(x, p_1) + A_0 p_{at}) - g$$

II.2. Transformations énergétiques de l'air au cours du processus de déplacement du piston d'un vérin double effet:

Nous savons que l'énergie ne peut pas naître dans un espace fermé, c'est à dire qu'il ne peut exister que la différence des énergies entrant et sortant.

Au cours d'un déplacement élémentaire du piston, l'énergie stockée dans le cylindre varie de la valeur dE_s .

II.2.1. Etude des variations thermodynamiques dans la chambre 1:

L'énergie interne dans la chambre 1 vaut :

$$U_1 = C_v m_1 T_1 \quad (II.6)$$

La variation de l'énergie interne s'écrit comme suit:

$$dU_1 = C_v (T_1 dm_1 + m_1 dT_1) \quad (II.7)$$

sachant que pour le cas général, on a:

$$dQ = dU + PdV = dU + pAdx \quad (II.8)$$

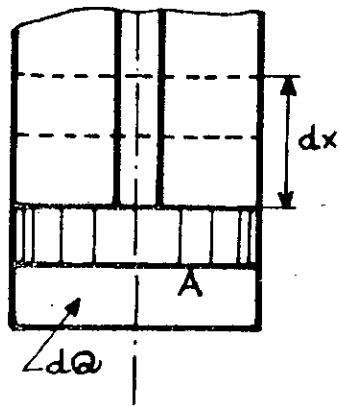


fig.II.7

Pour notre cas (fig.II.6), nous avons:

$$-dQ_1 = dU_1 + p_1 A dx = dU_1 + p_1 dV_1 \quad (\text{II.9})$$

L'énergie du gaz entrant va augmenter celle de la chambre 1 de la quantité dW_1 , ce qui permet d'écrire que:

$$dW_1 - dQ_1 = dU_1 + p_1 A dx \quad (\text{II.10})$$

avec:

$$\begin{cases} dW_1 = dml \left(C_p T_e + \frac{C_e}{2} \right) \\ dU_1 = C_v (T_1 dml + m_1 dT_1) \end{cases}$$

L'expression (II.10) devient:

$$dml \left(C_p T_e + \frac{C_e}{2} \right) - dQ_1 = C_v (T_1 dml + m_1 dT_1) + p_1 A dx \quad (\text{II.11})$$

$$\text{or on sait aussi que } C_p T_e + \frac{C_e}{2} = C_p T_1 = C_{te} \quad (\text{II.12})$$

Le rapprochement de (II.11) et de (II.12) donne:

$$-dQ_1 = dml (C_v - C_p) T_1 + C_v m_1 dT_1 + p_1 A dx$$

Ce qui donne finalement en sachant que $C_p - C_v = R$

$$dT_1 = \frac{1}{C_{vm1}} (RT_1 dm_1 - p_1 A dx - dQ_1) \quad (\text{II.13})$$

II.2.2. Etude des variations thermodynamiques dans la chambre 2 :

L'énergie interne dans la chambre 2 vaut:

$$U_2 = m_2 C_v T_2 \quad (\text{II.14})$$

La variation de cette énergie interne s'exprime comme suit:

$$dU_2 = C_v (T_2 dm_2 + m_2 dT_2) \quad (\text{II.15})$$

L'énergie fournie par le gaz de masse dm_2 est dW_2 et s'exprime par:

$$dW_2 = (-dm_2) \left(C_p T_2 + \frac{C_s}{2} \right) \quad (\text{II.16})$$

dm_2 étant le débit massique sortant de la chambre 2

Lors de la montée du piston, on reçoit une énergie dW_p :

$$dW_p = p_2 A dx$$

on sait que dW_2 est une énergie sortante du système donc porte le signe "-".

Ainsi le bilan énergétique sera:

$$-dW_2 - dQ_2 = dU_2 - dW_p$$

En insérant (II.15) et (II.16) dans cette dernière relation, on obtiendra :

$$-(-dm_2) \left(C_p T_2 + \frac{C_s}{2} \right) - dQ_2 = C_v (T_2 dm_2 + m_2 dT_2) - p_2 A dx \quad (\text{II.17})$$

d'autre part on sait que :

$$C_p T_2 = \frac{C_s}{2} + C_p T_2 = C_{te} \quad (\text{II.18})$$

Après ces dernières constatations, (II.18) devient :

$$dm_2 C_p T_2 - dQ_2 = C_v T_2 dm_2 + C_{vm} 2 dT_2 - p_2 A_2 dx \quad (II.19)$$

Ce qui donne finalement :

$$dT_2 = \frac{1}{C_{vm} 2} (RT_2 dm_2 + p_2 A_2 dx - dQ_2) \quad (II.20)$$

Comme dans notre problème, on a besoin de connaître les pressions au lieu des variations de températures, on utilise la loi générale des gaz parfaits, qui reste valable dans le cas des phénomènes infiniment lents (réversibles), nous faisons ici qu'une approximation[?];

$$pv = mRT \quad \text{d'où } T = \frac{pv}{mR}$$

sous sa forme différentielle, elle s'écrit :

$$dT = \frac{v}{mR} dp + \frac{p}{mR} dv - \frac{pv}{m^2 R} dm \quad (II.21)$$

En introduisant de nouveau l'expression de "T"

On aura :

$$dT = \frac{v}{mR} dp + \frac{p}{mR} dv - \frac{T}{m} dm \quad (II.22)$$

a) Loi de variation de la pression dans la chambre 1 :

Le rapprochement de (II.22) avec (II.13) permet d'écrire :

$$\frac{v_1}{m_1 R} dp + \frac{p_1}{m_1 R} dv_1 - \frac{T_1}{m_1} dm_1 = \frac{1}{C_{vm} 1} (RT_1 dm_1 - p_1 A_1 dx - dQ_1)$$

$$\text{sachant que } R = C_p - C_v \quad \text{et } k = \frac{C_p}{C_v} \quad \text{on a } \frac{R}{C_v} = k-1$$

$$\frac{v_1}{R} dp + \frac{p_1}{R} dv_1 - T_1 dm_1 = (k-1) T_1 dm_1 - \frac{p_1 A_1}{C_v} dx - \frac{dQ_1}{C_v}$$

$$\frac{v_1}{R} dp_1 + \frac{p_1}{R} dv_1 = k T_1 dm_1 - \frac{p_1 A_1}{C_v} dx - \frac{dQ_1}{C_v}$$

si nous multiplions les deux membres de l'égalité par $\frac{R}{v_1}$
on aura:

$$dp_1 + \frac{p_1}{v_1} dv_1 = k \frac{RT_1}{v_1} dm_1 - \frac{R}{C_v} \frac{p_1 A_1}{v_1} dx - \frac{R}{C_v} \frac{dQ_1}{v_1}$$

En vertu de (II.8) on a : $A_1 dx = dv_1$

$$dp_1 = k \frac{RT_1}{v_1} dm_1 - \frac{p_1}{v_1} dv_1 - \frac{R}{C_v} \frac{p_1}{v_1} dv_1 - \frac{R}{C_v} \frac{dQ_1}{v_1}$$

$$dp_1 = k \frac{RT_1}{v_1} dm_1 - \frac{p_1}{v_1} \left(\frac{R + C_v}{C_v} \right) dv_1 - \frac{R}{C_v} \frac{dQ_1}{v_1}$$

$$dp_1 = k \frac{RT_1}{v_1} dm_1 - \frac{C_p p_1}{C_v v_1} dv_1 - \frac{R}{C_v} \frac{dQ_1}{v_1}$$

$$dp_1 = k \frac{RT_1}{v_1} dm_1 - k \frac{p_1}{v_1} dv_1 - (k-1) \frac{dQ_1}{v_1}$$

$$dp_1 = \frac{k}{v_1} \left(RT_1 dm_1 - p_1 dv_1 - \left(\frac{k-1}{k} \right) dQ_1 \right) \quad (II.23)$$

Sachant en général que pour un vérin on a :

$$v_1 = v_{10} + A_1 x \quad (II.24)$$

L'expression (II.23) devient alors :

$$dp_1 = \frac{k}{v_{10} + A_1 x} \left(RT_1 dm_1 - p_1 A_1 dx - \left(\frac{k-1}{k} \right) dQ \right) \quad (II.25)$$

b) Loi de variation de la pression dans la chambre 2 :

Le rapprochement de (II.22) avec (II.20) permet d'écrire :

$$\frac{v_2}{m_2 R} dp_2 + \frac{p_2}{m_2 R} dv_2 - \frac{T_2}{m_2} dm_2 = \frac{1}{C_v m_2} (RT_2 dm_2 + p_2 A_2 dx - dQ_2)$$

Sachant que pour la chambre 2, l'air est sortant, on a :

$$dv_2 = -A_2 dx$$

$$\frac{v_2}{R} dp_2 + \frac{p_2}{R} dv_2 - T_2 dm_2 = \frac{R}{C_v} T_2 dm_2 - \frac{p_2}{C_v} dv_2 - \frac{dQ_2}{C_v}$$

$$\frac{v_2}{R} dp_2 + \frac{p_2}{R} dv_2 = k T_2 dm_2 - \frac{p_2}{C_v} dv_2 - \frac{dQ_2}{C_v}$$

Si nous multiplions les deux membres de l'égalité par $\frac{R}{v_2}$
on aura :

$$dp_2 = \frac{R}{v_2} k T_2 dm_2 - \frac{p_2}{v_2} dv_2 - \frac{R}{C_v} \frac{p_2}{v_2} dv_2 - \frac{R}{C_v} \frac{dQ_2}{v_2}$$

$$dp_2 = \frac{k R T_2}{v_2} dm_2 - \frac{p_2}{v_2} \left(\frac{R + C_v}{C_v} \right) dv_2 - \frac{R}{C_v} \frac{dQ_2}{v_2}$$

$$dp_2 = \frac{k R T_2}{v_2} dm_2 - \frac{p_2}{v_2} (k) dv_2 - (k-1) \frac{dQ_2}{v_2}$$

$$dp_2 = \frac{k}{v_2} \left(RT_2 dm_2 - p_2 dv_2 - \left(\frac{k-1}{k} \right) dQ_2 \right)$$

Sachant en général que pour un vérin on a :

$$v_2 = v_{20} + A_2 (\ell - x) \quad (\text{II.26})$$

où ℓ est la course totale du piston .

$$dp_2 = \frac{k}{v_2^0 + A_2(\ell-x)} (RT_2 dm_2 + p_2 A_2 dx - (\frac{k-1}{k}) dQ_2) \quad (\text{II.27})$$

II.2.3. Etude des variations de pression dans les cas Isothermiques et Adiabatiques :

a) Transformation isothermique ($dT = 0$):

Partant de la forme différentielle de la loi des gaz parfaits (II.22), on a :

$$dT = \frac{v}{mR} dp + \frac{p}{mR} dv - \frac{T}{m} dm = 0$$

d'où :

$$dp_{\text{iso}} = \frac{1}{v} (RT dm - p dv) \quad (\text{II.28})$$

Si nous appliquons (II.28) aux chambres "1" et "2" du vérin, on obtient :

chambre 1 :

$$dp_{\text{iso}} = \frac{1}{v_{10} + A_1 x} (RT_1 dm_1 - p_1 A_1 dx) \quad (\text{II.29})$$

$$\text{avec } A_1 dx = p_1 dv_1$$

chambre 2 :

$$dp_2_{\text{iso}} = \frac{1}{v_2^0 + A_2(\ell-x)} (RT_2 dm_2 + p_2 A_2 dx) \quad (\text{II.30})$$

$$\text{avec } -A_2 dx = p_2 v_2$$

b) Transformation adiabatique (isolation parfaite $dQ = 0$):

A partir des équations (II.25) et (II.26) appliquées aux chambres "1" et "2", on peut écrire :

chambre 1:

$$\frac{dp1}{\text{adia}} = \frac{k}{v10 + A1x} (RT1dm1 - p1A1dx) = k \frac{dp1}{\text{iso}} \quad (\text{II.31})$$

chambre 2:

$$\frac{dp2}{\text{adia}} = \frac{k}{v20 + A2(\ell-x)} (RT2dm2 + p2A2dx) = k \frac{dp2}{\text{iso}} \quad (\text{II.32})$$

Les transformations réelles se situent entre les deux cas qui viennent d'être établis (cas isothermique et adiabatique). Cette transformation intermédiaire est connue sous le nom de transformation polytropique.

Les variations de pression considérées dans le cas d'une transformation polytropique d'exposant n, seront :

$$\frac{dp1}{\text{poly}} = \frac{n1}{v10 + A1x} (RT1dm1 - p1A1dx) \quad (\text{II.33})$$

$$\frac{dp2}{\text{poly}} = \frac{n2}{v20 + A2(-x)} (RT2dm2 + p2A2dx) \quad (\text{II.34})$$

En prenant la dérivé par rapport au temps , on aura:

$$\frac{\dot{p}1}{\text{poly}} = \frac{n1}{v10 + A1x} (RT1\dot{m} - \dot{p}1A1x) \quad (\text{II.35})$$

$$\frac{\dot{p}2}{\text{poly}} = \frac{n2}{v20 + A2(\ell-x)} (RT2\dot{m} + \dot{p}2A2x) \quad (\text{II.36})$$

II.2.4. Détermination du débit massique:

Soit un état générateur d'où coule le gaz d'une manière isentropique, [8-9-10-11-12], le fluide étant au repos et ayant les caractéristiques , définies par l'indice "i", (pi, Ti, ρi, etc...).

En vertu de l'équation (B.4.9), nous avons la vitesse "C" avec laquelle sort le débit massique à travers une section F où règne une pression p.

$$C = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_i}{\rho_i} \left[1 - \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

Le débit est donnée par $\dot{m} = \mu \rho F C$

$$\dot{m} = \mu \rho F \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_i}{\rho_i} \left[1 - \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

puisque l'on sait que $\rho = \rho_i \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{1}{k}}$

le débit devient :

$$\dot{m} = \mu F \rho_i \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_i}{\rho_i} \left[1 - \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

$$\dot{m} = \mu F \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_i \rho_i \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (\text{II.37})$$

Le débit massique " \dot{m} " est une fonction du rapport $\left(\frac{p}{p_i} \right)$

$$\dot{m} = f\left(\frac{p}{p_i}\right)$$

En traçant $\dot{m} / \dot{m}_{\max} = f\left(\frac{p}{p_i}\right)$ ce qui a été établi en

Annexe B, on trouve que le lieu du maximum est donné par:

$$\frac{p^*}{p_i} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,528 \quad (\text{II.38})$$

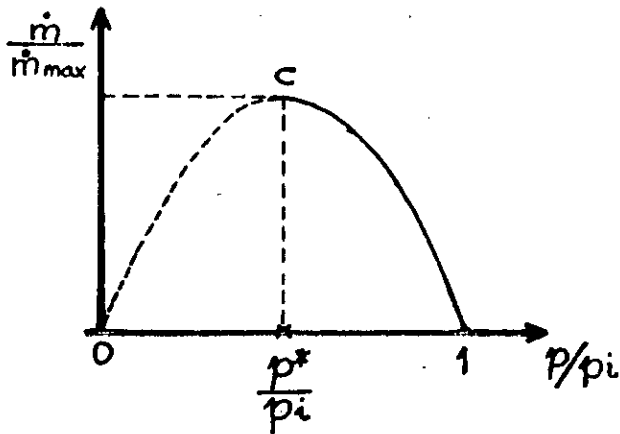


fig.II.8

Au point critique c, la vitesse d'écoulement est égale à la vitesse sonique a^* relative à la température d'écoulement.

$$C = a^*$$

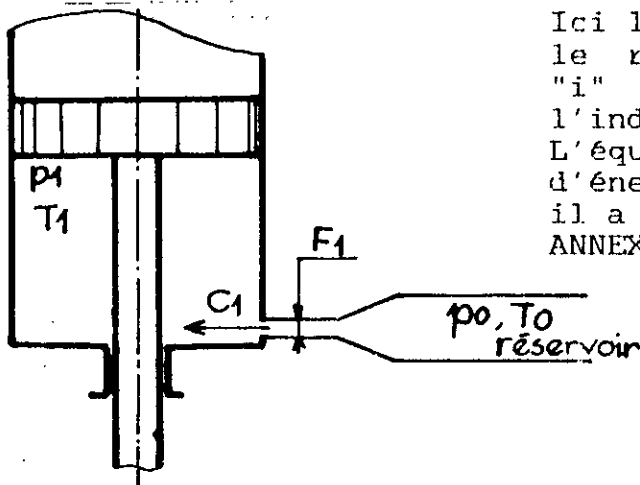
Lorsque $\frac{p^*}{p_i} \leq 0,528$ le débit reste constant $\dot{m} = \dot{m}_{\max}$

En remplaçant (II.38) dans (II.37) ce débit sera:

$$\dot{m}_{\max} = \mu F \sqrt{\frac{2k}{k-1}} p_i \rho_i \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} \left[1 - \left(\frac{2}{k+1} \right) \right]$$

$$\dot{m}_{\max} = \mu F \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{p_i \rho_i \frac{2k}{k+1}}$$

a) Etablissement du débit massique \dot{m}_l lors de l'écoulement dans la chambre 1 :



Ici l'état générateur sera le réservoir où l'indice "i" sera remplacé par l'indice "0".
L'équation de conservation d'énergie s'écrit comme il a été déjà établie en ANNEXE B :

$$\frac{C_1^2}{2} + C_p T_1 = C_p T_0$$

fig.II.9

A partir du réservoir, l'air s'écoule à travers la section F_1 vers la chambre 1 à la vitesse C_1 .

En vertu de (B.4.9) on peut écrire que :

$$C_1 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

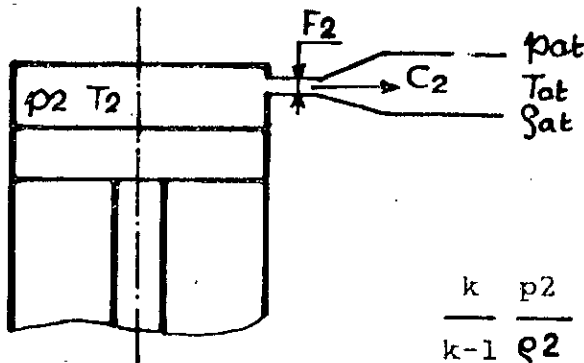
Le débit massique qui en résulte sera :

$$\dot{m}_l = \mu_l F_1 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 \rho_0 \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (\text{II.39.a})$$

Si $\frac{p_1}{p_0} \leq 0,528$ alors le débit reste constant et sera égal à $\dot{m}_l \text{ max.}$

$$\dot{m}_l \text{ max} = \mu_l F_1 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{p_0 \rho_0 \frac{2k}{k+1}} \quad (\text{II.39.b})$$

b) Etablissement du débit massique \dot{m}_2 lors de l'écoulement de sortie de la chambre 2:



Ici l'état générateur sera la chambre 2, ainsi les variables génératrices prendront l'indice "2". L'équation de conservation de l'énergie s'applique pour ce cas comme suit:

$$\frac{k}{k-1} \frac{p_2}{\rho_2} = \frac{2}{2} \frac{C_{at}^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_2}{\rho_0} \left(\frac{p_{at}}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

fig.II.10

A partir de la chambre 2, l'air s'écoule dans l'atmosphère à travers la section F_2 à la vitesse $C_2 = C_{at}$.

En vertu de (B.4.9) on peut écrire que:

$$C_2 = C_{at} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_2}{\rho_2} \left[1 - \left(\frac{p_{at}}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

Le débit massique qui en résulte sera :

$$\dot{m} = \mu_2 F_2 \rho_{at} C_{at}$$

$$\dot{m}_2 = \mu_2 F_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_2 \rho_2 \left(\frac{p_{at}}{p_2} \right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{p_{at}}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (\text{II.40.a})$$

Si $\frac{p_{at}}{p_2} \leq 0,528$; alors le débit sera constant et égal à $\dot{m}_2 \text{ max}$

$$\dot{m}_2 \text{ max} = \mu_2 F_2 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{p_2 \rho_2 \frac{2k}{k+1}} \quad (\text{II.40.b})$$

II.3. Considération du processus par les équations caractérisant le régime établi:

II.3.1. Etude du cas considéré :

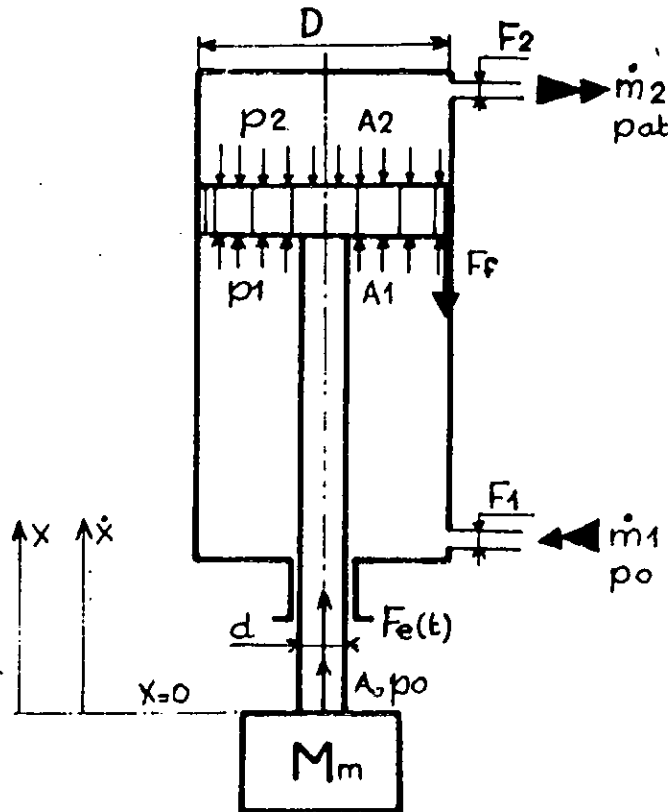


fig.II.11

La charge sur la tige du vérin en régime établi se formule comme suit :

$$F_{e(t)} = F_e(t) - F_f = p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_f = Mg - A_0 p_{at} \quad (II.41)$$

$F_e(t)$ dérive des forces de pression.

Le régime établi est atteint au bout d'un temps " t_e " à partir duquel la vitesse du piston devient constante ainsi que les pressions p_1 et p_2 .

Par conséquent $F_e(t) = F_{ee} = C$; ($\dot{x} = 0$)

II.3.2. Expression du principe de conservation de la masse :

Nous savons d'après (II.35) et (II.36) que :

$$\dot{p}_1 = \frac{n_1}{v_{10} + A_1 x} (RT_1 \dot{m}_1 - p_1 A_1 \dot{x})$$

$$\dot{p}_2 = \frac{n_2}{v_{20} + A_2(l-x)} (RT_2 \dot{m}_2 + P_2 A_2 \dot{x})$$

Et en régime établi p_1 et p_2 sont C^{tes} donc leurs variations sont nulles .

$$\dot{p}_1 = 0 \quad ; \quad \dot{p}_2 = 0$$

donc

(II.35) et (II.36) donnent :

$$\begin{cases} RT_1 \dot{m}_1 = p_1 A_1 \dot{x} \\ RT_2 \dot{m}_2 = -P_2 A_2 \dot{x} \end{cases} \quad (\text{II.42})$$

En appliquant l'équation d'état des gaz $\frac{P}{\rho} = RT$;

(II.42) devient :

$$\begin{cases} \dot{m}_1 = \rho_1 A_1 \dot{x} \\ \dot{m}_2 = -\rho_2 A_2 \dot{x} \end{cases} \quad (\text{II.43})$$

(II.43) expriment le principe de conservation de masse .

II.3.3. Expression de la masse volumique du gaz :

Comme la transformation est isentropique on peut écrire que :

$$\frac{p_1}{\rho_1^{n_1}} = \frac{p_0}{\rho_0^{n_1}} \longrightarrow \rho_1 = \rho_0 \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_1}} \quad (\text{II.44})$$

$$\frac{p_2}{\rho_2^{n_2}} = \frac{p_{at}}{\rho_{at}^{n_2}} \longrightarrow \rho_2 = \rho_{at} \left(\frac{p_2}{p_{at}} \right)^{\frac{1}{n_2}}$$

II.3.4. Expression des forces agissant sur le piston :

L'équilibre des forces agissant sur le piston s'écrit comme suit :

$$F_e(t) + A_0 p_{at} - F_f - Mg = 0 \quad (\text{II.45})$$

à $t > t_e$ on a :

$$F_e(t) = F_{e_e} = C_{te} \quad \text{et}$$

$$F(t) = F = C \quad (\text{Forces extérieures})$$

De (II.45) on a :

$$F_e(t) - F_f = Mg - A_0 p_{at}$$

$$p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_f = F_{e_e}$$

Si nous négligeons l'apport du terme "A₀p_{at}" on écrira que :

$$Mg = F_{e_e} = F_e(t) - F_f = p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_f \quad (\text{II.46})$$

II.3.5. Expression des forces de frottement :

Les forces de frottement s'expriment par [1-6-14] :

$$F_f(p_1, x) = F_{f0} + A_p x + B p_1 + C x \quad (\text{II.47})$$

Sachant que le frottement spécifique s'exprime par :

$$ff(p_l, x) = \frac{F_f(p_l, x)}{\pi D} \quad (\text{II.48})$$

où πD représente la longueur du joint d'étanchéité du piston.

$$\text{Donc } ff(p_l, x) = ff_0 + a p_l x + b p_l + c x \quad (\text{II.49})$$

$$\text{où } \left. \begin{aligned} ff_0 &= \frac{F_{f0}}{\pi D} & ; & \quad a = \frac{A}{\pi D} \\ b &= \frac{B}{\pi D} & ; & \quad c = \frac{C}{\pi D} \end{aligned} \right\} \quad (\text{II.50})$$

Les forces de frottement seront calculées à l'aide des relations suivantes :

$$F_f(p_l, x) = \pi D (ff_0 + a p_l x + b p_l + c x) \quad (\text{II.51})$$

où ff_0 , a , b et c sont des coefficients expérimentaux connus.

$$\begin{aligned} ff_0 &= 255 \text{ (N/m)} , & a &= 3,18E-3 \text{ (s)} , & b &= 2,55E-4 \text{ (m)} \\ c &= 1400 \text{ (Ns/m}^2\text{)} . \end{aligned}$$

II.3.6. Expression des débits en masse :

$$\left. \begin{aligned} m_l &= \mu_l F_l \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 \rho_0 \left(\frac{p_l}{p_0}\right)^k \left[1 - \left(\frac{p_l}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \\ &\text{pour } \frac{p_l}{p_0} > 0,528 \\ m_l &= m_l \text{ max} = \mu_l F_l \left(\frac{p_l}{p_0}\right)^{\frac{2}{k+1}} \sqrt{\frac{1}{k+1} p_0 \rho_0 \frac{2k}{k+1}} \\ &\text{pour } \frac{p_l}{p_0} \leq 0,528 \end{aligned} \right\} \quad (\text{II.52})$$

$$\left. \begin{aligned}
m_2 &= \mu_2 F_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_2 \rho_2 \left(\frac{pat}{p_2}\right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{pat}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \\
&\text{pour } \frac{pat}{p_2} > 0,528 \\
m_2 &= m_2 \text{ max} = \mu_2 F_2 \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{p_2 \rho_2 \frac{2k}{k+1}} \\
&\text{pour } \frac{pat}{p_2} \leq 0,528
\end{aligned} \right\} \text{(II.53)}$$

II.3.7. Expression de la fonction non linéaire en p_2 de p_2 :

$$\left. \begin{aligned}
p_2(p_2) &= \frac{\left(\frac{m_2}{\mu_2 F_2}\right)^2}{\frac{2k}{k-1} \rho_2 \left(\frac{pat}{p_2}\right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{pat}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \\
&\text{pour } \frac{pat}{p_2} > 0,528
\end{aligned} \right\} \text{(II.54)}$$

$$\left. \begin{aligned}
p_2 &= \frac{1}{\rho_2} \frac{k+1}{2k} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{1-k}} \left(\frac{m_2}{\mu_2 F_2}\right)^2 \\
&\text{pour } \frac{pat}{p_2} \leq 0,528
\end{aligned} \right\} \text{(II.55)}$$

NOTA: Des expressions similaires peuvent être déduites pour la pression p_1 .

Le système d'équations est composé de 8 équations et 8 inconnues .

Les inconnues sont :

m_1 , m_2 , ρ_1 , ρ_2 , x , p_1 , p_2 et F_f .

Les équations sont :

$$\begin{array}{l}
 \text{(II.43) } \text{-----} \rightarrow 2 \text{ équations} \\
 \text{(II.44) } \text{-----} \rightarrow 2 \text{ équations} \\
 \text{(II.46) } \text{-----} \rightarrow 1 \text{ équation} \\
 \text{(II.51) } \text{-----} \rightarrow 1 \text{ équation} \\
 \text{(II.52) } \text{-----} \rightarrow 2 \text{ équations} \\
 \text{(II.53) } \text{-----} \rightarrow 2 \text{ équations}
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} \text{(II.43)} \\ \text{(II.44)} \\ \text{(II.46)} \\ \text{(II.51)} \\ \text{(II.52)} \\ \text{(II.53)} \end{array}} \right\} \text{(II.56)}$$

Le problème est donc résolvable .

Les variables indépendantes déterminant le système sont :

D , d , ρ_0 , ρ_{at} , F ; ff_0 , a , b , c , db_1 , db_2 , μ_1 , μ_2 , n_1 , n_2 , pat , p_0 .

Avec :

$$\begin{aligned}
 F_1 &= \frac{\pi db_1^2}{4} , & F_2 &= \frac{\pi db_2^2}{4} , & A_1 &= \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} \\
 A_2 &= \frac{\pi D^2}{4} , & A_0 &= \frac{\pi d^2}{4}
 \end{aligned}$$

pour la résolution on peut supposer que :

$$\begin{aligned}
 db_1 &= db_2 = db \\
 n_1 &= n_2 = n \\
 \mu_1 &= 0,5 \text{ et } \mu_2 = 1 \quad (\text{coefficients de débit}) \\
 \rho_0 &= \rho_{at} \frac{p_1}{pat}
 \end{aligned}$$

Les variables indépendantes restantes sont :

D , d , ρ_{at} , F , db , n , pat , p_0 .

Le problème peut être formulé sous la forme d'une seule équation :

$$f(m_1, m_2, \rho_1, \rho_2, x, p_1, p_2, Ff; D, d, \varrho_{at}, F, db, n, p_0, pat) = 0 \quad (II.57)$$

En appliquant les relations citées en (II.56) , on peut formuler les équations suivantes :

$$\left. \begin{aligned} m_1 &= f_1(D, d, \varrho_{at}, F, db, n, pat, p_0) \\ m_2 &= f_2(D, d, \varrho_{at}, F, db, n, pat, p_0) \\ \rho_1 &= f_3(D, d, \varrho_{at}, F, db, n, pat, p_0) \\ \rho_2 &= f_4(D, d, \varrho_{at}, F, db, n, pat, p_0) \\ x &= f_5(D, d, \varrho_{at}, F, db, n, pat, p_0) \\ p_1 &= f_6(D, d, \varrho_{at}, F, db, n, pat, p_0) \\ p_2 &= f_7(D, d, \varrho_{at}, F, db, n, pat, p_0) \\ Ff &= f_8(D, d, \varrho_{at}, F, db, n, pat, p_0) \end{aligned} \right\} \quad (II.58)$$

CHAPITRE III

SIMULATION DU PROBLEME et ESSAIS EXPERIMENTAUX :

La simulation du modèle mathématique de l'entraînement pneumatique linéaire présenté est basée sur les hypothèses suivantes [1-2-3]:

- Equations d'état idéales .
- Flux isentropique (adiabatique réversible)
- Procéssus de compression isentropique .
- Le piston ayant un seul degré de liberté .

Etant donné que les équations différentielles ne sont pas linéaires , la simulation , par ordinateur, est employée pour prédire : les pressions, les déplacements, les vitesses, et accélérations en fonction du temps ; ainsi que tous les indices de performance du cylindre .

Les prédictions sur le comportement du vérin $\varnothing 40$ seront comparées aux résultats expérimentaux fournis par des essais sur le même vérin .

III.1. Formulation mathématique :

La figure.III.1 montre schématiquement un vérin à double effet avec la masse mobile "Mm". Les extrémités du vérin sont reliées à l'entrée-sortie allant soit vers le réservoir, soit vers l'atmosphère. La pression d'alimentation "p0" (pression dans le réservoir) et la température "T0" (température dans le réservoir) sont supposées constantes. Comme nous supposons également que l'air est un gaz parfait, son équation d'état s'écrit comme suit :

$$p_i v_i = m_i R T_i \quad i = 1, 2 \quad (\text{III.1})$$

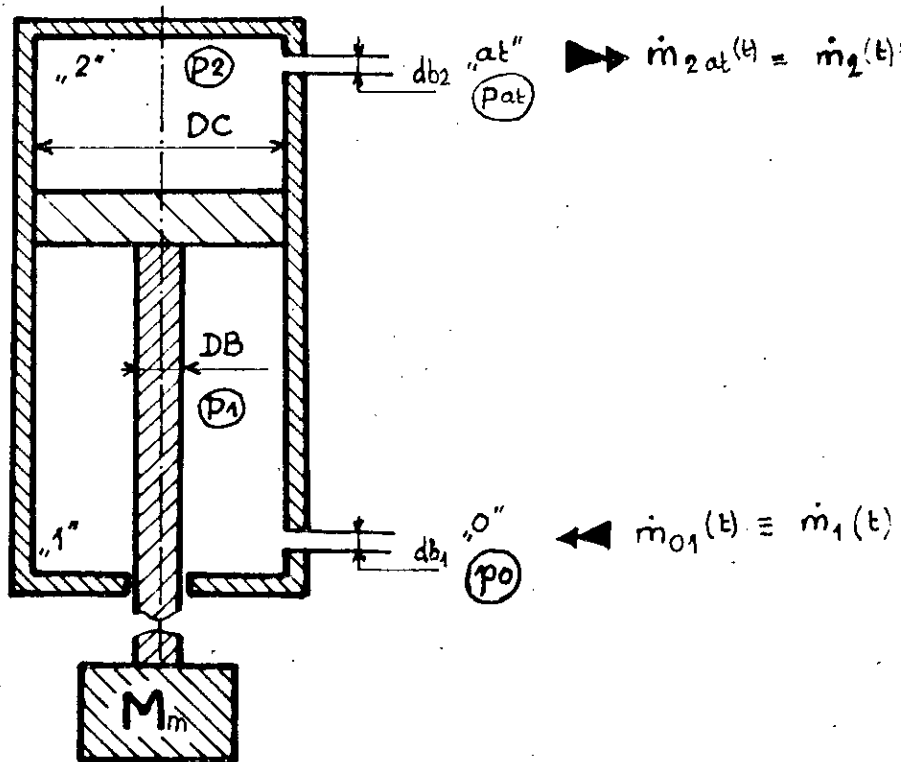


fig.III.1- Schéma du vérin pneumatique D.effet.

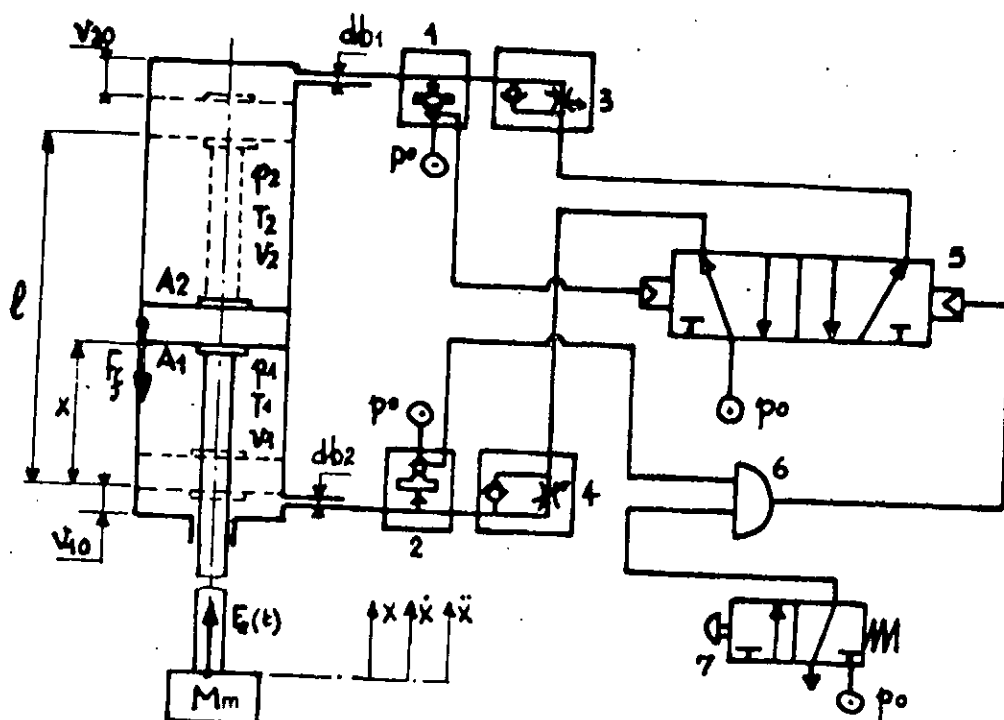


fig.III.2 -Modèle d'expérience amélioré ayant servi à la formulation mathématique.

- * 1,2 - Capteurs de fin de course
- * 3,4 - Capteurs régleurs de débit
- * 5 - Distributeur de puissance 5/2 N.F
- * 6 - Cellule ET
- * 7 - Distributeur de pilotage 3/2 N.F
- * ⊙ - Alimentation 6 bars.

III.1.1. Modèle de l'écoulement du fluide :

Le débit massique instantané unitaire à travers un orifice convergent-divergent pour un processus d'écoulement isentropique est :

$$\dot{m}_{ij}(t) = \mu F \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_i} \rho_i \left(\frac{p_j}{p_i}\right)^{\frac{1}{k}} \left[\frac{p_j}{p_i} \frac{k-1}{k} \right] \quad (\text{III.2})$$

Le débit massique instantané unitaire maximum est donné par le rapport critique de pression suivant :

$$\left(\frac{p_j}{p_i \text{ critique}} \right) = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$m_{ij}(t)_{\max} = \mu F \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{p_i \rho_i^{\frac{2k}{k+1}}} \quad (\text{III.3})$$

Les différents débits massiques et les rapports critiques de pressions suivent les correspondances indicielles du tableau (III.1).

m_{ij}	i	j
$m_{01}=m_1$	0	1
$m_{2at}=m_2$	2	at

Tableau.III.1 - correspondances indicielles

Les formulations couramment utilisées pour dimensionner les vérins pneumatiques sont basées sur la considération du débit massique critique qui correspond au rapport critique de pressions .

III.1.2. Modèle du processus :

Le processus est supposé être isentropique , la pression et la température sont supposées être uniforme dans tout volume de contrôle .

En réalité les transformations se situent entre le cas isothermique et le cas adiabatique . C'est à dire des transformations Polytropiques .

L'expression différentielle par rapport au temps des pressions est la suivante :

$$p1_{poly} = \frac{n1}{v10 + A1x} (RT1m1 - p1A1x) \quad (III.4)$$

$$p2_{poly} = \frac{n2}{v20 + A2(l-x)} (RT2m2 + p2A2x)$$

III.1.3. Modèle de mouvement du piston :

Pour décrire le mouvement du piston, nous posons l'hypothèse que celui-ci n'a qu'un seul degré de liberté avec l'ensemble piston-tige. La masse mobile est considérée comme étant un ensemble rigide.

La masse totale sera :

$$M = Mp + Mt + Mm \quad (III.5)$$

L'équation de mouvement du piston est :

$$M\ddot{x}(t) + Mg - A0pat + Ff = Fe(t) = p1(t)A1 - p2(t)A2 \quad (III.6)$$

quand $0 < x < l$

L'accélération aura pour expression :

$$\ddot{x}(t) = \frac{1}{M} (p1(t)A1 - p2(t)A2 - Ff + A0pat) - g$$

Si nous posons que $Ff = \gamma Df(x, p1(t))$

Alors :

$$\ddot{x}(t) = \frac{1}{M} (p1(t)A1 - p2(t)A2 - \gamma Df(\dot{x}(t), p1(t)) + A0pat) - g \quad (III.7)$$

III.1.4. La simulation sur ordinateur :

La mise au point d'un programme de simulation sur ordinateur est nécessaire pour résoudre le système d'équations établi parceque :

- (i) L'équation de mouvement (III.6) est non linéaire
- (ii) La résolution de (III.1) à (III.6) doit se faire simultanément.

Pour cette simulation nous avons utilisé le langage BASIC .

La résolution mathématique des équations différentielles fait appel à la méthode d'EULER ou (RANGE KUTTA) dite de prédicteur correcteur [15].

Quant à la résolution des équations non linéaires caractérisant le système en régime établi, nous utiliserons la méthode numérique appliquée [16] qui résoud les équations non linéaires par la méthode du promoteur de convergence de WEGSTEIN .

La simulation utilise une incrémentation de $E-3$ (s) .

Les sorties désirées contiennent :

- Les pressions
- Le déplacement
- La vitesse
- La force
- L'accélération
en fonction du temps .

Ce sont là les indices de performance qu'on cherche toujours à connaître lors d'une évolution dynamique d'un système utilisant des vérins pneumatiques .

III.1.5. Choix des paramètres :

La connaissances de ces paramètres est vitale pour le modèle de simulation sur ordinateur .

Ce sont :

- Le coefficient de fuite
- Le coefficient de débit
- Le coefficient de frottement

Comme il est difficile de les déterminer théoriquement, des formulations empiriques sont souvent employées ou encore on fait appel à des données basées sur des expériences .

Pour notre simulation, on adopte ce qui suit :

(i) Nous supposons que les fuites de la chambre 1 vers la chambre 2 sont négligeables .

(ii) Les coefficients de débit égaux à des valeurs constantes :

$$\mu_1 = 0.5 \text{ et } \mu_2 = 1$$

(iii) La force de frottement sera déterminée par la formule empirique suivante :

$$\begin{aligned} Ff &= (p_1(t), \dot{x}(t)) = Ff_0 + A p_1 \dot{x} + B p_1 + C \dot{x} \\ &= ff(p_1(t), \dot{x}(t)) \pi D \end{aligned}$$

$ff(p_1, \dot{x})$ étant le frottement spécifique.

$$ff(p_1, \dot{x}) = ff_0 + a p_1 \dot{x} + b p_1 + c \dot{x}$$

$$\text{avec : } ff_0 = \frac{Ff_0}{\pi D} ; a = \frac{A}{\pi D} ; b = \frac{B}{\pi D} ; c = \frac{C}{\pi D}$$

$$Ff(p_1, \dot{x}) = \pi D (ff_0 + a p_1 \dot{x} + b p_1 + c \dot{x})$$

III.1.6. Organigramme de la simulation :

La simulation sur ordinateur se fait par la résolution du système d'équations . Pour cela , il est nécessaire de connaître toutes les constantes physiques contenues dans les équations. Celles-ci sont déterminées par la connaissance des organes constituant le système étudié.

Simulation de fonctionnement du système pneumatique

début

Entrée : les données des conditions initiales énergétiques et des dimensions géométriques.
 $p1, p2, M, A1, A2, A0, pat, p0, db1, db2, \rho1, \rho2, D, d, n1, n2, v10, v20, l, dt, R02, k.$

Appel du sous programme de calcul des débits $m1$ et $m2$

sous programme des débits en masse

Appel des fonctions de calcul des $p1$ et $p2$

$FNp=p1$
 $FNp=p2$

Calcul des valeurs limites par le régime établi
 $Femax, ple, p2e, xve$
 (méthode de WEGSTEIN)

Calcul des valeurs initiales
 $x0, xv0, p11, p21, m1, m2, F0$
 par la méthode d'Euler
 $Yi+1 = Yi + h \cdot f(Xi, Yi)$

Début d'itération
 $t = dt$

Appel des fonctions de calcul de $p1$ et $p2$

Appel du programme de calcul des débit $m1$ et $m2$

Appel de la fonction de calcul de l'accélération $Sder$

$FNs=Sder$

Calcul de $x2, xv2, p12, p22$, par la méthode de RUNGE KUTTA
 (méthode améliorée d'EULER)
 $Ym+1 = Ym + h/2(f(Xm, Ym) + f(Xm+h, Ym+h \cdot f(Xm, Ym)))$

$p12 \neq p12new$
 $p22 \neq p22new$
 $xv2 \neq xv2new$
 $x2 \neq x2new$

non

$\frac{p12new - p12}{p12new} \leq .001$
 and
 $\frac{p22new - p22}{p22new} \leq .001$

oui

Détermination des valeurs de $p12, p22, xv2$ et $x2$ conseillées par la méthodes d'EULER et données par:
 $(i) \quad (0) \quad (i)$
 $Ym+1 = Ym + 1/5 (Ym+1 - Ym)$

Impression des résultats
 $p12, p22, x2, xv2, F2, Sder, m1, m2$

$x2 > l$

non

$t = t + dt$

oui

Tracé des graphes

STOP

FIN

III.1.7. Exécution matérielle de la simulation:

La simulation porte sur 3 (trois) vérins de diamètres 40, 50 et 80.

Les conditions d'alimentation en air comprimé, les masses utilisées, ainsi que les données géométriques adoptées lors de la simulation sur ordinateur sont résumées comme suit:

(i) conditions d'alimentation en air :

$p_1 = 1$ bars; $p_2 = 6.2$ bars; $p_0 = 6.2$ bars; $p_{at} = 1$ bar.
 $\mu_1 = 0.5$, $\mu_2 = 1$, $\kappa = 1.41$, $n_1 = n_2 = 1.2$.
 $v_{10} = v_{20} = 2E-5$ (m³).

(ii) masses utilisées :

$M_m = 0$ (à vide), 5, 10 et 15 kg.

Nous supposons que la masse de la tige + la masse du piston sera $M_0 = M_t + M_p = 2$ kg.

Ainsi la masse totale $M = M_m + M_0$.

(iii) géométrie (en mm):

Les diamètres des vérins sont $DC = 40, 50$ et 80 . Les diamètres de leurs tiges sont respectivement $DB = 16, 18$ et 22 .

Les diamètres de branchement sont $db_1 = db_2 = 4$.
La course maximale, $x_{max} = \ell = 100$.

L'exécution du programme à l'aide des différentes combinaisons des données nous permet alors de tracer les caractéristiques des vérins à savoir :

$p_1(t)$, $p_2(t)$, $x(t)$, $xv(t)$, $f(t)$ et $s_{der}(t)$;

(voir fig.III.3 à III.9)

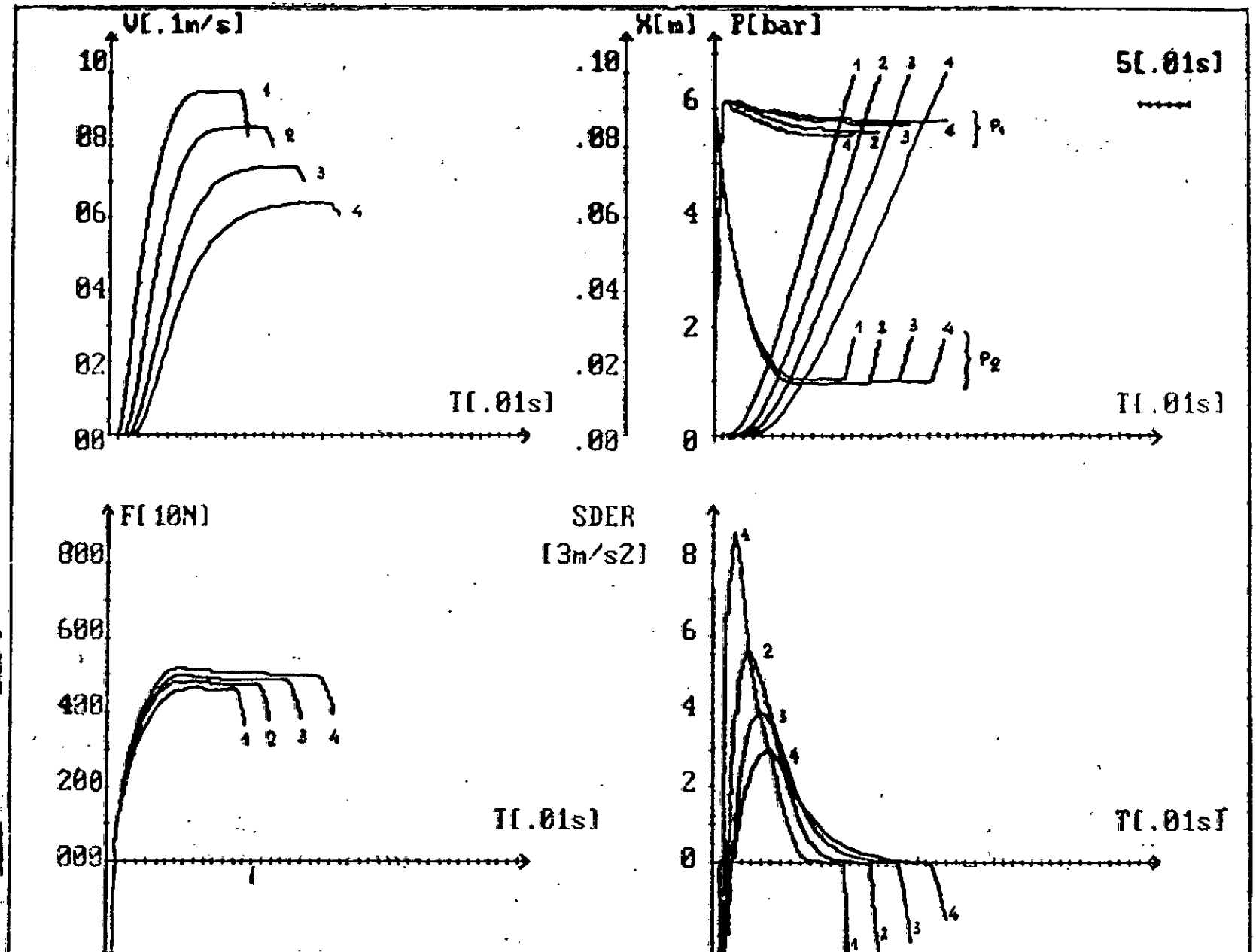


fig.III.3 - Comparaison des graphes théoriques relatifs au vérin $\varnothing 40$ et pour les Masses: 0 (à vide), 5, 10 et 15 Kg correspondant respectivement aux graphes N°1,2,3 et 4

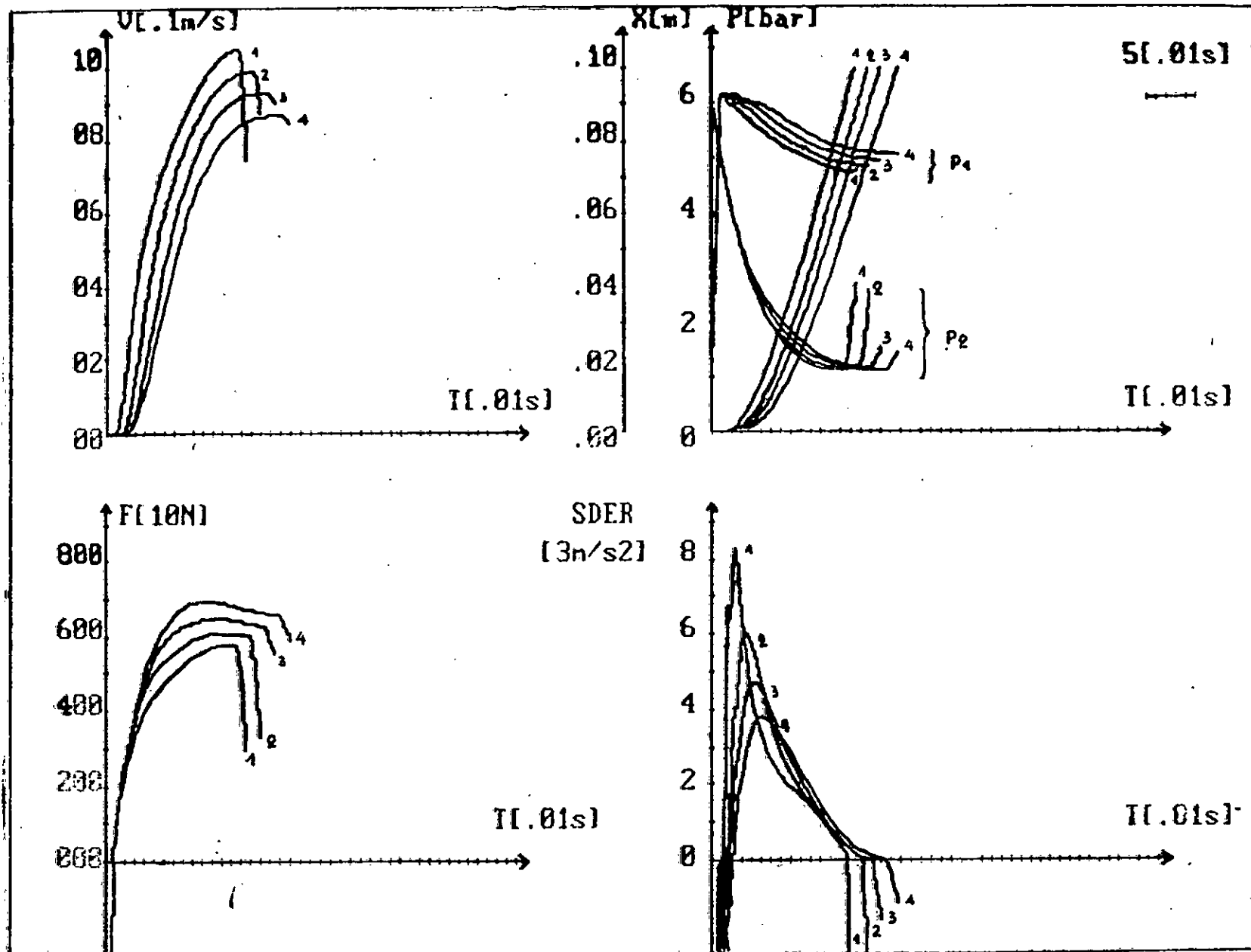


fig.III.4 - Comparaison des graphes théoriques relatifs au vérin $\varnothing 50$ et pour les Masses: 0 (à vide) 5, 10, et 15 Kg correspondant respectivement aux graphes N°1, 2, 3 et 4

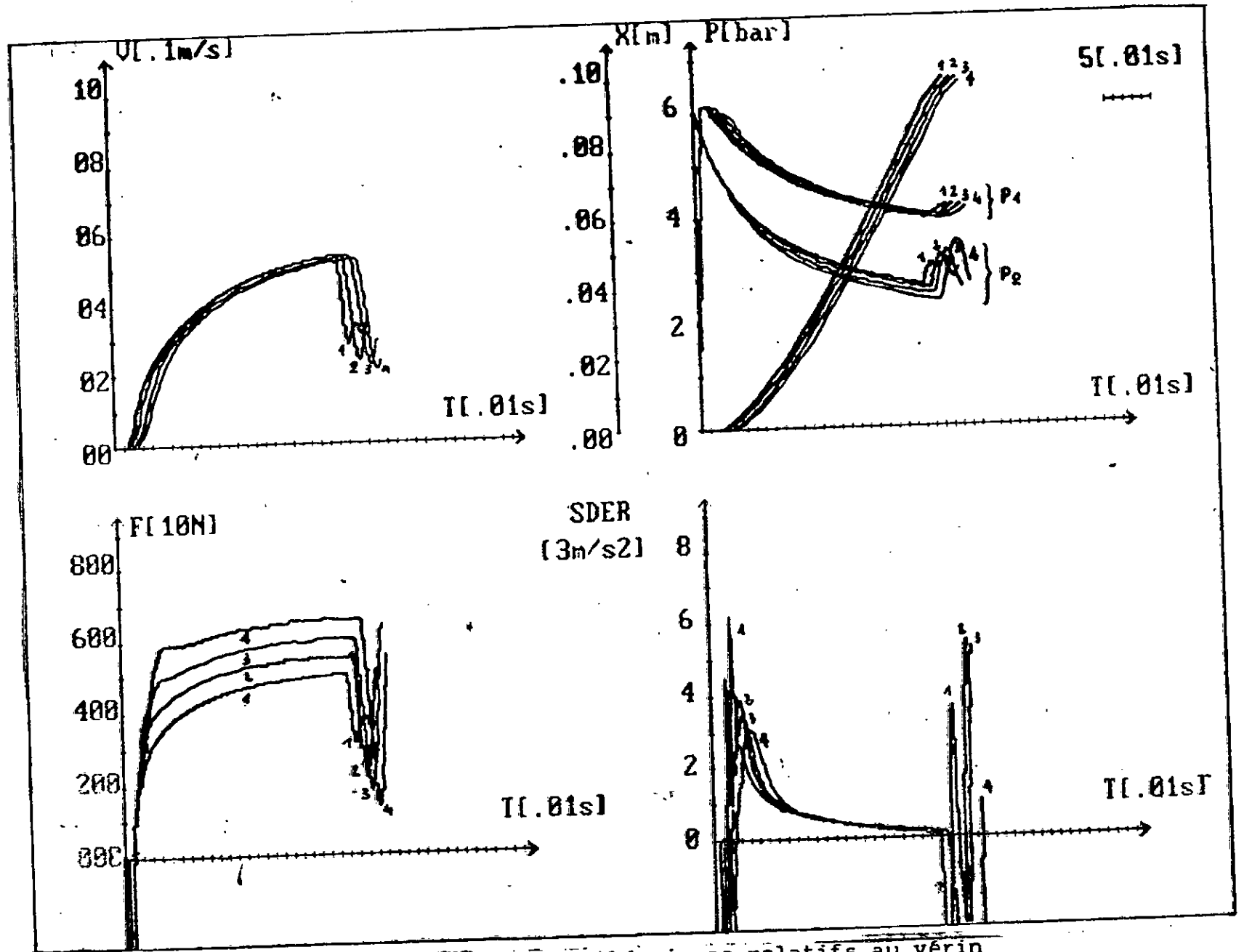


fig.III.5 - Comparaison des graphes théoriques relatifs au vérin $\varnothing 80$ et pour les Masses: 0 (à vide) 5, 10, et 15 Kg correspondant respectivement aux grphes N°1, 2, 3 et 4

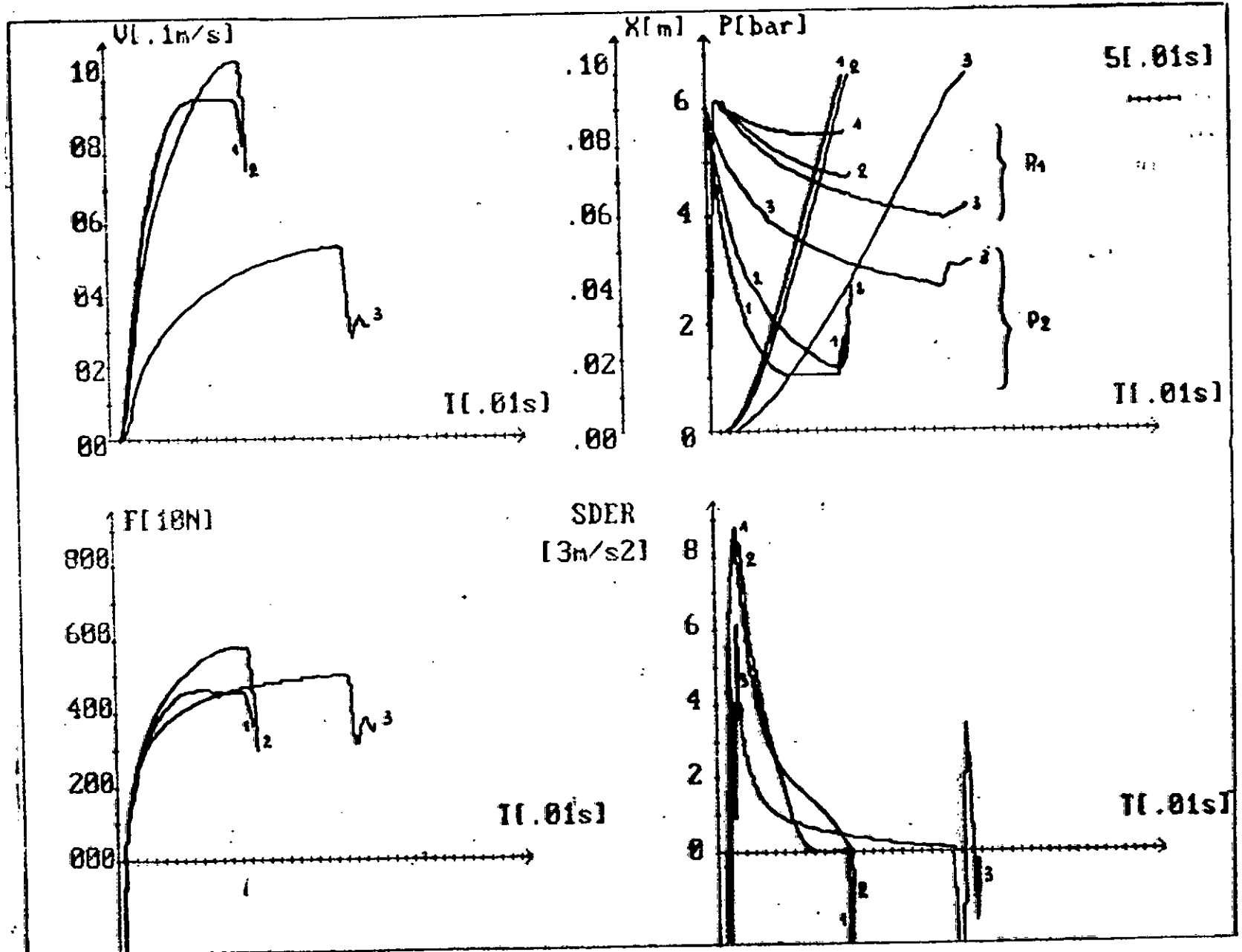


fig.III.6 - Comparaison des graphes théoriques relatifs à l'essai à vide ($M=2Kg$) des vérins $\varnothing 40$, $\varnothing 50$ et $\varnothing 80$ correspondant respectivement aux graphes N°1, 2, et 3

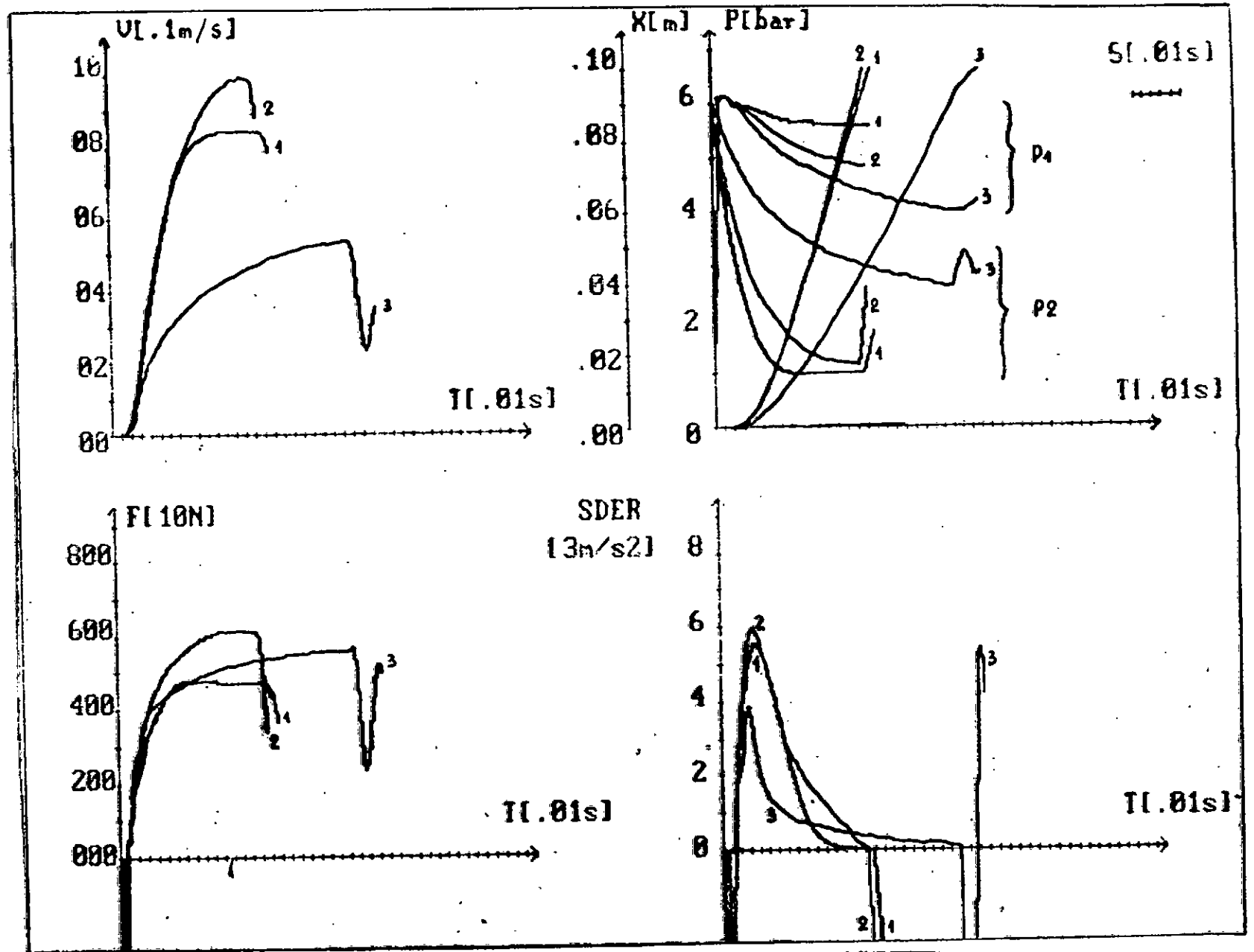


fig.III.7 - Comparaison des graphes théoriques relatifs à l'essai avec 5 Kg des vérins $\varnothing 40$, $\varnothing 50$ et $\varnothing 80$ correspondant respectivement aux graphes N°1, 2, et 3

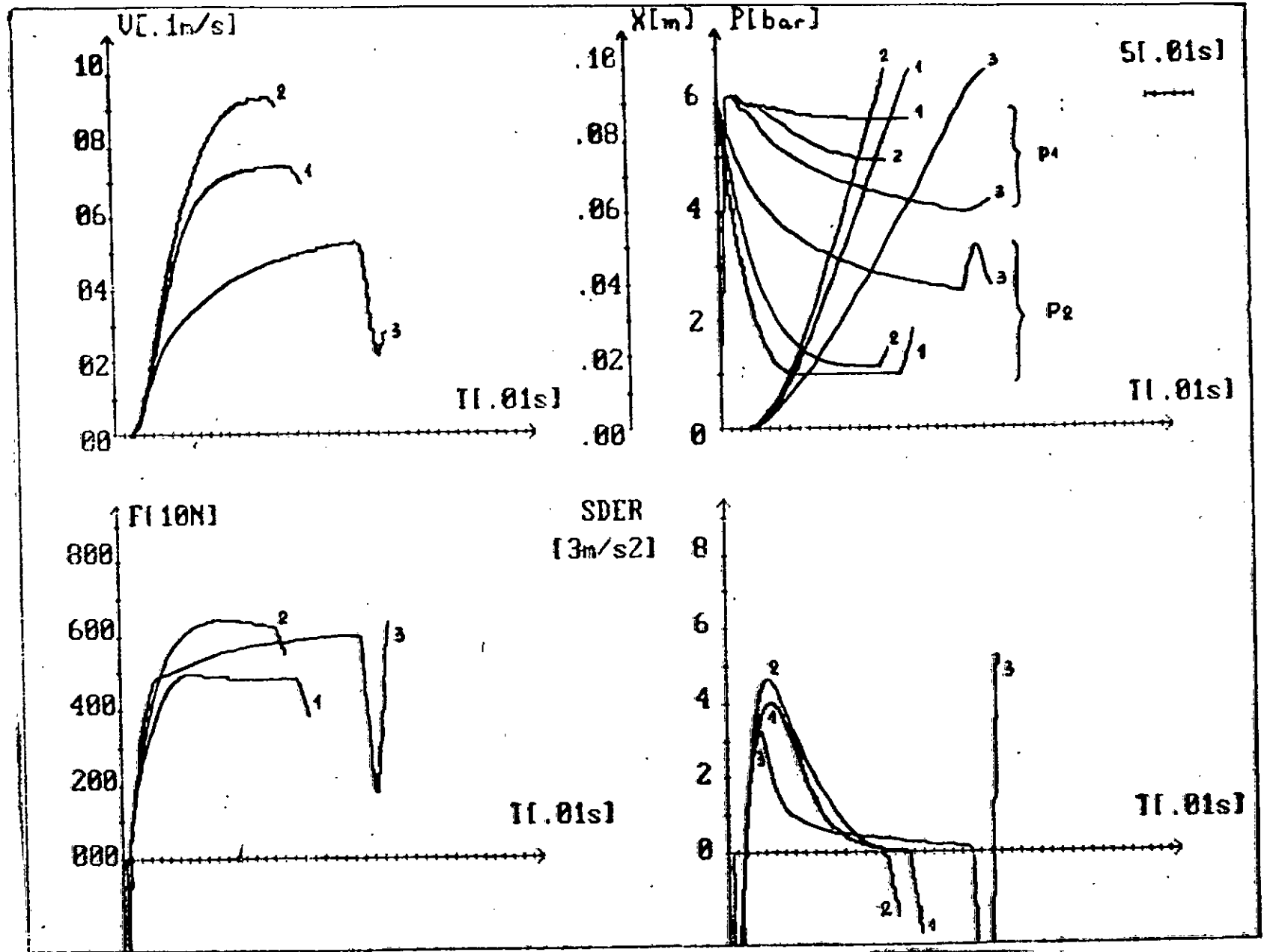


fig.III.8 - Comparaison des graphes théoriques relatifs à l'essai avec 10 Kg des vérins $\varnothing 40$, $\varnothing 50$ et $\varnothing 80$ correspondant respectivement aux graphes N°1, 2, et 3.

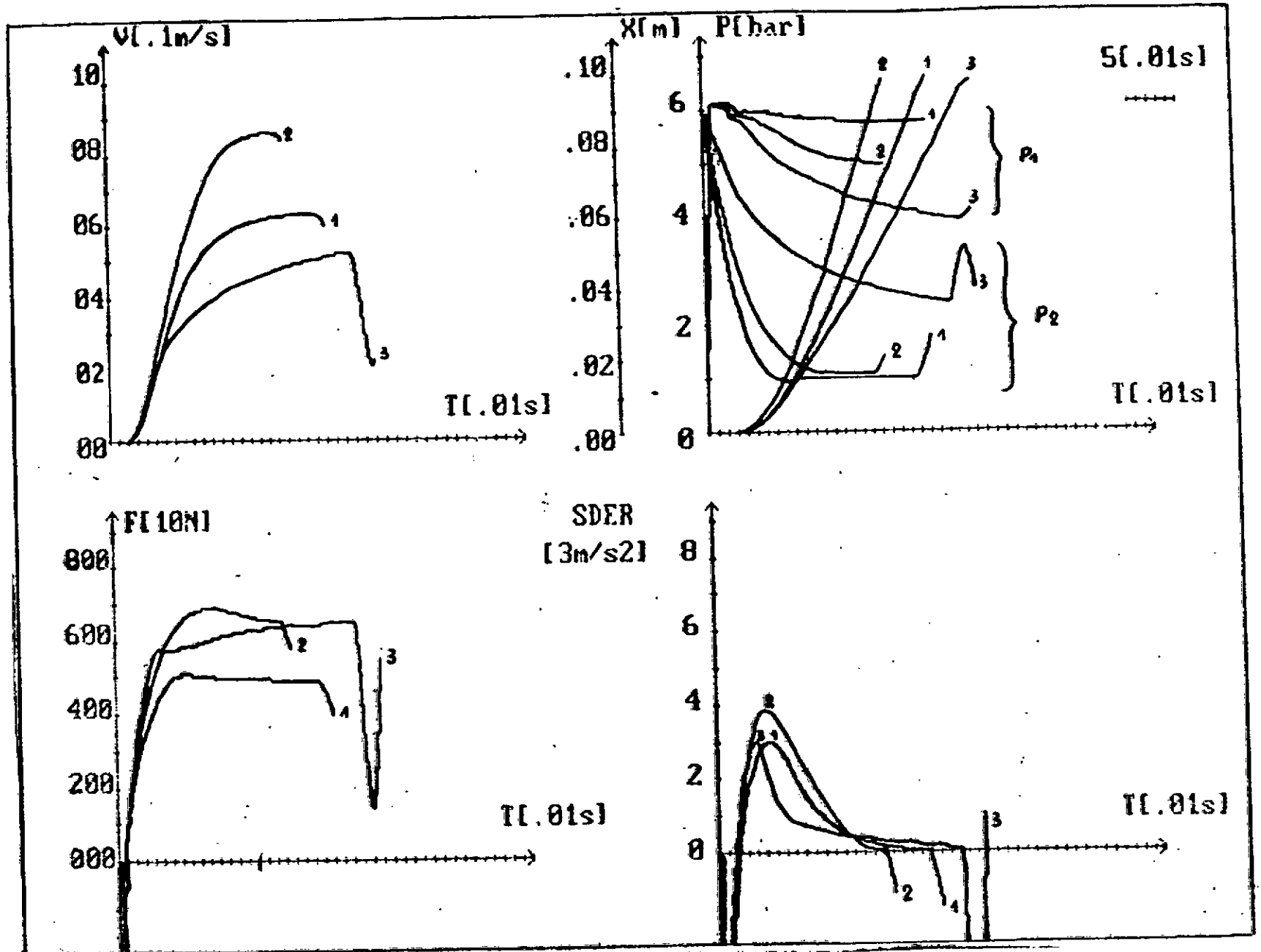


fig.III.9 - Comparaison des graphes théoriques relatifs à l'essai avec 15 Kg des vérins $\varnothing 40$, $\varnothing 50$ et $\varnothing 80$ correspondant respectivement aux graphes N°1, 2, et 3.

III.1.8. Interprétation des résultats de la simulation :

Les figures III.3, III.4 et III.5 représentent la comparaison des graphes théoriques respectivement pour les vérins de \varnothing 40, \varnothing 50 et \varnothing 80 chargés avec les masses de 2 (à vide), 7, 12 et 17 Kg.

La superposition de ces graphes nous montrent que les temps de montée de la charge sont d'autant plus grands que les charges sont grandes.

Les vitesses atteintes diminuent quand la charge augmente. Les forces déployées varient dans le même sens que la charge. Nous observons une chute de la vitesse et de la force à 90% de la course, ces chutes sont dues à l'étranglement de l'échappement pour un amortissement pneumatique; ainsi on peut éviter les chocs.

Pour les cas de vérins de diamètre élevé, (exp \varnothing 80) cet amortissement est suivi d'une oscillation qui s'observe sur la vitesse, la force et l'accélération.

Les accélérations varient inversement aux charges, (principe de l'inertie conservé).

Les déplacements varient suivant le principe de l'inertie, ainsi le temps de montée de la charge augmente avec celle-ci. Cette augmentation devient de moins en moins sensible des petits aux grands diamètres.

Quant à la variation des pressions, nous remarquons une oscillation en fin de course pour les grands diamètres, et l'écart entre p_1 et p_2 diminue avec l'augmentation du diamètre et que la valeur de p_1 en régime établi diminue aussi avec le diamètre, ceci est dû à la compressibilité de l'air. Nous observons également le phénomène de gonflage dans la chambre 2 en fin de course (étranglement de l'échappement pour amortissement).

Les figures III.6 à III.9 représentent la superposition et la comparaison des graphes théoriques respectivement pour les masses 2 (à vide), 7, 12, 17 Kg et les diamètres de vérins de \varnothing 40, \varnothing 50 et \varnothing 80.

L'essai à vide (fig. III.6) nous montre un temps de montée de la charge croissant avec celle-ci.

Les vitesses et les accélérations sont plus élevées pour \varnothing 50 que pour \varnothing 40.

L'écart entre p_1 et p_2 diminue avec le diamètre mais reste sensiblement le même quand la charge augmente.

Les accélérations diminuent avec l'augmentation du diamètre du vérin.

Les essais faits avec les charges 0, 5, 10 et 15 Kg nous révèlent que le temps de montée de la charge avec le vérin \varnothing 50 est plus court qu'avec le vérin \varnothing 40 pour ensuite devenir beaucoup plus grand avec \varnothing 80, donc on peut constater que la variation du temps de montée n'est pas proportionnel au diamètre des vérins et que le temps de montée relatif au \varnothing 50 s'écarte de plus en plus de celui relatif au \varnothing 40 quand la charge augmente.

Nous remarquons également que la force déployée,

les vitesses atteintes ainsi que les accélérations sont plus élevées pour le cas de vérin \varnothing 50 que pour \varnothing 40. nous concluons donc que ces grandeurs ne varient pas proportionnellement aux diamètres des vérins.

III.2. Description de la partie expérimentale :

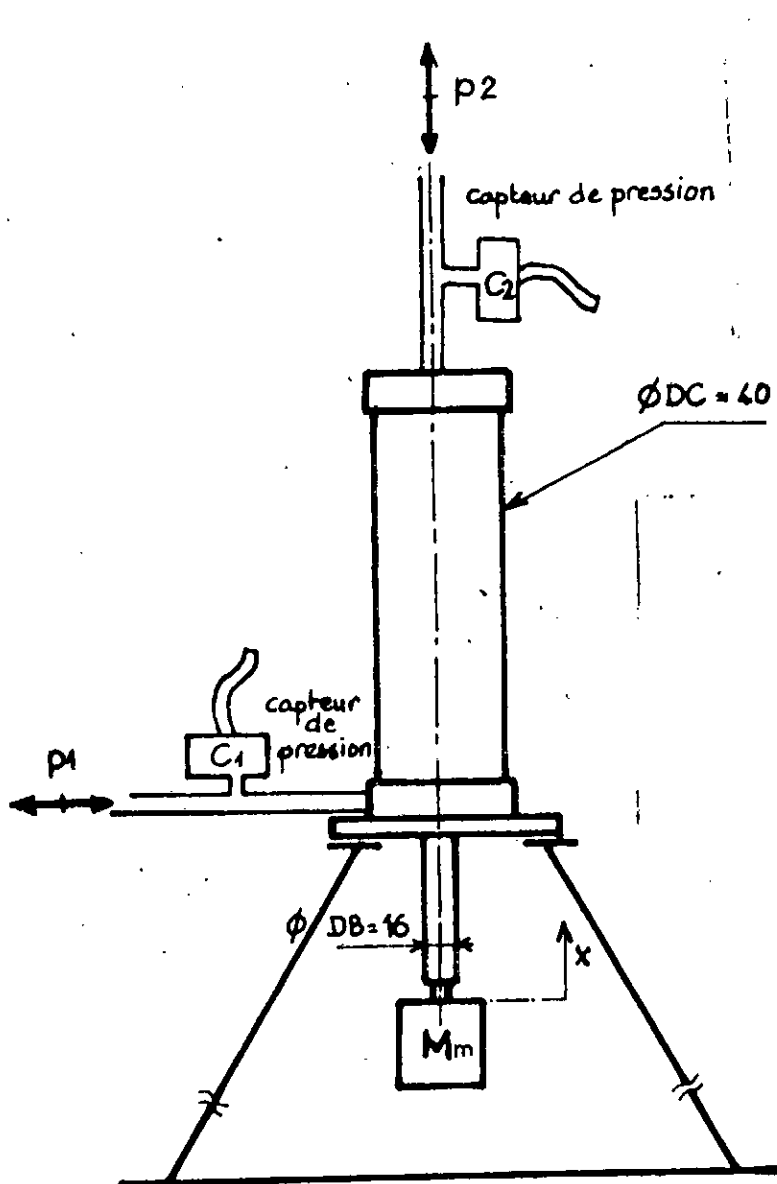
Les résultats expérimentaux concernent un seul vérin de type FESTO DWG 40-100 .

Ces essais ont été faits, (par le Promoteur à L'université Polytechnique de Budapest , Département Hydraulique) pour valider les résultats donnés par le modèle mathématique .

Les possibilités du banc d'essai étaient très limitées , vu qu'il ne permet d'avoir que les graphes de pressions et de déplacements.

III.2.1. Disposition du vérin et des capteurs :

Le vérin est en position verticale, tige vers le bas (travaillant à la traction).



C1 capteur de p_1
C2 capteur de p_2
 $X_{max} = 100$
 $M_0 = 2 \text{ kg}$ (masse
tige + piston)
Les capteurs sont
du type HOTTINGER-
BALDWIN .
Le tube semi rigide
 $\varnothing_{ext}=6\text{mm}$, $\varnothing_{int}=4\text{mm}$.

fig.III.10 - Schéma du banc sur lequel sont effectués les essais

III.2.2. Schéma de l'alimentation du banc d'essai et de la chaîne de mesure :

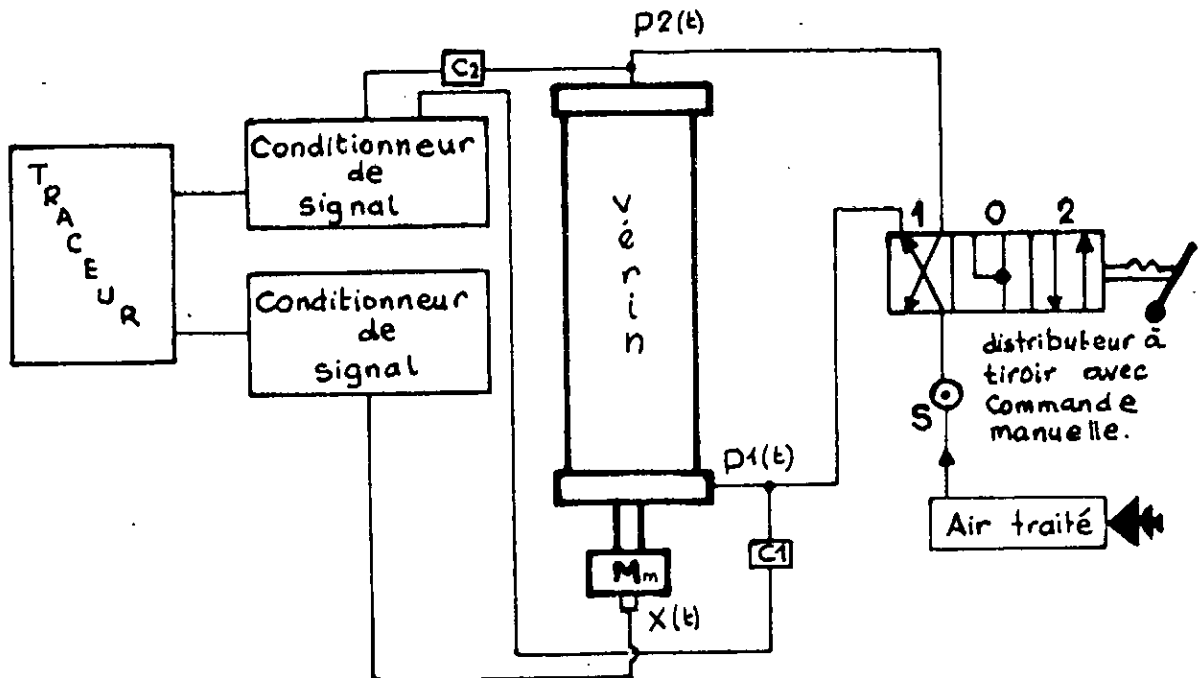


fig.III.11 - Schéma du système d'alimentation et chaîne de mesure du modèle expérimental

L'alimentation se fait à l'aide d'un distributeur à tiroir à commande manuelle, comportant trois positions .

Position 1:

La position "1" du distributeur permet l'alimentation de la chambre 1 avec la pression p_1 et le délestage de la chambre 2 qui était chargée avec la pression p_2 . La mise du distributeur en position "1" entraîne la montée de la charge .

Position 2:

Cette position fait le contraire de la position "1" et elle entraîne la descente de la charge .

Position 0:

Cette position permet de mettre les deux chambres du vérin à la même pression atmosphérique. (vidage des deux chambres). Pour passer de la position "1" à la position "2", il est impératif d'actionner le distributeur avec rapidité afin d'éviter une chute importante de pression.

III.2.3. Etalonnage du capteur de pression :

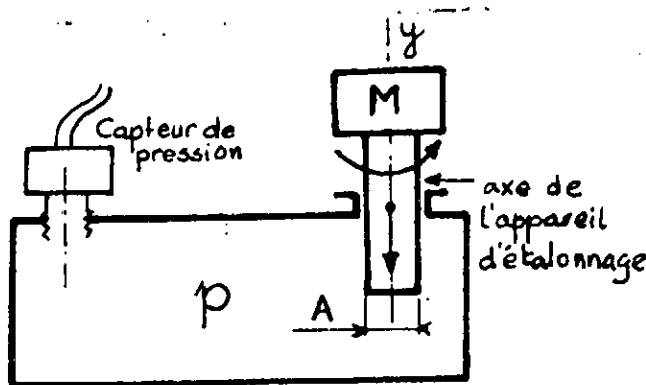


fig.III.12- Schéma de l'appareil d'étalonnage du capteur de pression.

L'axe de l'appareil d'étalonnage est animé d'un mouvement de rotation et de translation afin que la force de frottement suivant l'axe Y soit nulle.

$$F_{sY} = 0$$

Ainsi nous pouvons écrire que
$$p = \frac{gM}{A}$$

III.2.4. Les résultats expérimentaux :

Les figures (III.13) à (III.17) illustrent les caractéristiques du vérin pendant son fonctionnement (pressions et déplacement).

La figure III.13 montre le graphe d'étalonnage du banc d'essai afin de fixer l'échelle des grandeurs mesurées $p_1(t)$, $p_2(t)$, $x(t)$.

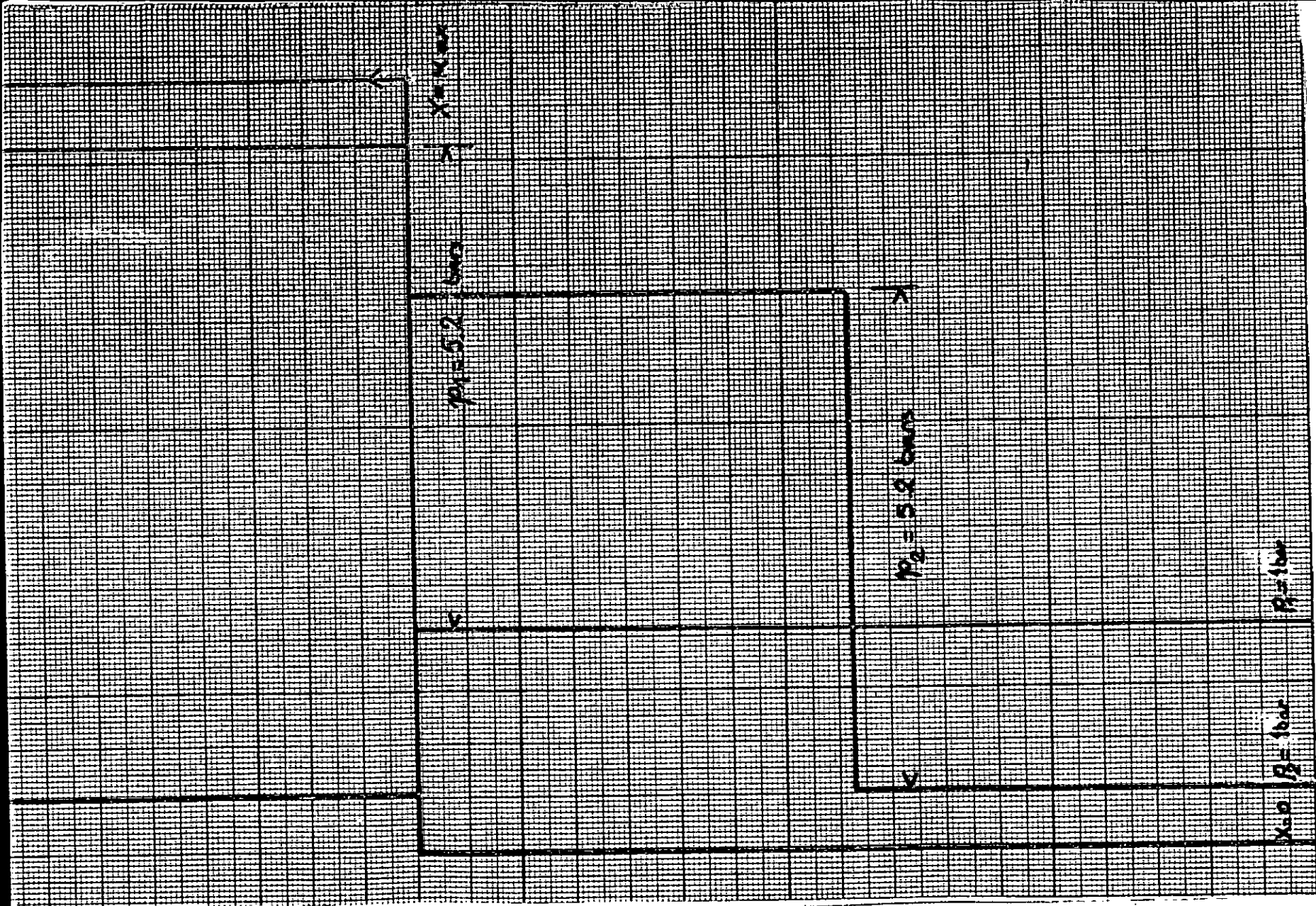


fig.III.13 - Graphe d'étalonnage pour fixer les échelles de pression et de déplacement

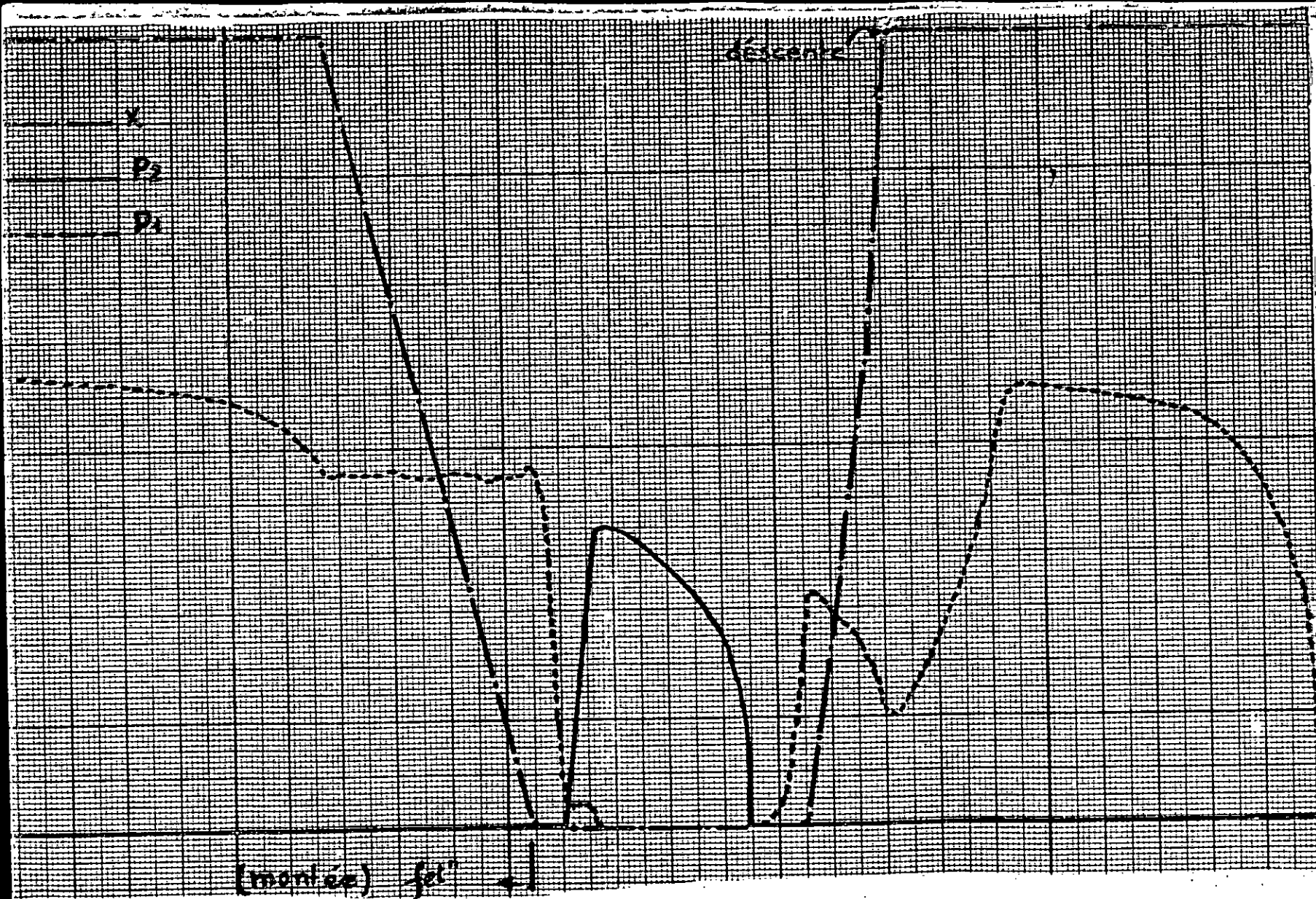


fig.III.14 - Graphes expérimentaux des pressions et du déplacement
 \varnothing vérin 40(mm); DC=.04(m); DB=.016(m); Course L=.1(m)
 essai à vide $M=M_0=2(Kg)$



fig.III.15 - Graphes expérimentaux des pressions et du déplacement
 \varnothing vérin 40(mm); DC=.04(m); DB=.016(m); Course L=.1(m)
essai avec $M=M_m+M_0=(5+2)Kg$



fig.III.16 - Graphes expérimentaux des pressions et du déplacement
Ø vérin 40 (mm); DC=.04 (m); DB=.016 (m); Course L=.1 (m)
essai avec $M=M_m+M_0=10+2$ (Kg)

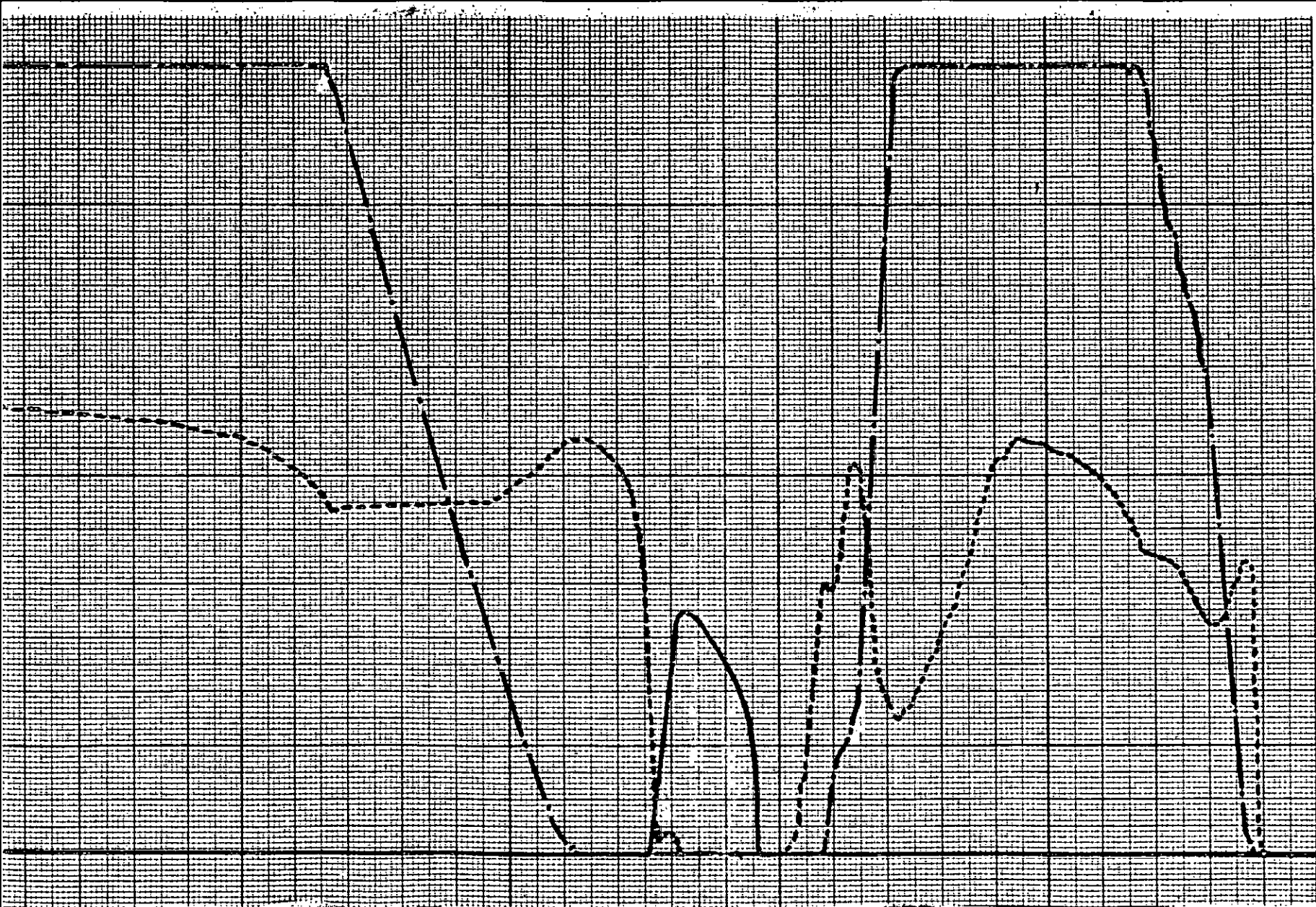


fig.III.17 - Graphes expérimentaux des pressions et du déplacement
 \varnothing vérin 40(mm); DC=.04(m); DB=.016(m); Course L=.1(m)
essai avec $M=M_m+M_0=15+2$ (Kg)

L'échelle des temps est définie par le défilement du papier .

On retient donc les échelles suivantes :

$p_1 = 5.2 \text{ bars}$ correspond à 91 mm
 $p_2 = 5.2 \text{ bars}$ correspond à 94 mm
 $x_{\max} = 100 \text{ mm}$ correspond à 145 mm

III.2.5. Interprétation des résultats expérimentaux :

Les essais portent sur un seul vérin , celui ci est chargé par des masses en "kg" variant comme suit:

- premier essai (courbes de la fig.III.14) il concerne la masse $M=M_0=2$ (masse piston + tige).
- deuxième essai (courbes de la fig.III.15) il concerne la masse $M=5+M_0$.
- troisième essai (courbes de la fig.III.16) il concerne la masse $M=10+M_0$.
- quatrième essai (courbes de la fig.III.17) il concerne la masse $M=15+M_0$.

La considération des variations de $p_1(t)$, $p_2(t)$ et $x(t)$ nous conduit à distinguer les étapes suivantes :

Première étape :

Le distributeur de puissance étant en position "0" alors $p_1 = p_2 = 1 \text{ bar}$.
On ramène le distributeur en position "1" , ainsi on alimente la chambre 1 avec p_1 . A partir d'une valeur seuil de p_1 dite de démarrage , le piston monte entraînant avec lui la masse totale M .
Cette montée se fait avec la chambre 2 vide .
Une fois la course terminée $x = x_{\max} = 100$, la pression continue d'augmenter (visible sur le graphe) . On dit qu'on gonfle la chambre et cela jusqu'à une certaine pression voisine de 5 bars .

Deuxième étape :

On positionne le distributeur en "0" , la pression p_1 commence à chuter jusqu'à une certaine valeur ou le piston entame sa descente sous l'effet de son poids et des autres masses mobiles, après quoi on constate une

compression de l'air restant dans la chambre 1 ; c'est à dire que p_1 augmente de nouveau pendant que le piston continu de descendre. A l'approche de la fin de course, la pression recommence à chuter jusqu'à $p_1=1$ bar, en passant par quelques oscillations .

L'échappement décrit ci dessus est provoqué par la seule pression constante qui dérive de la force de pesanteur.

$$p = \frac{Mg}{A_2}$$

Troisième étape :

On positionne le distributeur en "2" pour alimenter la chambre 2 , ou encore gonfler la chambre 2 puisque la tige est déjà en fin de course .

Quand cette pression de gonflage sera au voisinage de 3.5 bars abs , on positionne le distributeur en "1" pour une nouvelle montée du piston mais cette fois ci avec la chambre 2 chargée .

Au moment de la commutation, on observe un saut de la pression p_1 puis une légère constance qui dure le temps que met le délestage de la chambre 2, par la suite la pression p_1 augmente jusqu'à une pression voisine de 5 bars absolus où le piston commence à bouger et entame sa course, ($dx > 0$), avec une trajectoire rectiligne. Durant cette course, la pression p_1 passe par des oscillations. En fin de course, ($x = 100$ mm), p_1 reprend son ascension jusqu'aux environs de 5 bars (étape de gonflage).

NB: Si le vérin était muni d'un capteur de fin de course le piston s'arrêterait à $x = 100$ mm .

III.3. Présentation du cas pris en exemple :

Les conditions d'alimentation en air comprimé, les masses utilisées , ainsi que les données géométriques concernant le cas du vérin pris en exemple pour les essais et pour la simulation sont les suivantes :

(i) conditions d'alimentation en air :

$$\begin{aligned} \kappa &= 1.41 ; \mu_1 = 0.5 ; \mu_2 = 1 ; n_1 = n_2 = 1.2 \\ p_1 &= 1 \text{ bar} ; p_2 = 6.2 \text{ bars}(5.2^*) ; p_0 = 6.2 \text{ bars}(5.2^*) ; \\ p_{at} &= 1 \text{ bar} . \\ v_{10} &= v_{20} = 2E-5(m^3) . \end{aligned}$$

N.B: la valeur en "*"correspond à la pression de réservoir pour le cas expérimental.

(ii) masses:

$M_t + M_p = M_0 = 2 \text{ Kg}$; $M_m = (0; 5; 10; 15) \text{ Kg}$

(iii) géométrie: "toutes les dimensions sont en (mm)"

$DC = 40$; $DB = 16$; $dbl = db2 = 4$; $x_{max} = l = 100$

Ces essais correspondent au cas du vérin $\varnothing 40$

N.B: Le vérin utilisé lors de l'expérimentation possède une tige de diamètre $\varnothing DB = 16$. Celui qui est donné par le catalogue de normalisation nous propose un vérin de $\varnothing DB = 18$.

Lors de la simulation, nous adoptons $\varnothing DB = 16$ pour pouvoir obtenir le plus de rapprochement entre les résultats pratiques et théoriques.

III.4. Rapprochement des résultats théoriques et expérimentaux:

L'essai expérimental a porté sur le vérin $\varnothing 40$, donc des résultats donnés par la simulation, seules les prédictions des cas correspondant au vérin $\varnothing 40$ sont susceptibles d'être l'objet d'une comparaison.

Les figures III.18 à III.20 montrent une superposition des graphes théoriques et une autre des graphes expérimentaux. La figure III.18 représente les graphes de déplacement théoriques et les graphes de déplacement expérimentaux, pour les Masses: 2 (à vide), 7, 12 et 17 Kg correspondant respectivement aux N°1, 2, 3 et 4.

Nous remarquons que les résultats expérimentaux ne s'écartent pas beaucoup de la théorie, ainsi l'erreur observée sur le temps de montée est faible pour tous les cas considérés.

Nous remarquons de même que les pentes des graphes décroissent dans le même sens et dans le même ordre et que cette pente est la même aux erreurs de mesure près.

La figure III.19 représente les graphes des pressions qui entrent dans la chambre 1 du vérin (p_1).

Des remarques similaires peuvent être faites en ce qui concerne le temps de montée de la charge, nous remarquons que celui-ci augmente avec la charge.

Qualitativement, la variation des pressions est similaire entre la théorie et la pratique.

La pression seuil de déplacement du piston est de 6 bars environ pour la théorie et de 5 bars pour la pratique cette différence réside dans le fait qu'en théorie la pression de réservoir est de 6.2 bars et en pratique elle n'est que de 5.2 bars.

La figure III.20 représente les graphes des pressions sortant de la chambre 2 (p_2).

Les temps de montée sont comparables en théorie et en pratique. En fin de course nous remarquons une remontée de la pression, cela est dû à la diminution du diamètre à l'échappement (amortissement pneumatique) donc gonflage de

la chambre 2. En ce qui concerne le cas expérimental, nous n'observons pas ce phénomène car la chambre 2 est directement vidée en atmosphère et cela sans réduction de section de passage de l'air.

Les figures III.24 à III.24 illustrent la superposition des graphes expérimentaux et théoriques (déplacement et pressions p_1 et p_2) pour chaque charge du vérin $\varnothing 40$.

Les remarques faites précédemment restent valables à savoir le temps de montée qui est presque le même pour chacun des cas théoriques et expérimentaux. Les pentes des graphes de déplacement se valent et varient dans le même sens. La remarque concernant les variations des pressions reste valable.

Le rapprochement des caractéristiques graphiques obtenues par la simulation et expérimentalement nous montre une bonne corrélation entre la simulation et la pratique.

Cette corrélation se retrouve aussi avec les travaux d'ADAMS et al [1], du Dr CSERNYANSZKY IMRE [2] et de Y.T.Wang et al [3].

Bien que les différents paramètres sont arbitrairement choisis, la simulation sur ordinateur prédit les performances du vérin très raisonnablement.

Le modèle simulé sur ordinateur présenté ici permet de prédire les caractéristiques du vérin simulé durant son entraînement linéaire.

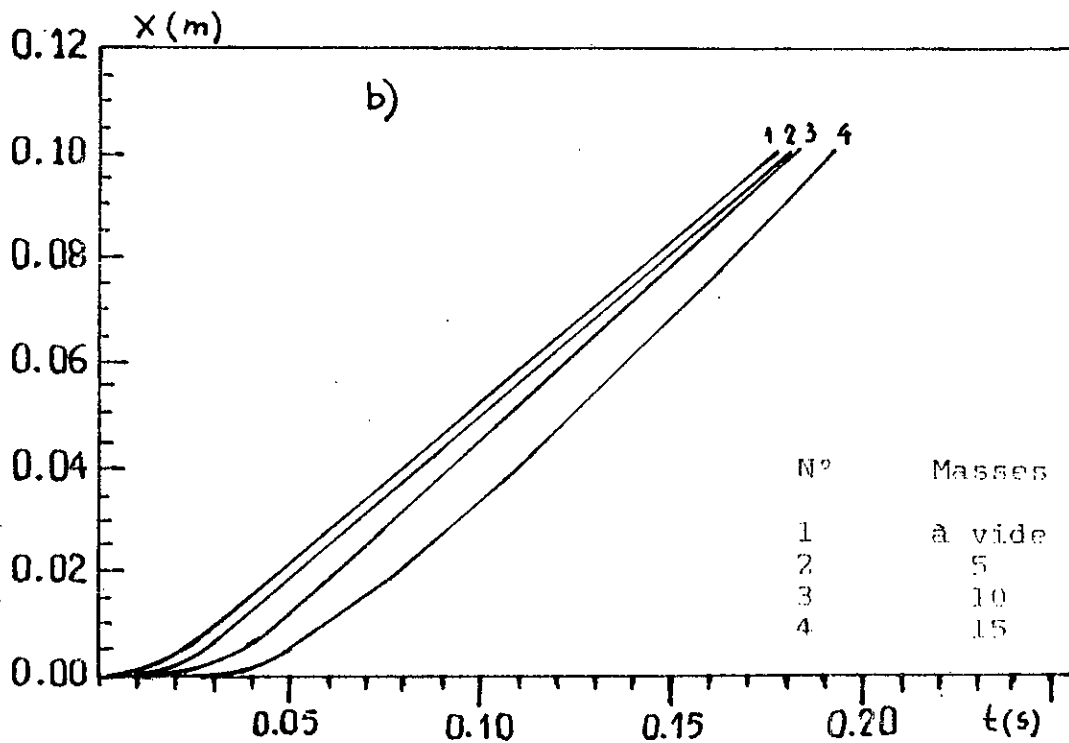
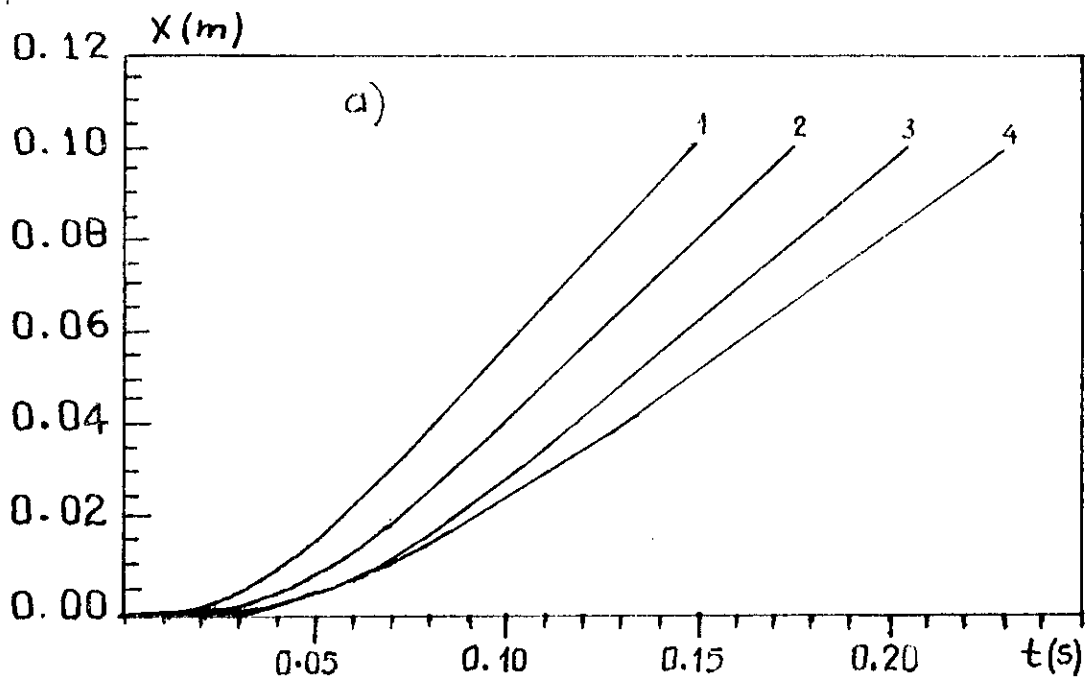


fig.III.18 - Comparaison des graphes de déplacement théoriques et expérimentaux pour le cas de vérin $\varnothing 40$; Masses: 0 (à vide), 5, 10 et 15 Kg; pression dans le réservoir: a) 6.2 bars; b) 5.2 bars; a) théoriques; b) expérimentaux.

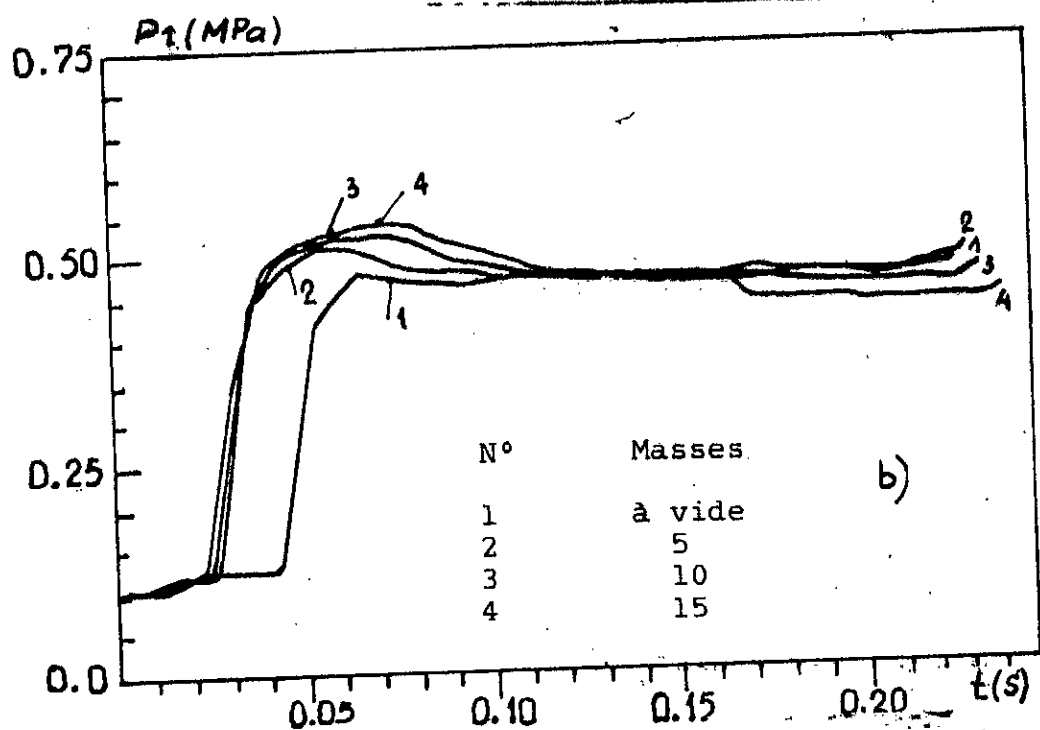
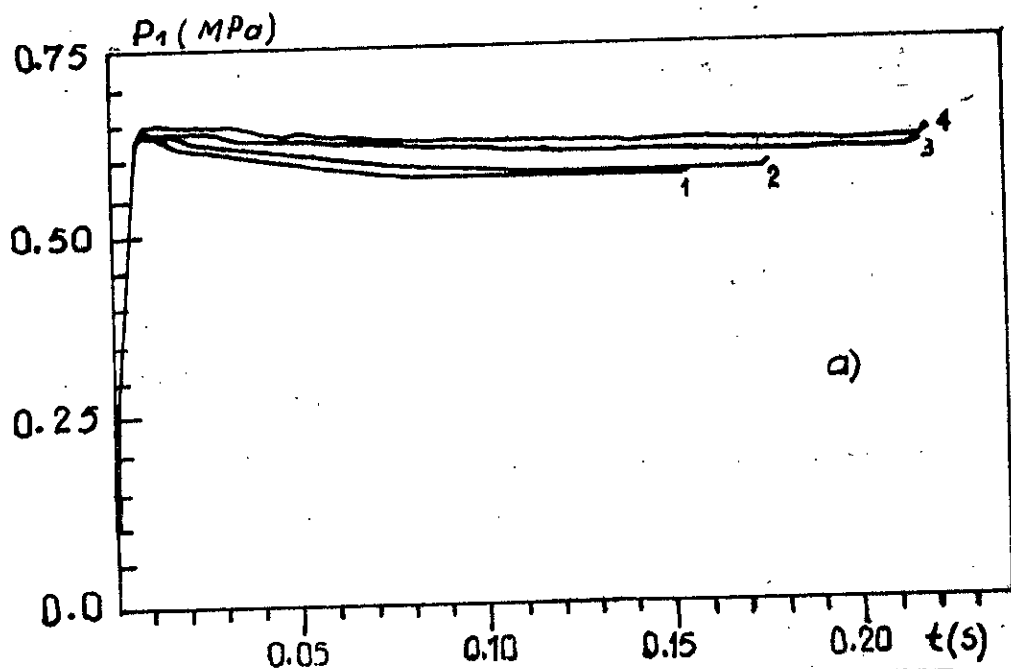


fig.III.19 - Comparaison des graphes des pressions entrant dans la chambre 1 du vérin 040; Masses: 0 (à vide), 5, 10 et 15 Kg; Pression dans le reservoir: a) 6.2 bars; b) 5.2 bars; a) théoriques; b) expérimentaux.

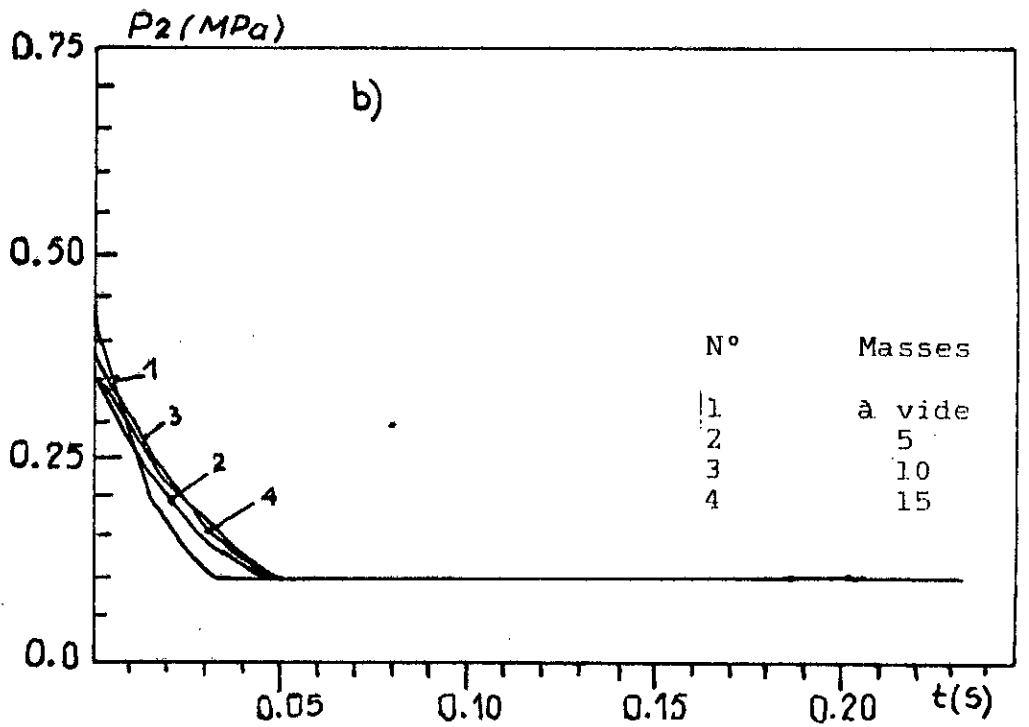
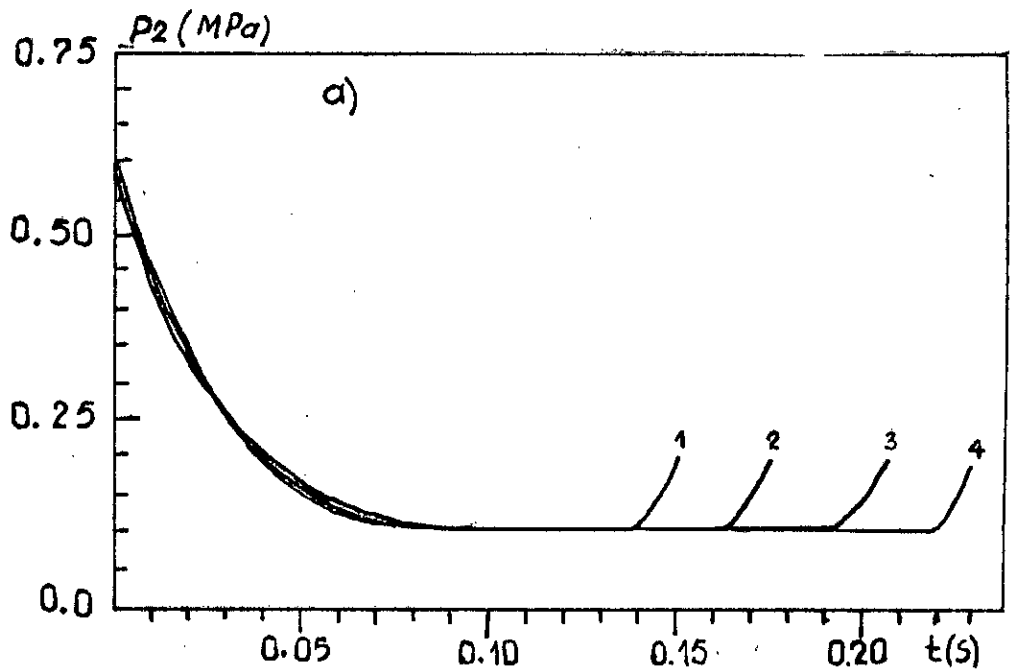


fig.III.20 -Comparaison des graphes des pressions sortant de la chambre 2 du vérin 0 40; Masses: 0 (à vide), 5, 10 et 15 Kg; Pression dans le réservoir: a) 6.2 bars; b) 5.2 bars; a) théoriques; b) expérimentaux.

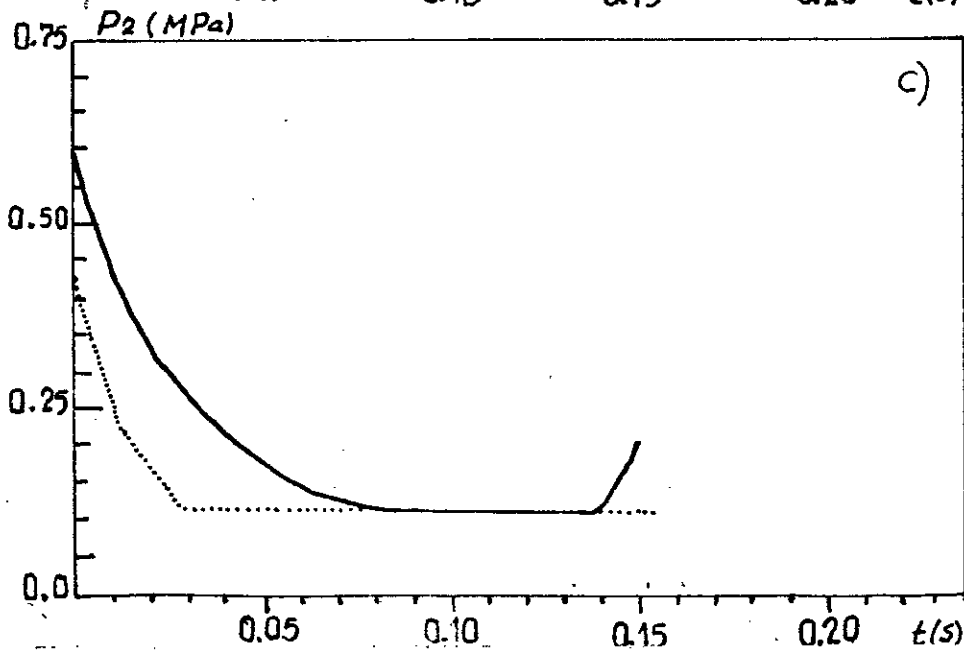
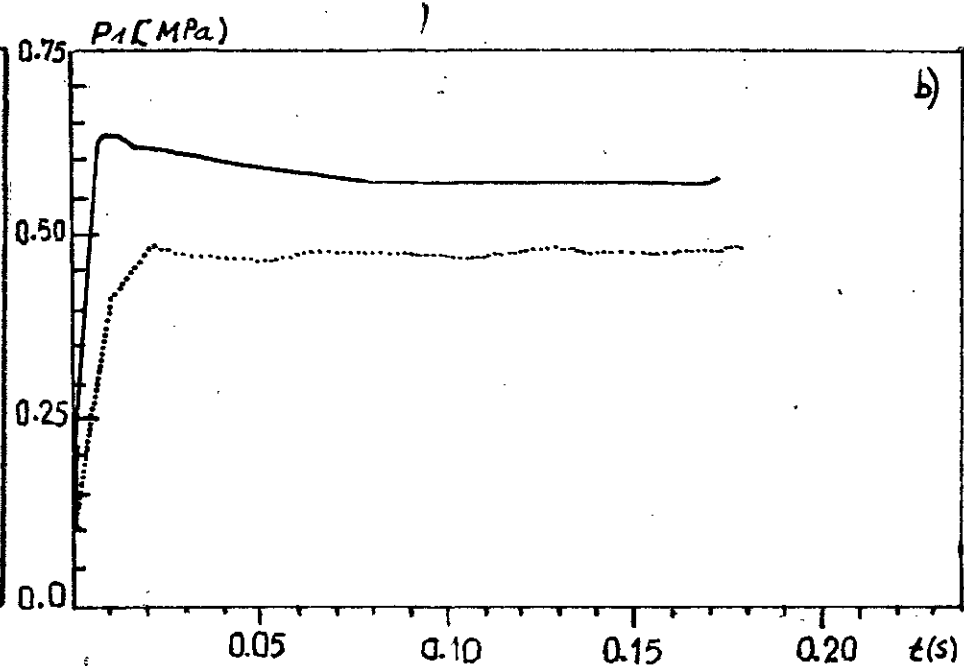
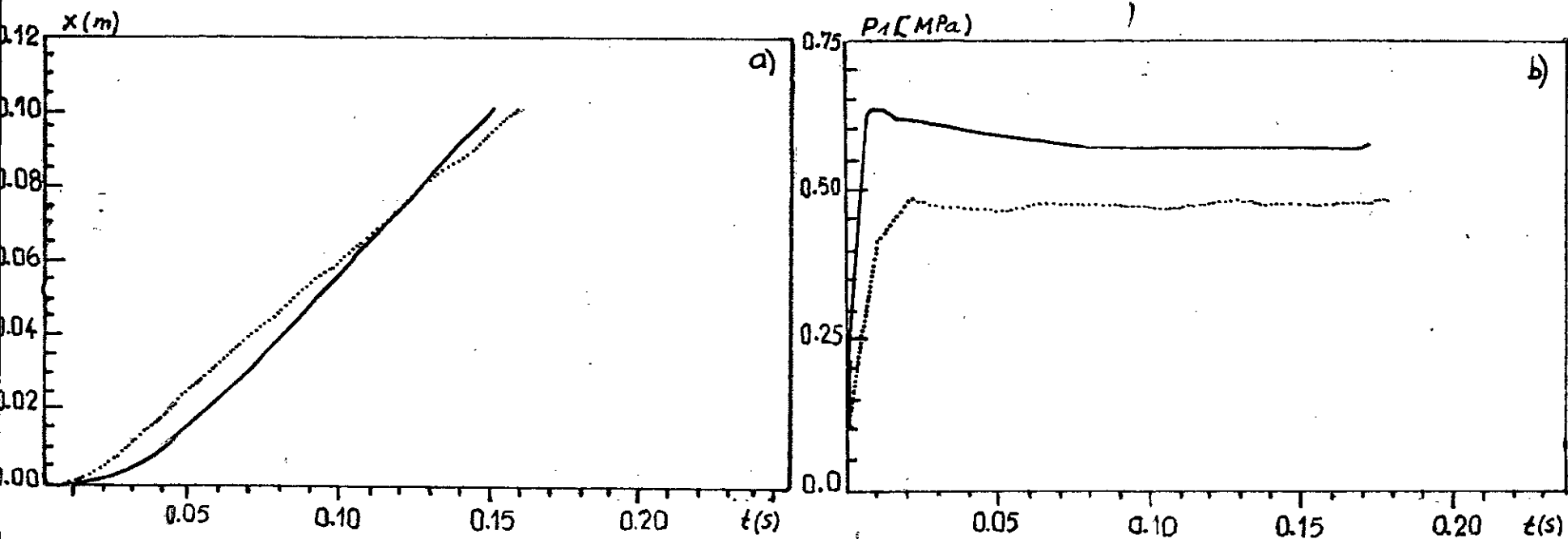


fig. III.21 - Superposition des graphes théoriques et expérimentaux
 ——— théoriques; expérimentaux.
 a) déplacement; b) pression p_1 ;
 c) pression p_2
 cas 1 (essai à vide $M=M_0=2$ Kg)

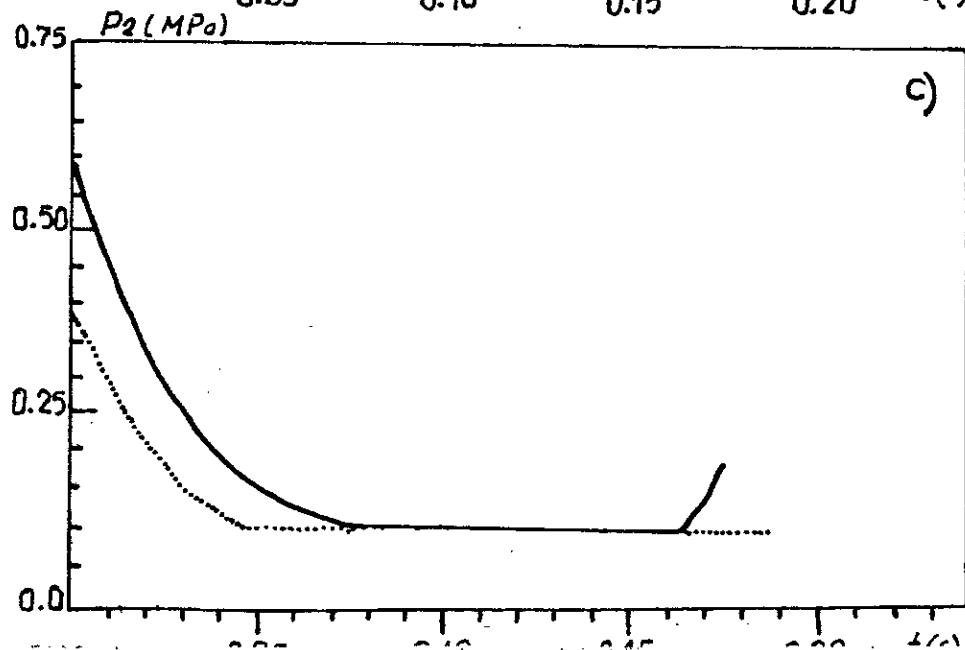
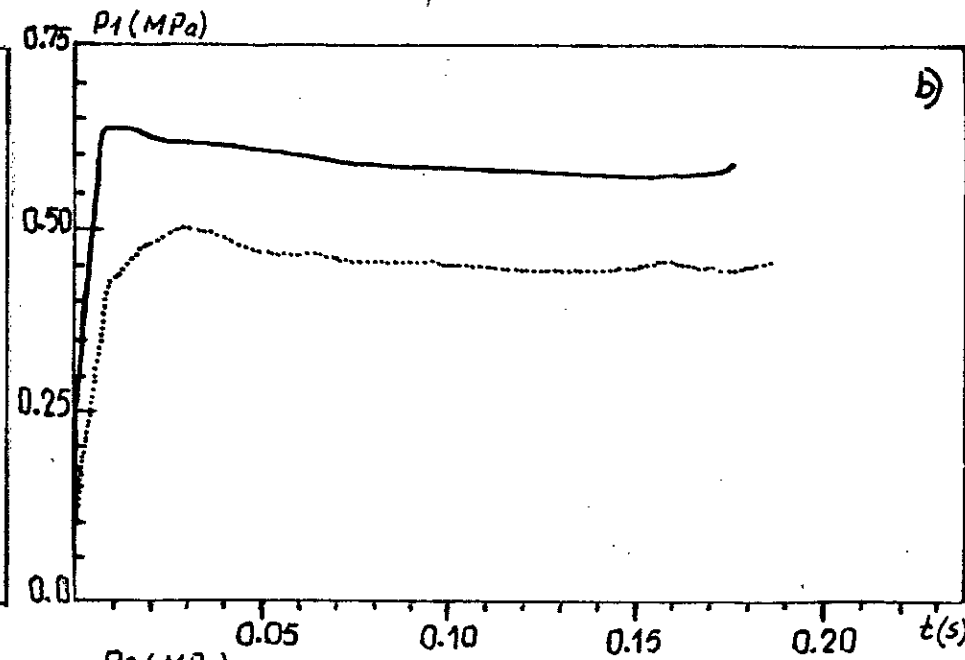
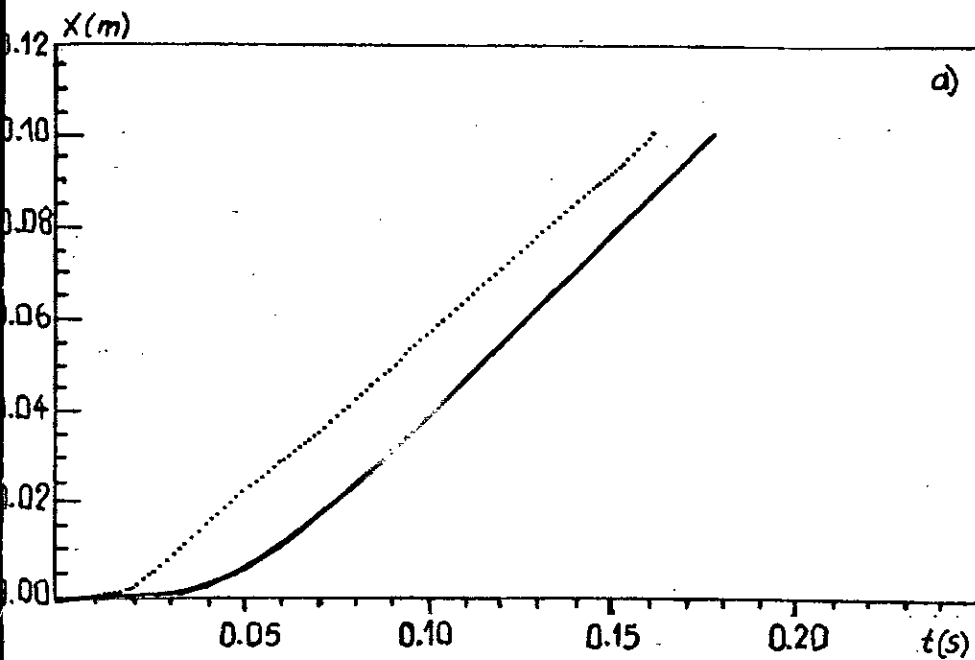
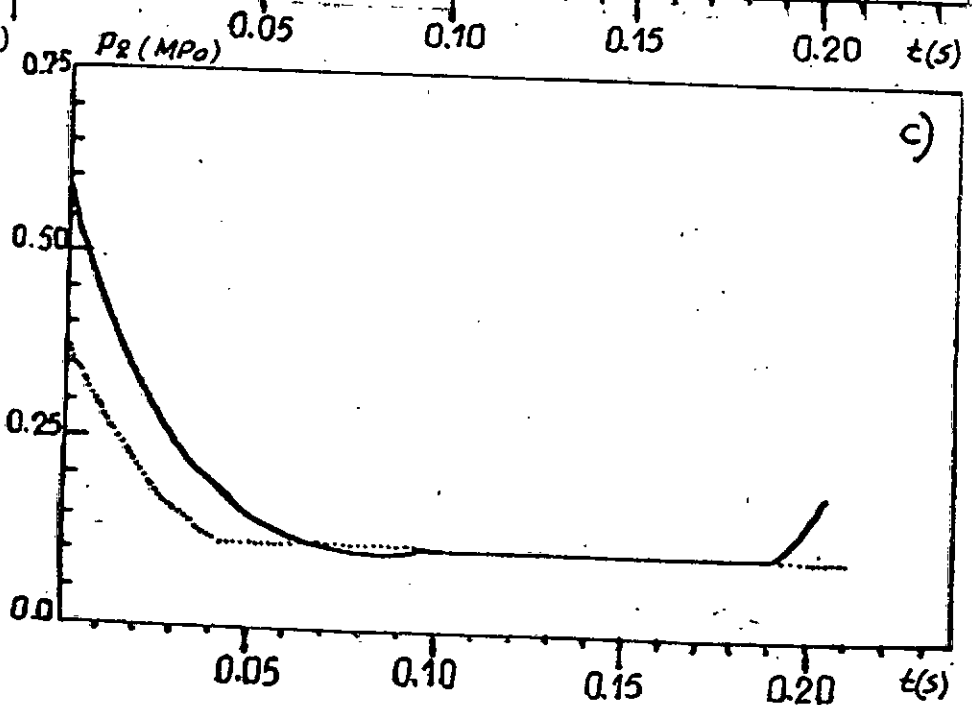
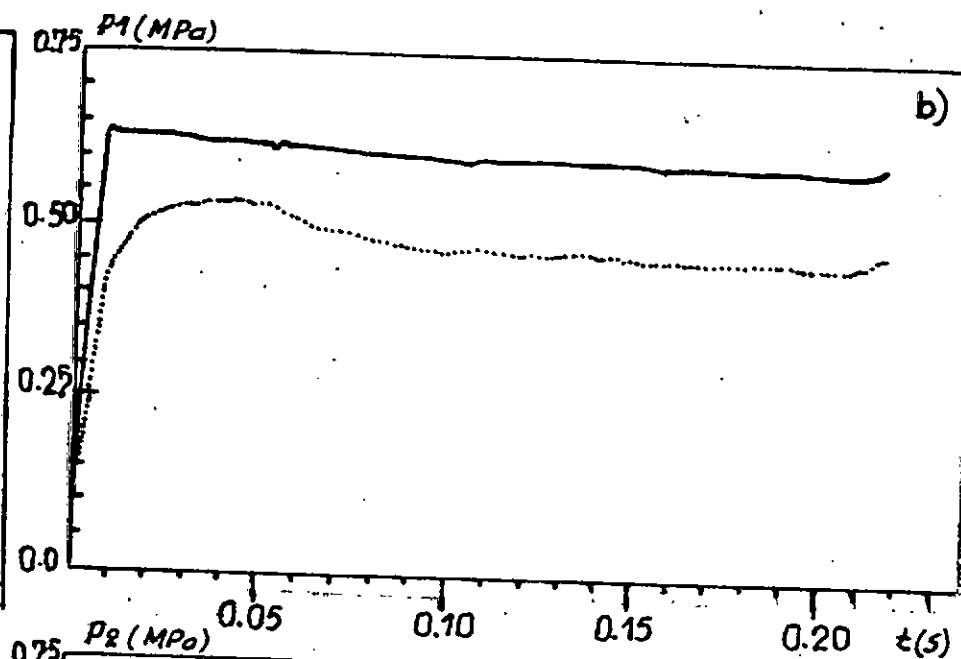
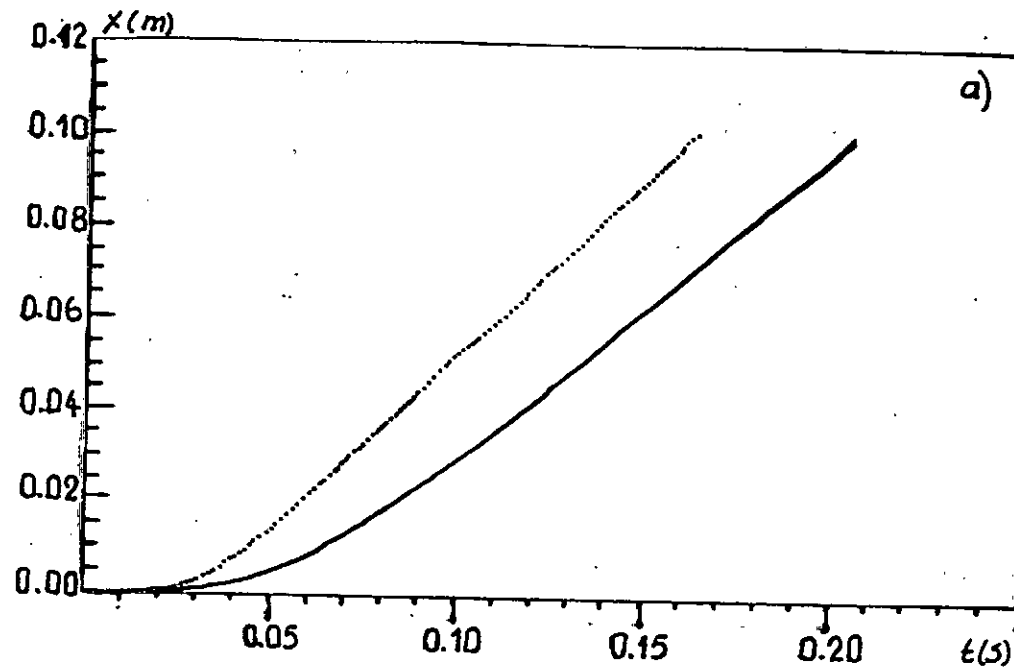
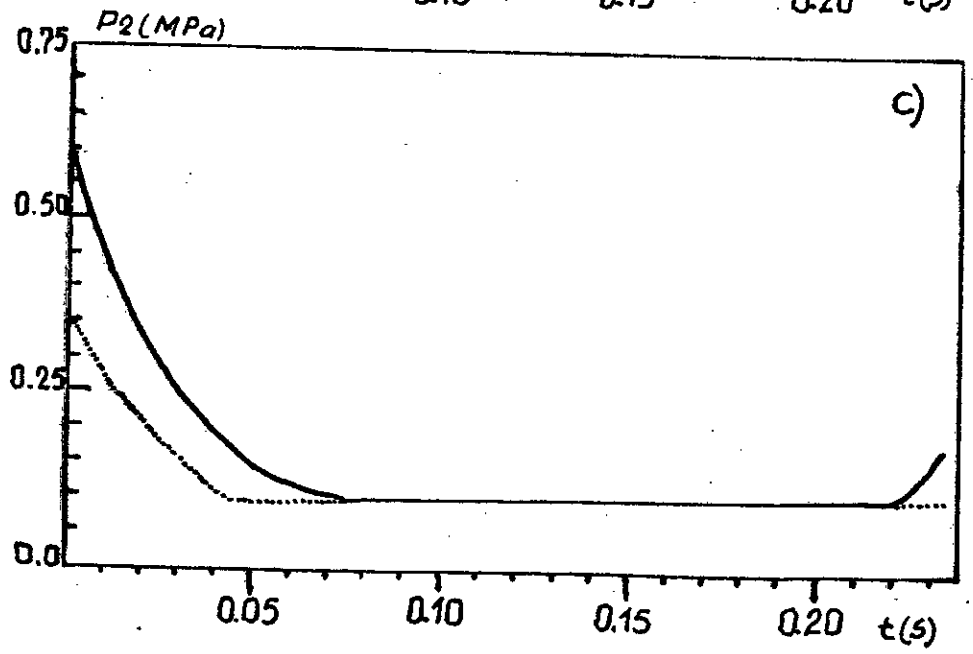
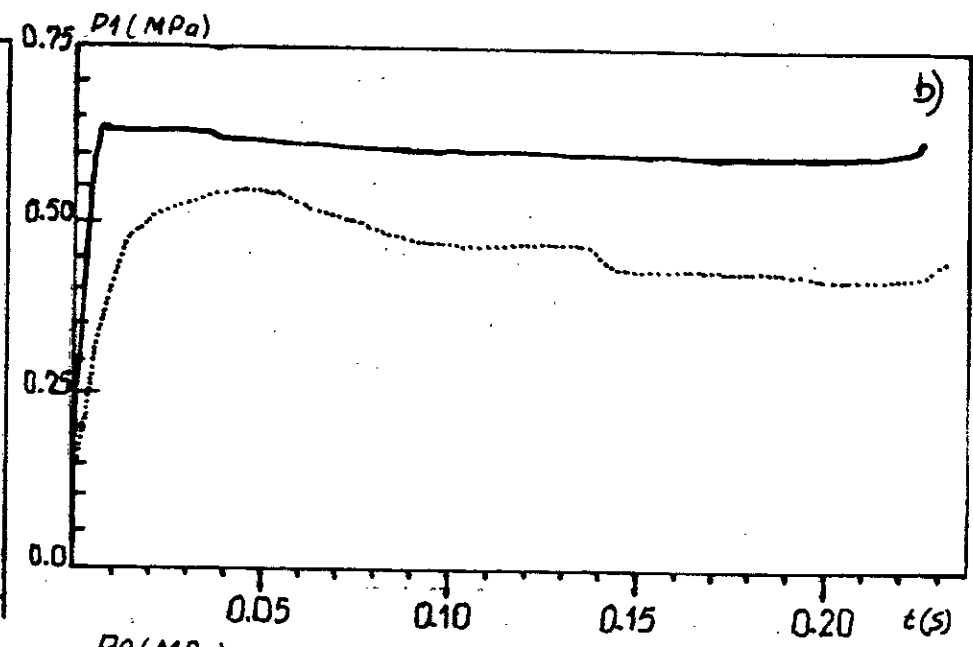
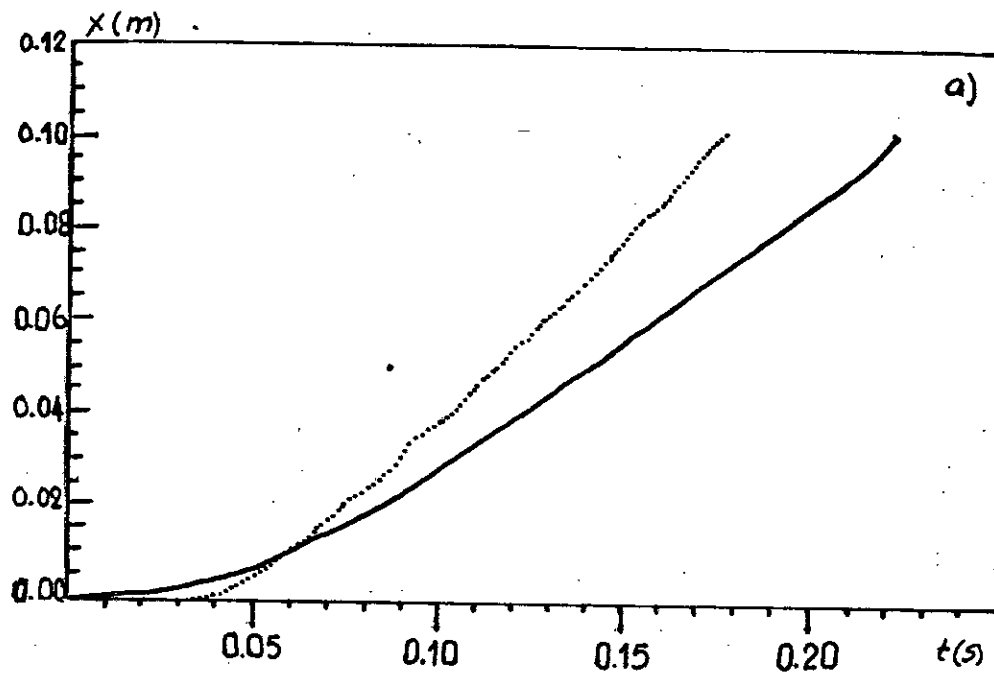


fig.III.22 - Superposition des graphes théoriques et expérimentaux
 ——— théoriques; expérimentaux.
 a) déplacement; b) pression p_1 ;
 c) pression p_2
 cas 2 (essai avec $M=M_0+5=7$ Kg)



16

fig.III.23 - Suppérposition des graphes théoriques et expérimentaux
 ——— théoriques; expérimentaux.
 a) déplacement; b) pression p_1 ;
 c) pression p_2
 cas 3 (essai avec $M=M_0+10=12$ Kg)



92

fig.III.24 - Superposition des graphes théoriques et expérimentaux
 ——— théoriques; expérimentaux.
 a) déplacement; b) pression p1;
 c) pression p2
 cas 4 (essai avec $M=M_0+15=17$ Kg)

A N N E X E S

ANNEXE A

EQUATIONS DE LA DYNAMIQUE DES FLUIDES COMPRESSIBLES

A.1. Equations générales

D'une manière générale, la résolution des problèmes de mécanique des fluides, s'effectue toujours à partir des mêmes principes fondamentaux suivants, [8-9-10-11]:
N.B nous donnons l'expression particulière pour le cas des fluides compressibles.

A.1.1. Principe de conservation de la masse:

Dans un tube de courant de section F on a l'expression

$$q = \int_S \rho C dF = Cte \quad (A.1.1)$$

$q = \int_S \rho C F = Cte$ lorsque la vitesse C est constante dans toute la section et normale à celle ci.

A.1.2. Principe de conservation des quantités de mouvement:

Il s'exprime par la loi fondamentale de la dynamique appliquée à l'unité de volume.

$$\frac{d\vec{C}}{dt} = \rho \vec{F} - \text{grad } p - \vec{f}$$

à côté des forces de volume \vec{F} nous exprimons les forces de frottement éventuelles \vec{f} .

En écoulement permanent, si on reste sur la même ligne de courant, l'intégration de cette équation conduit à:

$$\frac{C_2^2}{2} - \frac{C_1^2}{2} = g(h_1 - h_2) - \int_1^2 \left(\frac{dp}{\rho} \right) + W \quad (A.1.2)$$

En générale en dynamique des fluides compressibles, on néglige les forces de pesanteur.

A.1.3. Principe de conservation de l'énergie :

Le principe de conservation de l'énergie, tel qu'il est énoncé en thermodynamique, permet d'écrire:

$$\left(E_2 + \frac{C_2}{2} \right) - \left(E_1 + \frac{C_1}{2} \right) = W_{1_2} + Q_{1_2} \quad (\text{A.1.3})$$

W_{1_2} : représente les travaux produits par les forces extérieures (forces de pression et forces de volume) à l'exclusion des travaux produits par les forces de frottements internes.

Q_{1_2} : ne représente que les quantités de chaleurs fournies effectivement par l'extérieur à l'exclusion de celles qui viendraient des frottements internes.

A.1.4. Equation d'état du fluide:

$$f(p, \rho, T) = 0$$

Celle correspondant aux gaz parfaits

$$\frac{p}{\rho} = rT \quad (\text{A.1.4})$$

avec $r = \frac{R}{M}$

$R = 8.314 \text{ J/}^\circ\text{K}$
 $M = \text{Masse d'une mole de gaz avec}$
pour l'air $r = 286 \text{ J/Kg}^\circ\text{K}$

A.2. Equations thermodynamiques

A.2.1. Travail de compression (transformation réversible):



Fig.A.1

Soit l'unité de masse de fluide au repos enfermée dans une surface F . On fait la transformation réversible de (v_1, p_1) à (v_2, p_2) . Le travail de compression fourni au fluide est donné par:

$$W_c = - \int_1^2 p \, dv \quad (\text{A.2.5})$$

Ce travail est fourni par l'extérieur.
 Comme la transformation est réversible, à chaque instant, la pression intérieure équilibre la pression extérieure, de sorte qu'on peut dire aussi que "Wc" est le travail changé de signe, des forces extérieures.
 La valeur de "Wc" dépend de la loi de transformation, l'intégrale peut se calculer quand on connaît la relation liant p et v. En particulier "Wc" est nul quand la transformation se fait à volume constant (isochore).

*** Cas d'un gaz parfait

a) Transformation isotherme

pour l'unité de masse, on a $pv = rT = C$ ^{te}

$$\text{et } W_{c \text{ iso}} = p_1 v_1 \text{ Log } \frac{v_1}{v_2} = p_1 v_1 \text{ Log } \frac{p_2}{p_1} \quad (\text{A.2.6})$$

b) Transformation polytropique

on a $pv^n = C$ ^{te}

$$W_{c \text{ poly}} = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} - 1 \right] = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{n-1} \quad (\text{A.2.7})$$

A.2.2. Travail de transvasement (transformation réversible):

La transformation "T" fait passer le fluide du récipient A(p₁, v₁) dans le récipient B(p₂, v₂), l'unité de masse de fluide part du repos et revient au repos.

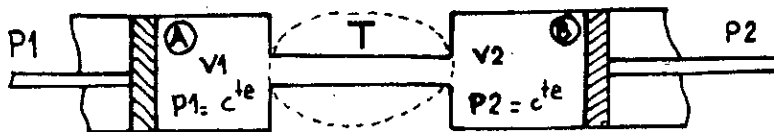


fig.A.2

Le travail reçu par le fluide est:

$$W_c = - \int_1^2 p \, dv$$

mais ce travail se compose des trois parties suivantes:

$p_1 v_1$: travail fourni par le piston P1

$-p_2 v_2$: travail fourni par le piston P2

WT: travail fourni réversiblement par la machine "T" au passage du fluide par les parois mobiles de celle ci. C'est le travail nécessaire pour effectuer le transvasement.

$$\int_1^2 -p \, dv = p_1 v_1 - p_2 v_2 + WT = - \int_1^2 d(pv) + WT$$

$$WT = \int_1^2 v \, dp \quad (A.2.8)$$

*** Cas d'un gaz parfait

a) transformation isotherme

on a $p \, dv + v \, dp = 0$

$$WT_{iso} = \int_1^2 v \, dp = - \int_1^2 p \, dv = W_{c, iso} \quad (A.2.9)$$

b) transformation polytropique

$$WT_{poly} = \frac{n}{n-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) \quad (A.2.10)$$

ANNEXE B

ÉCOULEMENT UNIDIRECTIONNEL D'UN GAZ PARFAIT SANS FROTTEMENTS

B.1. Hypothèses:

L'étude portera sur l'écoulement d'un gaz parfait compressible dans une conduite ou un filet fluide.

Les hypothèses sont les suivantes [8]:

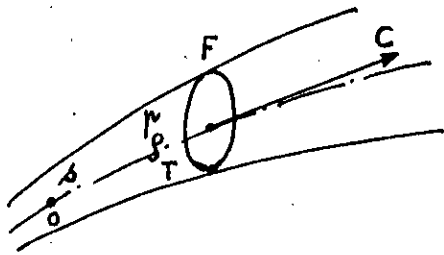


fig.B.1

- Le régime permanent établi.
- L'écoulement a lieu par tranches c'est à dire que dans toute section F, la vitesse C, la pression p, la masse volumique ρ et la température absolue T du gaz sont constantes.
- Le gaz est parfait.
- La transformation est réversible.

Il s'ensuit (régime permanent) que les quantités v, p, ρ, T ainsi que les autres caractéristiques du fluide comme l'énergie interne, l'enthalpie etc..., sont fonctions de la variable "s", abscisse de la section F comptée suivant une ligne de courant à partir d'une origine quelconque. Etant réversible, nous admettons implicitement que le mouvement a lieu sans frottements, mais nous indiquerons à l'occasion la forme des termes qu'ils introduiraient s'ils n'étaient pas négligeables.

B.2. Equation de mouvement

Pour un écoulement unidirectionnel, les quatre grandeurs v, p, ρ, T fonctions de la seule variable "s", doivent satisfaire aux quatre équations suivantes:

a) L'équation de continuité, qui traduit le principe de la conservation de la masse le long de la conduite et qui s'écrit (voir A.1.1):

$$q = \rho F C = C \quad \text{te}$$

ou sous forme différentielle:

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dF}{F} + \frac{dC}{C} = 0 \quad (\text{B.2.1})$$

b) L'équation dynamique, qui traduit le principe fondamental de la dynamique, a été établie dans le cas général ou l'on considère une particule sur sa trajectoire. Nous utiliserons l'équation mise sous sa forme différentielle.

$$d \left(\frac{C^2}{2} \right) = - \frac{dp}{\rho} + dWe \quad (B.2.2)$$

dWe : représente le travail des forces extérieures le long d'un écoulement de trajectoire ds . Ce travail peut se réduire au seul travail des forces de pesanteur, il est alors, en général, négligeable.

c) L'équation thermodynamique, qui traduit le principe de conservation de l'énergie, sous sa forme différentielle, s'écrit:

$$d \left(\frac{C^2}{2} \right) + dH = dWe + dQ \quad (B.2.3)$$

dWe et dQ sont les travaux et quantités de chaleur fournis par l'extérieur à l'unité de masse pendant le temps dt (ou le long de ds).

d) L'équation d'état du gaz parfait

$$\frac{p}{\rho} = rT \quad (B.2.4)$$

conduit à

$$H = \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho}$$

B.3. Théorème d'Hugoniot

Supposons un écoulement permanent adiabatique ($dQ=0$) sans frottements et dans lequel le travail des forces extérieures est nul ($dWe = 0$).

Si nous appliquons ces suppositions aux équations (B.2.1), (B.2.2), (B.2.3), (B.2.4) nous devons retrouver que l'écoulement est isentropique, (N.B: une transformation adiabatique réversible est dite isentropique), c'est à dire:

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

de (B.2.2) et (B.2.3) on a $\frac{dp}{\rho} = dH$

$$\text{or } dH = \frac{k}{k-1} d\left(\frac{p}{\rho}\right) = \frac{k}{k-1} \frac{dp}{\rho} - \frac{k}{k-1} p \frac{d\rho}{\rho^2}$$

on trouve aisement que $\frac{dp}{p} = k \frac{d\rho}{\rho}$ et après intégration

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

Comme il s'agit d'une transformation isentropique, on peut introduire la célérité "a" de propagation du son dans les gaz, par ondes planes:

$$a^2 = \frac{dp}{d\rho} \quad (\text{B.3.5})$$

En utilisant la relation $dp = a^2 d\rho$, on élimine $\frac{d\rho}{\rho}$ entre (B.2.1) et (B.2.2) et on obtient:

$$\frac{dF}{F} + \frac{dC}{C} \left(1 - \frac{C^2}{a^2}\right) = 0 \quad (\text{B.3.6})$$

connue sous le nom de relation du "Capitaine Hugoniot". Cette expression est extrêmement importante, elle montre que dans une conduite donnée, siège d'un écoulement isentropique, la vitesse d'écoulement du gaz ne peut être égale à la célérité du son qu'en une section de la canalisation où l'aire est minimale.

$$C = a \quad \text{pour} \quad \frac{dF}{F} = 0$$

- si $C < a$ (écoulement subsonique) dF et dC sont de signes contraires.
- si $C > a$ (écoulement supersonique) dF et dC sont de même signe.

Remarque : la vitesse "a" n'est nullement une constante, car elle varie d'une tranche à l'autre suivant la température locale du gaz.

B.4. Relation de Barré de Saint-Venant

L'équation (B.2.3) s'intègre comme suit:

$$\frac{C^2}{2} + H = C \quad \text{te} \quad (\text{B.4.7})$$

$$\frac{C^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} = C \quad \text{te} \quad (\text{B.4.8})$$

Soit un état générateur d'où s'écoule le gaz d'une manière isentropique (par exemple: un réservoir de grande dimension où règne un état fictif ou réel, le fluide étant au repos et ayant les caractéristiques définies par l'indice "i" soit p_i, T_i, ρ_i , etc...).

On peut écrire

$$\frac{C^2}{2} + H = H_i$$

$$\frac{C^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} = \frac{k}{k-1} \frac{p_i}{\rho_i}$$

Avec la relation d'isentropie $\frac{p}{\rho^k} = \frac{p_i}{\rho_i^k}$

on aura:

$$C = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_i}{\rho_i} \left[1 - \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (\text{B.4.9})$$

Cette équation nous permet de calculer la vitesse régnant dans une section de canalisation où la pression vaut p . Cette équation est connue sous le nom d'équation de "Saint-Venant".

B.5. Existence d'une limite supérieure pour la vitesse d'écoulement:

Si on effectue la détente du gaz depuis le réservoir (p_i, T_i, ρ_i) jusqu'au vide ($p = 0$), ce qui d'ailleurs entrainera ($T = 0$), l'expression de C devient:

$$C = C_{\max} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_i}{\rho_i}}$$

En introduisant la célérité " a_i " du son dans le réservoir et

$$r = \frac{k-1}{k} C_p$$

on aura:
$$a_i = k \frac{p_i}{\rho_i} = k r T_i = (k-1) C_p T_i$$

nous déduisons
$$C_{\max} = a_i \sqrt{\frac{2}{k-1}} \quad (\text{B.5.10})$$

Cette valeur maximale est une valeur limite qui ne dépend que des conditions régnant dans l'état générateur: Elle ne peut être atteinte, rappelons-le, qu'en détente isentropique.

B.6. Débit en masse de la canalisation:

Le débit en masse de la canalisation est celui qui traverse une tranche quelconque, soit:

$$q = \rho F C = \rho F \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_i}{\rho_i} \left[1 - \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

et puisque $\rho = \rho_i \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{1}{k}}$

$$q = \rho_i F \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_i}{\rho_i} \left[1 - \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

$$q = \rho_i F \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_i}{\rho_i} \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (\text{B.6.11})$$

qui peut s'écrire sous la forme :

$$q = \rho_i C_{\max} F Y = C_{te} F Y \quad (\text{B.6.12})$$

$$\text{En posant } Y = \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (\text{B.6.13})$$

Si p_i et ρ_i de l'état générateur sont maintenus constants, le débit reste constant tout le long de la conduite.

Y varie en sens inverse de F et atteint sa valeur maximale dans la section d'aire minimale (col de la tuyère).

Or Y est une fonction du rapport $\frac{p}{p_i}$ qui s'annule pour " $p=0$ " et " $p=p_i$ " et passe par un maximum " c " pour une valeur " p_c " telle que :

$$\frac{p}{p_i} = \frac{p_c}{p_i} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (\text{B.6.14})$$

La relation (B.6.14) se retrouve aisement en posant le changement de variable:

$$X = \frac{p_c}{p_i}$$

que nous remplaçons dans (B.6.13) pour l'étude du maximum. Ce maximum ne peut être atteint que dans la section la plus étroite, c'est à dire celle du col.

Dans ces conditions, la vitesse d'écoulement est calculable par la formule de Saint-Venant et on constate qu'elle est égale à la célérité du son "ac" dans cette section:

$$C_c = a_c = a_i \sqrt{\frac{2}{k+1}}$$

Le débit en masse est alors égale à:

$$q_c = \rho_c F_c C_c = F_c \rho_i a_i \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (\text{B.6.15})$$

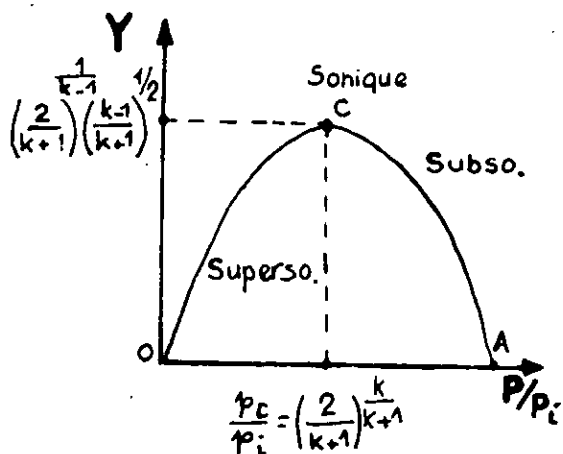


fig. B.2 -variation de Y avec p/pi

Cette valeur représente un maximum pour le débit possible de la tuyère. En effet pour une canalisation et un état générateur donnés, le débit dépend de la détente imposée, c'est à dire de la pression aval. Si pour chaque valeur de cette pression aval nous déterminons le débit qui passe dans la section du col, l'équation (B.6.12) nous indique que le débit en masse "q" est maximal quand "Y" l'est, (point c) donc lorsque les conditions d'écoulement à vitesse sonique se trouvent réalisées dans le col

($C_c = a_c$). Ces conditions correspondent à l'état critique de l'écoulement.

ANNEXE C

ETUDE DES ELEMENTS DU BANC D'ESSAI

C.1. Choix des vérins :

Les vérins sont choisis dans les catalogues de COMPAIR CLIMAX: [13.2] VERINS NOMAX de type P. On les choisi équipés d'amortissement pneumatique de fin de course réglable.

Les vérins sur lesquels la simulation portera seront à double effet et à simple tige.

a) Représentation symbolique :

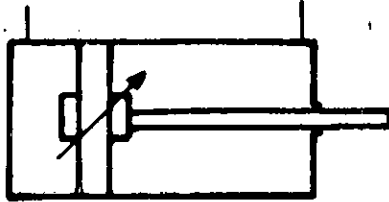


fig.C.1

b) Les efforts développés :



En sortie
de tige



En entrée
de tige

La pression d'utilisation est de 6 bars absolus.
La course maximale des vérins est de 100 mm.

c) tableau récapitulatif des vérins adoptés:



Ø Orifices d'aliment. (mm), inch	Ø Vérin mm	Force 		Force 		Désignation Normalisée	Ø Tige (mm)
		daN	Lbs	daN	Lbs		
13 (1/4)"	40	76	152	60	120	P.40.A.2.100.AAA	16
13 (1/4)"	50	117	234	102	204	P.50.A.2.100.AAA	18
17 (3/8)"	80	300	600	278	556	P.80.A.2.100.AAA	22

Tableau. C.1

Exemple de désignation : P.50.A.2.100.AAA

P : Vérin Pneumatique
 50 : Ø 50
 A : Amorti
 2 : Gamme normale
 100: Course 100 mm
 AAA: Tirant et Tube en acier

d) fixation des vérins NOMAX:

La fixation sera faite sur une bride réalisée au département de Mécanique. (Le plan de réalisation sera donné en figure C.19).

C.2. Choix de la tuyauterie et des raccords:

Ces éléments seront choisis dans la gamme des raccords instantannés proposés par LEGRIS [13-3]; et présentés sous le système LF 3000.

Le système LF 3000 est dit instantanné car la connexion "Tube-Raccords" est simple et immédiate. L'accrochage et l'étanchéité sont obtenus par simple poussée du tube en butée dans le raccord. Si nécessaire, la déconnexion du tube est également instantannée.

L'analyse complémentaire de ce système nous montre:

- un gain de temps dans les opérations d'entretien et lors de la recherche des causes de non fonctionnement.
- une Gamme modulaire et très complète permettant tous les types de montages avec un stock minimum.
- l'avantage de la légèreté et de robustesse.

Pour les branchements du banc d'essai, les raccords nécessaires sont présentés en détail dans le paragraphe (C.6).

Pour tous les branchements et liaisons entre les différents organes, nous adopterons les tubes pour raccords LF 3000 $\varnothing_{\text{ext}} = 6 \text{ mm}$, $\varnothing_{\text{int}} = 4 \text{ mm}$. Ce sont des tubes en polyamide semi-rigide calibrés.

\varnothing_{ext} tube (mm)	\varnothing_{int} tube (mm)	R - rayon minimal de courb- -ure naturelle à froid (mm)	pression de service des raccords LF 3000 avec le tube polyam- -ide (bar)			référence des tubes en poly- -amide calibrés par rouleaux de 100 m Incolore
			-15° à +30°C	+30° à +50°C	+50° à +70°C	
4	2.7	30	18	15	12	0160 04 00 27
6	4	35	18	15	11	0160 06 00

Tableau.C.2- conditions d'emploi des tubes

NB: Les tolérances admises sont:

sur $\varnothing_{\text{ext}} = 6 \text{ mm}$ $\left\{ \begin{array}{l} + 0.05 \\ - 0.1 \end{array} \right.$

sur $\varnothing_{\text{ext}} = 4 \text{ mm}$ $\left\{ \begin{array}{l} + 0.05 \\ - 0.08 \end{array} \right.$

C.3. Choix des distributeurs de pilotage et de puissance:

C.3.1. Le distributeur de pilotage:

a) Choix des distributeurs:

Ces distributeurs sont choisis dans le catalogue JOUCOMATIC [13.4] dans Le type 3/2 N.F (Normalement Fermé à l'état repos). Ce sont des micro valves à commande manuelle qui ont les spécifications suivantes :

- type de fluide: Air filtré, lubrifié ou non.
- raccordement: taraudage à G 1/8 (3 orifices).
- pression d'utilisation: 0 à 10 bars.
- température admissible: 60°.
- tête de commande: manuelle.
- effort de commande: 5 daN.
- orifice de passage: \varnothing 3.5.
- coefficient de débit: KV=4; CV=0.28 (Avec KV=14.3 CV), où KV est le coefficient expérimental et CV le coefficient équivalent.

La référence à porter sur la commande concerne le corps + la tête de commande (bouton poussoir \varnothing 40) est la suivante: 310 00 008

b) Représentation symbolique du bouton poussoir:

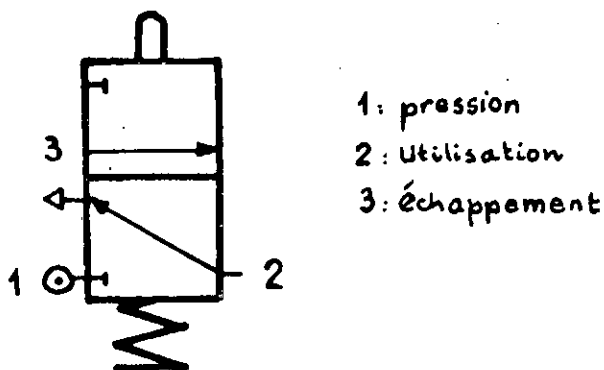


fig. C.2

C.3.2. Le distributeur de puissance:

a) Choix des distributeurs:

Ces distributeurs sont choisis dans le catalogue JOUCOMATIC [13.4] dans le type 5/2 à tiroir et à commande pneumatique - pneumatique.

Les spécifications de ce type de distributeur sont les suivantes:

- type de fluide: Air filtré, lubrifié.
- raccordement: taraudage à G 1/8.
- pression d'utilisation: 0 à 10 bars.

- pression de commande(ou de pilotage):
2.5 bars min, 10 bars max.
- température admissible: -10°C à 60°C.
- organe de pilotage { commande: pneumatique.
 { rappel: pneumatique.
- diamètre de passage: 1.7 ,
- coefficients de débit KV=1.5 , CV=0.1 ,

La référence à porter sur la commande sera: 550 00 008.

b) Représentation symbolique du distributeur de puissance:

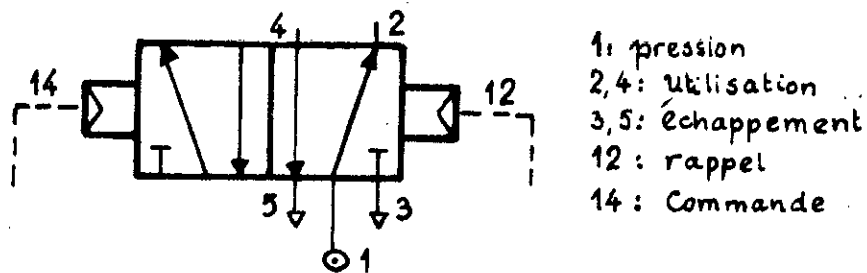


fig.C.3

C.4. Choix de l'ensemble de conditionnement de l'air:

Pour accroître la durée de vie des composants et diminuer les risques de panne de façon sensible, il convient d'installer un ensemble de conditionnement d'air.

Les filtres à air assurent l'épuration de l'air comprimé. En éliminant les impuretés solides, liquides et l'humidité contenues dans l'air comprimé, ils diminuent considérablement l'usure et la corrosion des récepteurs pneumatiques.

Les détendeurs traduisent une pression primaire fluctuante en une pression secondaire stable pour un débit déterminé. Ils assurent ainsi une régularité et une grande fiabilité de fonctionnement des composants.

Les lubrificateurs insèrent un brouillard d'huile dans l'air comprimé qui assure une lubrification constante des composants et accroît leur longévité, l'ensemble de traitement de l'air est donc le garant d'une installation d'air comprimé.

L'ensemble est constitué d'un filtre, d'un régulateur ou détenteur et d'un lubrificateur.

Les spécifications de l'ensemble sont les suivantes:

- type de fluide: air comprimé.
- type d'ensemble de traitement: modulaire.
- raccordement: taraudage à G 1/4.
- pression maxi: 16 bars à 50°C, 20 bars à 4°C.
- capacité cuve: 10 Cl.
- seuil de filtration: 50 μ .
- pression de réglage: 0 à 10 bars.
- type de lubrifiant: brouillard selectif.
- débit maxi à 6 bars (filtre/régulateur): 500 l/mn.
- débit du lubrificateur: 75 l/mn mini,
500 l/mn maxi.

a) Choix de l'ensemble:

L'ensemble de conditionnement de l'air est choisi d'après le catalogue JOUCOMATIC [13.4]

La référence donnée par le constructeur et à porter sur la commande sera: 342 00 050.

Cette référence regroupe l'ensemble de traitement avec le manomètre.

La référence du manomètre seul sera: 342.00 062.

b) Représentation symbolique de l'ensemble de conditionnement de l'air:

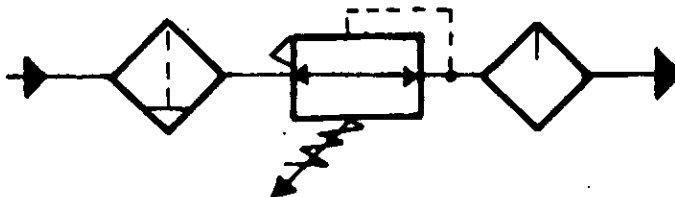


fig.C.4

C.5. Choix des capteurs et des conditionneurs de signaux:

C.5.1. Pour la mesure de la pression:

a) Choix des capteurs de pression:

Les capteurs de pression sont choisis dans le document SENSOTEC [13.5] (du catalogue général des capteurs de pression). Le capteur de la série TJE est le plus approprié aux cas étudiés. Il a une précision de 0.1 % et pouvant mesurer des pressions relatives et absolues avec une étendue de mesure allant de 35 mbar à 34 bars.

Ce type de capteur est conçu pour des mesures de pressions sur bancs d'essais ou sur sites.

Le nombre de capteurs nécessaires pour les mesures est de 2 (deux).

b) Représentation schématique:

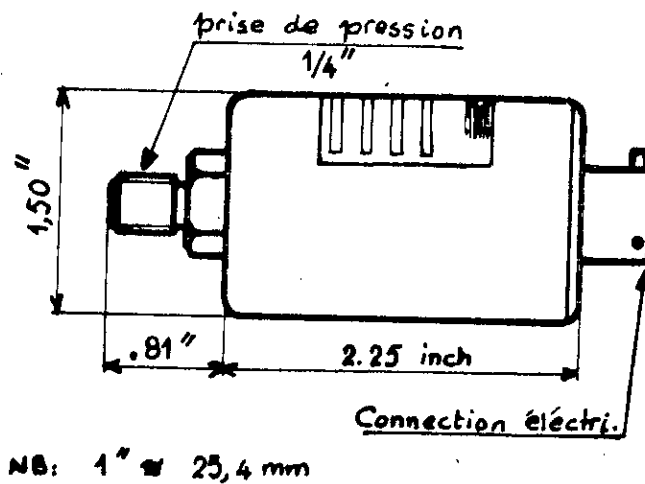


fig. C.5

c) Conditionnement de la pression:

Dans le même catalogue (SENSOTEC [13.5]), nous choisissons le conditionneur standard de signaux à multivoies SA.4, qui servira à conditionner, à chaque essai, les deux pressions p_1 , p_2 , la force et la vitesse.

d) Représentation du conditionneur:

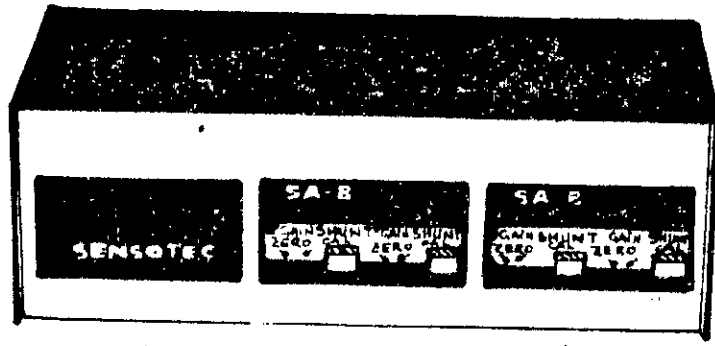


fig. C.6

C.5.2. Pour la mesure de la force:

a) Choix du capteur de force:

Dans le catalogue SENSOTEC [13.5], nous choisissons le capteur de force dans le modèle 41 (tension/compression) de la série pouvant mesurer de +25 daN à +500 daN (+50 lbs à +1000 lbs) avec une linéarité de +0.1 % .

b) représentation schématique :

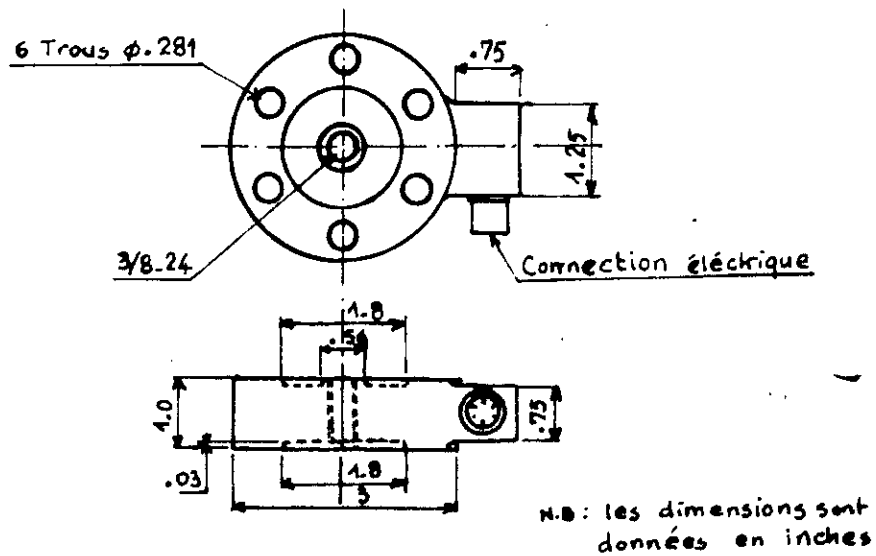


fig. C.7

c) Le conditionneur de signal:

Le conditionneur utilisé pour les pressions conviendrait pour la force.

C.5.3. Pour la mesure de l'accélération:

a) Choix du capteur d'accélération:

Dans le catalogue ENDEVCO nous choisissons le modèle 2256-10 qui est un petit accéléromètre léger (5 grammes), à électronique incorporée, délivrant un signal de sortie de 10 mV/g.

Ce modèle présente les caractéristiques suivantes:

- sensibilité (mV/g): 10 + 10 %
- sensibilité en fonction du courant: + 1 %, 2 à 20 mA
- étendue de mesure, g (pleine échelle): + 500
- linéarité: + 1 % par 500 g
- fréquence de résonance (KHz): 20
- sensibilité transverse: 5 % max
- alimentation: 2 à 20 mA

- limite d'accélération: $\left\{ \begin{array}{l} \text{choc: 2000g} \\ \text{vibration: 1000g} \end{array} \right.$
- fixation par collage

b) représentation :

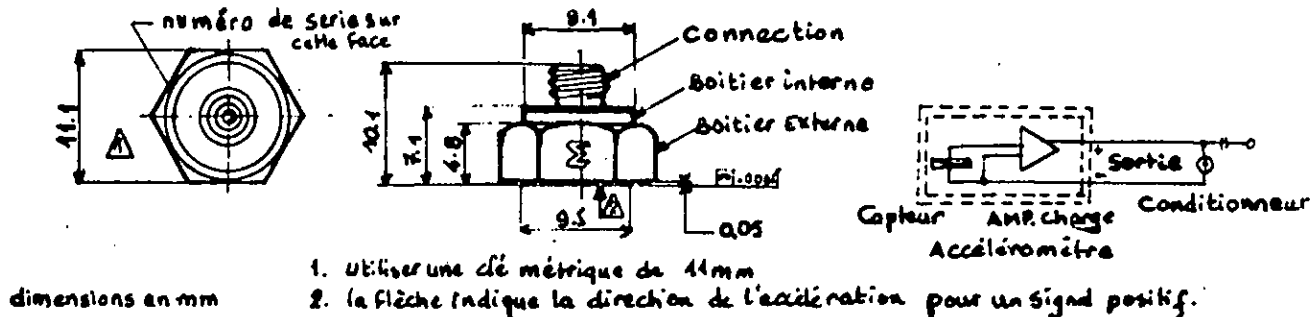


fig. C.8

c) Le conditionneur de signal:

Le même catalogue ENDEVCO [13.5] nous propose un conditionneur d'accélération dans le modèle 4416A qui est recommandé spécialement pour être utilisé avec des capteurs piézoélectriques.

d) Représentation du conditionneur:

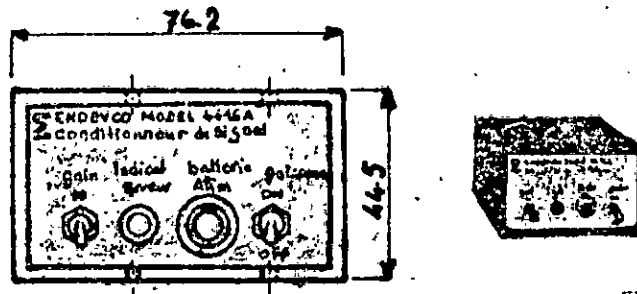


fig. C.9

C.5.4. Pour la mesure du déplacement:

a) choix du capteur de déplacement:

Du catalogue ENERTEC [13.6], nous choisissons le capteur de déplacement de type CD 4324/1 à courant continu, donnant une course normale de + 100 mm (amplitude = 200 mm) pesant 654 g (tige + corps). L'élément mobile (tige captive) est guidée dans des coussinets en nylon.

Ce capteur sera équipé d'une rotule (option rotule - CA 2650) qui permettra une transmission du mouvement quasiment sans jeu. L'alimentation du capteur de déplacement à électronique incorporée sera assurée par une alimentation continue de type CA 1700/1.

Les caractéristiques techniques de ce capteur sont:

- tension d'alimentation: 9 à 24 V c.c
- courant d'alimentation: 40 mA
- température d'utilisation °C: - 20 à + 80
- sensibilité: 0.015
- raccordement: câble à 5 conducteurs (long = 3 m)
- linéarité: 0.3 % et 0.5 % de l'E.M.

b) représentation de l'ensemble capteur + rotule:

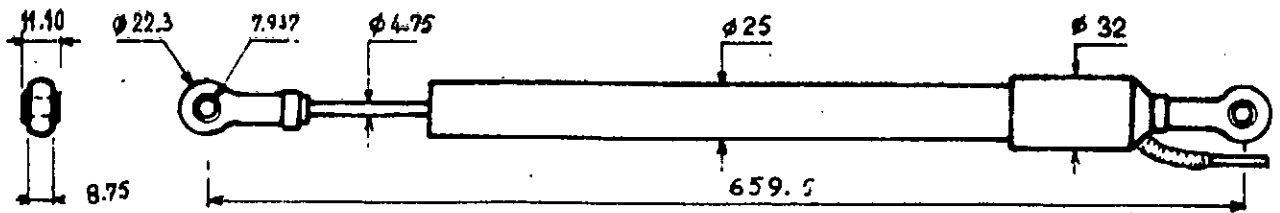


fig. C.10

c) Choix du conditionneur du signal de déplacement:

Le conditionneur de signal proposé par ENDEVCO [13.5] et qui est présenté sous le modèle 2775A conviendrait pour conditionner le capteur précédemment choisi.

d) représentation du conditionneur:

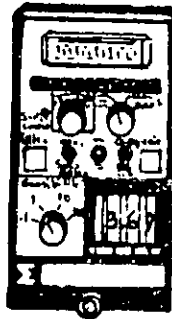


fig. C.11

C.5.5. Pour la mesure de la Vitesse:

a) Choix du capteur de vitesse:

Dans le catalogue SENSOTEC [13.5], nous choisissons le capteur modèle V101D qui convient pour capter la vitesse de déplacement du piston dont la susceptibilité magnétique est très faible.

La connection est du type PT1H-10-6P .

b) représentation schématique:

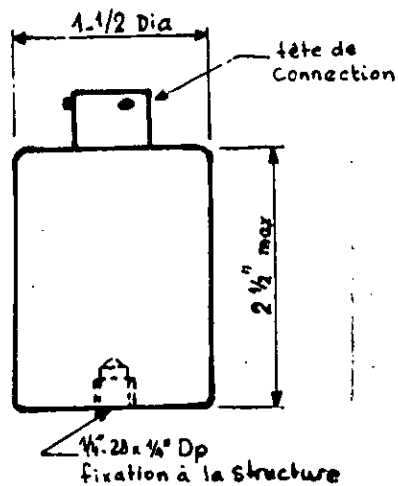


fig. C.12

c) Conditionnement:

Le conditionnement de la vitesse se fera à l'aide du conditionneur SA.4 qui a servi en même temps à conditionner les pressions et la force.

C.5.6. Choix de la cellule "ET" :

De [13.1] nous adoptons la cellule logique autonome à connexion instantannée latérale \varnothing .4 mm.

La référence à mentionner sur la commande sera:

PLL.A11

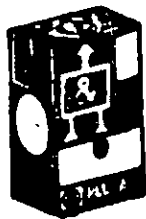


fig. C.13

REMARQUE:

La multitude de variables à mesurer puis à conditionner, dirige notre attention sur le système multivoies d'amplificateur qui est un autre conditionneur de signaux ENDEVCO, serie 2780 (système MAC) .

Ce système est un ensemble informatisé de contrôle d'amplificateur de capteurs. Il est utilisé chaque fois qu'un grand nombre de signaux doivent être mesurés. Il a été étudié afin d'augmenter considérablement l'efficacité en mémorisant les réglages et les données, ce qui fait gagner beaucoup de temps et de main d'oeuvre. Chaque amplificateur contenu dans cet ensemble peut être programmé en fonction de la sensibilité du capteur pour lequel il est destiné. Pendant l'essai, l'ordinateur contrôle tous les signaux avec comme référence les limites de surcharge, de sous charge, et de crêt. En fonctionnement en mode "MANUEL", les gains de chaque voies peuvent être modifiés par l'opérateur à partir de l'ordinateur.

En mode "AUTOMATIQUE", l'ordinateur change automatiquement les gains pour optimiser la pleine échelle en fonction de l'acquisition des données. Ce contrôle automatique élimine la nécessité pour l'opérateur de contrôler chaque voie durant l'essai et de conserver les changements des gains. Tous ces changements effectués durant l'essai, aussi bien en MANUEL qu'en AUTO, sont mémorisés sur cassette pour une impression ultérieure.

L'ensemble est connecté à l'enregistreur.



fig. C.14

C.6. Choix des raccords capteurs de fin de course et des raccords constituant les circuits du banc:

- a) Raccords capteurs de fin de course,
Raccords régulateurs de débit:

Dans le catalogue LEGRIS [13.3] nous choisissons la gamme de raccords capteurs de fin de course et régulateurs de débit nécessaires pour la série de vérins sélectionnés.

Ø Vérin mm	Raccords capteurs			Raccords rég.de débit		
	Référence	tarauda.	Nbre	Référence	Tarauda.	Nbre
40 et 50	7818 04 13	1/4"	04	7780 06 13	1/4"	04
80	7818 04 17	3/8"	02	7780 08 17 **	3/8"	02

Tableau. C.3

Le raccord régulateur de débit, repéré par "**", doit être accompagné d'un réducteur encliquetable permettant de réduire le Ø 08 à Ø 06.

La réduction encliquetable adoptée est celle munie de la référence 3166 06 08.

- b) représentation schématique des éléments:

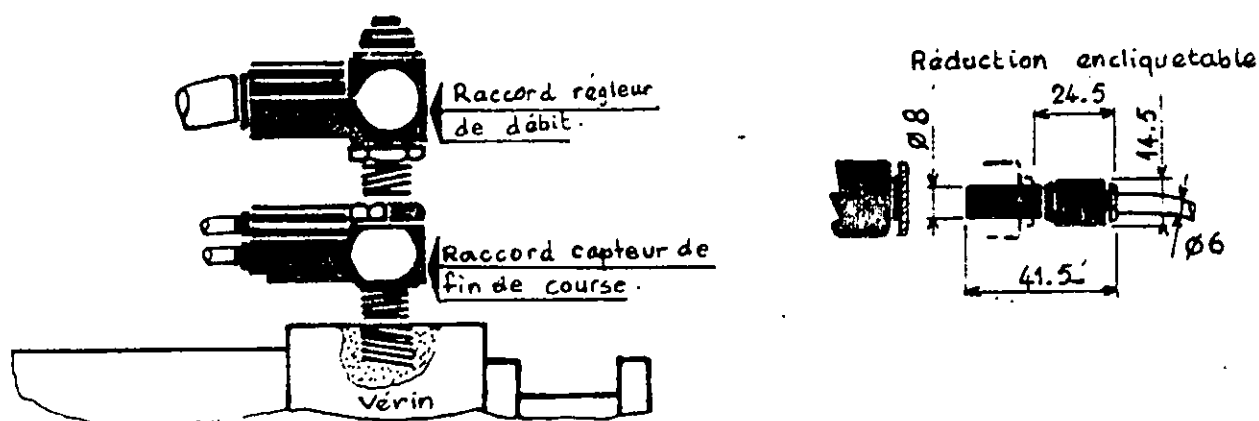


fig. C.15

c) Raccords nécessaires pour le distributeur de puissance:

Le distributeur de puissance adopté possède 02 (deux) orifices de pilotage taraudés à 1/8", 3 (trois) orifices de raccordement à la puissance taraudés à 1/4" et 02 (deux) orifices pour l'échappement à l'atmosphère taraudés à 1/4". Nous avons donc besoin de 02 (deux) raccords de piquage mâle cylindriques BSP à 1/8" avec rondelle-joint imperdable, de 3 (trois) raccords de piquage à 1/4" et de 2 (deux) silencieux d'échappement à 1/4".

Ces raccords, nous les trouvons, dans le catalogue LEGRIS [13.3] pour les deux premiers et dans le catalogue TELEMECANIQUE [13.1] pour le dernier.

Le diamètre extérieur des tubes raccordant ce distributeur est $\varnothing_{\text{ext}} = 06$ mm.

type de raccordement	\varnothing Ext	Nbre	Référence	origine Réf
raccords côté pilotage	06	02	3101 06 10	LEGRIS 13.3
raccords côté puissance	06	03	3101 06 13	LEGRIS 13.3
silencieux d'échappement	—	02	PZC.S109	TELEMECANIQUE 13.1

Tableau.C.4

d) Raccords nécessaires pour le distributeur de pilotage:

Le distributeur de pilotage possède 3 (trois) orifices de raccordement taraudés à 1/8", dont 01 (un) correspond à l'échappement. Sont nécessaires 2 (deux) raccords de piquage mâle cylindriques BSP avec rondelle-joint imperdable et un silencieux d'échappement.

type de raccordement	Øext du tube (mm)	Nbre	Référence	Origine Réf.
raccords côté alimentation	06	01	3101 06 10	LEGRIS 13.3
raccords côté cellule	04	01	3101 04 10	LEGRIS 13.3
silencieux d'échappement	-	01	PZC.S108	TELEMECANIQUE 13.1

Tableau. C.5

e) Représentation des raccords et silencieux:

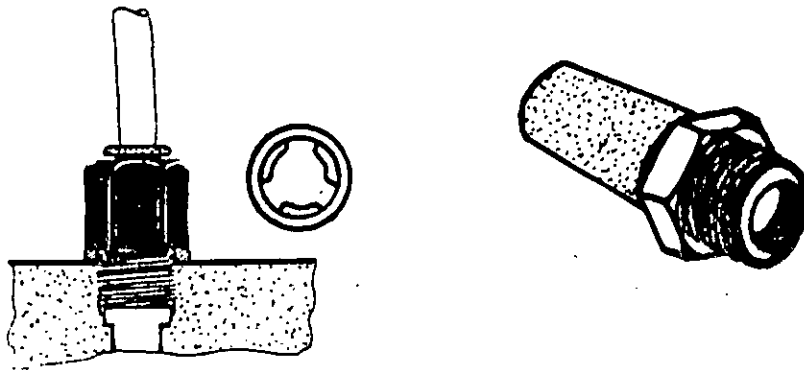


fig. C.16

f) Mode de raccordement des alimentations sur le réseau:

Les composants qui sont alimentés par la pression "p" sont :

Les deux distributeurs (5/2 et 3/2), (2 voies)
Les deux raccord-capteurs, (2 voies)

Nous avons donc besoin d'un raccord multiple permettant la distribution de l'air à partir d'une source unique vers 4 (quatre) destinations.

Ceci peut être obtenu par l'utilisation de raccords multiples modulaires du type LF 3000 obtenus par empilage de corps de piquage sur une vis creuse longue.

Notre cas nécessite une vis creuse pour raccords multiple selon la référence 3528 00 13. Sur cette vis viendrons se monter deux raccords empilables pour 2 (deux) connections de tube selon les références suivantes:

Alimentation des distributeurs	Øext tube 06	Référence 3539 06 13
--------------------------------	--------------	----------------------

Alimentation des capteurs	Øext tube 04	Référence 3549 04 13
---------------------------	--------------	----------------------

Cette vis (fig. C.17) se montera à la sortie du conditionneur d'air.

Les deux raccords nous donnerons donc la possibilité d'alimenter les quatres postes 1, 2, 5 et 7. (voir fig.III.2)

Le raccordement du conditionneur d'air à la source se fera à l'aide de 2 (deux) raccords qui seront reliés par un tube de Øext 06. Le raccord côté source sera une union avec traversée de cloison et porte la référence 0116 06 00, celui du côté conditionneur porte la référence 3101 01 13 (taraudage à 1/4)

Sur le côté source sera soudée une douille cannelée pour tuyau caoutchouc (fig.C.19).

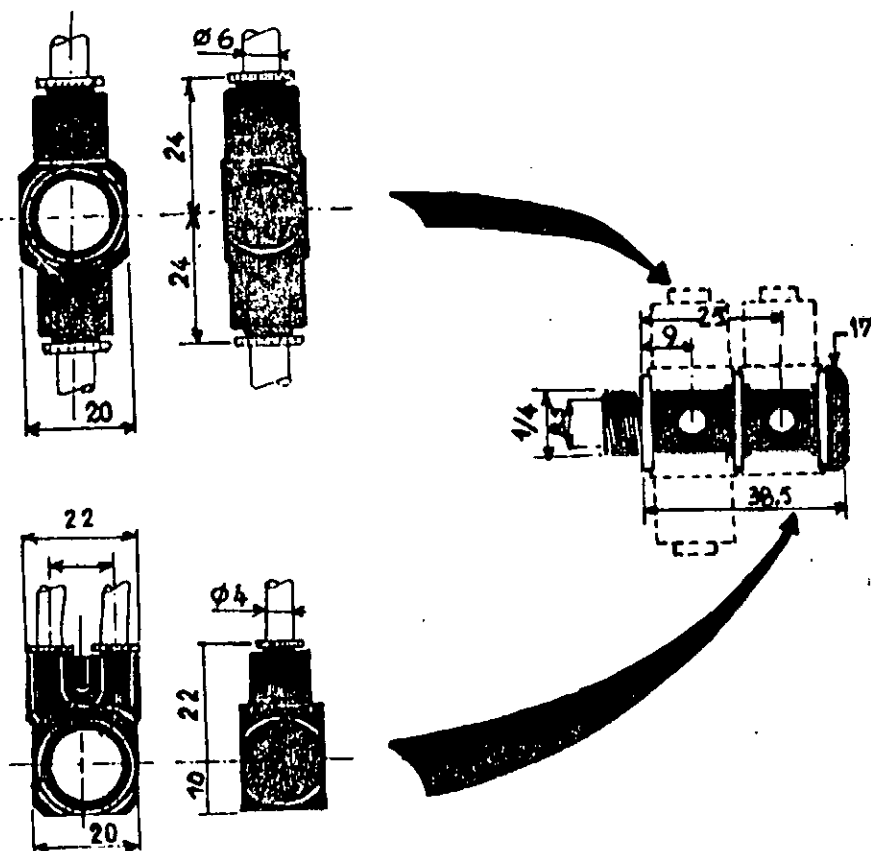


fig. C.17

g) représentation des éléments et leur raccordement au réseau:

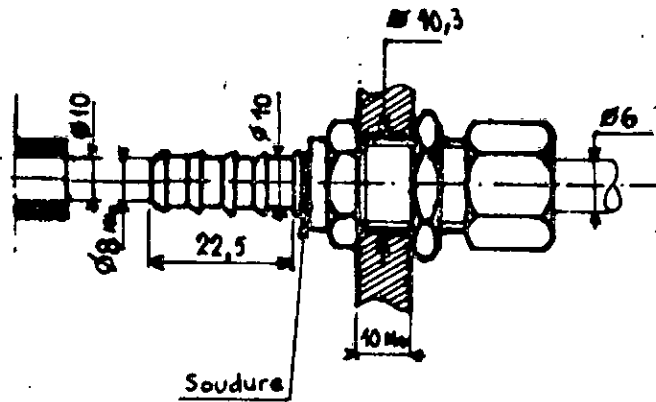


fig. C.18

h) Bride de fixation des vérins sur le banc d'essai:

Le banc d'essai sera capable de recevoir les trois vérins tout en gardant une même installation et des raccords fixes pour les différents organes. Pour cela, la fabrication d'une bride de fixation standard s'est avéré nécessaire. Cette bride sera fabriquée au niveau de notre atelier selon le schéma suivant:

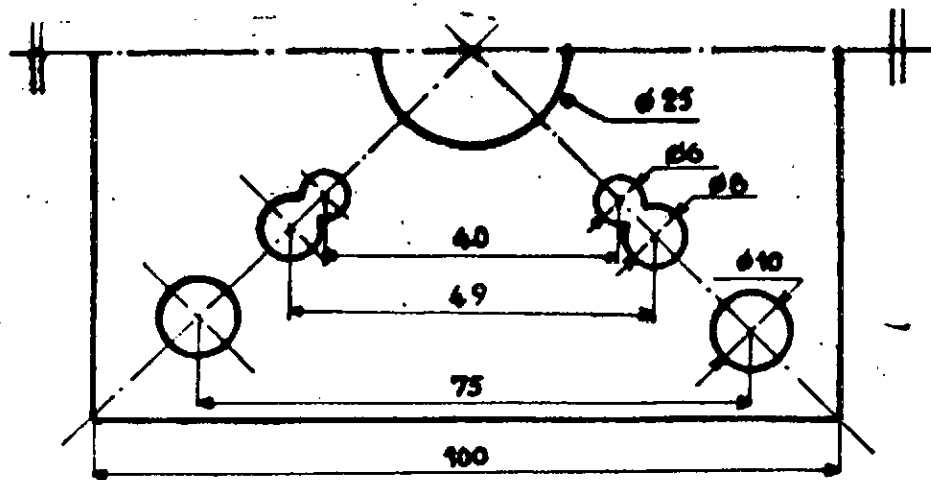


fig. C.19

C.7. Choix de l'enregistreur:

L'enregistrement des résultats peut être fait sur un enregistreur à pointés de type KSQ 816/63 .

nombre de signaux _____ nombre de gammes
d'entrée de mesure

Ce type d'enregistreur est proposé par JAQUET.SA et représenté en France par ACIR (Appareil et Composants pour l'Industrie et la Recherche), [13.7].

ANNEXE D

EMPLACEMENT DES CAPTEURS:

D.1. Capteurs de pression:

Les capteur de pression seront en tête des vérins. nous devons donc percer, puis tarauder deux orifices supplémentaires situés au même endroit que les orifices d'alimentation (échappement). Ces taraudages sont à 1/4" pour tous les vérins (cela nous permettra d'utiliser un seul couple de capteurs de pression pour tous les vérins). Néanmoins cette solution nous oblige, chaque fois qu'on change de vérin, à démonter le couple de capteurs de pression.

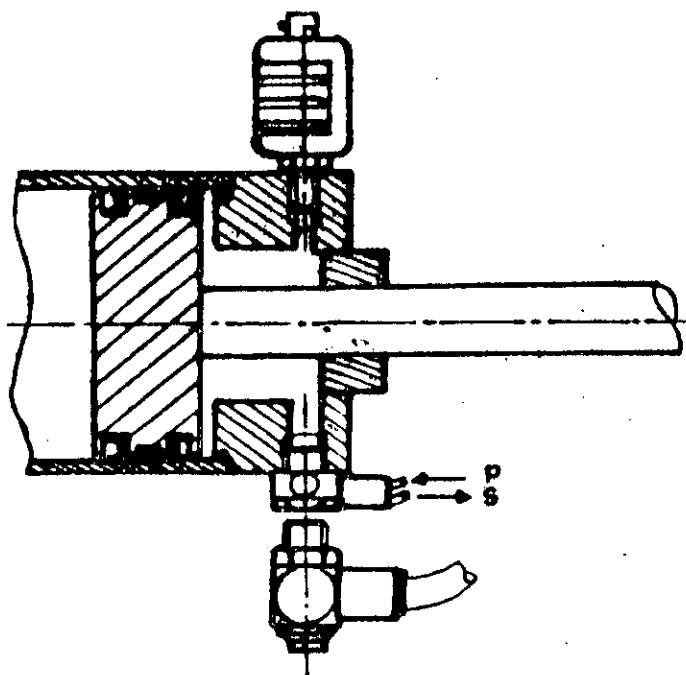


fig.D.1 -Emplacement des capteurs de pression

D.2. Capteur de force:

Le capteur de force ne sera pas en contact direct avec le vérin mais recevra l'effort de ce dernier par l'intermédiaire d'un mécanisme qui sera conçu à cet effet.

On utilisera deux attaches du type Self-aligning que nous trouvons chez Sensotec [13.5] (taroudage T=3/8.24 et T=3/4.16).

Bien sûr un étalonnage sera nécessaire pour cet ensemble ainsi constitué.

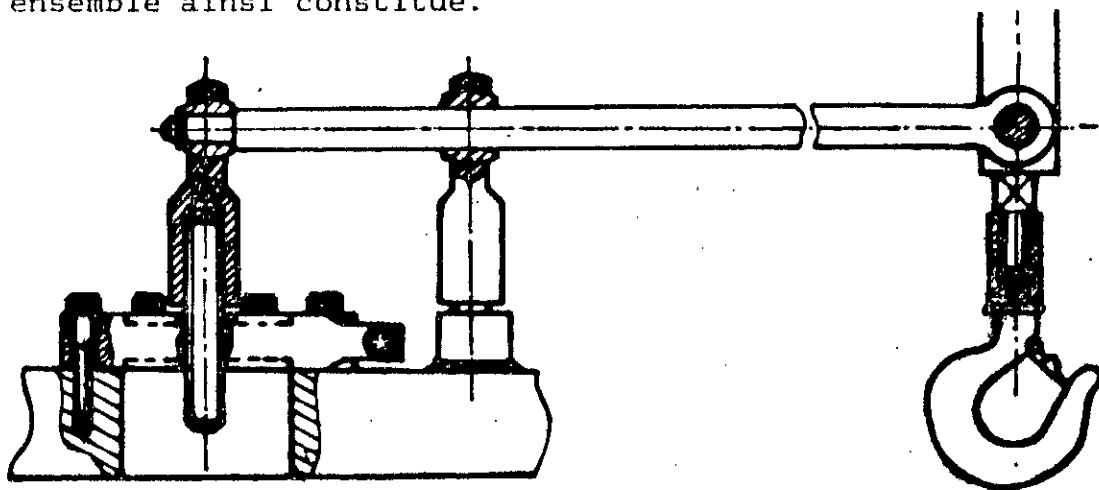


fig.D.2 -Emplacement du capteur de force

D.3. Capteur d'accélération et de Vitesse:

Ces deux capteurs seront fixés sur la masse mobile.

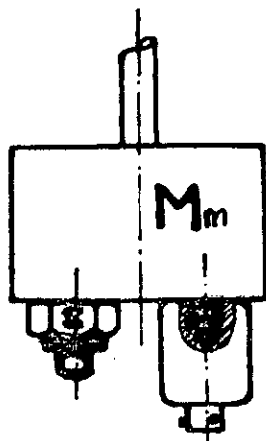


fig.D.3 -fixation de capteur d'accélération et de vitesse

D.4. Capteur de déplacement:

Ce capteur sera monté sur la tige du vérin.

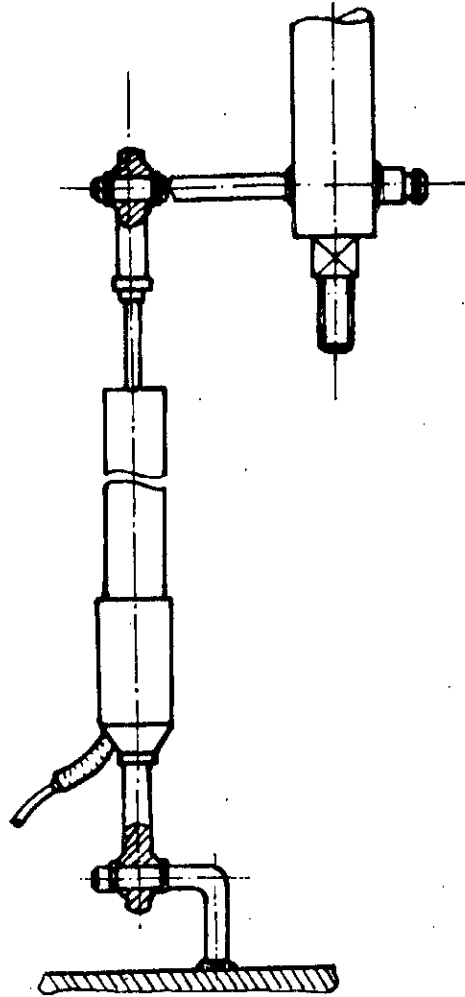


fig. D.4 - Fixation du capteur de déplacement

ANNEXE E

LE BANC D'ESSAI

E.1. Schéma du banc d'essai avec la chaîne de mesure:

La figure ci dessous représente le banc d'essai avec son alimentation en air comprimé ainsi que la chaîne de mesure préconisée.

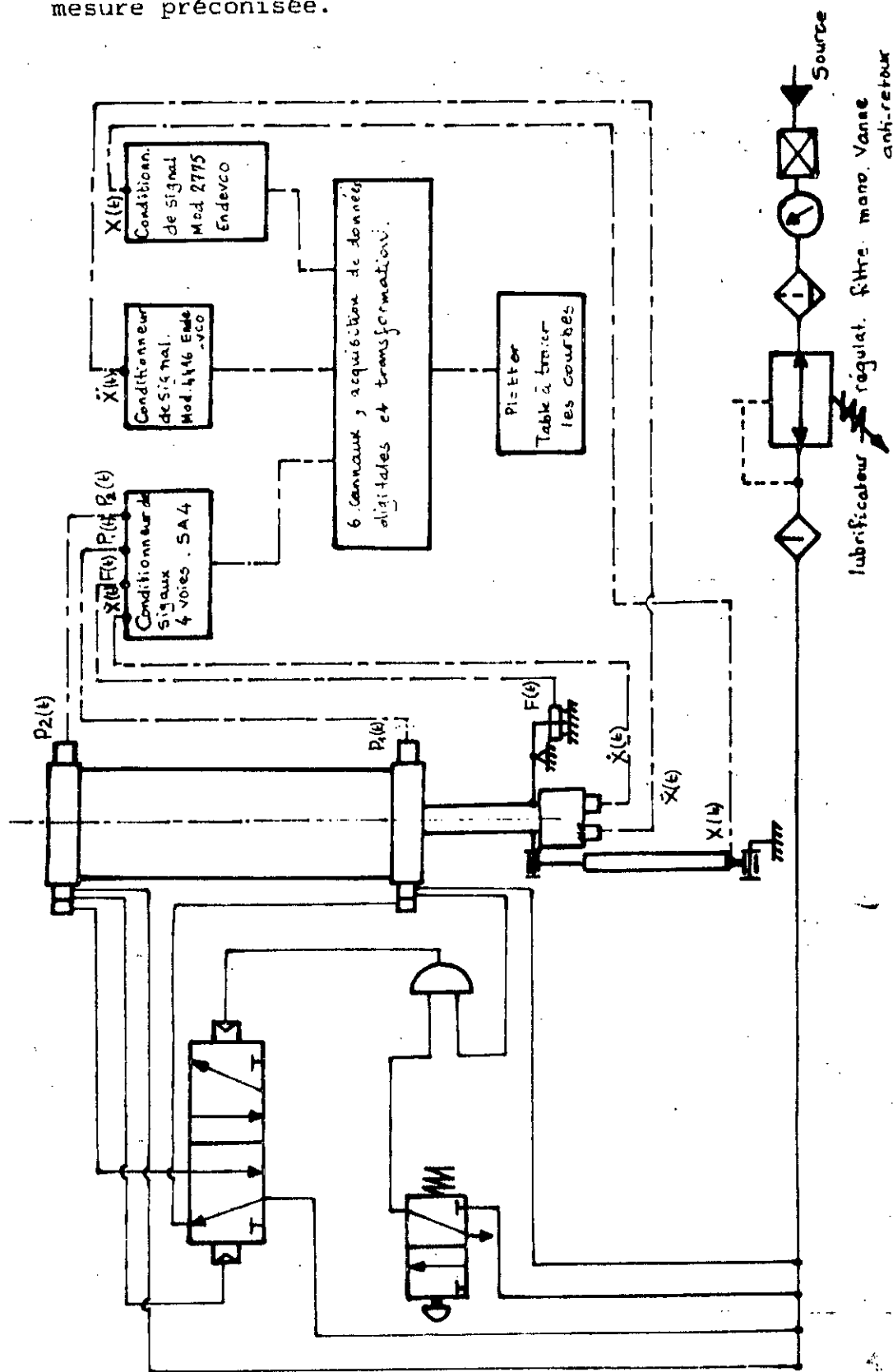
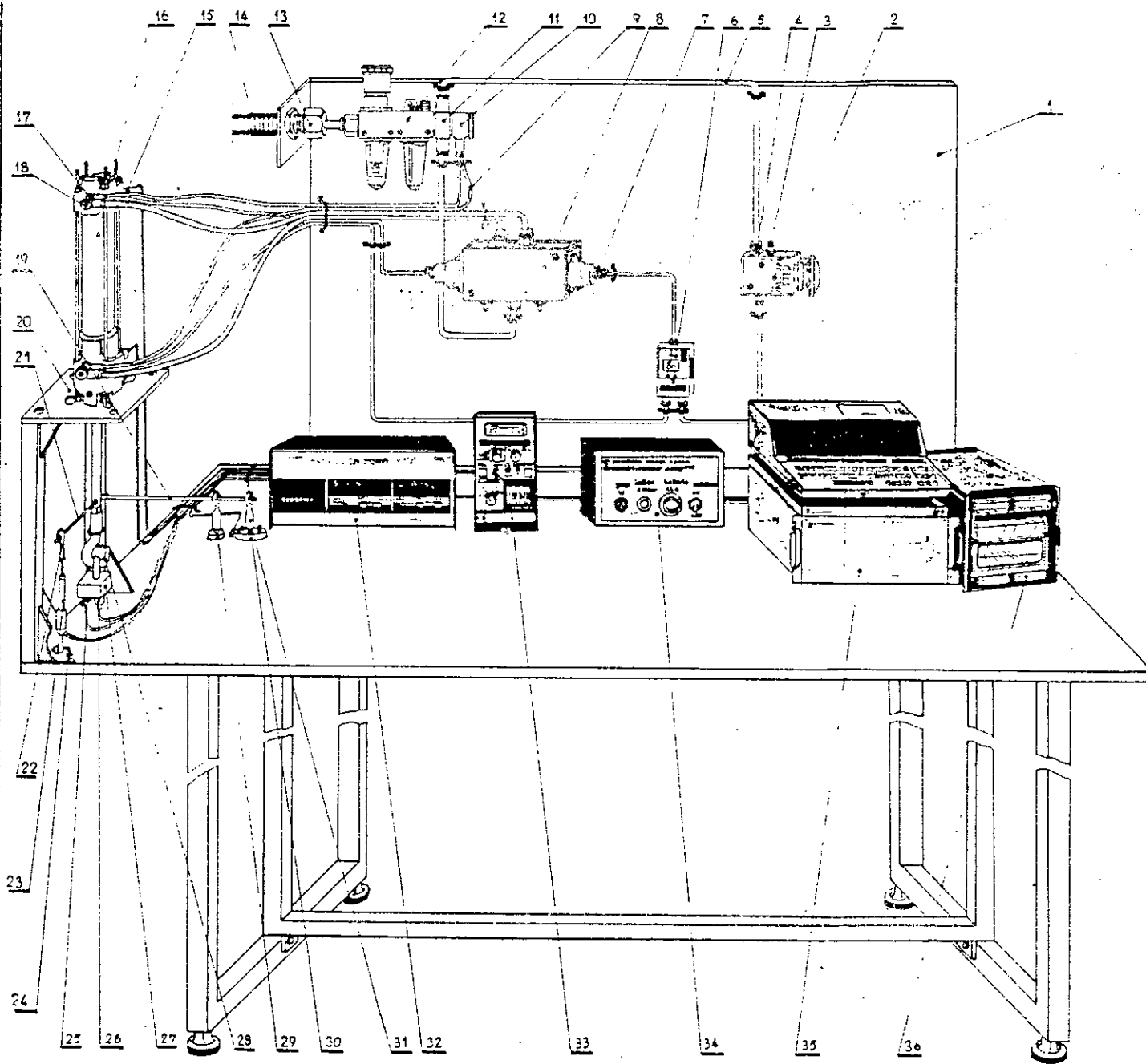


fig.E.1 -Schéma du banc d'essai avec la chaîne de mesure



30	01	Enregistreur à pointes	KSR 316 - 03	3 grammes et 6 passes
35	01	Systeme MAC	Modèle Endevco 2780	Systeme Mac, type 4, 10, 20
34	01	Conditionneur du Signal de rotation	Modèle Endevco 410A	
33	01	Conditionneur du Signal de débruit	Modèle Endevco 275A	
32	01	Conditionneur de Niveau de bruit	Modèle Sensotec SA 4	
34	02	Retards d'alimentation		Retard de 10, 20, 30 ms
30	01	Capteur de force	Modèle 41	Tension/Compression
29	01	Support pour mesure d'allongement		Réalise un Def. de 100%
28	01	Crochet de suspension des masses		Largeur de 34, 10 mm
27	03	Masses		(5, 10, 15) kg
26	01	Capteur de vitesse	Modèle V101D	
25	01	Capteur d'Accélération	Modèle 225b-10-	
24	01	Support pour capteur de déplacement		Réalise un Def. de 100%
23	01	Capteur de déplacement	Type CD 4324	
22	02	Rotules option	CA 2650	
24	01	Tige de transmission		Réalise un Def. de 100%
20	01	Bride de fixation des Verins		Réalise un Def. de 100%
19	01	Tige de transmission		Réalise un Def. de 100%
18	06	Raccordage de débruit	7780 06 13 ; 7780 06 17	4 mm de diamètre et 100 mm de longueur
17	06	Raccord capteur de fin de course	7818 06 13 ; 7818 06 17	4 mm de diamètre et 100 mm de longueur
16	03	Verins	PZC-A2 100-AAA PZC-A2 100-AAA PZC-A2 100-AAA	100 ; 200 ; 300
15	02	Capteurs de pression	Serie TJE	
14	01	Tuyau d'arrivée d'air comprimé	NFA 84640	
13	01	Bain d'huile universel de cloison	0116 06 00	
12	01	Ensemble de roulement de l'air Com.	342 00 050	ref. Mano : 342 00 02
11	01	Module amplifiable pour deux Connexions	3539 06 13	Montés sur une carte
10	01	Module amplifiable pour une Connexion	3549 04 13	Carte alimentée par un transformateur 3528 00 01
9	-	Tube polyamide semi-rigide Centre	0160 04 00 27	Ø ext. : 16 mm ; 100 mm
8	01	Distributeur de puissance 3/2	530 00 005	
7	05	Raccords de biondate	3101 06 10 ; 3101 06 13	3-ème passage et 2-ème pilotage
6	01	Cellule ET	PLL-A11	
5	-	Tube polyamide semi-rigide Centre	0160 06 00	Ø ext. : 16 mm ; 100 mm
4	02	Raccords de pilotage	3101 06 10 ; 3101 06 13	1-ère cellule et 2-ème pilotage
3	03	Silencieux d'échappement	PZC-109 ; PZC-108	* 2 sur les essai de puissance et sur les essai de débruit
2	01	Distributeur de pilotage 3/2	310 00 008	
1	01	Chassis		Fabricate en France

Rep	Nivel	Désignations	Références	Observations
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				Dépt. de G. Mécan
BANC D'ESSAIS DE VERINS				Conception et Dessins MADANI Med
				15 Nov. 1989

fig.E.2

E.2. Vue générale du banc d'essai:

Notre département n'étant pas doté de banc d'essai pouvant répondre aux besoins de la recherche dans le domaine de la pneumatique, nous en proposons donc un modèle conçu dans ce sens et qui est représenté par la figure ci dessous.

ANNEXE F

LE PROGRAMME INFORMATIQUE DE SIMULATION

F.1. NOTATIONS UTILISEES DANS LE PROGRAMME

D1 :Diamètre de branchement à la chambre 1 (m)
 D2 :Diamètre de branchement à la chambre 2 (m)
 DC :Diamètre du cylindre (DC=D) (m)
 DB :Diamètre de la tige du vérin (DB=d) (m)
 DT :Temps élémentaire (incrémentation) (s)
 FR :Force de frottement initiale (N)
 FNS :Accélération Sder (m/s²)
 FNP :DP1/DT (pa/s)
 FNR :DP2/DT (pa/s)
 Fee :Force en bout de tige du piston (N)
 FNF :Force de frottement ;fonction
 Feemax :Force maxi en bout de tige en régime établi (N)
 FFE :Force de frottement en régime établi (N)
 FNG(X) :Fonction p2(p2)
 K :Coefficient adiabatique Kappa
 KR :Raideur du ressort (N/m)
 L :Course maximale du piston (m)
 MU1 :Masse volumique de l'air dans la chambre 1 (Kg/m³)
 MU2 :Masse volumique de l'air dans la chambre 2 (Kg/m³)
 M = M1 :Débit en masse dans la chambre 1 (Kg/s) avec FNP
 M = M2 :Débit en masse dans la chambre 2 (Kg/s) avec FNR
 M1 :Débit massique chambre 1 (Kg/s)
 M2 :Débit massique chambre 2 (Kg/s)
 N1 :Exposant polytropique de l'air dans la chambre 1
 N2 :Exposant polytropique de l'air dans la chambre 2
 NIT :Nombre d'itérations
 O = RO1 :Masse volumique de l'air dans la chambre 1 (Kg/m³)
 P1 :Pression dans la chambre 1 (pa)
 P2 :Pression dans la chambre 2 (pa)
 P0 :Pression dans le réservoir (pa)
 PA :Pression atmosphérique (pa)
 P1E :Pression en chambre 1 (pa)
 P2E :Pression en chambre 2 (pa)
 PDER :p1 = FNp
 PI :
 Q = P1 :Pression dans la chambre 1 (pa)
 Q = P2 :Pression dans la chambre 2 (pa)
 RO0 :Masse volumique de l'air dans le réservoir (Kg/m³)
 RO2 :Masse volumique de l'air dans la chambre 2 (Kg/m³)
 R1 = P1E/P0 :Rapport critique de pressions relatives
 à la chambre 1
 R2 = PA/P2 :Rapport critique de pressions relatives
 à la chambre 2
 RO1E :Masse volumique de l'air dans la chambre 1
 en régime établi (Kg/m³)

R02E :Masse volumique de l'air dans la chambre 2
en régime établi (Kg/m³)

RDER :p₂ = FNr

TEN :Tension initiale du ressort (N)

T :Temps (s)

V10 :Volume mort dans la chambre 1 (m³)

V20 :Volume mort dans la chambre 2 (m³)

V = XV :Vitesse du piston (m/s)

X :Déplacement du piston (m)

XVE :Vitesse de l'air en régime établi (m/s)

```

10 'GOTO 2360
20 OPEN "0",#1,"R"
30 REM *****
40 REM *
50 REM * ALGER LE 11 MARS 1988
60 REM * PROGRAMME "VERIN.RE" AVEC LES VALEURS FINALES
70 REM * CONSEILLEES PAR LA METHODE PREDICTEUR CORRECTEUR
80 REM * COMPLETE PAR LE CALCUL DU REGIME ETABLI
90 REM *
100 REM * MADANI MOHAMED
110 REM *****
120 READ P1,PO,MU1,D1,K
130 DATA 1E+5,6.2E+5,.5,.004,1.41
140 REM P1"PRESSION CHAMBRE 1"
150 REM PO"PRESSION DE RESERVOIR"
160 REM MU1"COEFF DE DEBIT"
170 REM D1"DIAM DE BRANCHEMENT"
180 REM K"GAMMA"
190 READ P2,PA,MU2,D2
200 DATA 6.2E+5,1E+5,1,.004
210 REM P2"PRESSION CHAMBRE 2"
220 REM PA"PRESSION ATMOS"
230 REM MU2"COEFF DE DEBIT"
240 REM D2"DIAM DE BRANCHEMENT"
250 REM RO2"DENSITE DANS LA CHAMBRE 2"
260 'READ DC,DB
270 'DATA .04,.016
280 'REM DC"DIAM DE CYLINDRE"
290 'REM DB"DIAM DE TIGE"
300 READ N1,N2
310 DATA 1.2,1.2
320 READ V10,V20
330 DATA 2E-5,2E-5
340 'READ L
350 'DATA .1
360 PRINT P1,P2,PO,MU1,D1,K,PA,MU2,D2,DC,DB,L,N1,N2
370 LET ROO=(PO/PA)*1.189
380 REM ROO"DENSITE DANS LE RESERVOIR"
390 LET RO2=ROO
400 INPUT "INTERVALE DE TEMPS DT=";DT
410 INPUT "MASSE=";MASSE
420 INPUT "RAIDEUR DU RESSORT KR=";KR
430 INPUT "TENSION INITIALE TEN=";TEN
440 INPUT "COEF DE FROTTEMENT FR=";FR
441 INPUT "DIAMETRE DE CYLINDRE=";DC
442 INPUT "DIAMETRE DE TIGE=";DB
443 INPUT "COURSE DU PISTON=";L
450 LET PI=3.141592654#
460 Z=1
470 DEF FNS(F,X,V,P)=(F-DB^2*PI/4*PA-FR*V-KR*X-TEN-DC*PI*(255+.00318*P*V+.000255
*P+1400*V))/MASSE-9.810001
480 DEF FNP(Q,M,O,X,V)=N1/(V10+(DC^2-DB^2)*PI/4*X)*(Q/O*M-Q*(DC^2-DB^2)*PI/4*V)
490 REM P()="DP1/DT"
500 REM Q="P1"
510 REM N1"COEF POLYTROPIQUE"
520 REM V10"VOL INITIAL"
530 REM O="RO1,DENSITE DANS CHAMBRE1"
540 REM X"DEPLACEMENT DU PISTON"
550 REM M="M1,DEBIT EN MASSE"
560 REM V="XV,VITESSE DU PISTON"
570 DEF FNR(Q,M,O,X,V)=N2/(V20+DC^2*PI/4*(L-X))*(Q/O*M+Q*DC^2*PI/4*V)
580 REM R()="DP2/DT"
590 REM Q="P2"
610 REM V20"VOLUME INITIAL"
620 REM L"COURSE DU PISTON"
630 REM M="M2,DEBIT EN MASSE"

```



```

640 REM *****
650 REM *
660 REM * REGIME ETABLI *
670 REM *
680 REM *****
690 REM CHARGE EXTERIEURE EN REGIME ETABLI [N]=FEE
700 LET FEE=MASSE*9.810001-DB^2*PI/4*PA
710 DEF FNF(P,X)=DC*PI*(255+.00318*P*X+.000255*P+1400*X)
720 LET FEEMAX=PO*DC^2*PI/4-PA*DB^2*PI/4-FNF(PO,0)
730 PRINT "FEEMAX=";FEEMAX
740 LET P1E=400000!
750 LET P2E=200000!
760 LET FFE=FNF(P1E,XVE)
770 LET R1=P1E/PO
780 IF R1>=1 THEN LET M1=0
790 IF R1>=1 THEN GOTO 820
800 IF R1<.527 THEN GOTO 830
810 LET M1=MU1*D1^2*PI/4*SQR(2*K/(K-1)*PO*ROO*R1^(2/K)*(1-R1^((K-1)/K)))
820 GOTO 840
830 LET M1=MU1*D1^2*PI/4*(2/(K+1))^(1/(K-1))*SQR(PO*ROO*2*K/(K+1))
840 LET RO1E=ROO*(P1E/PO)^(1/N1)
850 LET XVE=M1/RO1E/(DC^2-DB^2)/PI*4
860 LET P2EI=P2E
870 LET RO2E=1.189*(P2EI/PA)^(1/N2)
880 LET M2=RO2E*DC^2*PI/4*XVE
890 IF PA/P2EI>.528 THEN GOTO 920
900 LET P2EI=(K+1)/2/K/RO2E*(2/(K+1))^(2/(1-K))*(M2/MU2/D2^2/PI*4)^2
910 IF PA/P2EI<.528 THEN GOTO 1020
920 LET P2EI=P2E
930 DEF FNG(X)=(M2/MU2/D2^2/PI*4)^2/(2*K/(K-1)*1.189*(X/PA)^(1/N2)*(PA/X)^(2/K)*
(1-(PA/X)^((K-1)/K)))
940 LET P2EI1=FNG(P2EI)
950 LET P2EI2=FNG(P2EI1)
960 IF ABS((P2EI1-P2EI)/P2EI)<.00001 THEN GOTO 1020
970 LET DELTA=(1/P2EI2-1/P2EI1)/(1/P2EI1-1/P2EI)
980 LET ALPHA=1/(1-DELTA)
990 LET P2EI=1/(1/P2EI1+ALPHA*(1/P2EI2-1/P2EI1))
1000 IF ABS((P2EI1-P2EI)/P2EI)<.0001 THEN GOTO 1020
1010 GOTO 940
1020 LET P2E=P2EI
1030 LET FFE=FNF(P1E,XVE)
1040 LET P1EI=(FEE+FFE+P2E*DC^2*PI/4)/(DC^2-DB^2)/PI*4
1050 IF P1EI>=PO THEN LET P1EI=.99999*PO
1060 IF ABS((P1EI-P1E)/P1EI)<.0001 THEN GOTO 1080
1070 LET P1E=P1E+(P1EI-P1E)/4 : GOTO 770
1080 PRINT "P1E=";P1E,"P2E=";P2E,"XVE=";XVE
1100 REM *****
1110 REM * FORMULE D'EULER *
1120 REM *****
1130 LET R01=1.189
1140 LET X=0
1150 LET XV=0
1160 LET R02=1.189*(P2/PA)^(1/N2)
1170 LET R010=R01
1180 LET R020=R02
1190 GOSUB 3210
1200 LET M10=M1
1210 LET M20=M2
1220 LET PDER=FNP(P1,M1,R01,X,XV)
1230 LET RDER=FNR(P2,M2,R02,X,XV)
1240 PRINT "PDER=";PDER,"RDER=";RDER,"M1=";M1,"M2=";M2
1250 PRINT #1,"PDER=";PDER,"RDER=";RDER,"M1=";M1,"M2=";M2
1260 LET P10=PA
1270 LET P11=P10+DT*PDER
1280 LET P20=PO
1290 LET P21=P20+DT*RDER
1300 LET FO=P10*DC^2*PI/4-P20*(DC^2-DB^2)*PI/4
1310 LET X0=0
1320 LET XVO=0

```

```

1330 REM *****
1340 REM * FORMULE AMELIOREE D'EULER *
1350 REM *****
1360 LET R01=1.189*(P11/PA)^(1/N1)
1370 LET R011=R01
1380 LET R02=1.189*(P21/PA)^(1/N2)
1390 LET R021=R02
1400 GOSUB 3210
1410 LET M11=M1
1420 LET M21=M2
1430 LET F1=P11*(DC^2-DB^2)*PI/4-P21*DC^2*PI/4
1440 LET X=0
1450 LET XV=0
1460 LET P11=P10+.5*DT*(PDER+FNP(P11,M1,R01,X,XV))
1470 LET P21=P20+.5*DT*(RDER+FNR(P21,M2,R02,X,XV))
1480 LET X1=X
1490 LET XV1=XV
1500 PRINT "P11= ";P11,"P21= ";P21,"X1= ";X1,"XV1= ";XV1,"F1= ";F1
1510 'RINT #1,"P11=";P11,"P21=";P21,"X1=";X1,"XV1=";XV1,"F1=";F1
1520 PRINT "P12 P22 F2 X2 XV2 M1 M2";
1530 PRINT " SDER T2"
1540 'PRINT #1,"P12 P22 F2 X2 XV2 M1 M2";
1550 'PRINT #1," SDER T2"
1560 REM *****
1570 REM * DEPART D'ITERATION *
1580 REM *****
1590 LET TO=0
1600 LET T1=TO+DT
1610 LET T2=T1+DT
1620 LET PDER=FNP(P11,M11,R011,X1,XV1)
1630 LET RDER=FNR(P21,M21,R021,X1,XV1)
1640 LET P12=P10+2*DT*PDER
1650 LET AP12=P12
1660 LET P22=P20+2*DT*RDER
1670 LET AP22=P22
1680 LET NIT=1
1690 LET SDER=FNS(F1,X1,XV1,P11)
1700 LET XV2=XV0+2*DT*SDER
1710 LET X2=X0+2*DT*XV1
1720 IF SDER<=0 AND X2<=0 THEN LET X2=0
1730 IF SDER<=0 AND X2<=0 THEN LET XV2=0
1740 LET AV2=XV2
1750 LET A2=X2
1760 REM *****
1770 LET F2=P12*(DC^2-DB^2)*PI/4-P22*DC^2*PI/4
1780 LET R012=1.189*(P12/PA)^(1/N1)
1790 LET R022=1.189*(P22/PA)^(1/N2)
1800 LET R01=R012
1810 LET R02=R022
1820 LET P1=P12
1830 LET P2=P22
1840 LET MM1=M1
1850 LET MM2=M2
1860 GOSUB 3210
1870 LET M12=(MM1+M1)/2
1880 LET M22=(MM2+M2)/2
1890 LET P12NEW=P11+.5*DT*(PDER+FNP(P12,M12,R012,X2,XV2))
1900 LET P22NEW=P21+.5*DT*(RDER+FNR(P22,M22,R022,X2,XV2))
1910 LET XV2NEW=XV1+.5*DT*(SDER+FNS(F2,X2,XV2,P12))
1920 LET X2NEW=X1+.5*DT*(XV1+XV2)
1930 IF SDER<=0 AND X2NEW<=0 THEN LET X2NEW=0
1940 IF SDER<=0 AND X2NEW<=0 THEN LET XV2NEW=0
1950 IF ABS((P12NEW-P12)/P12NEW)<.001 AND ABS((P22NEW-P22)/P22NEW)<.001 THEN GOT
0 2050
1960 LET NIT=NIT+1
1970 IF NIT>10 THEN GOTO 3440
1980 LET P12=P12NEW
1990 LET P22=P22NEW
2000 LET XV2=XV2NEW
2010 LET X2=X2NEW
2020 GOTO 1770

```

```

2030 REM <<<<<<<< VALEURS FINALES CONSEILLEES >>>>>>>>
2040 REM *****
2050 LET P12=P12NEW+.2*(AP12+2*DT*PDER-P12NEW)
2060 LET P22=P22NEW+.2*(AP22+2*DT*RDER-P22NEW)
2070 LET XV2=XV2NEW+.2*(AV2-XV2NEW)
2080 LET X2=X2NEW+.2*(A2-X2NEW)
2090 Z=Z+1:LOCATE 2,2:PRINT Z
2100 PRINT #1,USING "#####  #####  ####.###  #.#####  #.#####  #.###  #.##
#  ##.###  #.###";P12;P22;F2;X2;XV2;M1;M2;SDER;T2
2110 PRINT USING "#####  #####  ####.###  #.#####  #.#####  #.###  #.###
###.###  #.###";P12;P22;F2;X2;XV2;M1;M2;SDER;T2
2120 REM *****
2130 IF X2>=9.000001E-02 THEN LET D2=.001
2135 IF X2>=L THEN GOTO 2350
2140 LET T0=T1
2150 LET T1=T2
2160 LET P10=P11
2170 LET P11=P12
2180 LET M10=M11
2190 LET M11=M12
2200 LET R010=R011
2210 LET R011=R012
2220 LET X0=X1
2230 LET X1=X2
2240 LET XV0=XV1
2250 LET XV1=XV2
2260 LET P20=P21
2270 LET P21=P22
2280 LET M20=M21
2290 LET M21=M22
2300 LET R020=R021
2310 LET R021=R022
2320 LET F0=F1
2330 LET F1=F2
2340 GOTO 1610
2350 CLOSE #1
2360 CLS:KEY OFF
2370 SCREEN 3
2380 FOR H=1 TO 8
2390 Q$=INPUT$(1)
2400 IF Q$="N" THEN GOTO 3170
2410 IF H=6 THEN GOTO 3160
2420 IF H=7 THEN GOTO 3160
2430 FOR I=180 TO 10 STEP -15.3
2440 LINE (315,10)-(315,180):LINE (315+.6,I)-(315-.6,I)
2450 NEXT I
2460 FOR I=360 TO 590 STEP 5
2470 LINE (360,180)-(590,180):LINE (I,180-.6)-(I,180+.6)
2475 NEXT I
2480 FOR I=180 TO 10 STEP -23
2490 LINE (360,10)-(360,180):LINE (360+.6,I)-(360-.6,I)
2500 NEXT I
2510 FOR I=180 TO 10 STEP -15.3
2520 LINE (50,10)-(50,180):LINE (50+.6,I)-(50-.6,I)
2525 NEXT I
2530 FOR I=50 TO 265 STEP 5
2540 LINE (50,180)-(265,180):LINE (I,180+.6)-(I,180-.6)
2550 NEXT I
2560 FOR I=360 TO 210 STEP -15.8
2570 LINE (360,210)-(360,385):LINE (360+.6,I)-(360-.6,I)
2580 NEXT I
2585 'FOR I=344 TO 420 STEP 15.15
2586 'LINE (325,344)-(325,420):LINE (325+.6,I)-(325-.6,I)
2587 'NEXT I
2590 FOR I=360 TO 590 STEP 5
2600 LINE (360,360)-(590,360):LINE (I,360+.6)-(I,360-.6)
2610 NEXT I
2620 FOR I=360 TO 210 STEP -15.7
2630 LINE (50,210)-(50,385):LINE(50+.6,I)-(50-.6,I)
2640 NEXT I
2650 FOR I=50 TO 265 STEP 5
2660 LINE (50,360)-(265,360):LINE (I,360+.6)-(I,360-.6)
2670 NEXT I
2672 FOR I=580 TO 605 STEP 5
2675 LINE (580,40)-(605,40):LINE (I,40+.6)-(I,40-.6)
2678 NEXT I

```

```

2680 PSET (50,10):DRAW"g3e3f3h3":PSET (265,180):DRAW"h3f3g3e3"
2690 PSET (315,10):DRAW"g3e3f3h3"
2700 PSET (360,10):DRAW"g3e3f3h3":PSET (590,180):DRAW"h3f3g3e3"
2710 PSET (50,210):DRAW"g3e3f3h3":PSET (265,360):DRAW"h3f3g3e3"
2720 PSET (360,210):DRAW"G3E3F3H3":PSET (590,360):DRAW"H3F3G3E3"
2722 A$(1)="00":A$(2)="02"
2724 A$(3)="04":A$(4)="06"
2726 A$(5)="08":A$(6)="10"
2730 FOR I=1 TO 6
2740 LOCATE 14-2*I,37:PRINT A$(I)
2745 NEXT I
2752 A$(1)="00":A$(2)="02"
2754 A$(3)="04":A$(4)="06"
2756 A$(5)="08":A$(6)="10"
2760 FOR I=1 TO 6
2770 LOCATE 14-2*I,5:PRINT A$(I)
2775 NEXT I
2787 A$(1)="0":A$(2)="2"
2788 A$(3)="4":A$(4)="6"
2789 FOR I=1 TO 4
2790 LOCATE 15-3*I,44:PRINT A$(I)
2791 NEXT I
2792 A$(1)="000":A$(2)="200"
2793 A$(3)="400":A$(4)="600"
2794 A$(5)="800"
2795 FOR I=1 TO 5
2796 LOCATE 25-2*I, 4:PRINT A$(I)
2797 NEXT I
2800 LOCATE 12,31:PRINT "0"
2802 A$(1)="0":A$(2)="2"
2804 A$(3)="4":A$(4)="6"
2805 A$(5)="8"
2807 FOR I=1 TO 5
2810 LOCATE 25-2*I,44:PRINT A$(I)
2815 NEXT I
2820 LOCATE 1,8:PRINT "V[.1m/s]"
2850 LOCATE 1,47:PRINT "P[bar]"
2855 LOCATE 1,41:PRINT "X[m]"
2860 LOCATE 14,37:PRINT "SDER"
2865 LOCATE 15,35:PRINT "[3m/s2]"
2870 LOCATE 11,72:PRINT "T[.01s]"
2872 LOCATE 11,29:PRINT "T[.01s]"
2875 LOCATE 22,32:PRINT "T[.01s]"
2877 LOCATE 22,72:PRINT "T[.01s]"
2880 LOCATE 14,8:PRINT "F[10N]"
2885 LOCATE 2,72:PRINT"5[.01s]"
2886 LINE(0,0)-(0,399):LINE(0,0)-(635,0):LINE(635,0)-(635,399):LINE(0,399)-(635,
399)
2900 OPEN "I",#1,"R"
2910 IF H=1 THEN X1=360:Y1=180-100000!/4500
2920 IF H=2 THEN X1=360:Y1=180-620000!/4500
2930 IF H=4 THEN X1=360:Y1=180
2940 IF H=5 THEN X1=50:Y1=180
2950 IF H=8 THEN X1=360:Y1=360
2960 IF H=3 THEN X1=50:Y1=360
2970 FOR I=1 TO Z
2980 FOR U=1 TO 9
2990 INPUT #1,X
3000 IF EOF(1) THEN GOTO 3160
3010 IF U<>H THEN 3030
3020 Y=X
3030 IF U<>9 THEN 3140
3040 T=X
3060 IF H=1 THEN Y2=180-Y/4500 :X2=T*500+360
3070 IF H=4 THEN Y2=180-Y*1525 :X2=T*500+360
3080 IF H=5 THEN Y2=180-Y*154:X2=T*500+50
3090 IF H=8 THEN Y2=360-Y*5.2:X2=T*500+360
3100 IF H=2 THEN Y2=180-Y/4500 :X2=T*500+360
3110 IF H=3 THEN Y2=360-Y/6.5:X2=T*500+50
3120 LINE(X1,Y1)-(X2,Y2)
3130 X1=X2:Y1=Y2
3140 NEXT U

```

```

3150 NEXT I
3160 CLOSE #1
3170 NEXT H
3180 A$=INPUT$(1)
3190 IF A$="0" THEN GOTO 2360
3200 FOR I=1 TO 1000000!
3201 NEXT I
3210 REM *****
3220 REM *
3230 REM *   CALCUL DES DEBITS EN MASSE   *
3240 REM * *****
3250 REM *****
3260 REM   RAPPORT DE PRESSION
3270 LET R1=P1/P0
3280 IF R1>=1 THEN LET M1=0
3290 IF R1>=1 THEN GOTO 3320
3300 IF R1<.527 THEN GOTO 3330
3310 LET M1=MU1*D1^2*PI/4*SQR(2*K/(K-1)*P0*R00*R1^(2/K)*(1-R1^((K-1)/K)))
3320 GOTO 3340
3330 LET M1=MU1*D1^2*PI/4*(2/(K+1))^(1/(K-1))*SQR(P0*R00*2*K/(K+1))
3340 LET R2=PA/P2
3350 IF R2>=1 THEN LET M2=0
3360 IF R2>=1 THEN GOTO 3420
3370 IF R2<.527 THEN GOTO 3400
3380 LET M2=MU2*D2^2*PI/4*SQR(2*K/(K-1)*P2*R02*R2^(2/K)*(1-R2^((K-1)/K)))
3390 GOTO 3410
3400 LET M2=MU2*D2^2*PI/4*(2/(K+1))^(1/(K-1))*SQR(P2*R02*2*K/(K+1))
3410 IF P2>PA THEN LET M2=-M2
3420 RETURN
3430 CLOSE #1
3440 END

```

CONCLUSIONS ET RECOMANDATIONS:

Les phénomènes physiques rencontrés au cours de l'entraînement linéaire pneumatique peuvent être décrits par des équations différentielles.

Comme on le constatera, sur la base des résultats théoriques et expérimentaux, la simulation donne une image acceptable de la pratique.

Le point le plus important de cette étude est l'élaboration de la méthode de simulation du système de commande pneumatique à l'aide de laquelle il devient possible de prévoir à l'avance le comportement dynamique de celui ci.

Ces prévisions sont essentielles aussi bien dans un projet d'entraînement pneumatique linéaire, que dans d'autres projets pouvant être simulés.

Ces connaissances et ces informations sont d'une importance, économique et de sécurité, capitale au cours d'un projet, car il s'agit là de manipuler plusieurs versions du système avec diverses charges sans rien investir en échange, on procède uniquement à des modifications dans les données du programme, jusqu'à l'obtention de résultats répondant aux exigences de la construction.

Ainsi, dans le domaine de la robotique (exemple d'un manipulateur), nous pouvons choisir les vérins avec précision en prédéterminant la force sur la pince, la vitesse de déplacement du bras, son accélération etc...

La simulation donnera la caractéristique du vérin qui satisfait le mieux à la cadence de fonctionnement. Ainsi on pourra faire un choix efficace de matériel.

Le rapprochement des caractéristiques graphiques obtenues, nous montre une bonne corrélation entre la simulation et l'expérience. Cette corrélation se retrouve aussi avec les travaux d'ADAMS et al [1], du Dr IMRE [2], et de Y.T.Wang et al [3].

Le modèle de simulation présenté ici permet de déterminer les caractéristiques du vérin qui répond le mieux à l'application souhaitée. Le banc expérimental permet de contrôler et d'affiner le modèle de simulation et d'évaluer les effets des approximations adoptées.

Enfin nous souhaitons que le département de mécanique puisse acquérir les composants nécessaires à la réalisation du banc d'essai pour qu'on puisse refaire les essais et faire une comparaison plus complète des résultats. L'assemblage et la mise en marche du banc d'essai peuvent faire l'objet d'un projet de fin d'études d'un ingénieur mécanicien.

Dans notre pays l'intérêt doit porter sur l'automatisation des postes de travail pour une meilleure rentabilité de nos entreprises.

Toutes les industries peuvent étre touchées par cette nouvelle méthode de travail; Citons par exemple les industries chimiques, sidérurgiques, alimentaires etc... Plus particulièrement la robotisation de l'industrie automobile ne pourra se passer des moyens pneumatiques dont le vérin représente le maillon essentiel de la chaîne.

Dans les mêmes perspectives nous pouvons citer les besoins qui seront formulés dans le projet du Métro d'Alger en matière d'équipement pneumatique.

Ainsi donc, les utilisateurs de vérins trouveront un terrain déjà déblayé pour l'essai et le contrôle de ces composants qu'ils auront à utiliser et à monter sur leurs mécanismes pneumatiques.

Ce présent travail rendra également un service très palpable à notre Laboratoire Atelier Flexible qui est démuné de tout équipement pouvant répondre aux besoins pressants de la recherche dans le domaine de la pneumatique.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] GLEN O.ADAMS , R.D.BONNELL and J.E.FUNK:
"Computer Simulation of fluid power systems".
National Conference on Fluid Power; (1968).
- [2] DR CSERNYANSZKY IMRE: "Simulation de l'entraînement
pneumatique linéaire d'un vérin en position
horizontale", Université Technique de Budapest.
(1984).
- [3] Y.T.Wang,R.Singh,H.C.Yu and D.A.Guenther:
"Computer Simulation of a shock-absorbing
pneumatic cylinder". Journal of sound and
vibration(1984) 93(3),353-364.
- [4] P.J.Fort: "Automatisation des machines outils"
édition Foucher _ paris (1970).
- [5] Y.T.WANG, R.SINGH and D.A.GUENTHER: "Modeling of an
impulse-Absorbing pneumatic cylinder".
Departement of Mechanical Engineering; The Ohio
State University, Columbus; (Mars 1982).
- [6] YING.TSAI WANG,RAJENDRA SINGH(associate prof.mem.ASME)
"Frequency response of a nonlinear pneumatic
system"; Journal of applied mechanics (Mars 1987).
- [7] V.KIRILLIN, V.SYTCHEV, A.SHEINDLIN: "Thermodynamique
technique", édition MIR; (1981).
- [8] R.COMOLET: "Mécanique expérimentale des fluides".T1
"statique et dynamique des fluides non visqueux".
édition MASSON (1979).
- [9] J.M.KAY:"Introduction à la mécanique des fluides et
la transmission de la chaleur".
édition DUNOD (1964).
- [10] L.LANDAU et E.LIFCHITZ: "Mécanique des fluides".
édition MIR (1971).
- [11] L.PRANDTL:"Guide à travers la mécanique des fluides".
édition DUNOD (1952).
- [12] CAIUS JACOB:"Introduction mathématique à la mécanique
des fluides".
édition GAUTHIER-VILLARS paris (1959).

[13] CATALOGUES:

- 1* Télémécanique: "Constituants d'automatismes pneumatiques"; (1986).
- 2* Compair Climax.France: "Gamme de vari. o. matériel complémentaire", (1985).
- 3* Legris: "Systèmes de raccordement et robinetterie pour l'industrie"; (1986).
- 4* Joucomatic International:
"Contrôle et transmission automatique des fluides".
"Composants pneumatiques d'automatisation".
(1986).
- 5* Sensotec et représentant ENDEVCO France:
"Transducers and instrumentation".
(1986 , 6-85 et 4-83).
- 6* ENERTEC: "Capteurs de déplacement rectiligne; capteurs de proximité".
(Avril 1985).
- 7* JAQUET S.A (représenté en France par MOR:
"Appareils et composants pour l'industrie et la recherche".
(3-1983).

- [14] YING.TSAI WANG and RAJENDRA SINGH: "Pneumatic Chamber nonlinearities"; Journal of applied mechanics (dec.1986).
- [15] Mc CRACKEN-DORN: "Numerical methods and fortran programming".
(John Willey and sons.Inc. New York 1964).
- [16] A.GOURDIN, M.BOUMAHRAT: "Méthodes Numériques Appliquées", OPU Alger; (1983).