
Essais en laboratoire et sur le terrain des pompes à main

IDRC-TS

51_f

Goh Sing Yau



Le Centre de recherches pour le développement international, société publique créée en 1970 par une loi du Parlement canadien, a pour mission d'appuyer des recherches visant à adapter la science et la technologie aux besoins des pays en développement; il concentre son activité dans cinq secteurs : agriculture, alimentation et nutrition; information; santé; sciences sociales; et communications. Le CRDI est financé entièrement par le Parlement canadien, mais c'est un conseil des gouverneurs international qui en détermine l'orientation et les politiques. Établi à Ottawa (Canada), il a des bureaux régionaux en Afrique, en Asie, en Amérique latine et au Moyen-Orient.

© Centre de recherches pour le développement international 1986
Adresse postale : C.P. 8500, Ottawa (Canada) K1G 3H9
Siège : 60, rue Queen, Ottawa, Canada

Goh, Sing Yau

IDRC-TS51f

Essais en laboratoire et sur le terrain des pompes à main.
Ottawa, Ont., CRDI, 1986. 152 p. : ill.

/Pompes/, /matières plastiques/, /outils à main/, /mise à l'épreuve/, /méthodologie/ — /modèles mathématiques/, /conception de produits/, /laboratoires/, /recherche sur le terrain/, /programmes d'ordinateur/.

CDU: 621.65.001.5

ISBN: 0-88936-452-4

Traduction : Bureau des traductions, Secrétariat d'État
Révision : Jean-Daniel Dupont

Édition microfiche offerte sur demande.

This publication is also available in English.

Essais en laboratoire et sur le terrain des pompes à main

Goh Sing Yau

Résumé On a mis au point, pour l'usage des habitants des régions rurales des pays en développement, une pompe à main d'entretien facile dont les pièces souterraines sont en matières plastiques bon marché (polyéthylène, chlorure de polyvinyle). Pour s'assurer que la pompe fonctionne convenablement dans les conditions réelles d'utilisation, les chercheurs de l'Université de Malaya, en collaboration avec le ministère de la Santé de Kuala Lumpur, en Malaisie, ont élaboré un programme d'essais en laboratoire et sur le terrain. Cette étude technique présente la description détaillée de ce programme, incluant l'analyse mathématique de la pompe à piston et une méthode d'amélioration de l'assemblage de la soupape grâce à la simulation informatique et à des essais spéciaux en laboratoire. La méthodologie des essais sur le terrain est décrite et les formulaires normalisés d'enquête sur le terrain sont présentés, de même que deux logiciels utilisables sur des micro-ordinateurs compatibles avec Apple II. Ces logiciels permettent la collecte et le traitement automatique de données à partir d'un équipement expérimental.

Abstract An easily maintained handpump incorporating low-cost plastics (polyethylene and polyvinyl chloride) in the manufacture of the below-ground components has been developed for use in rural areas of the developing world. To ensure that it would function adequately under actual field conditions, laboratory and field testing protocols were developed by researchers at the University of Malaya, in collaboration with the Ministry of Health, Kuala Lumpur, Malaysia. This technical study contains a detailed description of these protocols. It includes a mathematical analysis of the reciprocating pump and a methodology for optimizing the design of the valve assemblies through computer simulation and selected laboratory testing. The methodology for field testing is described and standardized field survey forms are included. Two computer programs are also included for use on Apple II-compatible microcomputers. These permit the automatic acquisition and processing of data from an experimental rig.

Resumen Una bomba de fácil mantenimiento y que incorpora plásticos de bajo costo (polietileno y cloruro de polivinilo) en la manufactura de las partes subterráneas ha sido inventada para uso en las áreas del mundo en desarrollo. Para asegurar su funcionamiento adecuado en condiciones reales de campo, los investigadores de la Universidad Malaya desarrollaron protocolos de prueba en colaboración con el Ministerio de Salud de Malasia. Este estudio técnico contiene la descripción de tales protocolos. Incluye también un análisis matemático de la bomba y una metodología para optimizar el diseño de las partes de la válvula mediante simulación computarizada y pruebas de laboratorios selectas. Se describe la metodología para pruebas de campo y se incluyen formularios para las encuestas respectivas. También contiene este documento dos programas de computador para uso en microcomputadores Apple II compatibles. Todo esto permite la adquisición y procesamiento automáticos de datos del equipo experimental.

TABLE DES MATIÈRES

Équipe du projet	5
Avant-propos	7
Préface	9
Terminologie et définitions	11
1. Introduction	14
2. Le modèle mathématique	16
Le cycle	16
Détermination de la force appliquée à la tige du piston	17
Le diagramme force-déplacement	22
Autres paramètres du modèle	25
Oscillations dans la tige du piston	33
Logiciel pour calculer le rendement de la pompe	38
3. Étude expérimentale	39
Montage expérimental	39
Comparaison entre les valeurs mesurées et les valeurs calculées à partir du modèle mathématique	41
Simulation informatique du fonctionnement d'une pompe à main	59
Construction optimale	59
Construction de la pompe à main CRDI-UM	63

4. Essais sur le terrain 71

Formules de collecte de données 71

Méthodes et matériel de mesure 71

Autres méthodes de mesure utilisées sur le terrain 73

Résultats du programme de contrôle sur le terrain 80

Amélioration des caractéristiques d'usure de la pompe à main CRDI-UM 90

5. Conclusion 95

Références 96

Annexe A : Logiciel interactif pour les calculs du rendement de la pompe à main 100

Annexe B : Logiciel interactif pour la collecte et le traitement automatiques des données obtenues à l'aide du montage d'essai de la pompe à main 109

Annexe C : Feuilles de collecte de données de contrôle sur le terrain 142

Assistants de laboratoire

Yap Yin Fai
K. Kandasamy

Université de Malaya
Université de Malaya

AVANT-PROPOS

En raison de l'accroissement rapide de leurs populations, de la rareté des ressources matérielles et du manque de compétences, la plupart des pays en développement n'ont pas été en mesure de fournir à leurs populations rurales bon nombre des services de base nécessaires au maintien de leur bien-être physique et social. L'accès à des sources suffisantes d'eau potable constitue l'un des plus importants de ces services.

Dans les pays industrialisés, l'abondance de l'eau potable est souvent considérée comme normale. Par contre, dans les pays en développement, il arrive souvent que la seule eau disponible soit contaminée par des organismes pathogènes. C'est pour attirer l'attention sur ce problème sans cesse croissant que fut lancée la Décennie internationale de l'eau potable et de l'assainissement (1981-1990). Pour répondre aux objectifs de la Décennie, le Centre de recherches pour le développement international (CRDI) a appuyé les recherches portant sur l'élaboration de technologies peu coûteuses en matière d'approvisionnement en eau potable et d'assainissement de l'eau. Étant donné que l'approvisionnement en eau potable est lié à la présence de dispositifs de pompage fiables, le CRDI a concentré ses efforts sur la conception d'une pompe à main simple et économique dont les éléments souterrains sont en matières plastiques facilement disponibles sur le marché, telles que le chlorure de polyvinyle et le polyéthylène. L'objectif du CRDI était de favoriser la conception d'une pompe pouvant être fabriquée sur place, utilisée et entretenue facilement par des populations rurales largement illettrées. Comme dans n'importe quelle technologie, la viabilité technique et économique de la pompe, ainsi que ses caractéristiques opérationnelles, doivent être soigneusement évaluées avant que l'on puisse envisager de l'utiliser. Il a d'abord fallu simuler en laboratoire les conditions sur le terrain. Les éléments constitutifs de la pompe furent ensuite

modifiés en fonction des résultats des essais et des prototypes furent construits pour des essais dans les conditions réelles.

Il est essentiel que les innovations apportées à la conception de tels dispositifs de pompage, qui seront fabriqués localement, soient durables et de construction solide afin de fonctionner efficacement. Il est donc nécessaire de mettre au point et d'établir des méthodes d'essai rigoureuses. Le présent ouvrage décrit les essais exécutés sur la pompe à main conçue par le CRDI et l'Université de Malaya (CRDI-UM), connue à l'origine sous le nom de pompe de modèle Waterloo. Les essais ont été mis au point par le professeur Goh Sing Yau, chercheur principal des deux phases du projet "Technologie du pompage de l'eau" (Malaisie) parrainé par le CRDI.

L'objectif de cette publication du CRDI est d'apporter un complément au programme global d'essai des pompes à main du Programme de développement des Nations Unies (PDNU) et de la Banque mondiale, en partageant les connaissances et l'expérience acquises après plusieurs années de recherche pour la conception d'une pompe à main peu coûteuse pouvant être utilisée et entretenue par les villageois. Nous espérons que ce document apportera non seulement une contribution à l'excellent travail exécuté dans le cadre du Programme des Nations Unies et de la Banque mondiale, mais qu'il servira également de guide aux organismes, institutions et industries intéressés à la technologie des pompes à main. Cette contribution à la Décennie internationale de l'eau potable et de l'assainissement vise à venir en aide aux nombreuses populations rurales qui n'ont toujours pas accès à l'un des éléments les plus importants du maintien de la vie, l'eau potable.

Donald S. Sharp

Directeur associé, Approvisionnement en eau et services d'hygiène

Division des sciences de la santé

Centre de recherches pour le développement international

PRÉFACE

Cet ouvrage vise à regrouper en une seule publication les résultats d'un projet de recherche parrainé par le Centre de recherches pour le développement international (CRDI) sur les essais en laboratoire et sur le terrain des pompes à main en chlorure de polyvinyle (PCV). Ces essais ont été exécutés par l'Université de Malaya en collaboration avec le ministère de la Santé de Malaisie. La plupart des résultats présentés dans cet ouvrage n'ont jamais été publiés, bien que certains aient fait l'objet de publications distinctes. Cette publication s'adresse aux chercheurs ainsi qu'aux travailleurs sur le terrain qui s'intéressent aux pompes à main.

Le chapitre 2, qui décrit l'analyse mathématique de la pompe à piston actionnée à la main, et le chapitre 3, qui porte sur les essais en laboratoire, recommandent une méthode visant à optimiser la conception détaillée des clapets de la pompe à main par simulation sur ordinateur et essais sélectifs en laboratoire. Le chapitre 4 décrit les essais effectués sur le terrain. Ainsi, les lecteurs surtout intéressés par les essais sur le terrain peuvent sauter les chapitres 2 et 3 et se concentrer sur le chapitre 4 et l'annexe C. Ceux qui s'intéressent davantage aux essais en laboratoire liront d'abord les chapitres 2 et 3 ainsi que les annexes A et B. L'annexe A présente un logiciel en mode conversationnel, basé sur l'analyse mathématique du chapitre 2, servant à évaluer le rendement d'une pompe à main. Un chercheur peut ainsi obtenir directement les rendements prévus sans devoir effectuer les calculs du chapitre 2. L'annexe B présente un logiciel en mode conversationnel pour la saisie et le traitement automatiques des données obtenues au moyen du montage expérimental décrit au chapitre 3. Ces deux logiciels sont rédigés en langage Basic Applesoft utilisable avec les micro-ordinateurs compatibles avec Apple II. Par conséquent, la conception et la mise au point des pompes à main peuvent se

faire au moyen de petits micro-ordinateurs personnels relativement peu coûteux.

Ma participation à la recherche sur les pompes à main et à la conception d'un modèle efficace fut une expérience fort enrichissante, non seulement sur le plan technique, mais aussi en raison de la collaboration avec des chercheurs d'autres disciplines, tant localement qu'à l'étranger. Ces travaux ont été rendus possibles grâce au généreux appui du Centre de recherches pour le développement international qui a subventionné le projet sur les pompes à main.

J'aimerais d'autre part remercier plusieurs personnes avec qui j'ai travaillé, notamment Tim Journey, Michael McGarry et Marjorie Koblinsky qui m'ont fait connaître la pompe à main en PCV, ainsi que Donald Sharp et Lee Kam Wing pour leur appui et l'intérêt soutenu qu'ils ont porté au projet sur les pompes à main.

Je tiens également à remercier les membres de l'équipe du projet (voir pages 5 et 6) pour leur contribution dans leurs propres domaines de spécialisation, ainsi que les villageois de Kuala Pilah et Malim Nawar pour leur participation aux essais sur le terrain.

Goh Sing Yau
Université de Malaya
Kuala Lumpur, Malaisie

TERMINOLOGIE ET DÉFINITIONS

- $A_p, A_R, A_o, A_h, A_a, A_v$ Aire du corps de la pompe, de la tige du piston, des orifices de passage du piston, de l'espace annulaire entre l'obturateur du clapet et le dessus du piston, de l'espace annulaire entre l'obturateur du clapet et le corps de la pompe, de l'obturateur du clapet
- B_p, B_R Flottabilité exercée par le piston, par la tige du piston
- C_1 Constante de fuite
- d'_o, d_o, d_p Diamètre correspondant à l'orifice de passage du piston, d'un orifice de passage, du corps de la pompe
- f Facteur de frottement dans un tuyau
- F_u, F_D Force de frottement exercée sur le piston en mouvement ascendant, en mouvement descendant
- $F_{12}, F_{23}, F_{34}, F_{41}$ Forces exercées sur la tige du piston pendant les courses ascendantes et descendantes
- g Accélération due à la pesanteur
- h_1, h_2 Hauteur de la colonne d'eau au-dessus du piston, de la colonne d'eau entre le dessous du piston et le plan d'eau inférieur
- h_T Hauteur totale d'élévation de l'eau, ou charge hydraulique
- k_1, k_2, k_c, k_T Constantes empiriques d'écoulement

- l Longueur du piston et du clapet de pied
- L Distance parcourue par le piston
- L_R Longueur de la bielle entre le volant et l'axe d'articulation sur le coulisseau
- L_0 Longueur de la course
- m Masse
- N Nombre de courses par minute
- $p, p_a, p_{w1}, p_{w2}, p_1, p_2$ Pressions : en général, atmosphérique, au-dessus du piston, au-dessous du piston, au point 1, au point 2
- $\Delta p, \Delta p_{12}, \Delta p_{23}, \Delta p_{34}, \Delta p_{41}$ Pertes de charge dans le piston : en général, au cours de la course considérée
- r Longueur de la mi-course
- Re Nombre de Reynolds
- t Temps
- t_{12}, t_{34} Durée de fermeture de l'obturateur du clapet pour une hauteur d'ouverture δ_{12}, δ_{34}
- U_0 Vitesse d'écoulement dans les orifices du piston et du clapet de pied
- \dot{v} Débit de fuite aux segments du piston
- V_L Volume de fuite par cycle aux segments du piston
- W_p, W_R, W_{w1}, W_{w2} Poids du piston, de la tige du piston, de la colonne d'eau au-dessus du piston, de la colonne d'eau au-dessous du piston
- x_{12}, x_{34} Distance parcourue par le piston durant la fermeture du clapet du piston, du clapet de pied
- x Délai total de fermeture des deux clapets

- y, \dot{y}, \ddot{y} Distance, vitesse, accélération dans la direction y
- z, \dot{z}, \ddot{z} Distance, vitesse, accélération dans la direction z
- α Facteur de correction de l'effet de paroi
- δ_{12}, δ_{34} Hauteur d'ouverture du clapet du piston, du clapet de pied
- μ Viscosité
- ρ, ρ_w, ρ_p Masses volumétriques : en général, de l'eau, du plastique ou du laiton
- ω_0 Vitesse angulaire

1. INTRODUCTION

Les Nations Unies ont proclamé les années 80 la Décennie internationale de l'eau potable et de l'assainissement afin de souligner le besoin urgent d'améliorer les installations d'eau potable et d'assainissement, surtout chez les populations rurales des pays en développement. L'objectif visé est de fournir des installations élémentaires d'eau potable et d'assainissement pour tous d'ici 1990. Il est cependant peu probable que les objectifs visés pour la Décennie internationale de l'eau potable puissent être atteints uniquement par l'utilisation de grands réseaux d'aqueduc, non seulement en raison de leur coût élevé, mais aussi à cause du manque de personnel local compétent pour les mettre en oeuvre.

L'une des méthodes les plus simples et les plus économiques d'assurer un approvisionnement fiable en eau potable consiste à installer des pompes à main pour extraire l'eau souterraine là où elle est disponible en quantité suffisante. Dans de nombreuses régions, le recours à la pompe à main peut représenter une solution provisoire. Par contre, dans les régions plus isolées ou inaccessibles, elle constitue bien souvent la seule méthode permettant de répondre aux besoins élémentaires en eau des populations rurales.

La pompe volumétrique à piston actionnée à la main était déjà utilisée au 16^e siècle pour soutirer du sol l'eau destinée à la consommation humaine et sa conception de base n'a guère changé depuis. Au cours des 10 ou 20 dernières années, on a assisté à une reprise de la recherche dans le domaine des pompes à piston (1-31) avec comme conséquence l'apparition d'un bon nombre de nouveaux modèles destinés principalement aux pays en développement. Certains modèles comportent des pièces fabriquées en matériaux indigènes comme le bois (2, 10) et le bambou (3).

Depuis 1976, le Centre de recherches pour le développement international (CRDI) subventionne des travaux de recherche pour la conception d'une pompe à main en chlorure de polyvinyle (PCV) destinée aux pays en développement (23). L'utilisation tout comme l'entretien de cette pompe doivent pouvoir être faits par les villageois eux-mêmes. Il faut également que la fabrication de la pompe puisse se faire sur place dans un pays en développement. Ces exigences garantissent non seulement qu'il y aura un transfert de technologie, mais aussi que les pièces de rechange pourront facilement être obtenues sur place.

Les premiers travaux de conception et les essais en laboratoire sur la pompe à main du CRDI ont été exécutés à l'Université de Waterloo au Canada (11). Le piston et le clapet de pied furent ensuite mis à l'essai aux Consumers' Association Testing Facilities au Royaume-Uni (12, 13). En 1978, six projets furent mis sur pied en Éthiopie, au Malawi, en Malaisie, aux Philippines, à Sri Lanka et en Thaïlande en vue de procéder, en laboratoire et sur le terrain, à d'autres essais sur les composants souterrains communs (23). Les éléments hors terre peuvent différer d'un pays à l'autre et ont été conçus afin de pouvoir être fabriqués sur place. La présente étude porte sur les techniques d'essai en laboratoire et d'essai sur le terrain mises au point dans le cadre du projet de Malaisie.

2. LE MODÈLE MATHÉMATIQUE

Le principe de fonctionnement de la pompe à eau élémentaire à piston est assez bien compris. Toutefois, les analyses du cycle idéal, comme celles de McJunkin (1) et Khurmi (32), ne tiennent pas compte des effets dynamiques du frottement du liquide, des pertes de charge, du délai de fermeture des clapets et des fuites aux segments du piston qui, comme nous le verrons plus loin, ont un effet non négligeable sur les rendements volumétrique et mécanique de la pompe. Il faut donc tenir compte de ces effets dynamiques si l'on veut optimiser les caractéristiques d'une pompe à piston.

Le cycle

La pompe à piston actionnée à la main dont il est question ici est essentiellement constituée d'un tuyau servant à l'élévation de la colonne d'eau, muni de deux clapets identiques. L'un d'eux, appelé clapet de pied, est fixé à la partie inférieure du tuyau et se trouve immergé dans l'eau. L'autre, le clapet du piston, est monté sur la tige du piston et se déplace de haut en bas dans un mouvement alternatif juste au-dessus du clapet de pied.

Le cycle de fonctionnement est illustré à la figure 1. La phase 1 indique la position à la fin de la course descendante du piston : le clapet du piston est ouvert et le clapet de pied est fermé. La course ascendante comporte deux étapes bien distinctes. Lors de la première étape (course ascendante de 1 à 2), le clapet du piston est ouvert et la tige du piston exerce une force relativement faible sur ce dernier. La seconde étape (course ascendante de 2 à 3) commence immédiatement après la fermeture du clapet du piston. Il s'agit de la course d'élévation proprement dite et la tige du piston supporte alors le poids de la colonne d'eau au-dessus du piston tout en subissant la force d'aspiration au-dessous de ce dernier. Pendant cette partie de la

course ascendante, l'eau est aspirée, à travers le clapet de pied, dans l'espace compris entre celui-ci et le piston. De même, la course descendante se décompose en deux parties distinctes. Dans un premier temps, (course descendante de 3 à 4), la tige du piston porte le poids de la colonne au-dessus du piston tant que l'accélération de celui-ci vers le bas est inférieure à l'accélération due à la pesanteur et que le clapet de pied est ouvert. À la phase 4, le clapet de pied est fermé et le deuxième temps (course descendante de 4 à 1) s'amorce. Durant cette dernière partie de la course descendante, la force exercée sur la tige du piston est plus faible car, suite à l'ouverture du clapet du piston, la colonne d'eau n'exerce plus aucune pression sur celui-ci.

Détermination de la force appliquée à la tige du piston

Course ascendante de 1 à 2

À la fin de la course descendante, le clapet de pied est fermé et le clapet du piston, ouvert. Lorsque

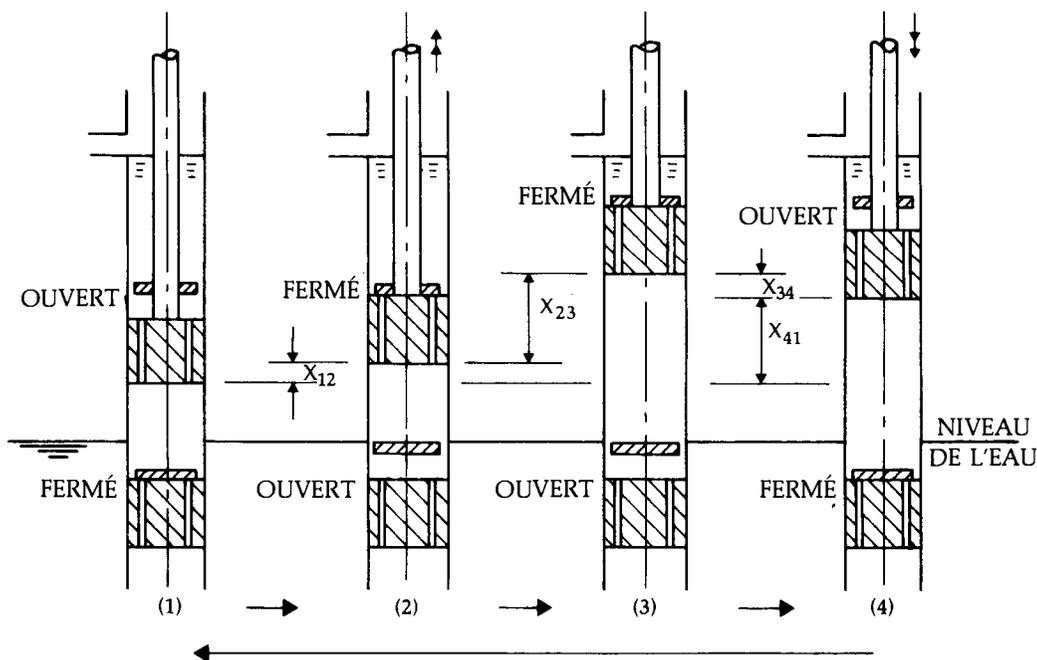


Fig. 1. Cycle de fonctionnement d'une pompe à piston actionnée à la main. (Tiré de la référence 23, page 40)

le piston monte, les forces qui s'exercent sur lui sont indiquées à la figure 2.

La force résultante exercée sur la tige du piston durant cette partie de la course ascendante est donnée par

$$\begin{aligned}
 F_{12} &= F_u + W_p + W_R + p_{w1} (A_p - A_R) + p_a A_R - p_{w2} A_p \\
 &= F_u + W_p + W_R + A_p (p_{w1} - p_{w2}) + A_R (p_a - p_{w1}) \\
 &= F_u + W_p + W_R - A_p \rho g l - A_R \rho g h_1 + \Delta p_{12} \cdot A_p \\
 F_{12} &= F_u + W_p + W_R - B_p - B_R + \Delta p_{12} \cdot A_p \quad [1]
 \end{aligned}$$

où

F_u représente la force de frottement exercée sur le piston durant la course ascendante

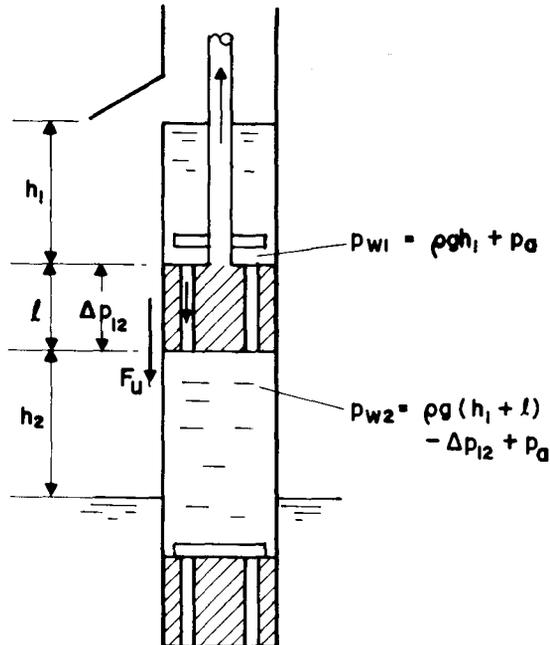


Fig. 2. Course ascendante de 1 à 2

W_p , W_R représentent le poids du piston et de sa tige respectivement

P_{w1} , P_{w2} , p_a représentent la pression au-dessus du piston, la pression au-dessous du piston et la pression atmosphérique respectivement

A_p , A_R représentent les aires des sections du piston et de sa tige respectivement

ρ représente la masse volumétrique de l'eau

g représente l'accélération due à la pesanteur

l représente la longueur du piston et du clapet de pied

h_1 représente la hauteur de la colonne d'eau au-dessus du piston

Δp_{12} représente la perte de charge dans le piston durant la course ascendante de 1 à 2

B_p , B_R représentent les flottabilités exercées par le piston et sa tige respectivement.

Course ascendante de 2 à 3

Il s'agit de la partie de la course ascendante durant laquelle le piston soulève la colonne d'eau retenue captive au-dessus de lui par la fermeture de son clapet. Les forces exercées sur le piston sont indiquées à la figure 3.

La force résultante exercée sur la tige du piston est donnée par

$$\begin{aligned}
 F_{23} &= F_u + W_p + W_R + p_{w1}(A_p - A_R) + p_a A_R - p_{w2} A_p \\
 &= F_u + W_p + W_R + A_p(p_{w1} - p_{w2}) + A_R(p_a - p_{w1}) \\
 &= F_u + W_p + W_R + A_p \rho g(h_1 + h_2) + \Delta p_{23} A_p - A_R \rho g h_1 \\
 &= F_u + W_p + W_R + \rho g h_1 (A_p - A_R) + A_p \rho g h_2 + \Delta p_{23} \cdot A_p \\
 F_{23} &= F_u + W_p + W_R + W_{w1} + W_{w2} + \Delta p_{23} \cdot A_p \quad [2]
 \end{aligned}$$

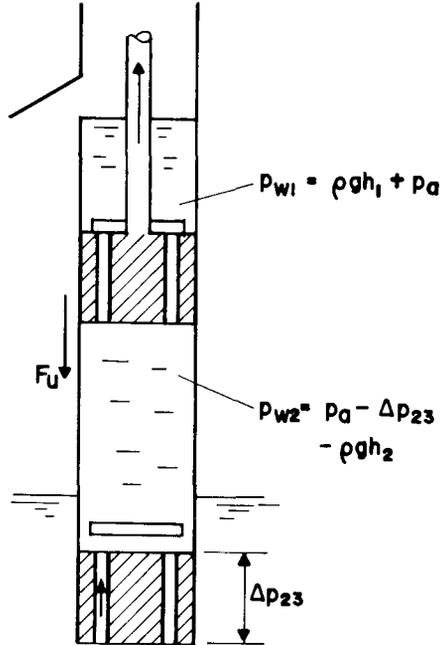


Fig. 3. Course ascendante de 2 à 3.

où

h_2 représente la hauteur de la colonne d'eau au-dessous du piston

p_{23} représente la perte de charge dans le clapet de pied durant la course ascendante de 2 à 3.

Course descendante de 3 à 4

Durant cette première phase de la course descendante, le clapet du piston est fermé et le clapet de pied, ouvert. Les forces exercées sur le piston sont indiquées à la figure 4.

La force résultante appliquée à la tige du piston est donnée par

$$F_{34} = -F_D - A_p p_{w2} + p_{w1} (A_p - A_R) + A_R p_a + W_p + W_R$$

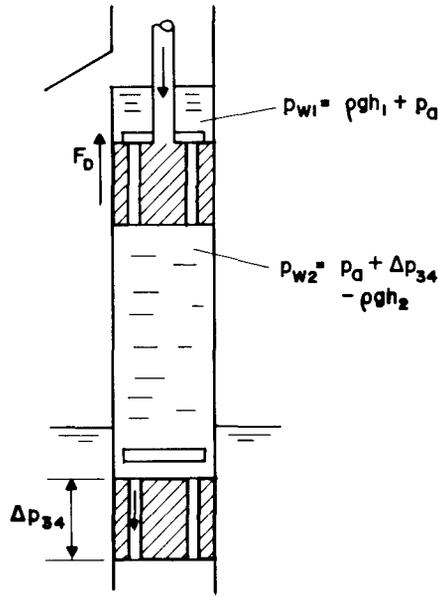


Fig. 4. Course descendante de 3 à 4.

$$\begin{aligned}
 &= -F_D + W_p + W_R + A_p (p_{w1} - p_{w2}) + A_R (p_a - p_{w1}) \\
 &= -F_D + W_p + W_R + \rho g (h_1 + h_2) A_p - \rho g h_1 A_R - \Delta p_{34} A_p \\
 &= -F_D + W_p + W_R + \rho g h_1 (A_p - A_R) + \rho g h_2 A_p - \Delta p_{34} A_p \\
 F_{34} &= -F_D + W_p + W_R + W_{w1} + W_{w2} - \Delta p_{34} \cdot A_p \quad [3]
 \end{aligned}$$

où

F_D représente la force de frottement exercée sur le piston durant la course descendante

Δp_{34} représente la perte de charge dans le clapet de pied durant la course descendante de 3 à 4.

Course descendante de 4 à 1

Dans la dernière phase de la course descendante, le clapet de pied est fermé et l'eau monte au-dessus du piston lorsque le clapet de ce dernier s'ouvre. Les forces exercées sur le piston sont indiquées à la figure 5.

La force résultante exercée sur la tige du piston est donnée par

$$\begin{aligned}
 F_{41} &= -F_D + W_p + W_R + p_{w1}(A_p - A_R) + p_a A_R - p_{w2} A_p \\
 &= -F_D + W_p + W_R + A_p(p_{w1} - p_{w2}) + A_R(p_a - p_{w1}) \\
 &= -F_D + W_p + W_R - A_p(\rho g \ell + \Delta p_{41}) - A_R \rho g h_1 \\
 F_{41} &= -F_D + W_p + W_R - B_p - B_R - \Delta p_{41} \cdot A_p \quad [4]
 \end{aligned}$$

où

Δp_{41} représente la perte de charge dans le piston durant la course descendante de 4 à 1.

Le diagramme force-déplacement

Travail fourni

En utilisant les quatre équations ci-dessus pour les forces exercées sur la tige du piston, on peut

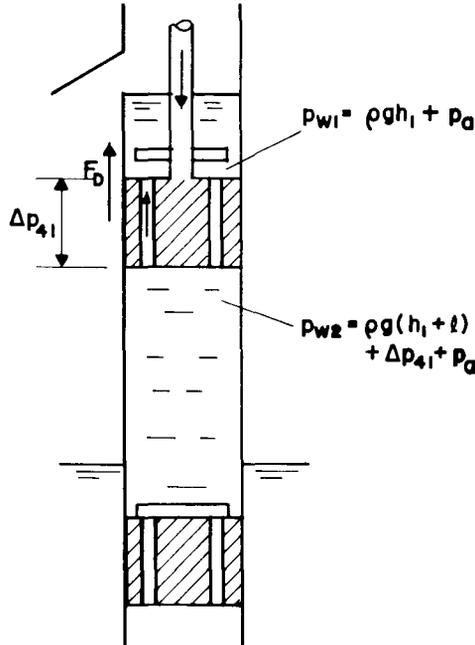


Fig. 5. Course descendante de 4 à 1.

tracer un diagramme force-déplacement (fig. 6) du cycle de fonctionnement de la pompe à piston. Le travail total fourni durant le cycle de fonctionnement est égal à l'aire de la région délimitée par la boucle force-déplacement. Dans le cas général, cette aire est donnée par l'expression

$$\begin{aligned}
 \oint FdL &= (W_{w1} + W_{w2} + B_p + B_R + F_u + F_D)(L_o - x_{12} - x_{34}) \\
 &\quad + (F_u + F_D)(x_{12} + x_{34}) + \oint \Delta p \cdot A_p dL \\
 &= [\rho g h_1 (A_p - A_R) + \rho g h_2 A_p + \rho g l A_p + \rho g h_1 A_R + F_u \\
 &\quad + F_D](L_o - x_{12} - x_{34}) + (F_u + F_D)(x_{12} + x_{34}) \\
 &\quad + \oint \Delta p \cdot A_p dL \\
 &= A_p \rho g h_T L_o (1 - x/L_o) + F_T L_o + A_p \oint \Delta p dL
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

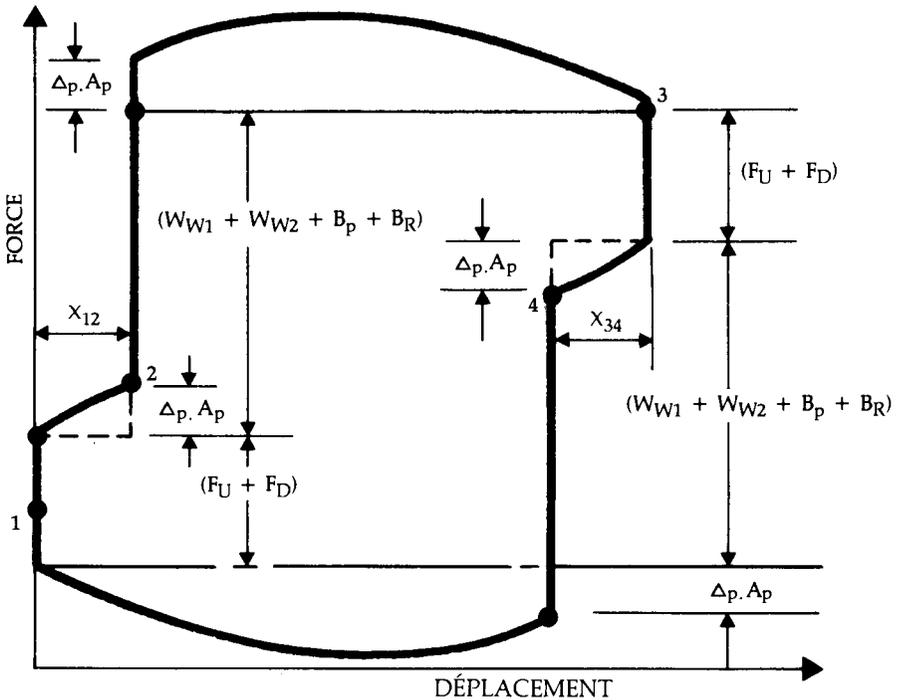


Fig. 6. Diagramme force-déplacement.
(Tiré de la référence 23, page 41)

où

$$h_T = h_1 + h_2 + \ell$$

$$F_T = F_U + F_D$$

$$x = x_{12} + x_{34} \quad (\text{délai total de fermeture des clapets})$$

L_0 représente la longueur de la course.

Rendement volumétrique

Le rendement volumétrique est défini par l'expression

$$\begin{aligned} \eta_{\text{vol}} &= \frac{\text{volume réel d'eau déversée par cycle}}{\text{volume déplacé durant la course d'aspiration}} \\ &= [(L_0 - x_{12} - x_{34})A_p - V_L] / (L_0 A_p) \\ &= 1 - x/L_0 - V_L / (L_0 A_p) \end{aligned} \quad [6]$$

où

V_L représente le volume de fuite total aux segments et aux clapets.

Le rendement volumétrique est par conséquent une mesure du volume d'eau gaspillée durant le cycle de pompage. Les délais de fermeture des clapets et les fuites aux segments et aux clapets réduisent le rendement volumétrique.

Rendement mécanique

Le rendement mécanique est défini par l'équation

$$\begin{aligned} \eta_{\text{méc}} &= \frac{\text{"résultat désiré"}}{\text{"travail nécessaire pour obtenir ce résultat"}} \\ &= \frac{\text{travail effectué en élevant l'eau}}{\text{travail fourni}} \\ &= \eta_{\text{vol}} \rho g L_0 A_p h_T / \$F d L \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\rho g L_o A_p h_T [1 - x/L_o - v_L / (L_o A_p)]}{A_p \rho g h_T L_o (1 - x/L_o) + F_T L_o + A_p \int \Delta p dL} \\
 &= \frac{1 - v_L / [L_o A_p (1 - x/L_o)]}{1 + [F_T / A_p + (\int \Delta p dL) / L_o] / [\rho g h_T (1 - x/L_o)]} \quad [7]
 \end{aligned}$$

Lorsque les fuites, le frottement et les pertes de charge sont négligeables, c'est-à-dire lorsque $v_L = F_T = \Delta p = 0$, on obtient $\eta_{méc} = 100\%$. Remarquons qu'il n'est pas nécessaire que x/L_o soit nul. En d'autres termes, si les fuites, le frottement et les pertes de charge sont négligeables, le rendement mécanique est indépendant du délai de fermeture des clapets. Par conséquent, le rendement mécanique peut être considéré comme une mesure du gaspillage d'effort résultant des fuites, du frottement et des pertes de charge.

Autres paramètres du modèle

Perte de charge dans le piston et le clapet de pied

La perte de charge dans le piston et le clapet de pied est donnée par l'expression

$$\Delta p = \frac{1}{2} k_T \rho U_o^2 \quad [8]$$

où

k_T est le coefficient de perte de charge globale

U_o est la vitesse d'écoulement dans les orifices.

Si l'on évalue l'intégrale de perte de charge de l'équation 7, on obtient

$$\begin{aligned}
 \int \Delta p dL &= \int \frac{1}{2} k_T \rho U_o^2 dL \\
 &= \frac{1}{2} \rho k_T \left(\frac{A_p}{A_o} \right)^2 \int U_p^2 dL \quad [9]
 \end{aligned}$$

où

U_p est la vitesse moyenne d'écoulement dans le corps de la pompe.

On peut démontrer, d'après la géométrie de la manivelle et de la bielle (fig. 7), que L est donné par les expressions suivantes :

durant la course ascendante

$$L = r[1 - \cos(\omega_0 t)] - L_r [1 - \sqrt{1 - [\frac{r}{L_r} \sin(\omega_0 t)]^2}] \quad [10a]$$

et durant la course descendante

$$L = r[1 - \cos(\omega_0 t)] + L_r [1 - \sqrt{1 - [\frac{r}{L_r} \sin(\omega_0 t)]^2}] \quad [10b]$$

Lorsque la bielle est beaucoup plus longue que le rayon de la manivelle, $L_r \gg r$, on peut utiliser les approximations suivantes

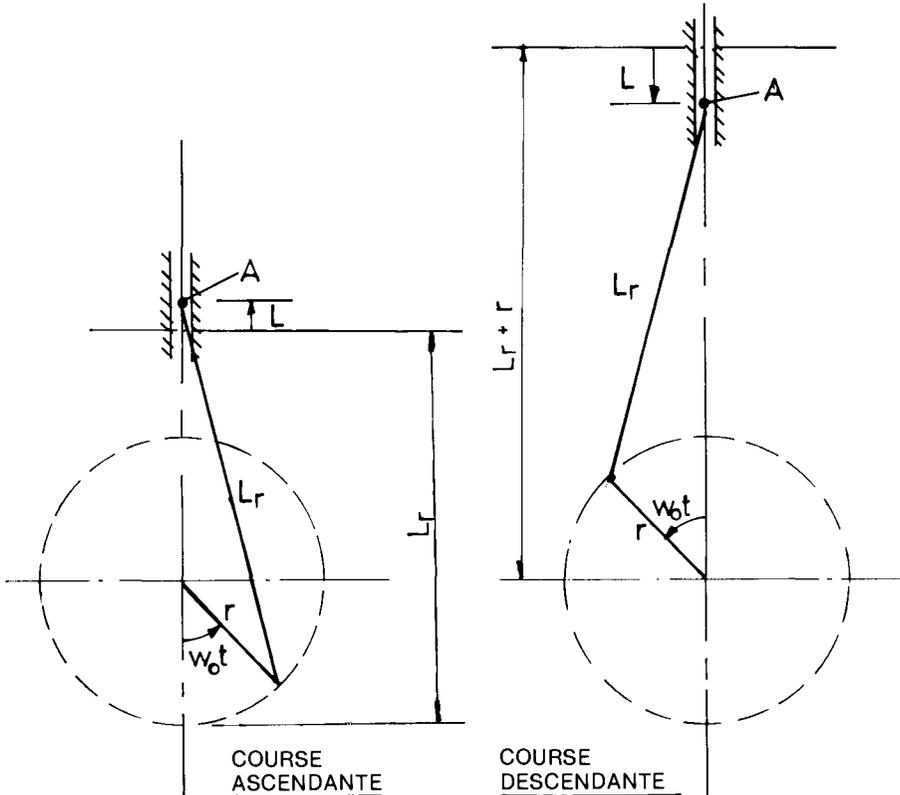


Fig. 7 Positions de la manivelle durant les courses ascendante et descendante (la bielle est fixée à l'axe d'articulation A).

$$L = r [1 - \cos(\omega_0 t)]$$

et

$$U_p = r\omega_0 \sin(\omega_0 t)$$

où

ω_0 représente la vitesse angulaire de la manivelle.

En substituant ces expressions dans l'équation 9, on obtient

$$\delta \Delta p dL = \rho k_T (A_p / A_o)^2 r^3 \omega_0^3 \int_0^t \sin^3(\omega_0 t) dt$$

En posant $r = \frac{1}{2}L_0$ et en évaluant l'intégrale, on obtient

$$\delta \Delta p dL = \frac{1}{6} \rho k_T (A_p / A_o)^2 L_0^3 \omega_0^2 \quad [11]$$

Avec la configuration actuelle des clapets, la perte de charge dans le piston et le clapet de pied peut être exprimée par

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho U_o^2 \left[k_c + \left(1 - \frac{A_o}{A_p}\right)^2 + \frac{f l}{d_o} + \left(\frac{A_o}{k_1 A_h}\right)^2 + \left(\frac{A_o}{k_2 A_a}\right)^2 \right] \quad [12]$$

où le premier terme entre crochets est le coefficient de perte de charge lors d'un rétrécissement brusque; le deuxième correspond à un évasement brusque; le troisième, au frottement dans les orifices; le quatrième, à l'écoulement radial entre les obturateurs et le dessus du piston et du clapet de pied; et le cinquième, à l'écoulement entre le bord des clapets et le corps de la pompe.

Délais de fermeture des clapets durant le cycle de fonctionnement

Lorsque les obturateurs des clapets sont légers ou que leur hauteur d'ouverture est grande, les clapets ont un délai de fermeture non négligeable, ce qui réduit le rendement volumétrique de la pompe. La durée de ce délai peut être déterminée en fonction du poids de

l'obturateur, de la hauteur d'ouverture du clapet et du débit de fuite aux segments du piston.

Détermination du temps de "chute libre" de l'obturateur du clapet

La force de traînée subie par un disque tombant en chute libre, sous l'effet de son poids, dans une conduite cylindrique verticale est donnée par

$$F_D = \alpha C_D A_V \frac{1}{2} \rho \dot{y}^2 \quad [13]$$

où

$C_D = 1,3$ en écoulement turbulent (33)

d représente le diamètre du disque

A_V représente l'aire du disque

α représente le facteur de correction d'effet de paroi, introduit pour tenir compte de la traînée additionnelle due à la présence de la paroi de la conduite

\dot{y} représente la vitesse relative du disque par rapport au fluide.

L'équation du mouvement pour un disque en chute libre dans l'eau est

$$m\ddot{y} + \frac{1}{2}\alpha C_D A_V \rho_w \dot{y}^2 - mg(1 - \rho_w/\rho_p) = 0 \quad [14]$$

ou

$$\ddot{y} + c\dot{y}^2 - g' = 0$$

où

$$c = \frac{1}{2}\alpha C_D A_V \rho_w / m$$

$$g' = g(1 - \rho_w/\rho_p)$$

La solution de l'équation 14 pour laquelle, aux conditions limites, $y = \dot{y} = 0$ à $t = 0$ est

$$y = \frac{1}{c} \ln[\cosh(\sqrt{g'c} t)] \quad [15]$$

Détermination de x_{12}

Le déplacement x_{12} est la distance parcourue par l'obturateur du clapet pendant la fermeture de ce dernier lors de la course ascendante.

Grand rapport d'aires orifices/clapet¹ Lorsque l'aire des orifices est grande par rapport à l'aire du piston, l'écoulement à contre-courant dans les orifices du piston n'est fonction que de la vitesse de montée de ce dernier. Si la hauteur d'ouverture du clapet est δ_{12} , le délai de fermeture du clapet, t_{12} , peut être obtenu à partir de l'expression

$$\delta_{12} = y + z \quad [16]$$

où

y représente la distance parcourue en chute libre obtenue précédemment et z la distance parcourue par l'obturateur sous l'effet de l'écoulement à contre-courant dans les orifices du piston.

Lorsque le rapport d'aires orifices/clapet est grand, z est égal à la distance parcourue par le piston.

Par conséquent, le déplacement au point de fermeture du clapet est donné par

$$x_{12} = z = L \quad [17]$$

où

L est obtenu à l'aide de l'équation 10a.

1. Le rapport d'aires orifices/clapet est le rapport entre l'aire totale des orifices du clapet et l'aire de ce dernier. Le clapet du piston et le clapet de pied étant identiques dans la pompe CRDI-UM, ce rapport est le même pour les deux clapets.

Petit rapport d'aires orifices/clapet Dans ce cas, l'écoulement dans les orifices du piston est fonction du diamètre de ceux-ci. Si ce diamètre est très petit, l'écoulement à contre-courant est minime. Le clapet de pied s'ouvre presque immédiatement au début de la course ascendante du piston. Comme la seconde phase de la course ascendante (de 2 à 3) débute dès que le clapet de pied s'ouvre, x_{12} est nul dans ce cas. Le temps de fermeture du clapet peut être obtenu à l'aide de l'équation

$$\delta_{12} = \gamma \quad [18]$$

Le déplacement x_{34} correspond à la distance parcourue par l'obturateur du clapet de pied pendant la fermeture de ce dernier lors de la course descendante.

Grand rapport d'aires orifices/clapet On peut démontrer que, si la hauteur d'ouverture du clapet de pied est δ_{34} , le délai de fermeture du clapet de pied peut être obtenu à partir de l'expression

$$\delta_{34} = \gamma + z + \dot{v}t_{34}/A_p \quad [19]$$

où

\dot{v} représente le débit de fuite aux segments du piston.

Nous incluons les fuites aux segments du piston car la différence de pression de part et d'autre du piston est grande lors de la phase initiale de la course descendante (de 3 à 4).

Le déplacement de l'obturateur du clapet de pied lors de la fermeture de ce dernier peut être obtenu à l'aide des relations

$$x_{34} = z = L \quad [20]$$

où

L est obtenu à l'aide de l'équation 10b.

Petit rapport d'aires orifices/clapet Dans ce cas, le déplacement de l'obturateur du clapet de pied et le délai de fermeture de ce dernier sont obtenus à l'aide des équations

$$x_{34} = 0 \quad [21]$$

$$\delta_{34} = y$$

Fuites aux segments du piston

Les fuites aux segments du piston lors de la course d'aspiration réduisent les rendements volumétrique et mécanique de la pompe. Le volume de fuite peut être déterminé comme suit.

Nous supposons que l'écoulement dans l'espace étroit entre la périphérie des segments du piston et la paroi intérieure du corps de la pompe est un écoulement de Couette et nous utiliserons l'équation de Prandtl pour la couche limite.

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial y} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{dp}{dx}$$

Dans un écoulement de Couette, les termes de convection sont minimes par rapport à la contrainte de cisaillement et au gradient de pression, de sorte que l'on peut écrire

$$0 = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{dp}{dx} \quad [22]$$

En résolvant l'équation 22 pour les conditions aux limites $u = 0$ à $y = 0$ et $u = U_0$ à $y = y_G$, nous obtenons

$$u = \frac{y}{y_G} \left[U_0 - \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y_G^2 \left(1 - \frac{y}{y_G} \right) \right] \quad [23]$$

où

y_G représente l'espace entre la périphérie du segment du piston et le corps de la pompe

U_0 représente la vitesse du segment du piston par rapport au corps de la pompe.

Le volume total de fuite par cycle aux segments du piston est par conséquent donné par l'équation

$$v_L = \pi d_p \int_0^{y_G} \int_0^{t_1} U dy dt \quad [24]$$

En substituant le membre de droite de l'équation 23 ainsi que $U_0 = r_0 \omega_0 \sin(\omega_0 t)$ dans l'équation 24 et en intégrant sur un cycle, on obtient

$$v_L = \frac{1}{2} \pi d_p y_G L_0 \left(1 - \frac{5}{\mu} \frac{dp}{dx} y_G^2 \frac{1}{L_0 N} \right) \quad [25]$$

Dans le cas présent, on peut démontrer que le second terme entre parenthèses est beaucoup plus grand que le premier. Par conséquent, l'équation 24 peut être remplacée par l'équation approximative

$$v_L = \frac{-5\pi d_p}{2\mu} y_G^3 \frac{dp}{dx} \frac{1}{N}$$

Posant $dp/dx = -\rho g h_T / t_T$ où t_T est l'épaisseur du segment annulaire, nous obtenons

$$\begin{aligned} v_L &= \left(\frac{5\pi \rho g y_G^3}{2\mu t_T} \right) \frac{d p_T}{N} \\ &= C_1 (d p_T) / N \end{aligned} \quad [26]$$

En substituant l'équation 26 dans l'équation 6, nous obtenons

$$\eta_{vol} = 1 - \frac{x}{L_0} - \left(C_1 \frac{d p_T}{A_p} \right) \frac{1}{L_0 N} \quad [27]$$

où

C_1 représente une constante pour un ensemble donné de segments.

Toutefois, plus le matériau de segment est rigide, plus y_G et par conséquent C_1 est petit. On peut déterminer la valeur de C_1 en mesurant le rendement volumétrique pour x/L_0 petit à différentes cadences de pompage, N et à différentes longueurs de course, L_0 . On obtient C_1 en déterminant la pente de la courbe $(1 - x/L_0 - \eta_{vol})$ en fonction de $1/L_0 N$.

Oscillations dans la tige du piston

Nous avons démontré précédemment que la force exercée sur la tige du piston n'est pas la même dans la première ou la seconde partie de la course ascendante ou descendante du cycle de fonctionnement. Le lestage et le délestage du piston au moment de la transition entre deux parties consécutives du cycle de fonctionnement engendrent des oscillations dans la tige du piston.

On peut analyser ces oscillations en assimilant le système actuel à un système constitué d'un ressort, d'une masse et d'un amortisseur (31) (fig. 8). La masse oscillante réelle est représentée par une masse concentrée fixée à un ressort sans masse. Un amortisseur est relié à la masse pour représenter l'effet des forces d'amortissement visqueux. Le système est soumis à une force périodique appliquée au point de suspension du ressort.

L'équation du mouvement de la masse m est

$$m\ddot{x} = k(y - x) - C_d\dot{x} - F$$

où le premier terme du membre de droite de l'équation représente la force exercée par le ressort, le second, la force d'amortissement visqueux, et le dernier, la force extérieure résultante. En transposant les termes,

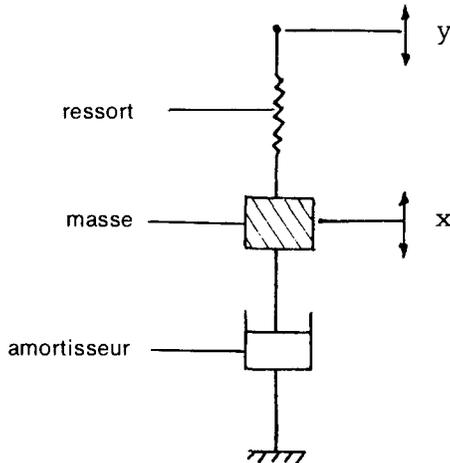


Fig. 8. Système équivalent constitué d'un ressort, d'une masse et d'un amortisseur.

$$m\ddot{x} - k(y - x) + C_d\dot{x} = -F$$

Comme $z = y - x$, on obtient

$$m(\ddot{y} - \ddot{z}) - kz + C_d(\dot{y} - \dot{z}) = -F$$

Par conséquent,

$$\ddot{z} + 2u\dot{z} + \omega_n^2 z = \ddot{y} + 2u\dot{y} + \frac{F}{m} \quad [28]$$

où

$$2u = C_d/m$$

$$\omega_n^2 = k/m$$

$$F = F_i + 0,183\omega^2 \cos(2\omega t).$$

Pour déterminer la fonction complémentaire, examinons l'équation homogène

$$\ddot{z} + 2u\dot{z} + \omega_n^2 z = 0.$$

L'équation caractéristique est

$$n^2 + 2un + \omega_n^2 = 0$$

Les racines de cette équation sont :

$$n = \frac{-2u \pm (4u^2 - 4\omega_n^2)^{\frac{1}{2}}}{2}$$

Si l'amortissement est faible ($u < \omega_n$), on obtient

$$\begin{aligned} n &= -u \pm i(\omega_n^2 - u^2)^{\frac{1}{2}} \\ &= -u \pm iQ \end{aligned}$$

$$z_{cf} = \exp(-ut)[A \sin(Qt) + B \cos(Qt)]$$

Pour intégrer l'équation

$$\ddot{z} + 2u\dot{z} + \omega_n^2 z = r\omega^2 \cos(\omega t) + 2ur\omega \sin(\omega t) + \frac{F}{m} - \frac{0.183\omega^2 \cos(2\omega t)}{m} \quad [29]$$

nous choisirons une solution particulière de la forme

$$z_{pi} = C \cos(\omega t) + D \sin(\omega t) + E + G \sin(2\omega t) + H \cos(2\omega t)$$

Celle-ci donne

$$\begin{aligned} \dot{z}_{pi} &= -C\omega \sin(\omega t) + D\omega \cos(\omega t) + 2\omega G \cos(2\omega t) - 2\omega H \sin(2\omega t) \\ \ddot{z}_{pi} &= -C\omega^2 \cos(\omega t) - D\omega^2 \sin(\omega t) - 4\omega^2 G \sin(2\omega t) \\ &\quad - 4\omega^2 H \cos(2\omega t) \end{aligned}$$

On obtient les constantes C, D, E, G et H en portant dans l'équation 29 les expressions z_{pi} , \dot{z}_{pi} , et \ddot{z}_{pi} ci-dessus et en comparant ensuite les coefficients de \ddot{z} , \dot{z} et z et les termes constants.

La solution générale est

$$\begin{aligned} z &= z_{cf} + z_{pi} \\ &= \exp(-ut) [A \sin(Qt) + B \cos(Qt)] + C \cos(\omega t) + D \sin(\omega t) \\ &\quad + E + G \sin(2\omega t) + H \cos(2\omega t) \end{aligned} \quad [30]$$

où

$$\begin{aligned} u &= C_d / 2m \\ \omega_n^2 &= k/m \\ Q &= (\omega_n^2 - u^2)^{1/2} \\ C &= \frac{r\omega^2 (\omega_n^2 - \omega^2) - 4u^2 \omega^2 r}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4u^2 \omega^2} \end{aligned}$$

$$D = \frac{2urw^3 + 2uwr(\omega_n^2 - \omega^2)}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4u^2\omega^2}$$

$$E = F/m\omega_n^2$$

$$G = -0.732\omega^3 u / [m\{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (4u\omega)^2\}]$$

$$H = G(\omega_n^2 - 4\omega^2)/4u\omega$$

et, selon la course considérée, les constantes A et B sont données par :

Course de 1 à 2

$$B_1 = -C_1 - H_1 - \frac{0.183\omega^2}{m_1\omega_{n1}^2}$$

$$A_1 = \frac{u_1 B_1 - D_1\omega - 2\omega G_1}{Q_1}$$

Course de 2 à 3

$$B_2 = z_{20} - C_2 - E_2 - H_2$$

$$A_2 = \frac{\dot{z}_{20} + u_2 B_2 - D_2\omega - 2\omega G_2}{Q_2}$$

où

$$z_{20} = e^{-u_1 t_1} [A_1 \sin(Q_1 t_1) + B_1 \cos(Q_1 t_1)] \\ + C_1 \cos(\omega t_1) + D_1 \sin(\omega t_1) + E_1 \\ + G_1 \sin(2\omega t_1) + H_1 \cos(2\omega t_1)$$

$$\dot{z}_{20} = r\omega \sin(\omega t_1)$$

Course de 3 à 4

$$B_3 = z_{30} - C_3 - E_3 - H_3$$

$$A_3 = \frac{\dot{z}_{30} + u_3 B_3 - D_3\omega - 2\omega G_3}{Q_3}$$

où

$$z_{30} = e^{-u_2 t_2} [A_2 \sin(Q_2 t_2) + B_2 \cos(Q_2 t_2)] \\ + C_2 \cos(\omega t_2) + D_2 \sin(\omega t_2) + E_2 \\ + G_2 \sin(2\omega t_2) + H_2 \cos(2\omega t_2)$$

$$\dot{z}_{30} = -u_2 e^{-u_2 t_2} [A_2 \sin(Q_2 t_2) + B_2 \cos(Q_2 t_2)] \\ + e^{-u_2 t_2} [A_2 Q_2 \cos(Q_2 t_2) - B_2 Q_2 \sin(Q_2 t_2)] \\ - C_2 \omega \sin(\omega t_2) + D_2 \omega \cos(\omega t_2) \\ + 2G_2 \omega \cos(2\omega t_2) - 2H_2 \omega \sin(2\omega t_2)$$

Course de 4 à 1

$$B_4 = z_{40} - C_4 - E_4 - H_4$$

$$A_4 = \frac{\dot{z}_{40} + u_4 B_4 - E_4 \omega - 2\omega G_4}{Q_4}$$

où

$$z_{40} = e^{-u_3 t_3} [A_3 \sin(Q_3 t_3) + B_3 \cos(Q_3 t_3)] \\ + C_3 \cos(\omega t_3) + D_3 \sin(\omega t_3) + E_3 \\ + G_3 \sin(2\omega t_3) + H_3 \cos(2\omega t_3)$$

$$\dot{z}_{40} = e^{-u_3 t_3} [A_3 Q_3 \cos(Q_3 t_3) - B_3 Q_3 \sin(Q_3 t_3)] \\ - u_3 e^{-u_3 t_3} [A_3 \sin(Q_3 t_3) + B_3 \cos(Q_3 t_3)] \\ - C_3 \omega \sin(\omega t_3) + D_3 \omega \cos(\omega t_3) \\ + 2G_3 \omega \cos(2\omega t_3) - 2H_3 \omega \sin(2\omega t_3)$$

La force exercée sur la tige du piston est directement proportionnelle à z dont la valeur est donnée par l'équation 30. On peut obtenir une valeur plus exacte du travail total fourni que celle donnée par

l'équation 5 en intégrant cette force oscillante sur un cycle de fonctionnement. Toutefois, étant donné que les oscillations ne sont que faiblement amorties et que l'énergie dissipée est faible, on peut ne pas tenir compte des oscillations et calculer le travail total fourni durant un cycle à l'aide de l'équation 5.

Logiciel pour calculer le rendement de la pompe

On trouvera à l'annexe A un logiciel basé sur l'analyse mathématique présentée ci-dessus qui permet de calculer les rendements volumétrique et mécanique, en ne tenant pas compte toutefois de l'effet des oscillations de la tige du piston. Nous n'avons pas non plus tenu compte des forces résultant de l'accélération et de la décélération de l'eau durant le cycle (32), car elles ne modifient pas l'aire de la région délimitée par la boucle force-déplacement. Le logiciel est écrit en langage Applesoft Basic utilisable avec les micro-ordinateurs compatibles avec Apple II.

3. ÉTUDE EXPÉRIMENTALE

Montage expérimental

Le montage expérimental pour tester la pompe à main sur une gamme de paramètres est constitué essentiellement d'une pompe à main élevant l'eau jusqu'à une hauteur maximale de 10 m au-dessus d'un réservoir central à niveau fixe (fig. 9). Au besoin, l'installation peut être transformée pour donner des hauteurs d'élévation de 3 ou 6 m. L'eau sortant de la pompe est retournée au réservoir central par un tuyau de retour. La pompe à main est entraînée par un moteur à courant continu de 746 W (1 HP) qui est relié à un engrenage démultiplicateur avec transmission par chaîne. Le mouvement rotatif du volant est transformé en mouvement alternatif vertical au moyen d'un axe d'articulation et d'un coulisseau. Des trous à diverses distances du centre du volant permettent de varier la longueur de la course. On change la cadence de pompage en faisant varier la vitesse du moteur. Ceci se fait en faisant varier la tension appliquée à la bobine d'induit du moteur, tout en maintenant à 240 V la tension aux bornes de la bobine d'excitation.

La force appliquée à la tige du piston est mesurée au moyen de quatre extensomètres montés sur un anneau fixé à la partie supérieure de la tige du piston; le déplacement de ce dernier est mesuré par un capteur de déplacement (fig.10 et 11). Les signaux correspondant à la force appliquée et au déplacement sont tous les deux acheminés à un indicateur d'effort dynamique par des ponts distincts, puis transmis à l'oscilloscope à mémoire numérique Tektronix 5223¹. Les signaux sont

1. La mention de cette marque déposée ne constitue pas une approbation du produit en question et n'est faite qu'à titre d'information.

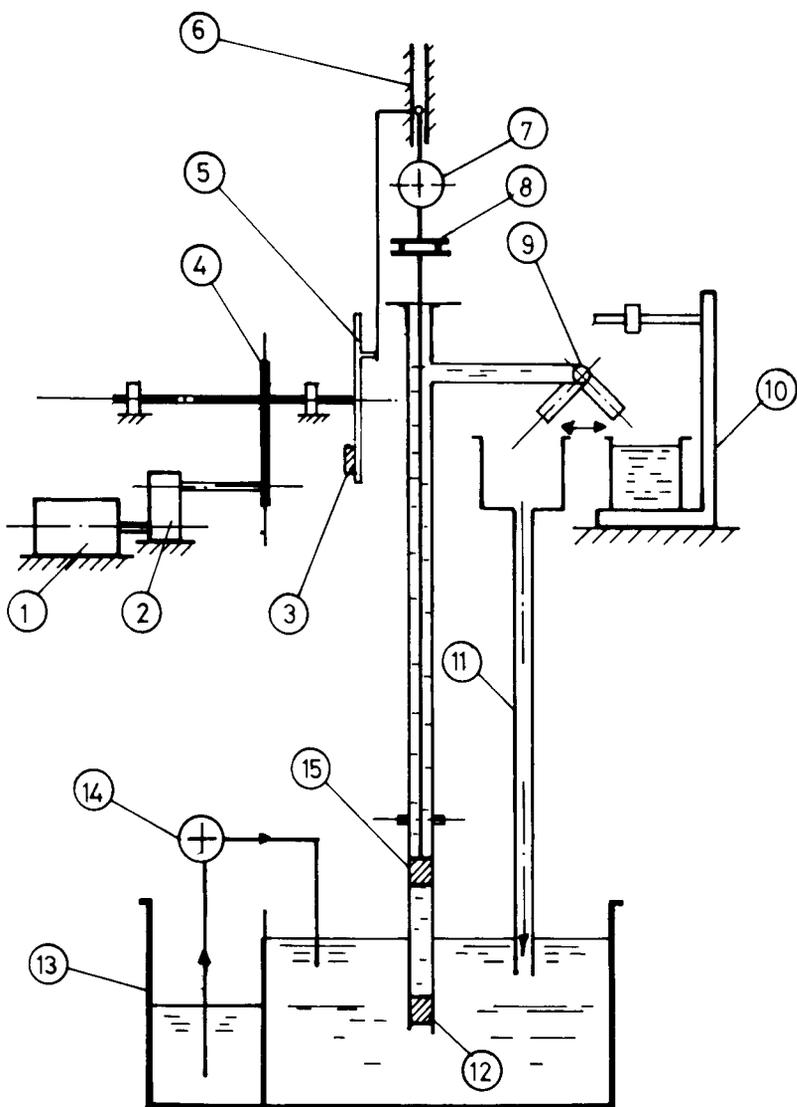


Fig. 9. Schéma du montage d'essai de la pompe à main :
 (1) moteur à courant continu, (2) boîte d'engrenages,
 (3) contrepoids, (4) chaîne de transmission, (5) volant,
 (6) axe d'articulation et coulisseau, (7) anneau de
 mesure, (8) liaison mécanique, (9) dégorgeoir à bascule,
 (10) balance, (11) tuyau de retour, (12) clapet de pied,
 (13) réservoir, (14) pompe de recyclage, (15) piston.

numérisés et transmis à un micro-ordinateur compatible avec Apple II par un bus d'interface universel. Un logiciel en mode conversationnel (annexe B) a été

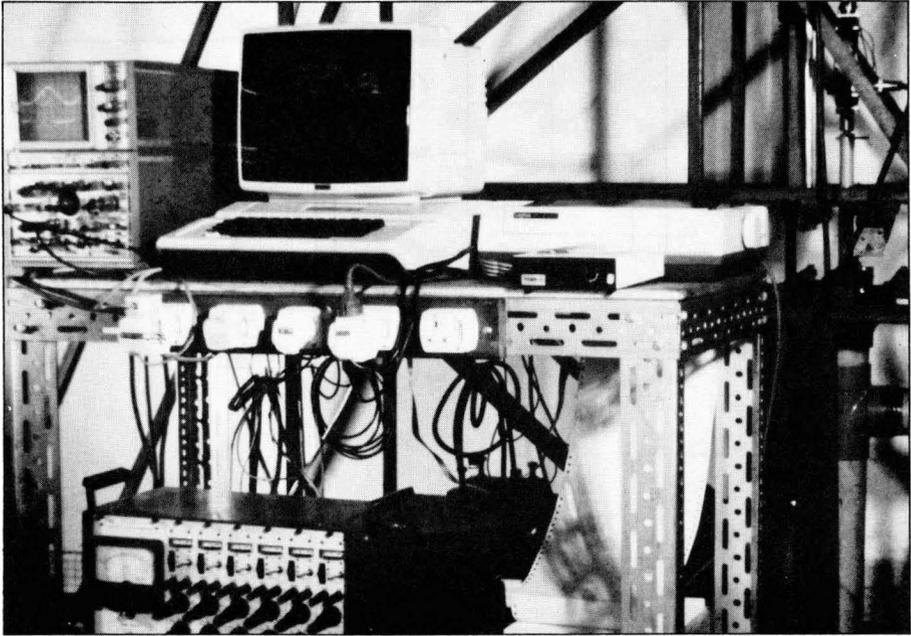


Fig. 10. Matériel de mesure du rendement de la pompe à main.

élaboré pour saisir les données fournies par les extensomètres et le capteur de déplacement, introduire les données relatives à l'étalonnage, aux conditions expérimentales et au travail produit, déterminer la période du cycle de fonctionnement et calculer l'intégrale force-déplacement par la méthode des trapèzes. Les rendements volumétrique et mécanique sont ensuite calculés. Une imprimante permet d'obtenir une copie-papier des graphiques de la courbe force-déplacement et de rendements volumétrique et mécanique en fonction de la cadence de pompage pour plusieurs longueurs de course.

Comparaison entre les valeurs mesurées et les valeurs calculées à partir du modèle mathématique

Oscillations de la tige du piston

Les valeurs mesurées et les valeurs calculées pour l'allongement produit par les oscillations, en fonction du temps, concordent bien en général (fig. 12).

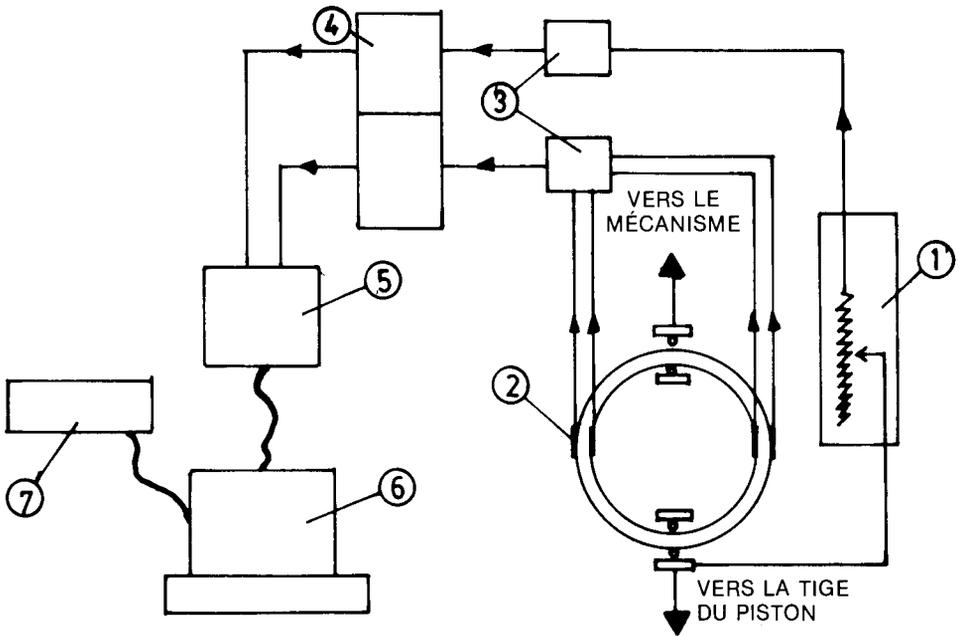


Fig. 11. Montage de mesure du rendement mécanique : (1) capteur de déplacement, (2) extensomètres montés sur l'anneau de mesure, (3) pont extensométrique, (4) indicateur d'effort dynamique, (5) oscilloscope à mémoire numérique, (6) micro-ordinateur, (7) imprimante.

Course ascendante de 1 à 2

Dans la première partie de la course ascendante, le clapet du piston est ouvert et la force exercée sur la tige du piston est relativement faible, ce qui est confirmé par le faible allongement mesuré pour cette partie du cycle. La véritable masse oscillante est la somme des masses du piston et de sa tige ainsi qu'une fraction K de la masse de la colonne d'eau. Il a été établi que K varie selon la cadence de pompage et la charge hydraulique.

Course de 2 à 3

Cette course commence immédiatement après la fermeture du clapet du piston et la tige du piston supporte alors la totalité du poids de la colonne d'eau. Dans le calcul, on considère que la tige du piston est brusquement soumise à une charge, ce qui engendre des oscillations amorties dans la tige. La

véritable masse oscillante est la somme des masses du piston et de sa tige et de la masse de la colonne d'eau au-dessus du piston.

À l'exception du premier demi-cycle, la fréquence des oscillations est constante dans cette partie de la course ascendante et est indépendante de la cadence de pompage (fig. 12).

Course de 3 à 4

Il s'agit de la première partie de la course descendante. Le clapet du piston est fermé et la tige du piston supporte la totalité du poids de la colonne d'eau au-dessus du piston. Il y a une légère réduction de l'allongement suite au changement de direction de la force de frottement lors de l'inversement de la course. Cette partie de la course apparaît sous la forme d'une légère discontinuité après la course de 2 à 3.

Course de 4 à 1

La dernière partie de la course descendante commence immédiatement après la fermeture du clapet de pied. La tige du piston est délestée de la charge représentée par la colonne d'eau et ce brusque délestage engendre des oscillations dans la tige. La fréquence des oscillations est supérieure à celle des oscillations observées dans la course ascendante de 2 à 3 car la véritable masse oscillante est plus petite.

Caractéristiques générales du diagramme force-déplacement

La figure 13 est un exemple de diagramme force-déplacement pour un essai avec grands délais de fermeture de clapet (x_{12} et x_{34}) résultant de l'utilisation de clapets à obturateur léger, donc à grande hauteur d'ouverture. Les rapports d'aires orifices/clapet sont relativement grands, de sorte que les pertes de charge dans le piston et le clapet de pied sont faibles. On voit sur la figure les oscillations engendrées par le lestage et délestage brusque de la tige du piston comme expliqué à la section précédente.

Lorsque les hauteurs d'ouverture des clapets diminuent, on constate sur le diagramme force-

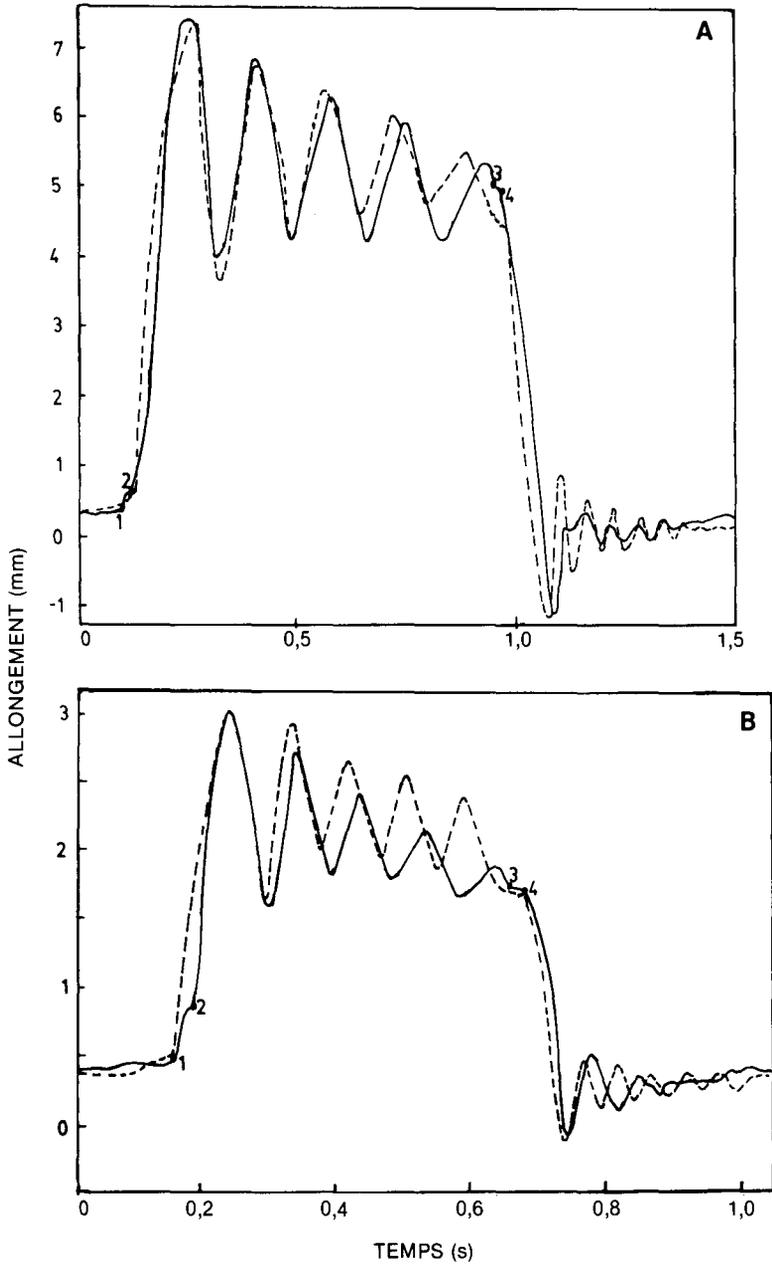


Fig. 12. Oscillations engendrées dans la tige du piston : (A) cadence de pompage de 60 cycles/min avec charge hydraulique de 3 m, et (B) cadence de pompage de 40 cycles/min avec charge hydraulique de 6 m. (Les traits continus représentent les valeurs mesurées lors des essais et les traits discontinus, les valeurs prévues selon les calculs.)

déplacement (fig. 14) que les délais de fermeture des clapets deviennent minimales. Par ailleurs, la réduction des hauteurs d'ouverture des clapets fait augmenter les pertes de charge dans le piston et le clapet de pied, ce qui accroît considérablement le travail produit.

Comme les oscillations dans un diagramme force-déplacement réel ne sont que légèrement amorties, l'énergie dissipée par ces oscillations est relativement faible et on peut par conséquent ne pas en tenir compte. Ceci est confirmé par la bonne coïncidence des aires mesurées et calculées (à l'aide de l'équation 5) de la région délimitées par la courbe force-déplacement.

Détermination du volume de fuite

D'après l'équation 26, la "constante" de fuite C_1 est égale à $5\pi\rho gy_G^3/(\mu t_r)$ où ρ , g , et μ sont des constantes pour une température donnée, y_G est l'espace entre la périphérie des segments de piston et le corps de la pompe et t_r , l'épaisseur longitudinale des segments de piston.

Si la force exercée sur le corps de la pompe par les segments de piston augmente, y_G et C_1 diminuent et l'étanchéité devient plus grande.

Étant donné que le polyéthylène est sujet au fluage, il est important, lorsqu'on mesure C_1 , de s'assurer que les segments de piston en polyéthylène se sont adaptés au corps de la pompe et que la force qu'ils exercent sur ce dernier est relativement constante. Sinon, l'étanchéité variera avec le temps et les résultats manqueront de cohérence, particulièrement sur une période de plusieurs jours.

La figure 15 est un exemple de graphique de $(1 - x/L_0 - \eta_{vol})$ en fonction de $1/L_0N$ pour un ensemble de segments de piston. Le trait continu est une fonction linéaire à partir de laquelle on peut obtenir le volume de fuite. Dans le cas présent, le volume de fuite (en $m^3/cycle$) est donné par

$$v_L = 3.08 \times 10^{-3} \frac{d_p h_T}{N} \quad [31]$$

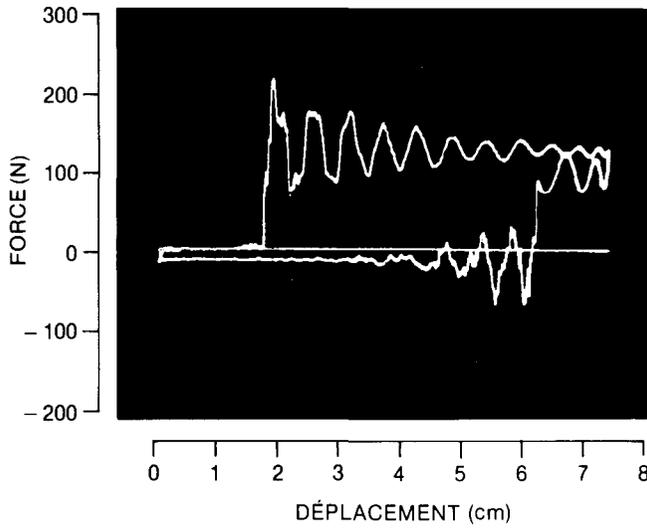


Fig. 13. Diagramme force-déplacement pour grands délais de fermeture.

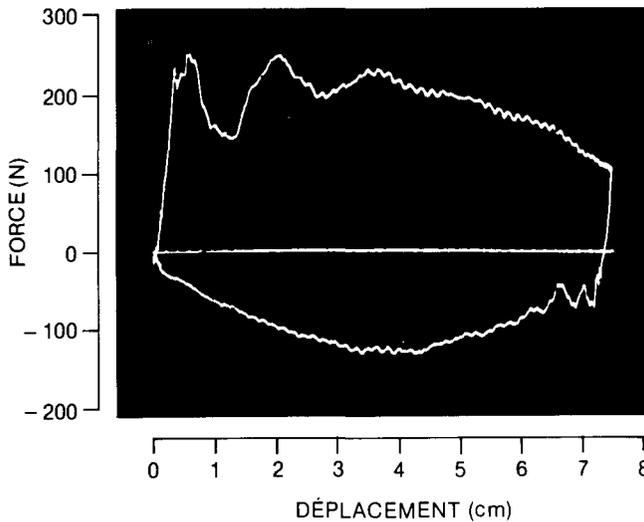


Fig. 14. Diagramme force-déplacement pour délais de fermeture négligeables et grandes pertes de charge dans les clapets de pied et de piston.

Force de frottement sur les segments de piston

Pour calculer le rendement mécanique à l'aide de l'équation 7, il faut connaître la valeur de la résul-

tante F_f des forces de frottement entre le piston et la paroi du tuyau, en course ascendante et descendante. La figure 13 est un exemple d'oscillogramme du diagramme force-déplacement lorsque le délai de fermeture des clapets est grand. On remarquera que F_f est relativement indépendant de la cadence de pompage et est égal à 15,6 N.

Variation du rendement volumétrique en fonction de x/L_0

Le rendement volumétrique varie selon x/L_0 (fig. 16). Les points représentent les valeurs mesurées pour deux courses différentes et trois obturateurs différents et correspondent bien aux valeurs calculées (traits continus) à l'aide de l'équation 6.

Variation de x/L_0 en fonction de la hauteur d'ouverture des clapets et de la masse des obturateurs de clapet

Le temps de fermeture des clapets, le rapport x/L_0 , varie selon la hauteur d'ouverture des clapets et la masse des obturateurs (fig. 17). Pour que les valeurs mesurées expérimentalement correspondent raisonnablement aux valeurs calculées théoriquement, le facteur de correction d'effet de paroi, qui fut introduit dans

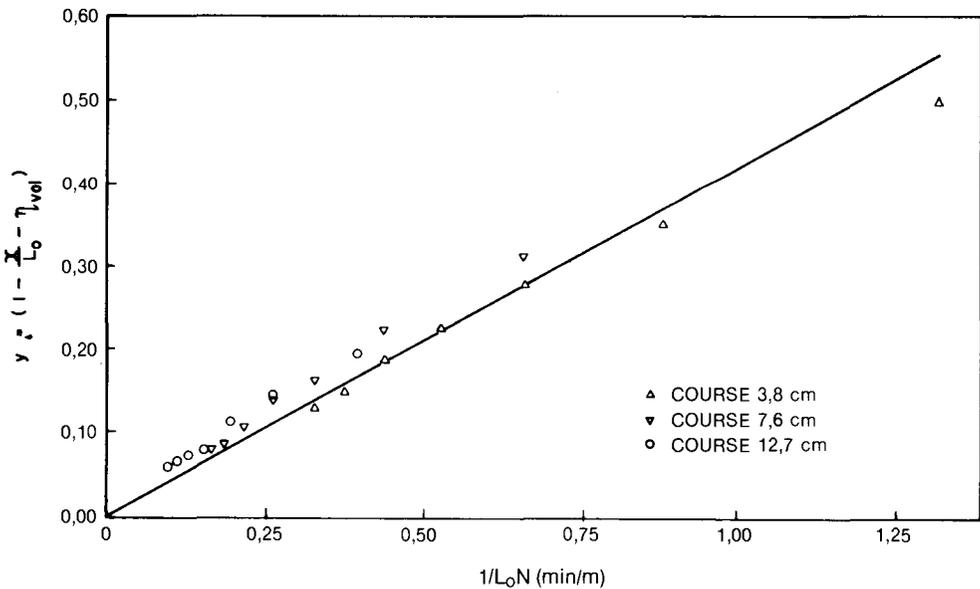


Fig. 15. Détermination du volume de fuite pour l'ensemble de segments de piston numéro 1.

l'équation 13 pour tenir compte de la traînée additionnelle due à la présence de la paroi de la conduite, doit être égal à 2.

Variations des rendements volumétrique et mécanique

Effets de la cadence de pompage et de la longueur de course

Le rendement volumétrique augmente avec la cadence de pompage et avec la longueur de course (fig. 18). Comme la hauteur d'ouverture des clapets pour ce groupe d'expériences était de 2,87 mm, le rapport s/L_0 était petit dans tous les cas. En comparant les équations 6 et 31, on constate que la baisse du rendement volumétrique lorsque la cadence de pompage et la longueur de course diminuent est attribuable à l'augmentation du volume de fuite aux segments du piston lorsque la cadence de pompage diminue. Cette correspondance entre les valeurs mesurées et les valeurs calculées théorique-

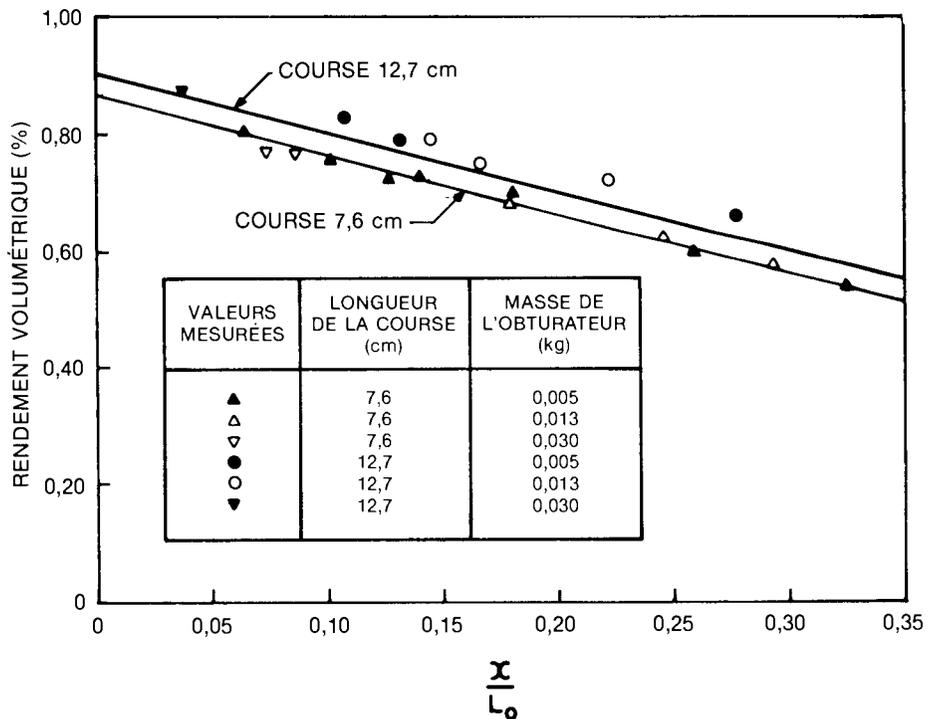


Fig. 16. Rendement volumétrique en fonction de x/L_0 (les traits continus représentent les valeurs calculées).

ment confirme l'exactitude de l'expression obtenue précédemment pour le volume de fuite.

Le rendement mécanique, quant à lui, varie de façon moins uniforme avec la cadence de pompage (fig. 19). Il est faible lorsque la cadence de pompage est faible (avec une course de 3,8 cm), ce qui est conforme aux prévisions, car le volume de fuite aux segments du piston est grand à cette vitesse de pompage. Toutefois,

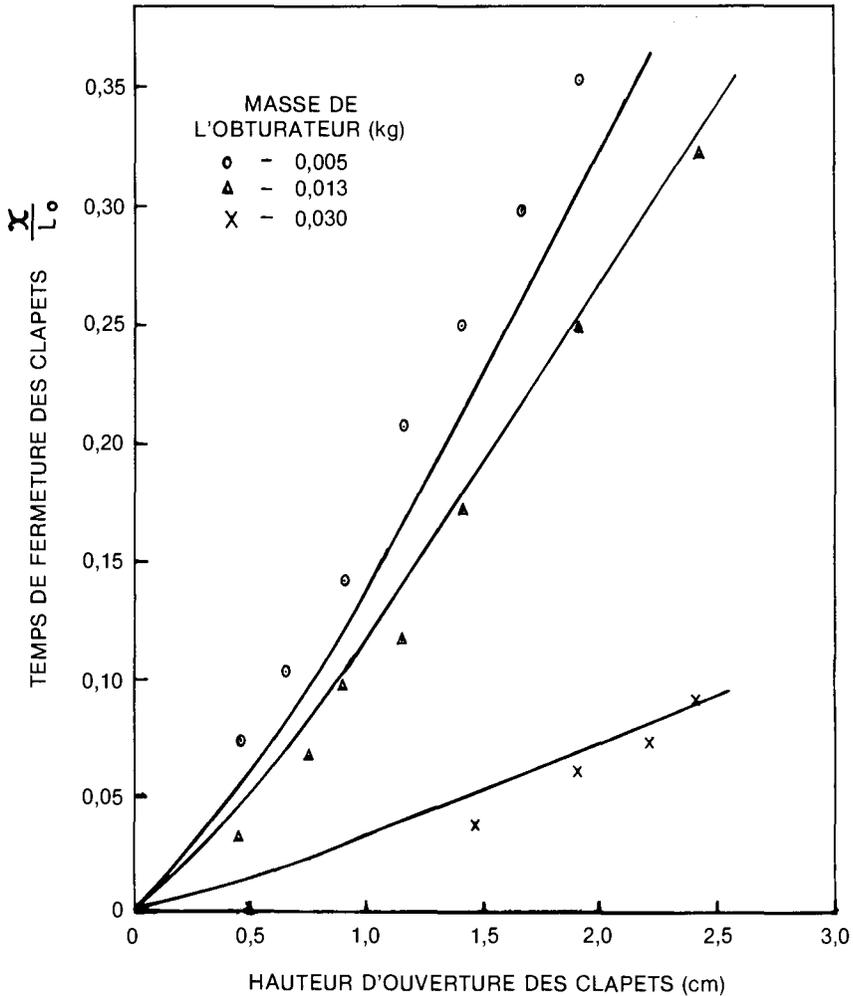


Fig. 17. Rapport x/L_0 en fonction de la hauteur d'ouverture des clapets et de la masse des obturateurs (les traits continus représentent les valeurs calculées).

il est faible également aux cadences de pompage rapides (avec une course de 12,7 cm). Dans ce cas, l'augmentation de la cadence de pompage a occasionné une réduction du volume de fuite aux segments du piston, mais aussi une forte augmentation de la perte de charge dans le piston et le clapet de pied, résultant en une baisse du rendement mécanique. Ce dernier est relativement constant sur une gamme étendue de cadences de pompage pour la course de 7,6 cm.

Effet de la hauteur d'ouverture des clapets pour des obturateurs de clapet de masses différentes

Le rendement volumétrique décroît lorsque la hauteur d'ouverture des clapets augmente et lorsque la masse des obturateurs diminue (fig. 20) comme prévu, car le rapport x/L_0 , le temps de fermeture du clapet, augmente alors.

Le rendement mécanique augmente légèrement lorsque la hauteur d'ouverture diminue jusqu'à 0,25 cm environ (fig. 21). Si la hauteur d'ouverture continue de

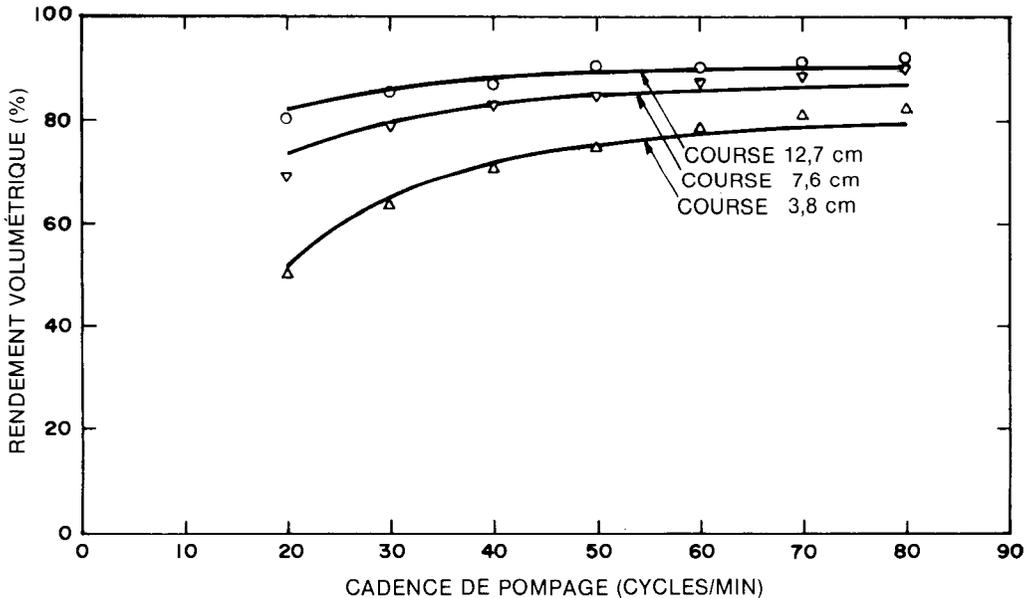


Fig. 18. Rendement volumétrique en fonction de la cadence de pompage pour trois longueurs de course différentes (les points représentent les valeurs mesurées et les traits continus, les valeurs calculées théoriquement à l'aide des équations 6 et 31).

diminuer, il se produit une forte augmentation de la différence de pression de part et d'autre du piston et du clapet de pied, ce qui entraîne une baisse du rendement mécanique.

Effet du rapport d'aires orifices/clapet

Le rendement volumétrique est peu sensible aux variations du rapport d'aires orifices/clapet entre 7,3 et 24,0 % (fig. 22) car il ne dépend que du temps de fermeture de clapet, le rapport x/L_0 , et du volume de fuite.

Par contre (fig. 23), le rendement mécanique diminue lorsque le rapport d'aires orifices/clapet diminue. Ceci est à prévoir car alors la perte de charge dans le piston et le clapet de pied augmente; il y a donc une augmentation du travail fourni, d'où réduction du rendement mécanique.

En portant les équations 11 et 26 dans l'équation 7 et en posant $S=2L_0N$, où S est la vitesse moyenne du

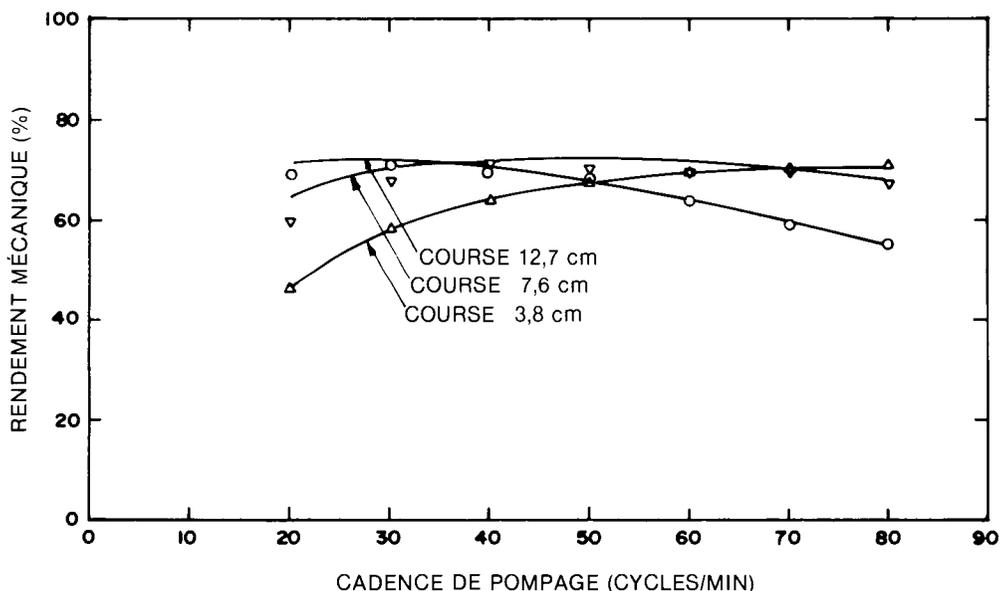


Fig. 19. Rendement mécanique en fonction de la cadence de pompage pour trois longueurs de course différentes (les points représentent les valeurs mesurées et les traits continus, les valeurs calculées à l'aide de l'équation 7).

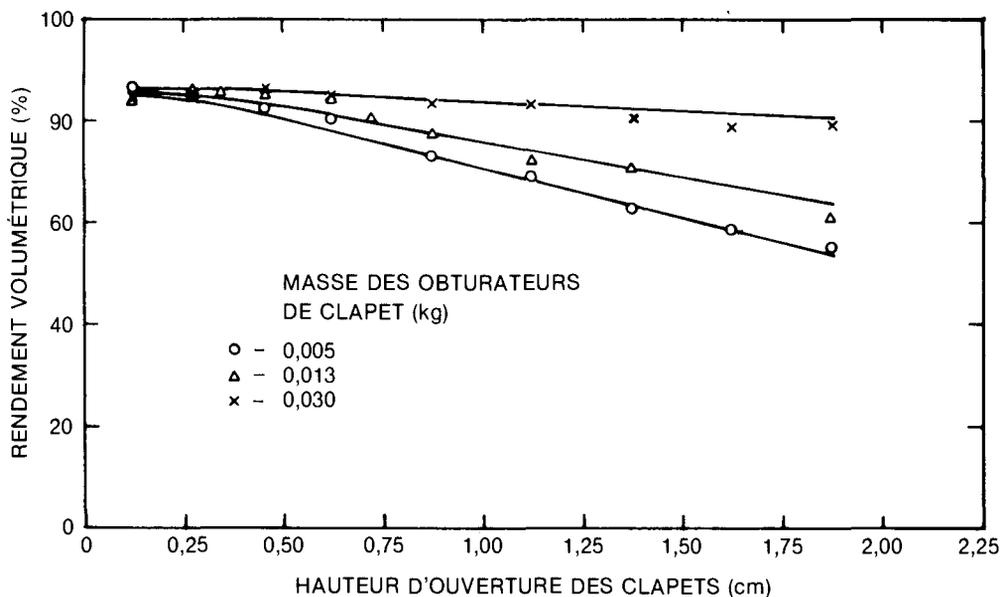


Fig. 20. Rendement volumétrique en fonction de la hauteur d'ouverture des clapets pour trois obturateurs de masses différentes (les points représentent les valeurs mesurées et les traits continus, les valeurs calculées théoriquement).

piston, on peut démontrer que, lorsque x/L_0 est petit, le rendement mécanique varie en fonction de S . La figure 24 représente la variation du rendement mécanique en fonction du rapport d'aires orifices/clapet pour trois valeurs de la vitesse du piston. À une vitesse de piston de 3,05 m/min, le rendement mécanique est presque indépendant du rapport d'aires car les pertes de charge sont faibles lorsque la vitesse d'écoulement de l'eau dans les orifices du piston et du clapet de pied est faible. Aux vitesses de piston plus élevées de 7,62 et 10,2 m/min, le rendement mécanique diminue lorsque le rapport d'aires devient inférieur à 15 %. On remarquera que le rendement mécanique augmente généralement avec la vitesse de piston. Ceci est prévisible car l'étanchéité des segments de piston augmente avec la vitesse du piston. Le rapport d'aires orifices/clapet optimal semble être de 15 % (fig. 24) et le rendement mécanique augmente très peu lorsque le rapport d'aires continue d'augmenter au-delà de cette valeur.

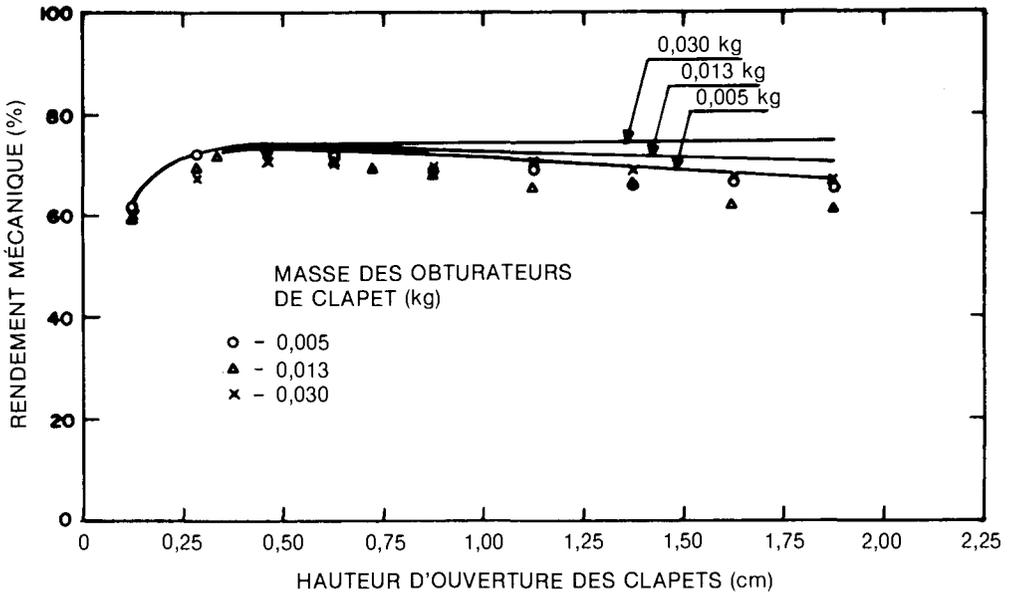


Fig. 21. Rendement mécanique en fonction de la hauteur d'ouverture des clapets pour trois obturateurs de clapet de masses différentes (les points représentent les valeurs mesurées et les traits continus, les valeurs calculées théoriquement).

Effet de la charge hydraulique

Les segments de piston ont été remplacés par des segments neufs pour les essais qui suivent. La figure 25 représente le graphique de $(1 - x/L_0 - \eta_{vol})$ en fonction de l/L_0N pour une charge hydraulique de 8,25 m. Le trait continu définit une relation linéaire à partir de laquelle on peut déterminer le volume de fuite. Dans ce cas, le volume de fuite (en $m^3/cycle$) est donné par

$$V_L = 1.28 \times 10^{-3} \frac{d \cdot h_T}{p \cdot N} \quad [32]$$

Les rendements volumétriques calculés à l'aide des équations 6 et 32 concordent assez bien avec les valeurs mesurées pour trois charges hydrauliques différentes et trois longueurs de course différentes (fig. 26). Les résultats des essais indiquent que le rendement volumétrique diminue lorsque la charge hydraulique augmente,

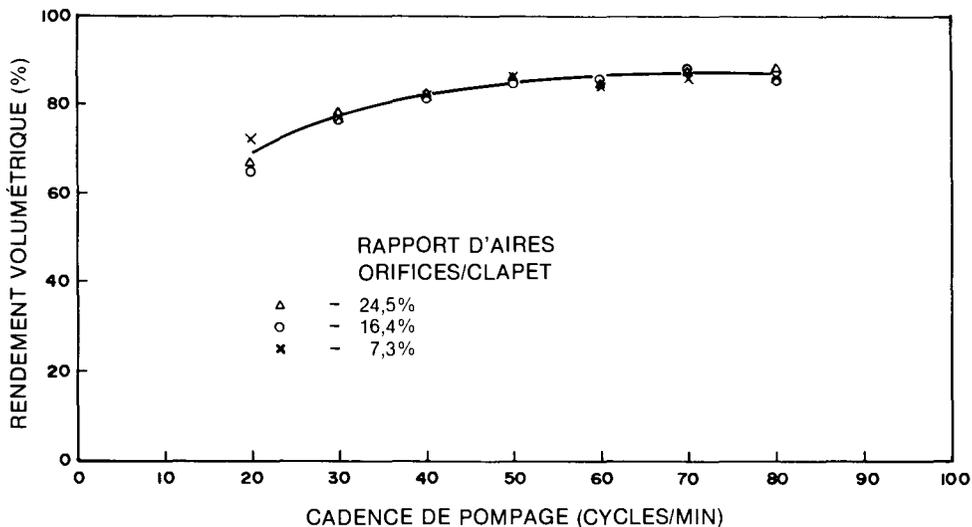


Fig. 22. Rendement volumétrique en fonction de la cadence de pompage pour différentes valeurs du rapport d'aires orifices/clapet (les points représentent les valeurs mesurées et le trait continu, les valeurs calculées théoriquement).

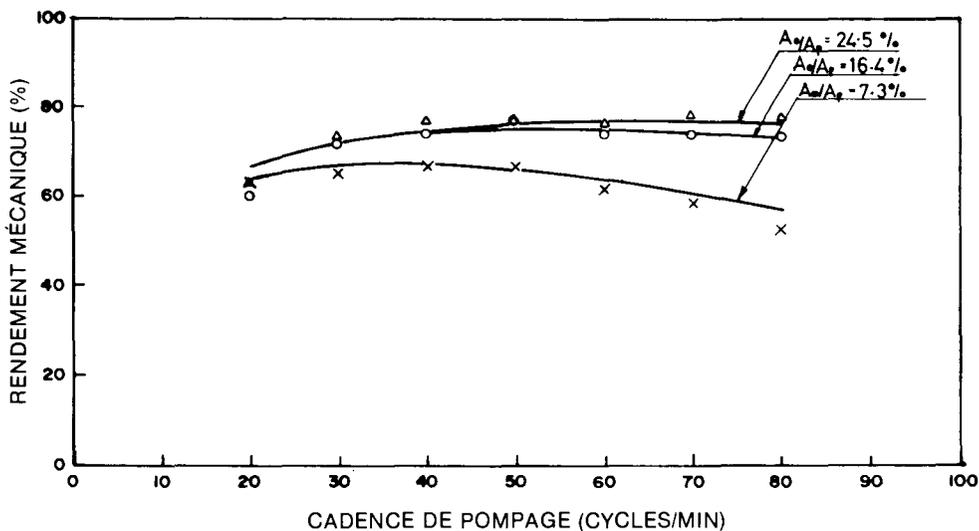


Fig. 23. Rendement mécanique en fonction de la cadence de pompage selon différentes valeurs du rapport d'aires orifices/clapet (les points représentent les valeurs mesurées et les traits continus, les valeurs calculées théoriquement).

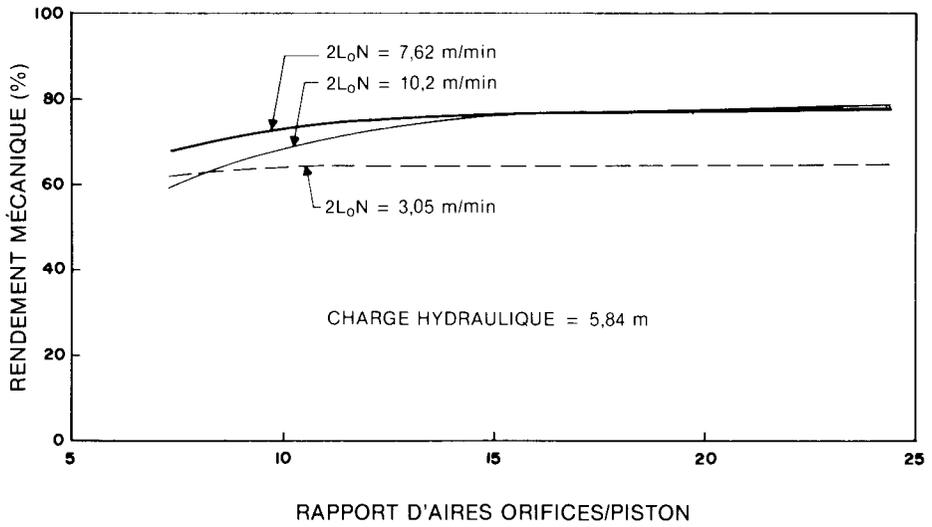


Fig. 24. Rendement mécanique en fonction du rapport d'aires orifices/clapet (clapet de piston et clapet de pied).

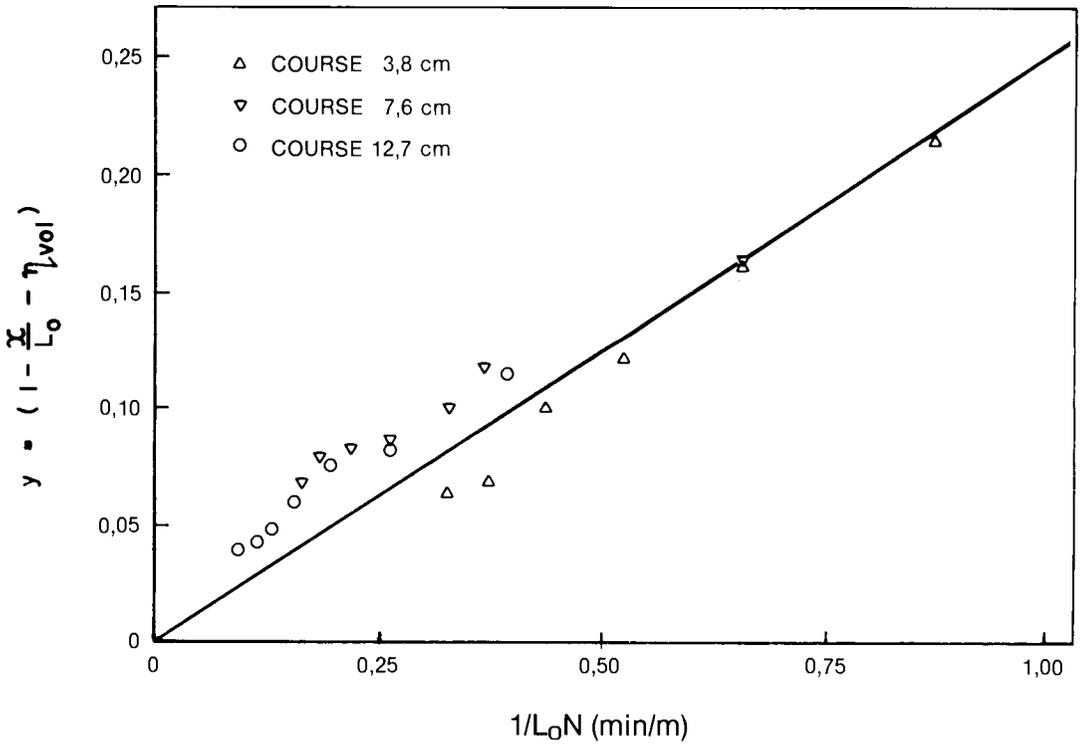


Fig. 25. Détermination du volume de fuite avec l'ensemble de segments de piston numéro 2.

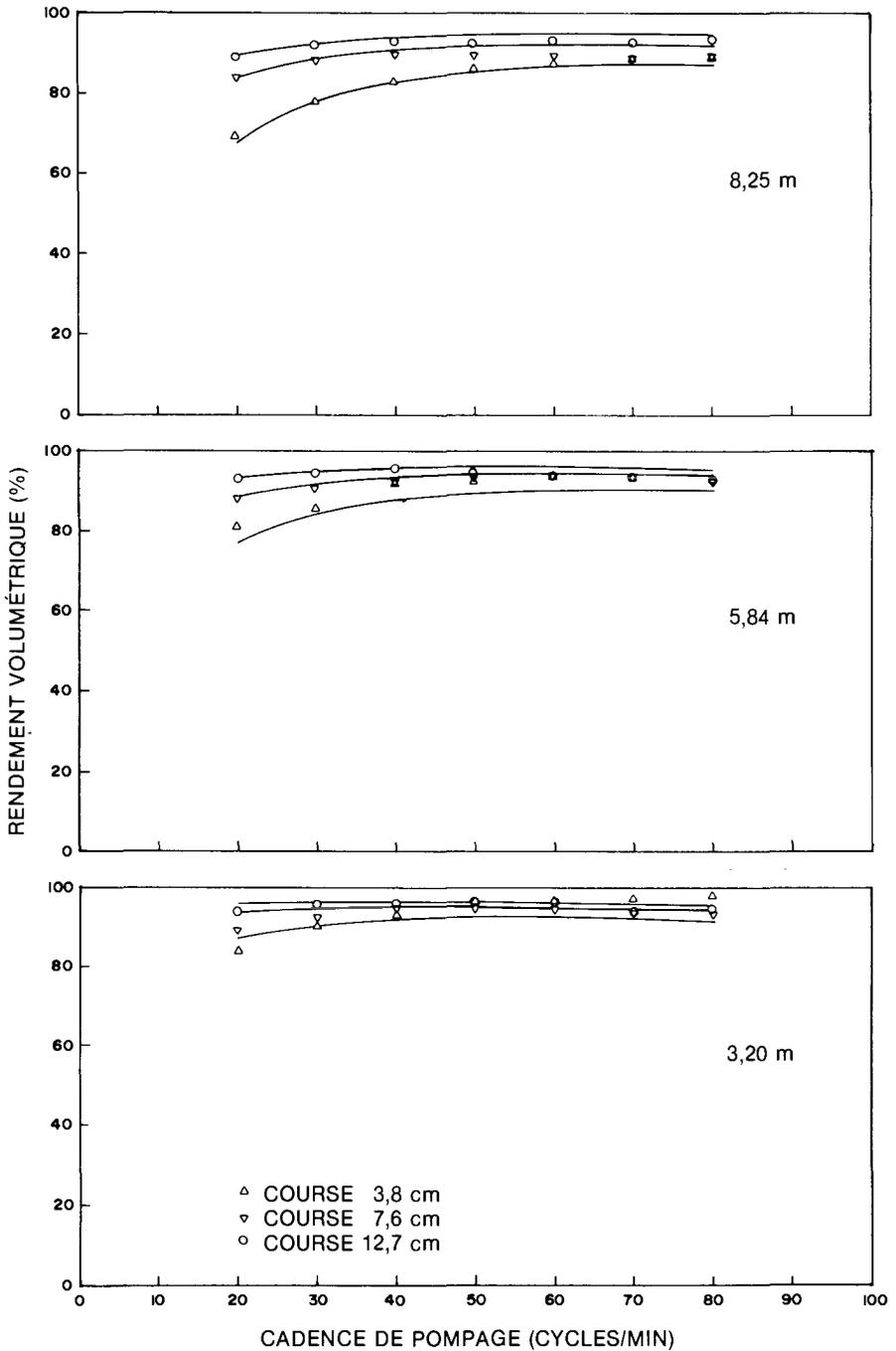


Fig. 26. Rendement volumétrique en fonction de la cadence de pompage à des charges hydrauliques de 8,25, 5,84 et 3,20 m (les points représentent les valeurs mesurées et les traits continus, les valeurs calculées théoriquement).

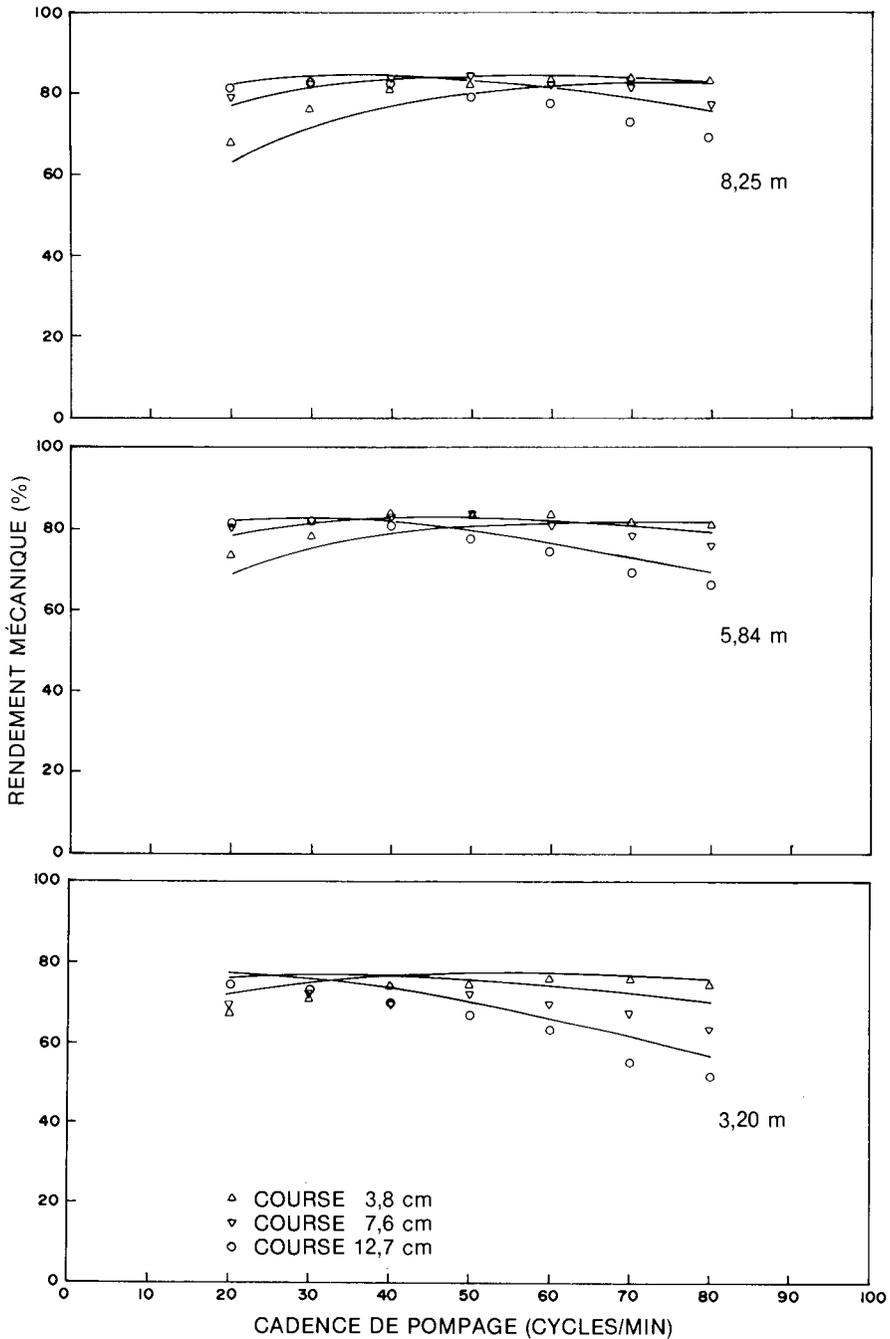


Fig. 27. Rendement mécanique en fonction de la cadence de pompage à des charges hydrauliques de 8,25, 5,84 et 3,20 m (les points représentent les valeurs mesurées et les traits continus, les valeurs calculées théoriquement).

comme prévu, car le volume de fuite aux segments du piston, par cycle de pompage, est directement proportionnel à la charge hydraulique.

Les graphiques de la figure 27 indiquent qu'aux faibles cadences de pompage, le rendement mécanique diminue lorsque la charge hydraulique augmente. Toutefois, aux cadences de pompage élevées, le rendement mécanique augmente avec la charge hydraulique, conformément à l'équation 7. À de faibles cadences de pompage, le volume de fuite est grand et la perte de charge est faible. Par conséquent, lorsque la charge hydraulique augmente, le numérateur du membre de droite de l'équation 7 diminue plus rapidement que le dénominateur, de sorte que le rendement mécanique diminue. Par contre, aux cadences de pompage élevées, le volume de fuite est faible alors que la perte de charge est grande. Dans ce cas, lorsque la charge hydraulique augmente, le dénominateur diminue plus rapidement que le numérateur et le rendement mécanique augmente.

Effet de la forme des faces d'entrée du piston et du clapet de pied

Comme le prévoient les calculs, les rendements volumétrique et mécanique varient peu lorsqu'on remplace les faces d'entrée planes du piston et du clapet de pied par des faces d'entrée coniques (fig. 28). Avec une face conique, le coefficient de perte de charge k_C de l'équation 12 est plus faible. Les calculs pour un écoulement parfaitement laminaire ($k_C = 0$) démontrent que même aux cadences de pompage élevées (80 courses/min, course de 12,7 cm), le rendement mécanique n'augmente que de 2,5 %. Il en est ainsi dans le cas présent, car le paramètre U_0 de l'équation 12 est petit du fait que le rapport d'aires orifices/clapet est grand. La perte de charge dans le piston et le clapet de pied est par conséquent faible et k_C a peu d'effet sur le rendement mécanique. Par ailleurs, si les deux rapports d'aires sont petits, U_0 et Δp sont tous les deux grands et k_C a un effet plus important sur le rendement mécanique. La figure 28 représente le rendement mécanique calculé pour un rapport d'aires orifices/clapet de 7,3 %. À la cadence de pompage la plus élevée, le rendement mécanique augmente de 7,4 % lorsqu'on utilise une face d'entrée conique pour le piston et le clapet de pied.

Effet du diamètre du piston

Les essais (fig. 29) indiquent que les rendements volumétrique et mécanique varient peu pour une différence entre le diamètre du corps de la pompe (54,48 mm) et celui du piston (53,98, 52,71, 51,69 et 50,42 mm) allant jusqu'à 4,06 mm. Ce résultat est prévisible car les segments de piston, par suite de leur élasticité, s'ajustent d'eux-mêmes au diamètre du corps de la pompe, de sorte que l'étanchéité reste à peu près la même.

Effets de l'épaisseur et du nombre de segments

Les essais indiquent qu'une augmentation de 2 à 4 du nombre de segments de piston n'a aucun effet marqué sur les rendements volumétrique et mécanique. La figure 30 illustre aussi la variation des rendements volumétrique et mécanique en fonction de la cadence de pompage pour des segments de piston de 3,18, 6,35, 12,7 mm d'épaisseur. L'épaisseur des segments, soit 6,35 ou 12,7 mm, n'influence en rien les rendements volumétrique et mécanique. On obtient cependant une diminution du rendement volumétrique et une augmentation du rendement mécanique avec les segments de 3,18 mm par suite de la réduction du frottement entre les segments et le corps de la pompe.

Simulation informatique du fonctionnement d'une pompe à main

Dans les sections précédentes, nous avons vu que les calculs basés sur le modèle mathématique décrit au chapitre 2 correspondent bien aux valeurs obtenues lors des essais. Ainsi, les effets des divers paramètres qui influencent le rendement de la pompe à main peuvent être étudiés de façon plus efficace par simulation informatique sans qu'il soit nécessaire de procéder à la multitude d'expériences différentes nécessaires pour les diverses combinaisons des paramètres.

Construction optimale

Il a été démontré que les fuites aux segments du piston, le frottement entre les segments et le corps de la pompe, les délais de fermeture des clapets et les pertes de charge dans le piston et le clapet de pied ont

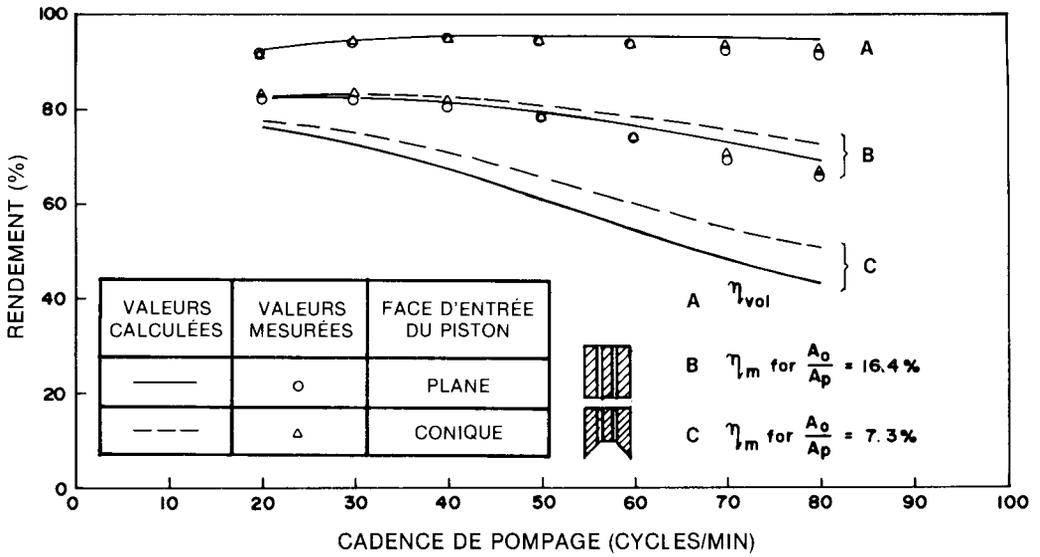


Fig. 28. Effet d'une face d'entrée conique pour le piston et le clapet de pied sur les rendements volumétrique et mécanique.

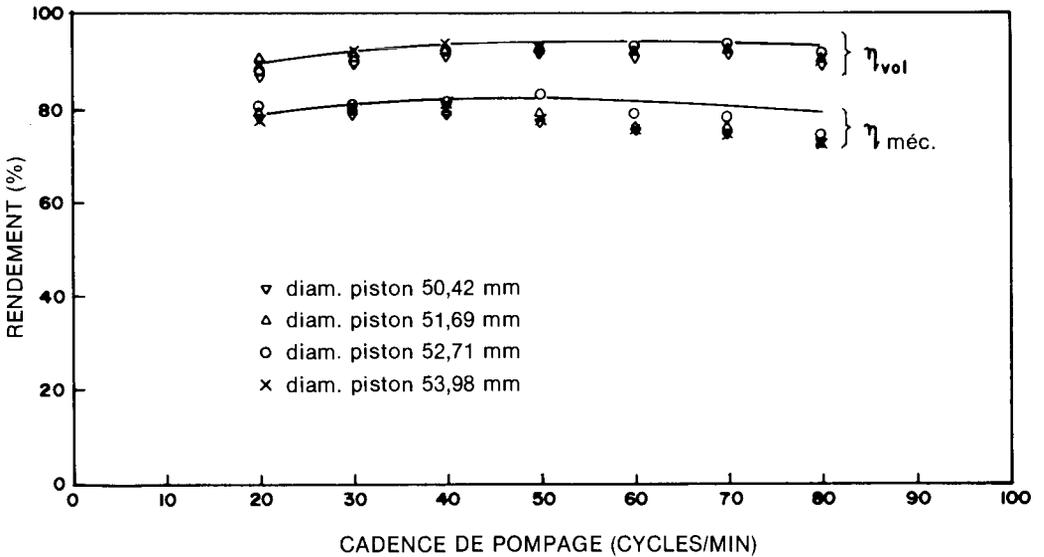


Fig. 29. Rendements volumétrique et mécanique en fonction de la cadence de pompage pour quatre pistons de diamètres différents (les points représentent les valeurs mesurées et les traits continus, les valeurs calculées théoriquement).

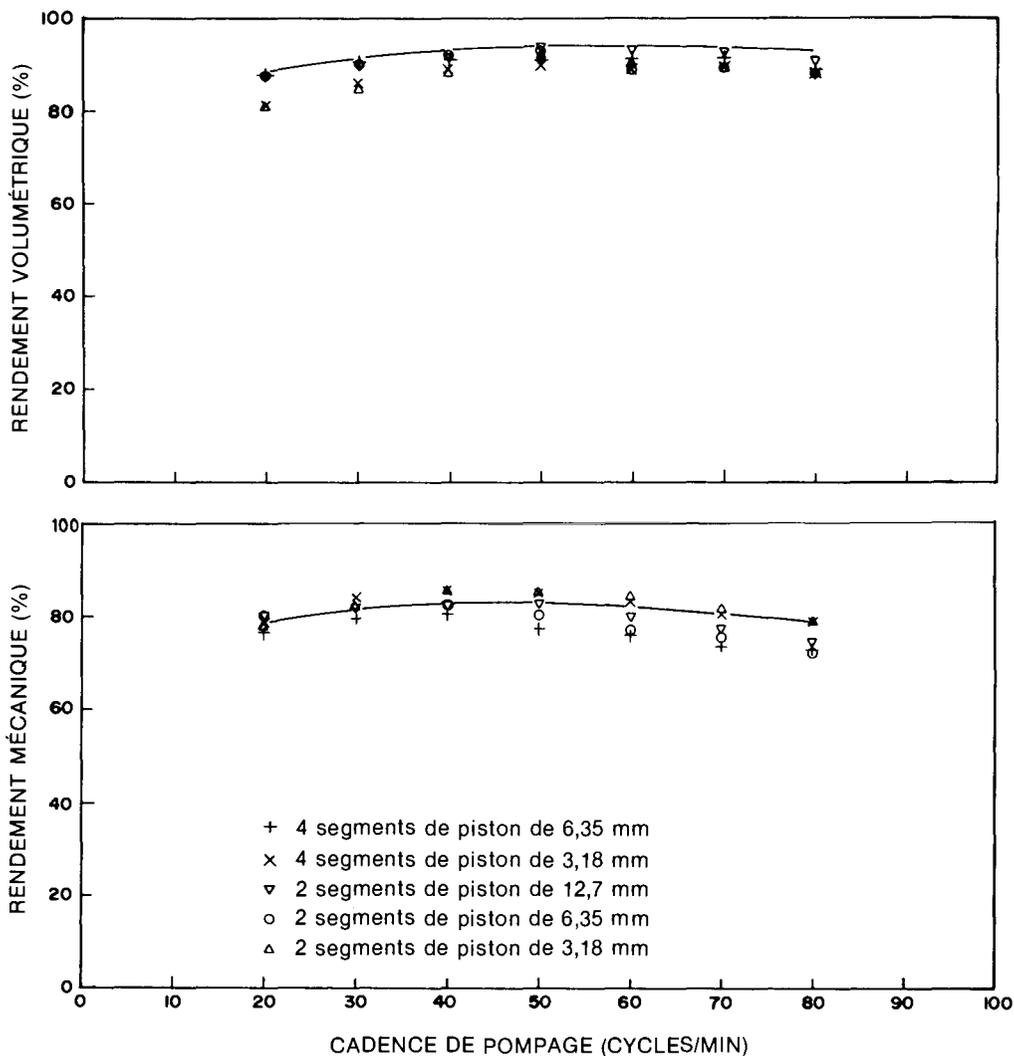


Fig. 30. Effets de l'épaisseur et du nombre de segments de piston sur les rendements volumétrique et mécanique (les points représentent les valeurs mesurées et le trait continu, les valeurs calculées théoriquement).

un effet marqué sur le rendement de la pompe. Les conséquences de ces effets dynamiques sur les rendements volumétrique et mécanique sont indiquées dans l'équation 6 et 7. Il faut tenir compte de ces effets dynamiques dans la conception des pistons et des clapets de pied afin d'en optimiser la construction.

Le rapport d'aires orifices/clapet doit être suffisamment grand pour éviter les pertes de charge importantes à la cadence de pompage désirée. Avec la configuration actuelle de clapet, un rapport d'aires supérieur à 15 % est satisfaisant. Si le rapport d'aires est grand, il faut s'assurer que le piston et le clapet de pieds sont suffisamment solides.

La vitesse du piston, qui est proportionnelle au produit de la course par la cadence de pompage, doit être suffisamment élevée pour que le volume de fuite aux segments du piston soit faible. La vitesse du piston dans une pompe à main actionnée par un garçon est de l'ordre de 9 m/min (course de 0,15 m à une cadence de pompage de 30 courses/min ou course de 0,09 m à une cadence de pompage de 50 courses/min).

La masse de l'obturateur doit être suffisamment grande pour minimiser le délai de fermeture des clapets à la hauteur d'ouverture donnée. Toutefois, la hauteur d'ouverture ne doit pas être trop faible afin d'éviter des pertes de charge importantes dans le piston et le clapet de pied, ce qui réduirait le rendement mécanique. Pour une pompe d'un diamètre de 50 mm, on obtient un rendement satisfaisant avec une masse d'obturateur variant entre 13 et 30 g et une hauteur d'ouverture de clapet de 6 mm.

Si l'on augmente la charge hydraulique, le volume de fuite aux segments du piston augmente et il en résulte une diminution du rendement volumétrique. Toutefois, l'effet produit est grandement réduit si la cadence de pompage est grande.

Étant donné que l'étanchéité des segments de piston est assurée par l'expansion de ces derniers qui cherchent à s'adapter au diamètre du cylindre, les petites variations de l'espace entre le piston et le tuyau n'ont aucun effet sur les rendements. Dans le cas d'une pompe d'un diamètre de 50 mm, on n'a constaté aucune dégradation sensible des rendements pour des espaces allant jusqu'à 4 mm.

Vu que l'utilisation de faces d'entrées coniques pour le piston et le clapet de pied n'augmente que légèrement le rendement mécanique aux cadences normales de pompage on peut donc utiliser des faces d'entrée

planes pour réduire les coûts de fabrication. Toutefois, il serait préférable que les orifices soient légèrement chanfreinés à l'entrée.

Conception de la pompe à main CRDI-UM

Pompe à main aspirante ou élévatoire

Il y a une certaine "profondeur maximale d'aspiration" au-dessous de laquelle il est impossible de tirer l'eau par aspiration. Au-delà de cette profondeur, on doit élever l'eau au moyen d'une pompe élévatoire, ou d'une autre façon. Ce paramètre est important, car une pompe aspirante à main est généralement plus simple et moins coûteuse qu'une pompe élévatoire.

Les principaux avantages et inconvénients des pompes aspirante et élévatoire actuelles (fig. 31) sont résumés au tableau 1.

Principaux éléments des pompes à main CRDI-UM

Voici les principaux éléments des pompes à main aspirante et élévatoire CRDI-UM :

- . Un cylindre en PCV muni d'un piston coulissant en PCV et d'un clapet de pied fixe, mais récupérable, en PCV (fig. 32). Le piston est muni de deux segments annulaires en polyéthylène.

- . Un système de leviers constitué d'articulations en bois et en fer galvanisé avec coussinets en bois imprégné d'huile (fig. 33).

Voici les principaux avantages de la pompe à main à pièces de plastique sur la pompe classique à pièces de fonte :

- . Une méthode de fabrication simple, les pièces en PCV pouvant être soudées au solvant. Celles-ci peuvent aussi être travaillées à l'aide d'outils à main légers.

- . L'entretien peut être effectué par les utilisateurs au village même car le PCV est léger et la pompe à main est relativement facile à retirer du puits pour les inspections et les réparations.

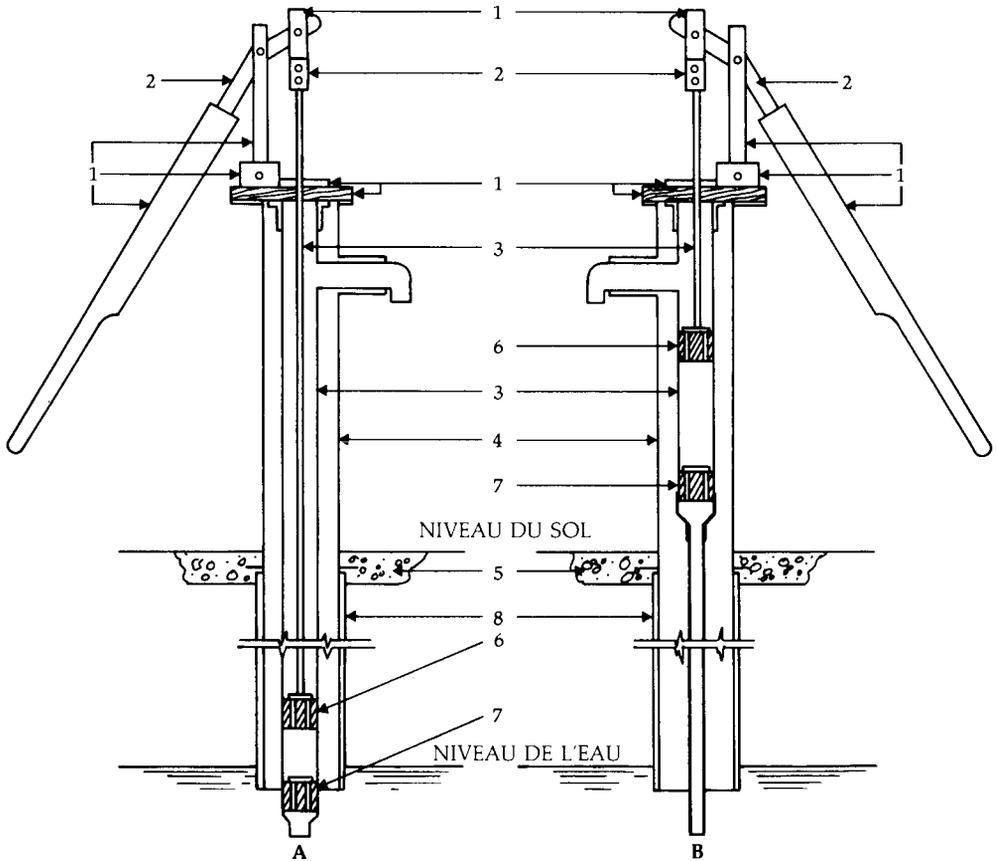


Fig. 31. Pompe élévatrice (A) et pompe aspirante (B) : (1) pièces en bois; (2) pièces en fer galvanisé; (3) pièces en PVC; (4) support en acier doux; (5) béton; (6) piston; (7) clapet de pied; et (8) cuvelage. (Tiré de la référence 23, p. 48.)

. Les pièces de plastique ne subissent pas les effets de la corrosion ou de la rouille.

Le système de leviers est conçu de façon à éliminer les paliers ou les roulements à rouleaux métalliques, lesquels ne sont pas facilement disponibles dans les régions rurales et ont tendance à rouiller lorsqu'ils sont exposés aux intempéries. Par ailleurs, les pièces en bois peuvent être facilement remplacées par les villageois eux-mêmes en utilisant le bois disponible sur place.

Tableau 1. Comparaison entre la pompe aspirante et la pompe élévatoire.

Pompe élévatoire	Pompe aspirante
Caractéristiques principales	
<p>Le clapet de pied doit être installé au-dessus du niveau de l'eau à une distance inférieure à la "profondeur maximale d'aspiration", mais il est généralement installé au-dessous du niveau de l'eau.</p> <p>Le piston se trouve à environ 0,3 m au-dessus du clapet de pied.</p>	<p>Le piston et le clapet de pied sont tous deux au-dessus du sol.</p> <p>Le tuyau d'élévation de l'eau sous le clapet de pied peut avoir un diamètre inférieur à celui du corps de la pompe.</p>
Avantages	
<p>Peut être utilisée pour tirer l'eau à une profondeur supérieure à la "profondeur maximale d'aspiration".</p> <p>La pompe s'amorce d'elle-même.</p>	<p>Installation plus facile.</p> <p>Le corps de la pompe peut être assemblé en atelier.</p> <p>Le piston et le clapet de pied sont facilement accessibles pour l'entretien et les réparations.</p>
Inconvénients	
<p>Généralement plus difficile à installer qu'une pompe aspirante.</p> <p>Le clapet de pied est plus difficile à retirer pour l'entretien ou les réparations que celui d'une pompe aspirante.</p>	<p>Ne peut être utilisée pour tirer l'eau à une profondeur supérieure à la "profondeur maximale d'aspiration".</p> <p>Amorçage nécessaire si le clapet de pied fuit.</p>

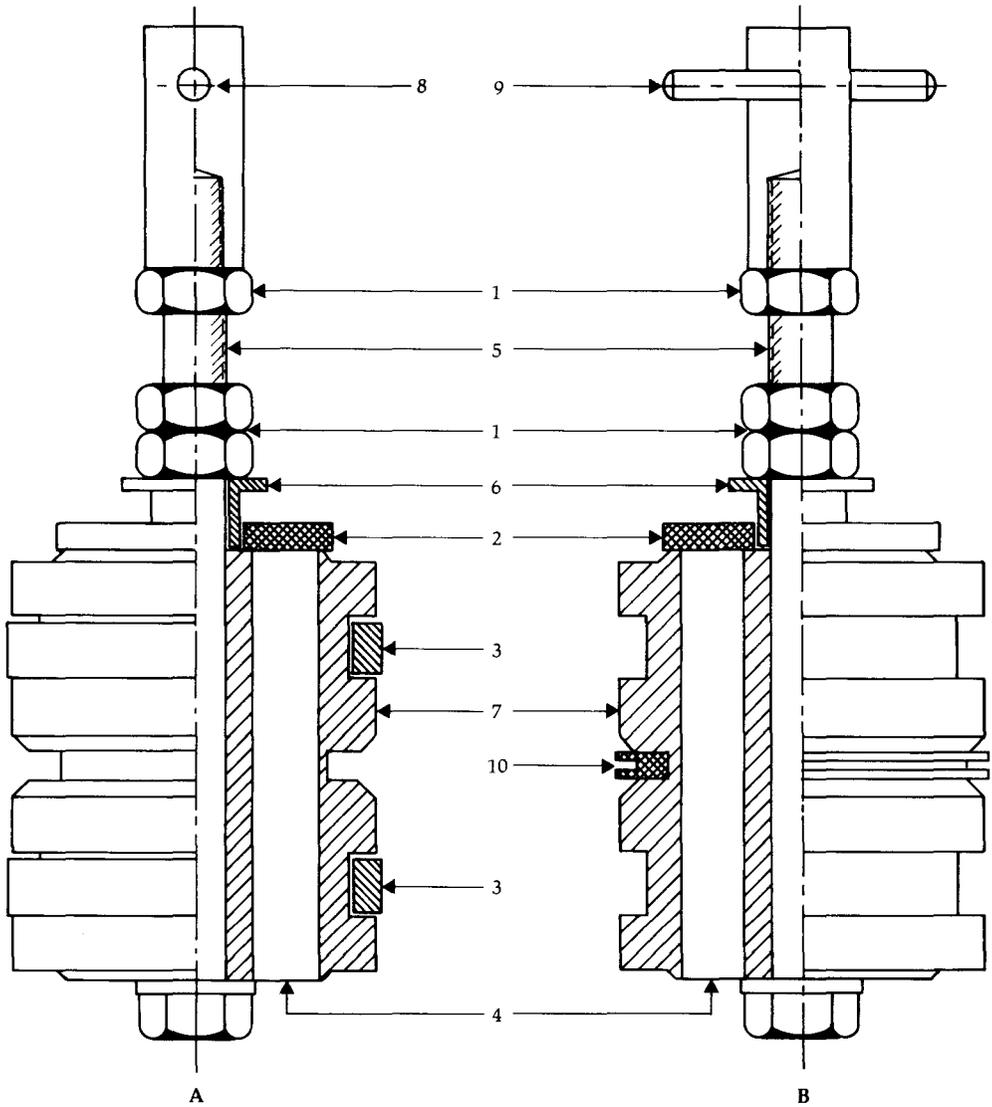


Fig. 32. Piston (A) et clapet de pied récupérable (B) : (1) contre-écrous; (2) obturateur de clapet (en caoutchouc naturel); (3) segments de piston (en polyéthylène); (4) six trous percés à égale distance; (5) boulon; (6) butée d'obturateur; (7) plastique PCV; (8) trou pour la goupille de récupération; (9) goupille de récupération; et (10) joint d'étanchéité en caoutchouc à rebord double. (Tiré de la référence 23, p. 49.)



Fig. 33. La pompe à main CRDI-UM

Construction des segments de piston

L'utilisation de segments de piston fendus en plastique dur est une innovation importante. Ces segments comportent deux extrémités libres et ont un diamètre légèrement supérieur à celui du corps de la pompe, mais une circonférence légèrement plus courte que

celle du corps de la pompe. Ceci permet d'introduire les segments dans le corps de la pompe en les comprimant.

Voici les principaux avantages, en ce qui concerne le piston, des segments fendus en plastique dur comparativement aux segments souples, tels que les segments en caoutchouc ou en cuir :

- . La pompe peut être utilisée à une cadence de pompage plus élevée et la résistance due au frottement est plus faible.

- . Les pistons ayant un diamètre légèrement inférieur à celui du corps de la pompe et l'étanchéité étant assurée par les segments, qui se dilatent ou se contractent pour s'adapter aux variations du diamètre du corps de la pompe, il n'est pas nécessaire que le piston et le corps de la pompe soient fabriqués avec une grande précision. Ceci est important car on peut alors utiliser des conduites ordinaires en PCV pour le corps de la pompe.

- . Jusqu'à un certain point, l'usure du corps de la pompe peut être compensée par l'expansion des segments, sans réduction de l'étanchéité.

- . Les plus récents progrès dans la conception des segments ont démontré que l'on pouvait réduire de façon considérable l'usure du corps de la pompe en PCV.

Clapet de pied récupérable

Lors des opérations d'entretien de la pompe à main, il est souvent nécessaire de retirer le clapet de pied pour l'inspecter, le réparer ou le remplacer, et ce dernier peut se trouver à une assez grande profondeur dans le tuyau d'élévation d'eau. Il est donc important de pouvoir retirer le clapet de pied sans qu'il soit nécessaire de retirer tout le tuyau. Par ailleurs, étant donné que le corps de la pompe est constitué d'une conduite ordinaire en PCV, son diamètre peut varier, de sorte que le clapet de pied ne doit pas être ajusté sans jeu.

L'utilisation d'un joint d'étanchéité en caoutchouc à rebord double (fig. 32) permet de répondre à ces exigences.

D'abord, ce joint est suffisamment souple pour qu'on puisse introduire le clapet de pied dans le corps de la pompe ou l'en retirer sans difficulté par le haut du tuyau d'élévation d'eau à l'aide d'un crochet spécial (fig. 34).

Ensuite, il assure une bonne étanchéité entre la carcasse du clapet de pied et le corps de la pompe.

Finalement, il maintient le clapet de pied dans une position fixe dans le corps de la pompe durant le cycle de pompage.

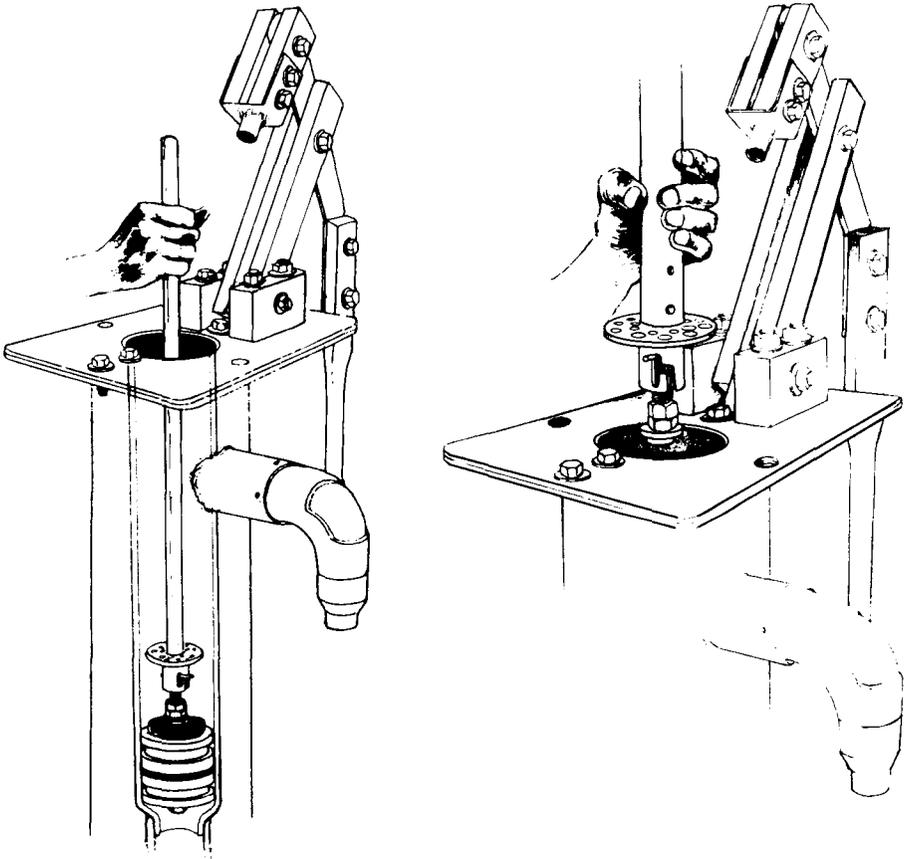


Fig. 34. Tige d'extraction utilisée pour retirer le clapet de pied du corps de la pompe. (Tiré de la référence 34, p. 12.)

Pour faciliter l'extraction du clapet de pied, le corps de la pompe (d'une longueur de 1 m habituellement), qui est raccordé au tuyau d'élévation, est constitué d'une conduite en PCV légèrement plus épaisse que celle du tuyau d'élévation, de sorte qu'il y a un espace entre le joint en caoutchouc du clapet de pied et le tuyau d'élévation. Lorsqu'on sort le clapet de pied du corps du cylindre, toute l'eau restée dans la pompe fuit par le clapet de pied, ce qui facilite grandement la récupération de ce dernier.

4. ESSAIS SUR LE TERRAIN

Après avoir été testée en laboratoire, une pompe à main doit être testée dans des conditions réelles d'utilisation. Lorsqu'il existe plusieurs programmes nationaux d'essais sur le terrain, la méthodologie et les méthodes de mesure doivent être normalisées pour que les données recueillies dans un programme puissent être comparées à celles d'un autre programme. Idéalement, tous les programmes devraient utiliser les mêmes formules de collecte de données. Si cela est impossible, il faudrait une entente pour qu'il y ait un ensemble minimal de données communes à tous les programmes.

Formules de collecte de données

On utilise quatre formules différentes pour évaluer le rendement des pompes à main (annexe C). Formule A -- Caractéristiques du puits et de la pompe; cette formule est utilisée au moment de l'installation de la pompe; Formule B -- Feuille des données recueillies lors de la visite à l'emplacement; utilisée pour les visites mensuelles, elle porte sur le rendement mécanique, les opérations d'entretien, la mesure de l'usure et les comptes rendus des utilisateurs; Formule C -- Défaillances et réparations; utilisée au besoin; Formule D -- Feuille de données du gardien de la pompe; remplie hebdomadairement.

Méthodes et matériel de mesure

La méthode et le matériel utilisés déterminent souvent la précision d'une mesure. Le tableau 2 énumère le matériel recommandé et les méthodes de mesure conseillées pour obtenir les données demandées dans les formules de collecte de données (annexe C).

Tableau 2. Méthodes de mesure sur le terrain

Mesure	Méthode ou matériel
Volume d'eau déversée	Utiliser un seau (25 L minimum) ou un débitmètre
Charge hydraulique	Utiliser une sonde à électrode avec un fil relié à un multimètre, une sonde acoustique ou un matériel similaire
Travail total produit	Utiliser un compteur au pivot ou à tige
Travail fourni	Utiliser un traceur mécanique
Mesure de l'usure	
Paliers	Utiliser un pied à coulisse d'intérieur pour mesurer l'usure à trois positions angulaires espacées de 120° sur la partie maximale d'usure
Arbres et tiges	Comme pour les paliers ci-dessus, mais en utilisant un pied à coulisse d'extérieur
Guides	Comme pour les paliers
Hauteur du bord d'appui du clapet	Placer une équerre de mécanicien sur le dessus du renflement d'appui du clapet et mesurer la distance entre l'équerre et la base du renflement à l'aide d'un calibre d'épaisseur ou d'un calibre de profondeur micro-métrique

(suite)

Tableau 2. Conclusion.

Mesure	Méthode ou matériel
Segments de piston	À l'aide d'un pied à coulisse ou d'un micromètre, mesurer, à 3 points angulairement espacés de 120°, l'épaisseur latérale ainsi que l'épaisseur radiale au haut, au milieu et au bas du segment
Diamètre du corps de la pompe	À la fin des essais sur le terrain, couper le corps de la pompe en deux, dans le sens de l'axe et en mesurer l'épaisseur à l'aide d'un micromètre monté sur un support spécial en "U"
Piston	Valeurs initiales a) de la largeur et de la profondeur des rainures et b) des diamètres à des endroits appropriés, mesurées avant l'installation, à l'aide d'un micromètre ou d'un pied à coulisse
	Mesures ultérieures lors de visites à l'emplacement

Autres méthodes de mesure utilisées sur le terrain

Plusieurs des méthodes de mesure utilisées en laboratoire pour évaluer le rendement technique de la pompe à piston ne peuvent être utilisées sur le terrain à cause du matériel électronique perfectionné qu'elles nécessitent ou des contraintes physiques à l'emplacement de la pompe. Donc, plusieurs méthodes et instruments de mesure simples et utilisables sur le terrain furent mis au point pour le programme d'évaluation sur le terrain.

Profondeur de la nappe phréatique

La méthode utilisée pour mesurer le niveau d'eau dans le puits est basée sur la différence des résistances électriques de l'eau et de l'air. Le dispositif se compose d'une sonde en Perspex conique (fig. 35) montée à l'extrémité d'un câble bifilaire de longueur suffisante pour atteindre l'eau à partir du dessus de la pompe. Le câble est enfilé dans l'orifice central de la sonde et les extrémités des conducteurs par deux orifices latéraux diamétralement opposés, à égalité avec la surface. L'angle d'ouverture total du cône formant la tête de la sonde est de 20° et sa surface est polie pour accélérer le séchage de la sonde lorsqu'on la sort de l'eau. Un multimètre pouvant mesurer des résistances allant jusqu'à $300\text{ k}\Omega$ est branché à l'autre extrémité du câble bifilaire pour mesurer la résistance entre les deux bornes. Lorsque celles-ci sont exposées à l'air, le multimètre indique un circuit ouvert, mais lorsqu'elles sont immergées dans l'eau, le multimètre peut indiquer des variations de résistance mesurables entre l'infini et $200\text{ k}\Omega$ pour des variations du niveau de l'eau inférieures à 6 mm. La profondeur de la nappe phréatique peut être déterminée à partir de la longueur du câble.

Mesure de l'utilisation de la pompe à main

Si l'on désire comparer l'usure et la détérioration matérielle des principales pièces d'une pompe à main, il faut mesurer l'utilisation faite de cette dernière sur le terrain.

Nous avons adapté un compteur totalisateur Veeder-Root (qui n'enregistre pas les rotations en sens inverse) pour mesurer le déplacement cumulé de la tige du piston durant la course utile (fig. 36). Le support du compteur est constitué d'une plaque de 1,27 cm d'épaisseur. Après avoir percé un trou central (légèrement plus grand que la section de la tige du piston), on coupe la plaque en deux. Une troisième pièce similaire est nécessaire pour monter le tout de façon que la demi-plaque mobile ne touche pas à la plaque au-dessus de la pompe à main. Le compteur Veeder-Root est monté sur la demi-plaque mobile, laquelle est poussée vers la tige du piston par des ressorts pour maintenir un contact permanent entre la

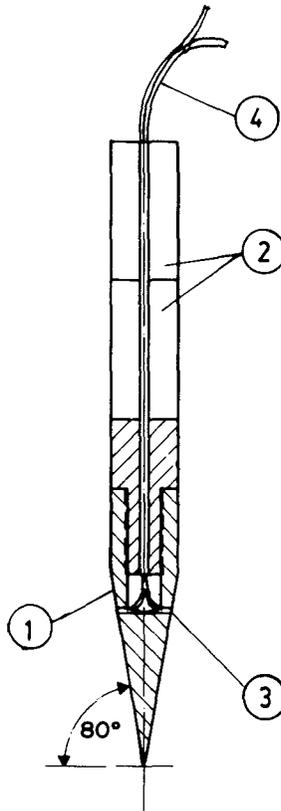


Fig. 35. Sonde servant à mesurer la profondeur de la nappe phréatique : (1) tête de la sonde, (2) poids en laiton, (3) deux orifices latéraux pour le câble bifilaire, et (4) câble bifilaire. La sonde a un diamètre de 12,7 mm.

tige et les anneaux toriques. La demi-plaque fixe doit être montée de façon à ne pas toucher à la tige du piston lorsque celle-ci subit des inclinaisons durant le cycle de pompage.

Travail fourni

La méthode utilisée en laboratoire pour déterminer le travail fourni ne peut être utilisée sur le terrain en raison de la difficulté de transporter plusieurs appareils électroniques très sensibles et de les maintenir en bonne condition de fonctionnement à

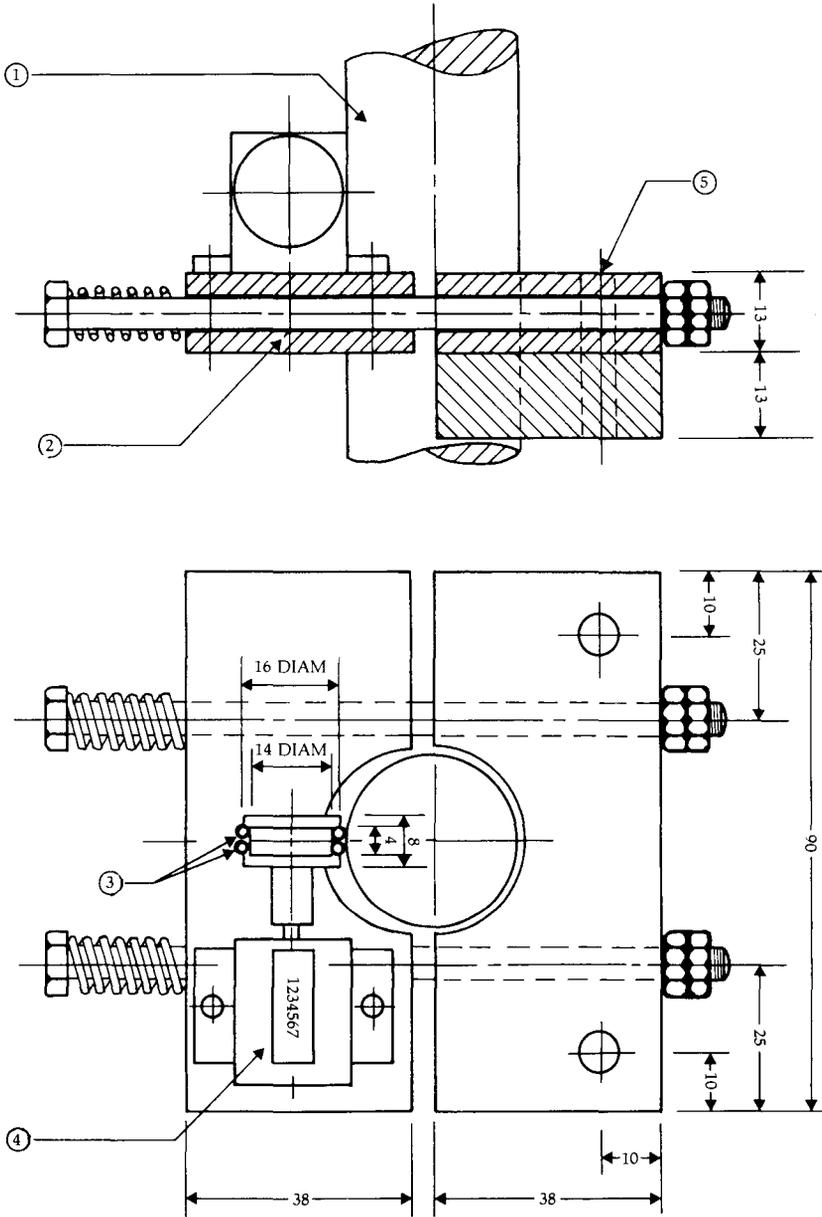


Fig. 36. Support pour le compteur Veeder-Root (V-R) installé sur les pompes à main (toutes les dimensions sont données en mm) : (1) tige du piston, (2) assemblage à glissement pour permettre le déplacement latéral du compteur, (3) deux anneaux toriques (diamètre intérieur 13 mm, diamètre section 2 mm), (4) compteur V-R (n° 74-6125-001), (5) vis de fixation à la plaque de dessus de la pompe, et (6) paliers.

l'emplacement de la pompe. Par ailleurs, cette méthode nécessite un technicien très expérimenté pour prendre les mesures. Il est donc souhaitable d'avoir un instrument plus simple, plus léger et plus robuste, facilement transportable sur le terrain et utilisable par un technicien ne possédant qu'un niveau minimum de formation (24).

On a donc eu recours à un traceur mécanique pour mesurer le travail fourni à l'emplacement de la pompe (fig. 37). Cet instrument se compose des éléments suivants:

- . Deux barres d'acier maintenues ensemble à leurs extrémités par des brides de serrage ajustables; les barres s'écartent l'une de l'autre lorsqu'une charge est appliquée à leur point milieu.

- . Une jauge à cadran qui amplifie l'écart entre les barres d'acier.

- . Un cylindre indicateur qui fait tourner le papier graphique lorsque l'instrument est déplacé relativement à un point fixe.

- . Une plume reliée à la jauge par une ficelle maintenue tendu par un ressort de recul.

Durant le cycle de fonctionnement de la pompe à piston, l'écartement des barres est amplifié par la jauge à cadran et il en résulte un déplacement de la plume perpendiculairement au sens de rotation du tambour, qui est mû par le déplacement de l'instrument relativement à un point fixe. Le diagramme ainsi tracé sur le papier graphique enroulé sur le cylindre est une boucle force-déplacement semblable à celle obtenue avec la méthode utilisée en laboratoire (fig. 38A).

On peut modifier la gamme de fonctionnement du traceur mécanique pour une force appliquée donnée en changeant la distance entre les brides de serrage de façon à réduire ou à accroître l'écart entre les barres d'acier.

En comparant les boucles force-déplacement obtenues avec l'oscilloscope (méthode "électronique") et le

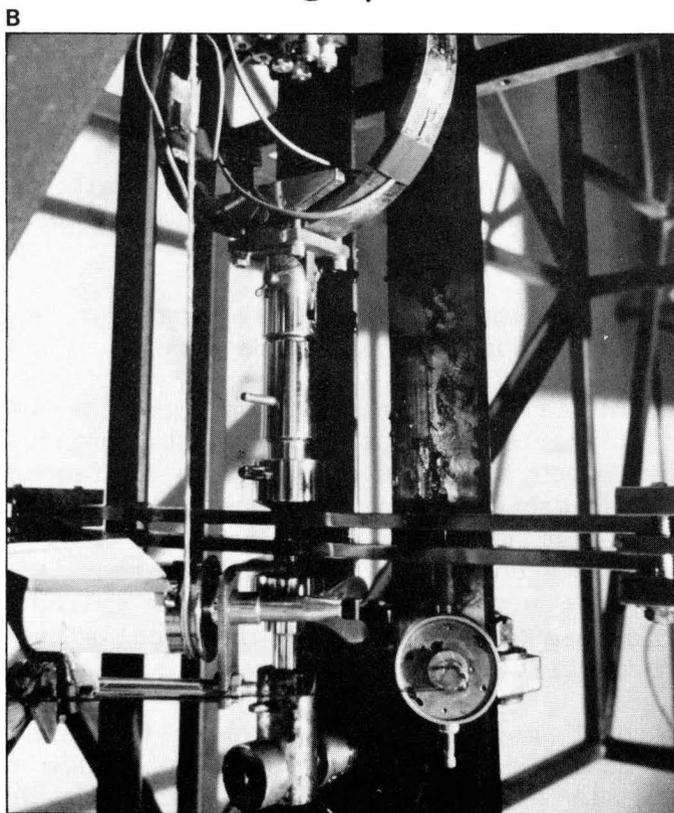
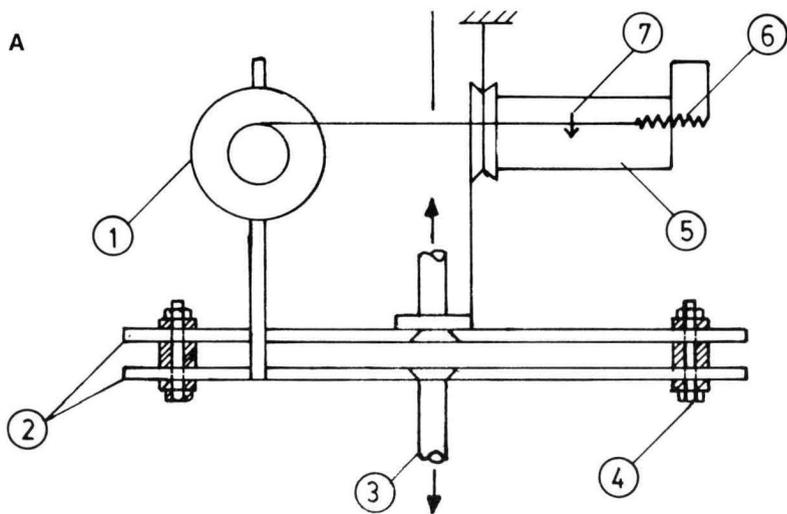


Fig. 37. (A) Schéma du traceur mécanique : (1) jauge à cadran, (2) barres d'acier doux, (3) tige du piston, (4) brides de serrage ajustables, (5) cylindre indicateur, (6) ressort, et (7) plume. **(B)** Traceur mécanique pour mesurer le travail fourni.

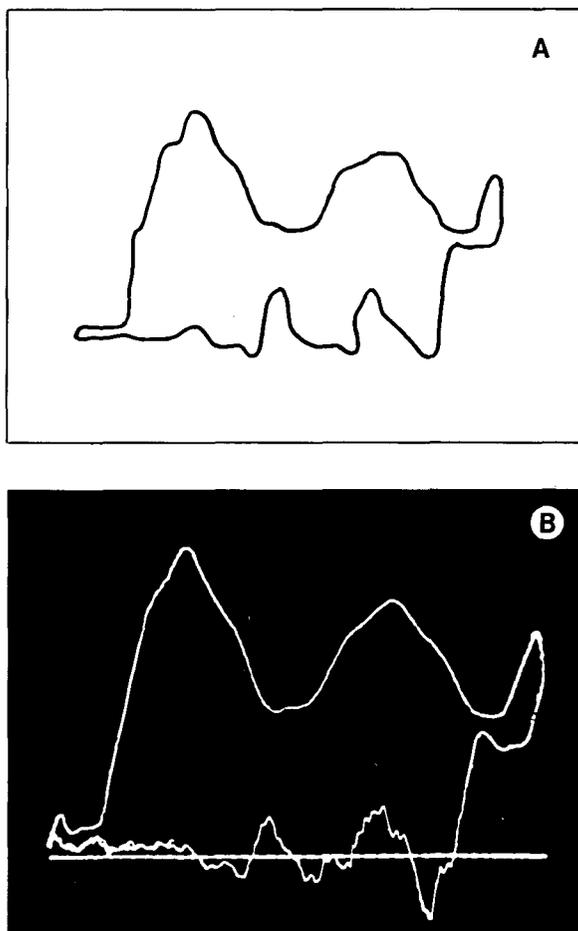


Fig. 38. Diagramme force-déplacement pour une charge hydraulique de 5,85 m à une cadence de pompage de 60 cycles/min avec un grand retard d'ouverture de clapet enregistré (A) mécaniquement et (B) électroniquement.

traceur mécanique (fig. 38), on constate qu'il y a une remarquable similitude entre elles et que les principales caractéristiques de la boucle sont reproduites de façon adéquate par le traceur mécanique.

Pour les deux méthodes, on a déterminé la valeur du travail fourni en calculant l'aire intérieure de la boucle force-déplacement (pour une gamme de cadences de pompage, à trois charges hydrauliques); la plus grande différence entre les valeurs ainsi obtenues était de 4 %

(tableau 3), ce qui est inférieur au pourcentage d'erreur prévu pour des mesures sur le terrain.

Résultats du programme de contrôle sur le terrain

Dix-sept pompes à main furent installées et utilisées par les villageois durant environ quatre ans. Toutefois, l'utilisation des pompes ne fut entièrement contrôlée que durant une période de 8,5 mois. On trouvera dans les sections suivantes des exemples de rendements calculés à partir des données recueillies sur le terrain pour ces 17 pompes à main.

Tableau des données sur les rendements et l'entretien

Pour comparer les diverses pompes à main, il est pratique de grouper les données dans un même tableau (tableau 4), bien qu'on ne puisse inclure dans un tel tableau plus d'une seule valeur moyenne pour chaque critère de rendement. Le tableau 5 présente les données d'entretien et de réparation pour les 17 pompes à main.

Variation annuelle

Rendement volumétrique

Reprenons l'équation 27,

$$\begin{aligned}\eta_{vol} &= 1 - x/L_0 - C_1 d_p h_T / (N L_0 A_p) \\ &= 1 - x/L_0 - C_1 C_2 h_T\end{aligned}$$

$$\text{où } C_2 = d_p / (N L_0 A_p)$$

Lorsque N et L_0 sont constants et le rapport x/L_0 petit, on obtient

$$\eta_{vol} = 1 - C_1 C_2 h_T$$

Cette équation démontre que le rendement volumétrique est non seulement fonction du terme d'étanchéité ($C_1 C_2$), mais aussi de la charge hydraulique (h_T).

**Tableau 3. Comparaison du travail fourni, mesuré
mécaniquement et électroniquement.**

Cadence de pompage (cycles/min)	Travail fourni (J)		Différence (%)
	Mécanique- ment	Électronique- ment	
charge hydraulique de 3,2 m			
20	15,2	15,7	3,2
30	15,7	16,0	1,9
40	16,4	16,3	0,6
50	17,1	17,1	0,0
60	17,5	17,2	1,7
charge hydraulique de 5,8 m			
20	27,7	27,3	1,4
30	27,7	27,3	1,4
40	27,9	27,3	2,2
50	28,5	27,3	4,2
60	28,5	27,3	4,2
charge hydraulique de 8,2 m			
20	35,5	35,4	0,3
30	35,5	35,4	0,3
40	35,4	35,8	1,1
50	35,5	36,3	2,3
60	36,2	37,7	4,1

La figure 39 est un exemple des variations annuelles du rendement (courbe 1) et de la charge hydraulique (courbe 2). Pour isoler l'effet produit par la charge hydraulique sur le rendement volumétrique, une courbe de variation annuelle de $(1 - \eta_{vol})/h_T$ a été tracée pour chacune des pompes à main (par exemple, fig. 40). La dispersion des données mesurées est grande aux faibles valeurs de $(1 - \eta_{vol})/h_T$, ce qui correspond aux valeurs élevées de η_{vol} et aux valeurs faibles

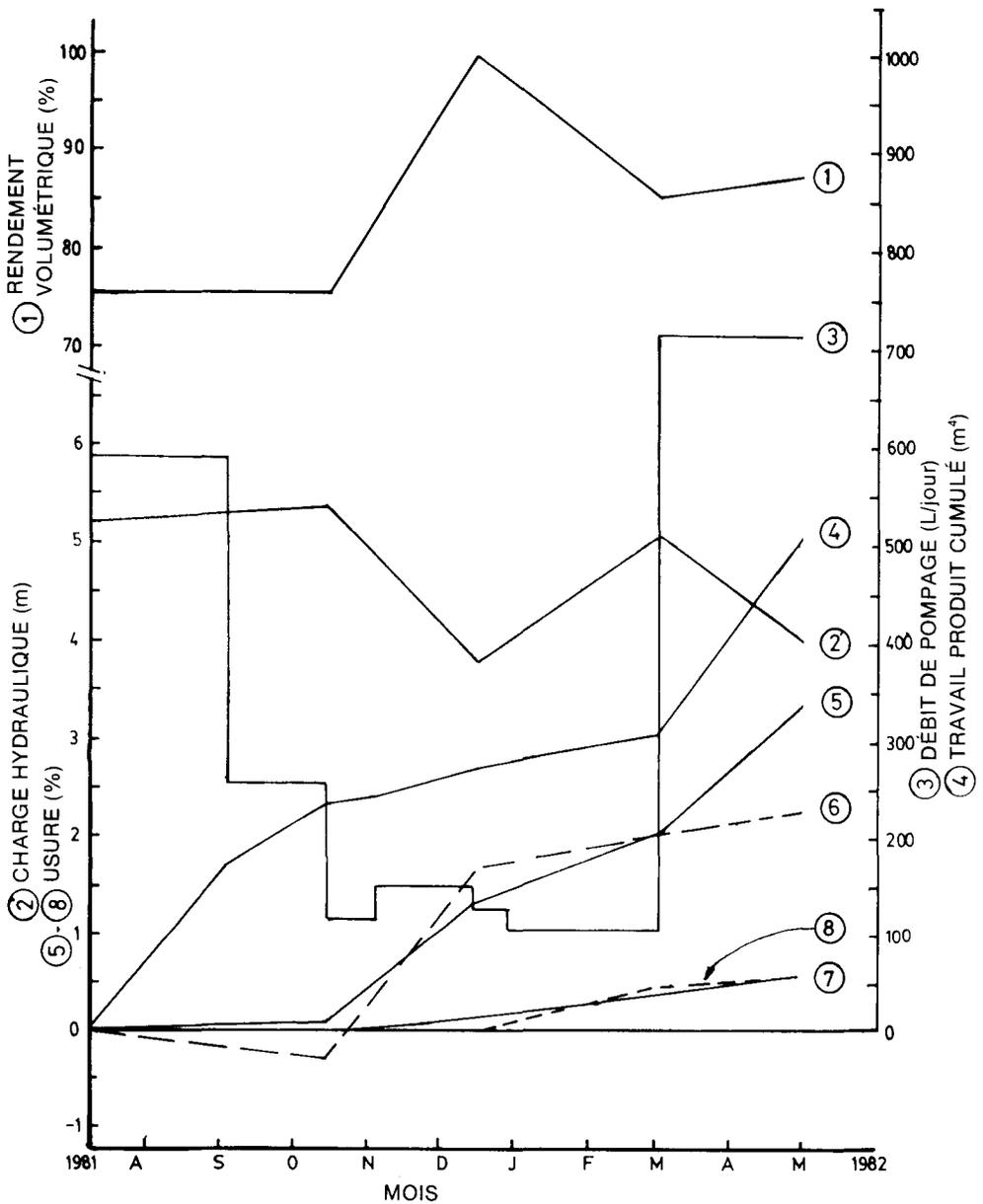


Fig. 39. Paramètres mesurés sur le terrain pour la pompe à main NS 006S : (1) rendement volumétrique, (2) charge hydraulique, (3) volume d'eau pompée quotidiennement, (4) travail produit cumulé (total) ($m^4 = m^3$ [volume] \times m [élévation]) usure, (5) du guide en bois supérieur (0°), (6) du guide en bois inférieur (90°), (7) du segment de piston supérieur, et (8) du segment de piston inférieur.

Tableau 4. Résumé des données sur le rendement. a

Numéro de la pompe	Modèle ^b	Date d'installation	Nombre d'utilisateurs (personnes)	Rendement (%)		Charge hydraulique (m)	Débit d'eau moyen (L/jour)	Temps d'arrêt (jours)	Entretien et réparations		Période de contrôle
				η_{vol}	η_{mec}				Pièces (\$ US)	Main-d'oeuvre (heures)	
PK 001S	A	19/11/80	50	95,0	-	2,6	381,0	0	9,40	0,50	6/7/81 - 16/3/82
PK 002S	A	18/11/80	40	98,0	-	2,4	58,9	0	0,26	0,50	6/7/81 - 16/3/82
PK 003S	A	19/11/80	40	95,0	-	2,8	93,8	0	-	-	7/7/81 - 16/3/82
PK 004L	E	2/12/80	30	89,0	-	2,5	502,7	0	-	-	7/7/81 - 17/3/82
PK 005L	E	2/12/80	50	98,0	-	2,7	186,2	0	8,45	1,50	7/7/81 - 17/3/82
PK 006S2	A	3/2/81	40	84,0	-	3,5	217,6	60	-	2,50	7/7/81 - 17/3/82
NS 001S	A	6/7/80	25 ^c	83,5	59,6	3,7	487,5	3	-	0,50	25/6/81 - 7/4/82
NS 002S	A	6/7/80	25 ^c	93,7	59,1	3,7	133,5	0	-	-	25/6/81 - 12/4/82
NS 003L	E	24/7/80	25 ^c	92,0	-	9,2	152,2	4	0,50	3,00	29/7/81 - 19/4/82
NS 004S	A	24/7/80	25 ^c	79,2	64,0	7,0	85,2	0	-	-	29/7/81 - 14/4/82
NS 005S	A	28/7/80	25 ^c	84,4	62,2	6,9	59,9	0	-	-	11/8/81 - 19/4/82
NS 006S	A	28/7/80	31	81,7	65,0	4,9	351,3	0	9,40	0,17	17/6/81 - 12/4/82
NS 007PS	AF	18/9/80	40	75,0	-	4,9	524,0	1	10,50	2,75	17/6/81 - 9/4/82
NS 008PL	FE	25/9/80	50 ^c	90,0	-	5,4	826,8	0	7,80	3,00	22/7/81 - 9/4/82
NS 009L	E	2/10/80	15 ^c	70,5	65,2	7,6	242,6	10	0,75	21,75	21/10/81 - 16/4/82
NS 010S	A	9/10/80	50 ^c	95,0	70,4	4,6	718,2	0	-	-	15/6/81 - 7/4/82
NS 011PS	AS	16/10/80	35 ^c	79,0	-	5,8	506,0	4	12,00	7,50	20/7/81 - 14/4/82

a) Source : référence 23, p. 48.

b) A, aspirante, E, élévatoire; AF, aspirante-foulante; FE, foulante-élévatoire.

c) On indique le nombre de ménages au lieu du nombre d'utilisateurs. On évalue à 5 le nombre de personnes par ménage.

Tableau 5. Résumé de l'entretien et des réparations des pompes installées à Perak (PK) et Negri Sembilan (NS).

Numéro de la pompe	Date d'installation	Date de l'entretien	Temps d'arrêt (jours)	Description	Coût des pièces de rechange (\$ US)	Temps nécessaire (heures)
PK 001S	19/11/80	27/1/81	0	Remplacement du dégorgeoir en PCV brisé	9,40	0,50
PK 002S	18/11/80	27/1/81	0	Clapet de pied qui coule remplacé par un clapet avec obturateur en caoutchouc Linard	0,26	0,50
PK 003S	19/11/80	—	0	Aucune	—	—
PK 004L	2/12/80	27/1/81	0	Couvercle en bois fendu, mais aucune mesure n'est prise	—	—
PK 005L	2/12/80	10/9/81	0	Pivot trop lâche, resserré	—	—
				Boulon du piston cassé pendant le démontage, remplacé	8,45	0,50
				Tige de piston en PCV fissurée au trou de cheville en laiton; on a changé le trou de place	—	1,00
PK 006S2	3/2/81	7/7/81	60	Nombreux problèmes causés par le manque d'eau dans le puits; remplacement de la pompe élévatoire par une pompe aspirante	—	2,00
		10/9/81	0	Bras/base du pivot trop serré, rajusté	—	0,50
		10/9/81	0	Pièce du couvercle en bois fendue, mais non remplacée	—	—
NS 001S	6/7/80	30/9/81	0	Nettoyage du piston et du clapet de pied pour enlever la rouille	—	0,50
		3/2/81	3	Orifice d'amorçage mal fermé	—	—
NS 002S	6/7/80	—	0	Aucune	—	—

NS 003L	24/7/80	28/9/81	4	Tige du piston brisée au niveau du joint d'emboîtement	0,50	3,00
NS 004S	24/7/80	—	0	Aucune	—	—
NS 005S	24/7/80	—	0	Aucune	—	—
NS 006S	28/7/80	25/11/81	0	Dégorgeoir manquant	9,40	0,17
NS 007PS	18/9/80	20/2/81	1	Boulon de raccordement du piston en laiton cassé et remplacé par une pièce en acier doux (chromé)	6,00	2,00
		23/4/81	0	Boulon en laiton du clapet de pied brisé	4,50	0,50
		17/6/81	0	Bras/base de pivot en bois lâche, resserré	—	0,25
NS 008PL	25/9/80	20/2/81	0	Remplacement du boulon de raccordement en laiton par une pièce en acier doux (aucun signe de bris)	6,00	1,00
		19/3/81	0	Joint de charnière en laiton très usé; élimination de la charnière de ce modèle	—	1,75
		30/9/81	0	Bras de pivot en bois fendu	1,80	0,25
NS 009L	2/10/80	19/12/80	0	Remplacement du clapet de pied qui coule par un clapet avec obturateur en caoutchouc Linard	0,25	6,75
		9/6/81	10	Bris de la tige de piston en PCV	0,50	15,00
		19/8/81	0	Écrous du pivot en bois relâchés à cause de l'usure du bois, resserrés	—	—
NS 010S	9/10/80	—	0	Aucune	—	—
NS 011PS	16/10/80	21/1/81	1	Boulon de raccordement en laiton brisé, remplacé	6,00	2,00
		13/2/81	3	Remplacement de la même pièce qui s'est brisée de nouveau	6,00	3,00
		20/2/81	0	Remplacement de la pièce susmentionnée par une pièce en acier doux	—	2,50

Source: référence 23, p. 54-55.

de h_T . Aux valeurs élevées de $(1 - \eta_{vol})/h_T$, les valeurs mesurées manifestent une tendance plus nette (fig. 40, triangles ombragés). (Les lignes droites passant par les valeurs mesurées ont été obtenues par la méthode des moindres carrés.) Pour la plupart des pompes, $(1 - \eta_{vol})/h_T$ décroît avec le temps, ce qui signifie que l'étanchéité s'améliore avec le temps.

Charge hydraulique

Les courbes de charge hydraulique (fig. 39, courbe 2) de chaque district ont une variation annuelle similaire représentative des saisons sèche et humide des régions concernées.

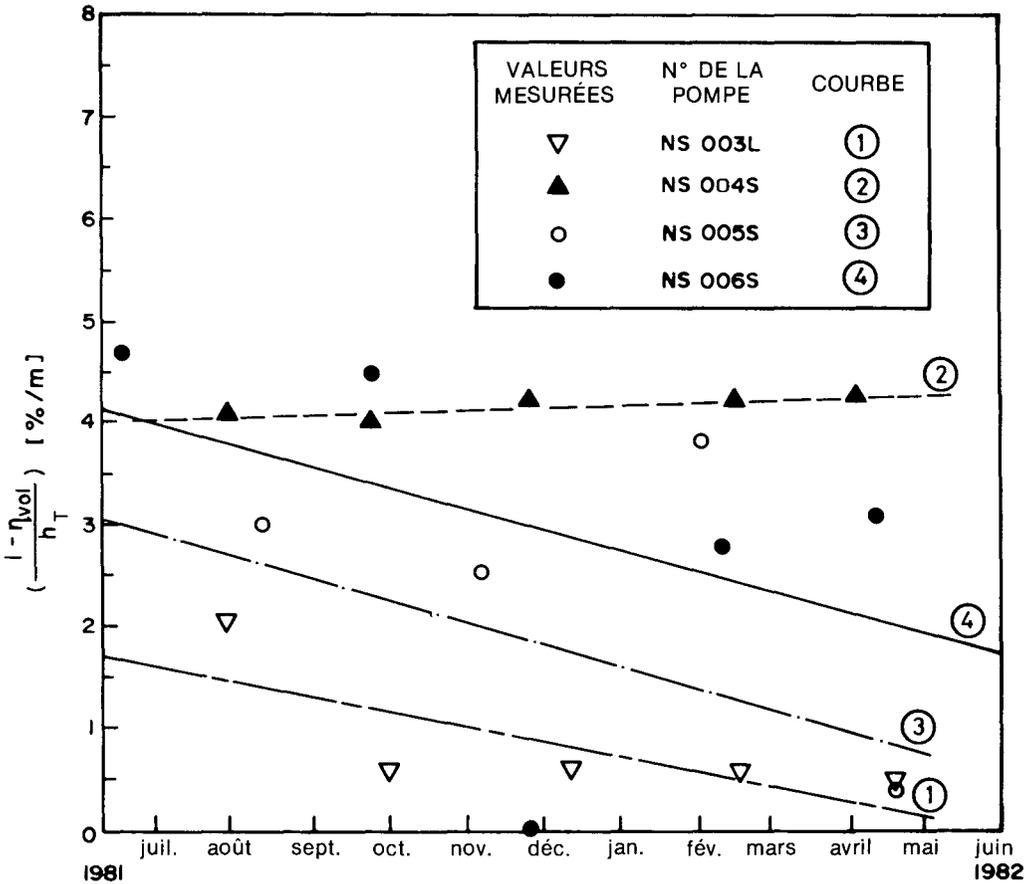


Fig. 40. Variation annuelle de $(1 - \eta_{vol})/h_T$ pour quatre pompes à main.

Débit quotidien

Le débit moyen pompé quotidiennement est calculé à partir des indications du compteur, lequel indique la distance parcourue par le piston, et du rendement volumétrique moyen pour la période entre les visites de contrôle. Le débit moyen d'eau pompée quotidiennement varie d'une pompe à l'autre et selon les périodes de l'année. Il est intéressant de constater que ce volume augmente avec la charge hydraulique qui atteint un niveau maximal durant les saisons sèches pour le district examiné (fig. 39, courbes 3 et 2).

Travail total produit

Par définition, le travail total produit, ou cumulé, est le produit du volume moyen de l'eau pompée quotidiennement et de la charge hydraulique moyenne pour la période entre les visites de contrôle. Le travail total produit varie considérablement d'une pompe à l'autre, soit parce que certaines d'entre elles sont utilisées plus souvent que les autres, soit en raison d'une différence de charge hydraulique. L'usure des pompes devrait donc dépendre plus fortement du travail total produit que de la durée d'utilisation.

L'usure en fonction du temps et du travail total fourni

L'usure a été mesurée pour plusieurs pièces, mais seul le guide supérieur en bois de la tige du piston, les segments de piston, le corps de la pompe et les goupilles de laiton utilisées aux articulations de la tige du piston (l'usure n'a pas été mesurée dans ce dernier cas) portaient de nettes traces d'usure.

Usure dans l'ouverture du guide supérieur en bois

Nous définissons l'usure de l'ouverture du guide en bois comme étant le rapport, exprimé en pourcentage, entre la variation du diamètre original et le diamètre original. La position angulaire du diamètre est définie par rapport au plan du bras de la pompe : $\theta = 0^\circ$ lorsque le diamètre est dans le plan du bras et $\theta = 90^\circ$ lorsque le diamètre est perpendiculaire au plan du bras.

On peut tracer les graphiques de cette usure en fonction du temps, par exemple les courbes 5 et 6 de la

figure 39, ou du travail total fourni, par exemple les courbes de la figure 41. Comme prévu, l'usure augmente surtout avec le travail total fourni plutôt qu'avec le temps écoulé. Elle varie aussi d'une pompe à l'autre, non seulement en fonction du travail total fourni, mais aussi de l'humidité du guide en bois et du jeu dans le système de leviers. Il n'est pas surprenant de constater non plus que l'usure est plus grande dans le plan du bras ($\theta = 0^\circ$) que dans le plan perpendiculaire ($\theta = 90^\circ$).

Usure des segments de piston

L'usure des segments de piston en polyéthylène à grande densité est définie comme étant le rapport, exprimé en pourcentage, entre la variation de l'épaisseur et l'épaisseur originale.

Ici aussi l'usure dépend plutôt du travail total fourni (fig. 41, courbes 3 et 4) que du temps écoulé (fig. 39, courbes 7 et 8). L'usure totale moyenne des segments de piston durant la période de 8,5 mois est de l'ordre de 4 %.

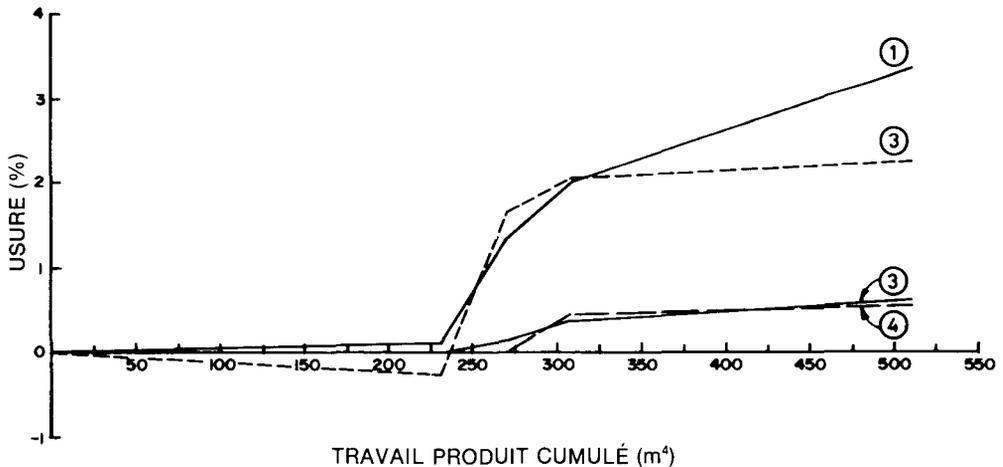


Fig. 41. Usure en fonction du travail produit cumulé (total) pour la pompe à main NS 006S : (1) guide supérieur (0°), (2) guide inférieur en bois (90°), (3) segment supérieur de piston et (4) segment inférieur de piston.

Usure de la section de pompage du corps de la pompe

Le corps de cinq pompes à main en PCV fut retiré et coupé en deux longitudinalement afin d'en mesurer l'usure en laboratoire. On a constaté de grandes variations dans l'épaisseur de la paroi de la section de pompage du corps de la pompe après une durée d'utilisation sur le terrain d'environ deux ans (fig. 42). La figure 43 représente le graphique de l'usure, mesurée ici sous la forme du volume de matériau total rogné par l'usure, en fonction de la distance totale parcourue par le piston. L'essai sur le terrain n'ayant été effectué que durant une période de 8,5 mois seulement, la distance parcourue par le piston a été extrapolée en utilisant la distance parcourue calculée à partir des indications du compteur durant cette période. Le taux d'usure du corps de la pompe, qui était élevé au départ,

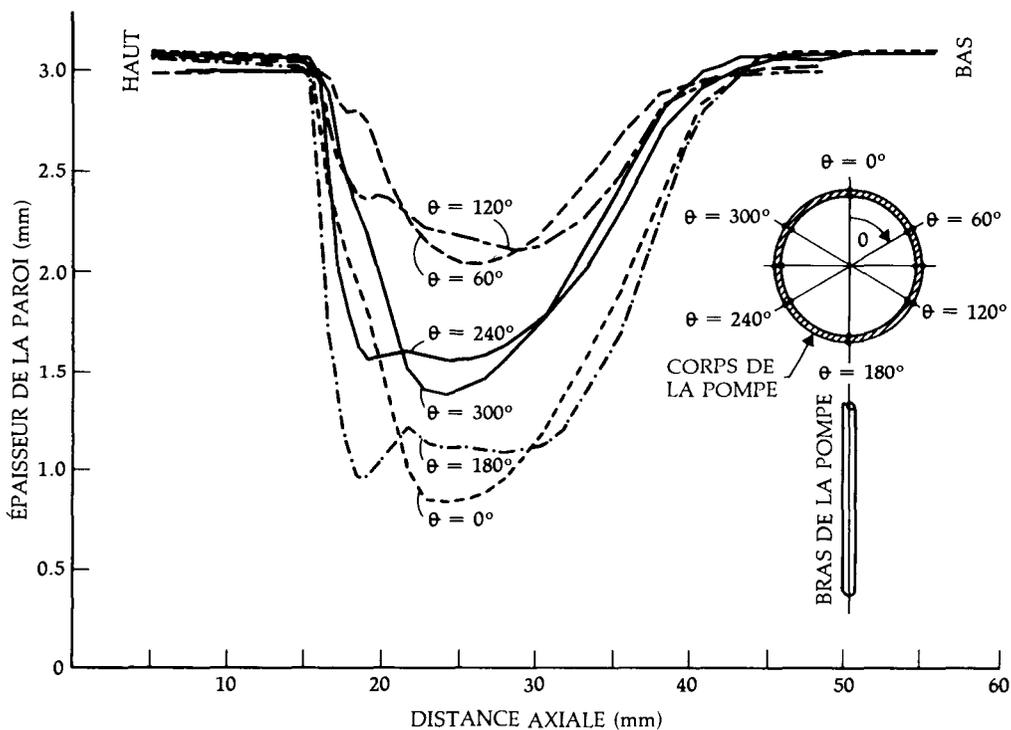


Fig. 42. Épaisseur de la paroi du corps de la pompe NS 010S en fonction de la distance axiale. (Tiré de la référence 23, p. 51)

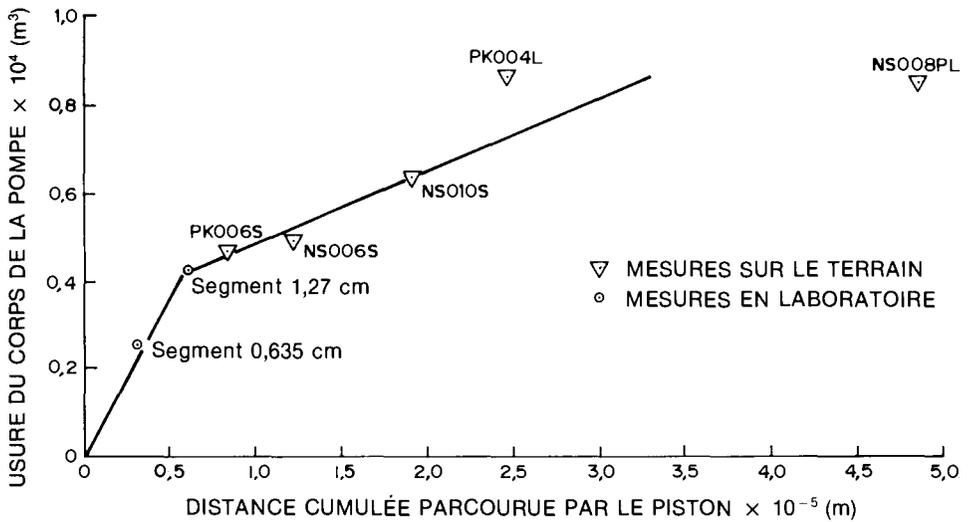


Fig. 43. Usure du corps de la pompe en PCV en fonction de la distance totale parcourue par le piston.

s'est ensuite stabilisé à une valeur plus faible. Les segments de piston ne sont pas parfaitement circulaires car ils sont obtenus en retranchant une partie minuscule de la circonférence d'un anneau circulaire d'un diamètre légèrement supérieur à celui du corps de la pompe. Le taux d'usure élevé observé initialement peut être en partie attribuable au rodage des segments.

Le corps des pompes NS 008PL et PK 004L a été percé par l'usure, causant ainsi des fuites d'eau. Dans les deux cas, les parois sont devenues si minces que le corps de la pompe était flexible. Voilà peut-être l'explication de la dispersion des valeurs de l'usure pour ces deux pompes.

Amélioration des caractéristiques d'usure de la pompe à main CRDI-UM

L'usure excessive du corps de la pompe en PCV lorsqu'il y a de fines particules de sable dans l'eau pose un problème majeur. Dans le cas actuel, on s'attendait à ce que l'usure soit plus grande sur les segments en polyéthylène que dans le corps de la pompe

en PCV car ils sont plus mous que ce dernier. Cette hypothèse est fondée lorsque l'eau pompée est propre. Toutefois, lorsqu'il y a de fines particules de sable dans l'eau, on observe une usure très prononcée du corps de la pompe en PCV alors que l'usure des segments de piston est négligeable (30).

On pourrait résoudre le problème simplement en interchangeant les matériaux utilisés pour les segments de piston et le corps de la pompe, car alors les segments en PCV s'useraient beaucoup plus vite que le corps de la pompe en polyéthylène et ils pourraient être remplacés facilement. Malheureusement, cette solution comporte des inconvénients car le polyéthylène ne peut être soudé au solvant et il faudrait que le corps de la pompe soit utilisé avec des raccords filetés spéciaux.

Il existe toutefois une autre solution : on peut améliorer la construction des segments de façon à réduire l'usure du corps de la pompe.

Comparaison de l'usure mesurée sur le terrain avec l'usure mesurée en laboratoire

Le montage expérimental décrit au chapitre 3 pour tester les pompes à main en laboratoire a été utilisé pour étudier l'usure du corps de la pompe en PCV lorsque des particules de sable sont présentes dans l'eau. Des segments de piston annulaires en polyéthylène haute densité (PE hd) d'une épaisseur de 1,27 cm, semblables à ceux utilisés dans les essais sur le terrain, furent installés sur les pistons et l'usure mesurée après 400 000 cycles coïncidait avec la courbe d'usure obtenue pour les essais sur le terrain (fig. 43). Des essais ultérieurs avec des segments de piston en PE hd d'une épaisseur de 0,635 cm, munis d'un ressort annulaire en acier inoxydable inséré dans un sillon sur la face intérieure du segment pour compenser la réduction de la pression exercée par le segment, ont mis en évidence une réduction de l'usure après le même nombre de cycles. On pouvait s'attendre à ce résultat, car la distance parcourue cumulée dans ce cas n'était que la moitié de la distance parcourue par les segments de 1,27 cm d'épaisseur.

Bien que les segments de 1,27 et 0,635 cm d'épaisseur aient été utilisés à deux longueurs de course

différentes, le rendement mécanique de la pompe munie des segments de 0,635 cm n'était pas sensiblement différent de celui de la pompe munie des segments de 1,27 cm (fig. 44).

Variation de l'usure du corps de la pompe en PCV selon la nature des matériaux utilisés pour les segments

Des tests furent effectués en laboratoire pour déterminer le taux d'usure du corps de la pompe en PCV par des segments de piston faits de matériaux différents. Dans ces tests, des segments de piston ont été frottés horizontalement contre des pièces plates en PCV dans de l'eau contenant de fines particules de sable (27). On utilisa les matériaux suivants pour les segments : polycarbonate, PCV, acétal, nylon, polyéthylène haute densité, composé de PE hd et d'oxyde de cuivre, PCV plastifié.

Tous ces matériaux, sauf les deux derniers, produisirent une usure plus prononcée que le PE hd (fig. 45). L'usure d'un polymère par un autre en présence de sable peut sans doute s'expliquer comme suit : les particules de sable prises entre les deux surfaces de polymère glissant l'une sur l'autre s'enfoncent dans le polymère le moins dur pour former une surface abrasive qui use l'autre polymère (30). Lorsqu'un composé de PE hd/oxyde de cuivre frotte sur du PCV, l'oxyde de cuivre est arraché et se comporte comme un lubrifiant solide qui empêche la formation d'une surface abrasive. Le PCV plastifié par contre se comporte différemment. Les particules de sable peuvent difficilement s'enfoncer dans le PCV plastifié à cause des propriétés élastiques de ce dernier, de sorte qu'il n'y a pas de formation d'une surface abrasive. Il réduit aussi l'effet abrasif en cédant lorsqu'une pression est appliquée et en expulsant les particules de sable de sa surface lorsque la pression disparaît.

Recommandations pour l'amélioration des segments

Les résultats ont démontré que l'on pouvait réduire l'usure du corps de la pompe en PCV en réduisant l'épaisseur des segments de piston et en choisissant pour ces derniers un matériau différent, tel qu'un composé de PE hd/oxyde de cuivre ou du PCV plastifié. Selon le matériau choisi pour les segments de piston, il

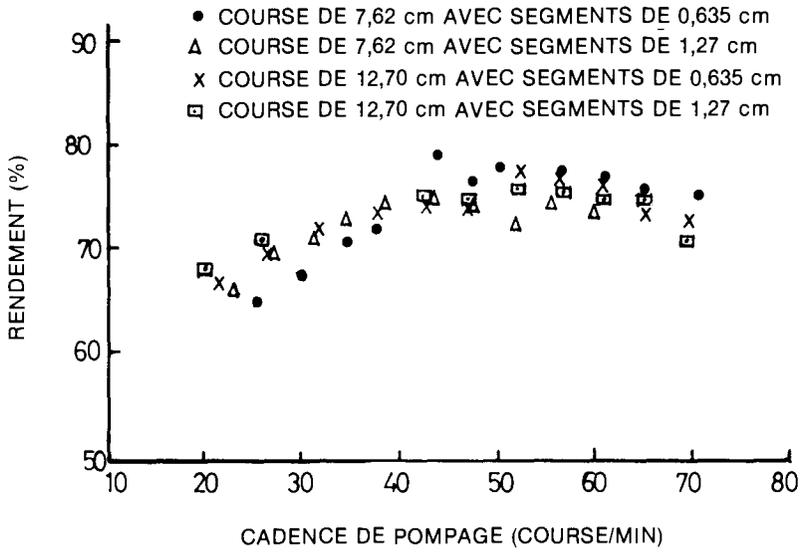


Fig. 44. Rendement mécanique en fonction de la cadence de pompage pour une charge hydraulique de 6,12 m.

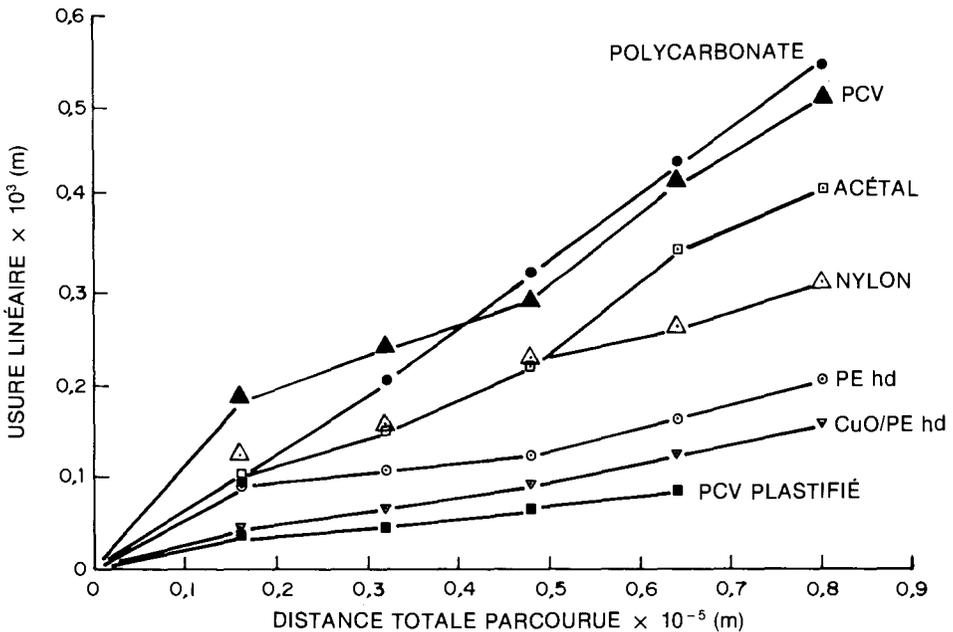


Fig. 45. Usure du corps de la pompe en PCV en fonction de la distance totale parcourue par le piston avec des segments de piston faits de différents matériaux.

peut s'avérer nécessaire de modifier la construction de ces derniers pour maintenir un rendement mécanique élevé.

5. CONCLUSION

Il n'est plus nécessaire de construire les pompes de façon empirique. Il est maintenant possible de déterminer mathématiquement à l'avance les rendements volumétrique et mécanique d'une pompe, de sorte que les clapets de pompe peuvent être conçus jusque dans leurs menus détails par simulation informatique.

Toutefois, les mesures en laboratoire restent nécessaires pour déterminer plusieurs constantes empiriques utilisées dans les calculs. Il faut aussi effectuer en laboratoire des tests d'endurance pour déterminer la durée de vie de diverses pièces de la pompe dans des conditions simulées.

Finalement, des prototypes doivent être essayés sur le terrain, non seulement pour vérifier le rendement technique de la pompe, mais aussi pour étudier certains aspects socio-économiques : méthode à adopter pour faire accepter le produit, modes de financement et d'auto-gestion, guides d'installation, entretien et réparation par le villageois.

REFERENCES

1. McJunkin, F.E. 1977. Hand pumps for use in drinking water supplies in developing countries. International Reference Centre for Community Water Supply, Voorburg (La Haye), Pays-Bas. Technical Paper 10.
2. Anonyme, sans date. Pompa hisap: Pusat dokumentasi/informasi Pusat Teknologi Pembangunan, Institut Teknologi, Bandung, Indonésie.
3. Thorburn, C. 1978. Traditional bamboo pump. Development Technology Centre, Institute Technology, Bandung, Indonésie. Appropriate Technology Pamphlet No. 5.
4. Cotter, G. 1968. Salawe pump. Mission Project Service, Maryknoll, NY, États-Unis.
5. Accelerated Rural Development Office. 1978. Improvement of handpump design in Thailand. Ministry of Interior, Bangkok, Thaïlande.
6. Journey, W.K. 1976. A handpump for rural areas of developing countries. International Bank for Reconstruction and Development, Washington, DC, États-Unis. Research Working Paper Series, P.U. Report RES 9.
7. Yniguez, C.E. 1982. Handpumps in the Philippine rural water supply programme. Communication présentée au séminaire sur la technologie des pompes à main dans les villages, 18 et 19 août 1982, Kuala Lumpur, Malaisie.
8. Journey, W.K. 1982. Synopsis of the UNDP/World Bank water decade handpump improvement project. Communication présentée au séminaire sur la technologie des pompes à main dans les villages, 18 et 19 août 1982, Kuala Lumpur, Malaisie.

9. Sternberg, Y., Knight, R. 1978. Development of PVC well screens for local fabrication in developing countries. International Bank for Reconstruction and Development, Washington, DC, États-Unis. Research Working Paper Series, P.U. Report RES 1.
10. Sternberg, Y. 1978. Testing of wood bearings for handpumps. International Bank for Reconstruction and Development, Washington, DC, États-Unis. Research Working Paper Series, P.U. Report RES 13.
11. Rudin, A., Plumtree, A. 1978. Design for plastic handpump and well. Waterloo Research Institute, University of Waterloo, Ontario, Canada. Report 3. (Project 609-01-02).
12. Kingham, J.A. 1979. Progress report on the testing of IDRC prototype pumps. Consumers' Association, Londres, Royaume-Uni.
13. Kingham, J.A. 1979. Final report on the testing of IDRC prototype pumps. Consumers' Association, Londres, Royaume-Uni.
14. CRDI (Centre de recherches pour le développement international), 1981. Approvisionnement en eau dans les régions rurales des pays en voie de développement : compte rendu d'un colloque tenu à Zomba, Malawi, 5 au 12 août 1980. CRDI, Ottawa, Ontario, Canada. IDRC-167f, 137 p.
15. IRC (International Reference Centre for Community Water Supply). 1979. Handpump testing and evaluation: Report on an international working meeting held at Harpenden, Hertfordshire, Angleterre. IRC, La Haye, Pays-Bas. Bulletin 15.
16. IDRC (International Development Research Centre), 1981. Rural water supply in China: IDRC, Ottawa (Ontario), Canada. IDRC-TS25e, 92 p.
17. UNDP/World Bank. 1984. Laboratory tests on hand-operated water pumps for use in developing countries: Final technical report. UNDP/World Bank, Washington, DC, États-Unis. Rural Water Supply Handpumps Programme, Report 3.

18. Malila, D. 1981. The development of a PVC hand-pump: Chulalongkorn University Press, Bangkok, Thaïlande.
19. Hofks, E.H. 1982. Guide for organising handpump maintenance systems (4th draft). International Reference Centre for Community Water Supply and Sanitation, La Haye, Pays-Bas.
20. Moy, T.L. 1984. Evaluation of locally available handpumps in Honduras. Water and Sanitation for Health Project, Arlington, VA, É.-U. Field Report 103.
21. Hahn, R. 1983 et 1984. Handpump testing and development: Parts 3 and 4. Department of Environmental Engineering, Université de Lund, Lund, Suède.
22. Goh, S.Y. 1980. The performance characteristics of a reciprocating piston water lift pump. Centre de recherches pour le développement international, Ottawa, Ontario, Canada. Rapport d'avancement, Technique de pompage de l'eau -- Projet global.
23. Sharp, D., Graham, M., rédacteurs 1982. Pompes à main communautaires : recherche et évaluation en Asie. Centre de recherches pour le développement international, Ottawa, Ontario, Canada. IDRC-204f, 80p.
24. Goh, S.Y., Teo, B.H. 1982. A mechanical instrument for measuring work input to a reciprocating water pump. Paper presented at 1st Instruments Asia 82 Conference, 9 au 12 novembre 1982, World Trade Centre, Singapour.
25. Goh, S.Y. 1983. Operating characteristics of a reciprocating water pump. Proceedings of the 2nd Asian Congress of Fluid Mechanics, 25 au 29 octobre 1983, Beijing, Chine. p. 501-507.
26. Goh, S.Y., Low, K.S. 1984. An appropriate plastic handpump for rural water supply in Malaysia. In Proceedings of the International Symposium on Technology, Culture and Development, 12 au 14 décembre 1983, Kuala Lumpur. Institute of Advanced Studies,

Université de Malaya, Kuala Lumpur, Malaisie.
PRO 1, 567-575.

27. Goh, S.Y., Tee, T.T. 1984. Improvements to the IDRC-UM plastic handpump. Paper presented at 10th WEDC Conference, 21 au 28 août 1984. Singapour.
28. Goh, S.Y. 1984. A VLOM handpump for safe drinking water supply. Paper presented at 11th Congress of Tropical Medicine and Malaria, 16 au 22 septembre 1984, Calgary, Canada.
29. Goh, S.Y. Low, K.S. 1984. Malaysian villagers comments on simple plastic handpump. *Waterlines*, 3(2), 29-31.
30. Chong, K.L. 1983. Wear of plastic ring seals of a reciprocating water pump. University de Malaya, Kuala Lumpur, Malaisie, thèse pour M. Eng. Sc.
31. Gan, S.K., Foo, S.H. 1981. Studies on oscillations generated in a piston rod of a reciprocating water pump. Université de Malaya, Kuala Lumpur, Malaisie, thèse pour B. Eng.
32. Khurmi, R.S. 1977. A text book of hydraulic Machines (7^e éd.). S. Chand, New Delhi, Inde. p. 741 à 785.
33. Vennard, J.K. 1963. Elementary Fluid Mechanics (4^e éd.). John Wiley & Sons, New York, NY, États-Unis. 516 p.
34. Anonyme, sans date. Gabay sa paggawa, pag-aayos at pangangalaga ng bomba ng tubig IDRC-UM. Kabalik ng Pamilyang Pilipino, Metro Manila, Philippines. 32 p.

ANNEXE A

Logiciel interactif pour les calculs du rendement de la pompe à main

Ce logiciel¹ est écrit en langage Applesoft Basic pour les micro-ordinateurs compatibles Apple II. Les calculs sont basés sur l'analyse théorique exposée au chapitre 2.

Définition des constantes empiriques

CLEAK = C_1 de l'équation 27

La valeur de la constante CLEAK doit être obtenue expérimentalement comme il est expliqué dans la deuxième section du chapitre 3. Ceci est vrai non seulement pour les joints actuels d'étanchéité annulaires en plastique, mais aussi pour les joints en cuir ou en caoutchouc couramment utilisés dans les autres pompes à main.

K1, K2, FKC = k_1 , k_2 et k_C de l'équation 12

ALPHA = α de l'équation 13

Les valeurs utilisées pour ces constantes ne sont valides que pour les clapets à face plane. Pour les clapets à face conique ou sphérique, d'autres valeurs doivent être utilisées.

FF = F_T de l'équation 7

La valeur de cette constante doit être déterminée expérimentalement pour chaque modèle de joint d'étanchéité de piston.

1. Ce programme, dans sa version originale en anglais, peut être obtenu sur disque souple en s'adressant à l'auteur.

Définition des paramètres

DP = diamètre du cylindre
PSTL = longueur du piston
NH = nombre d'orifices du piston
DR = diamètre des orifices du piston
VO = diamètre extérieur des obturateurs de clapet
VI = diamètre intérieur des obturateurs de clapet
VGAP = hauteur d'ouverture des clapets
AMAS = masse des obturateurs de clapet
DEPTH = charge hydraulique
STR = longueur de la course
RPM = cadence de pompage

Liste imprimée du logiciel TMODEL ¹

```
10 REM AN APPLESOFT BASIC INTERACTIVE PROGRAM TO
      (LOGICIEL INTERACTIF EN LANGAGE APPLESOFT BASIC)
11 REM CALCULATE VOLUMETRIC AND MECHANICAL EFFICIENCIES
      (POUR CALCULER LES RENDEMENTS VOLUMÉTRIQUE ET)
12 REM IN RECIPROCATING WATER PUMPS (IN SI UNITS)
      (MÉCANIQUE D'UNE POMPE À EAU À MOUVEMENT ALTER-
      NATIF [EN UNITÉS S.I.])

15 REM
16 REM
20 REM * SPECIFICATION OF PHYSICAL CONSTANTS
      (VALEURS DES CONSTANTES PHYSIQUES)

21 REM
22 RHO = 1000.
23 VSC = 1.116E - 3
24 SG = 1.18
25 PI = 3.142
26 GV = 9.81
27 REM
30 REM * SPECIFICATION OF EMPIRICAL CONSTANTS
      (VALEURS DES CONSTANTES EMPIRIQUES)

31 REM
32 CLEAK = 3.08E - 3
```

1. Nous proposons une traduction entre parenthèses des énoncés de ce logiciel. Ces énoncés en français ne se trouvent pas dans le programme original en anglais et sont présentés ici à titre d'information uniquement. Les instructions pour l'utilisation du logiciel sont en langage Applesoft Basic.

```

33 K1 = 0.63
34 K2 = 0.60
35 FKC = 0.45
36 ALPHA = 2
37 FF = 15.6
38 REM
40 REM * SPECIFICATION OF PARAMETERS
      (VALEUR DES PARAMÈTRES)
41 REM
42 DP = 0.054
43 PSTL = 0.0762
44 NH = 6
45 DR = 0.009
47 VO = 0.04
48 VI = 0.011
49 VGAP = 0.00287
50 AMAS = 0.0135
51 DEPTH = 5.84
52 STR = 0.0762
53 RPM = 50
100 REM
151 REM
152 REM * SPECIFICATION OF CONTROLS
      (SPÉCIFICATION DES INSTRUCTIONS)
153 REM
154 DT = 0.005
155 REM
156 REM * SUB 1000-1370 ENABLES PARAMETERS TO BE
      CHANGED
      (SUB 1000-1370 PERMET DE CHANGER LA VALEUR
      DES PARAMÈTRES)
157 GOSUB 1000
158 REM
159 REM * PRELIMINARY CALCULATIONS
      (CALCULS PRÉLIMINAIRES)
160 REM
161 AV = PI * 0.25 * (VO * VO - VI * VI)
162 AP = PI * 0.25 * DP * DP
163 C1 = .65 * ALPHA * AV * RHO / AMAS
164 R1 = VI / 2
165 R2 = VO / 2
166 AO = NH * PI * 0.25 * DR * DR
167 AN = PI * 0.25 * (DP * DP - VO * VO)
168 AH = PI * VO * VGAP
169 QP = AO / AP
170 QH = AO / AH
171 QN = AO / AN

```

```

177 REM
300 REM
301 REM * COMPUTATION OF VALVE DELAY
      (CALCUL DU DÉLAI D'OUVERTURE DES CLAPETS)
302 REM
303 RAD = STR / 2
310 THALF = 30 / RPM
320 TLEAK = CLEAK * DP * DEPTH / RPM
330 OM = PI * RPM / 30
340 IU% = 0
350 T = 0.0
360 DF = 0.
370 T = T + DT
380 IF T > 0.3 THEN GOTO 750
390 PDF = DF
400 OT = OM * T
401 TIN = SIN (OT) * RAD / STR
402 TTIN = STR * (1. - SQR (1. - TIN * TIN))
410 Z = RAD * (1. - COS (OT)) + TTIN
411 IF IU% = 1 THEN Z = RAD * (1. - COS (OT)) - TTIN
420 C3 = GV * (1. - 1. / SG)
430 TXP = T * SQR (C3 * C1)
435 XAA = .5 * ( EXP (TXP) + EXP ( - TXP))
440 X = LOG (XAA) / C1
450 DF = VGAP - X - Z
460 IF IU% = 1 THEN DF = DF - TLEAK * T / (THALF * AP)
470 IF DF > 0. THEN GOTO 370
480 T = T - DT + DT * PDF / (PDF - DF)
490 OT = OM * T
491 TIN = SIN (OT) * RAD / STR
492 TTIN = STR * (1. - SQR (1. - TIN * TIN ))
500 IF IU% = 1 THEN GOTO 540
510 ZU = RAD * (1. - COS (OT)) - TTIN
520 IU% = IU% + 1
530 GOTO 350
540 ZD = RAD * (1. - COS (OT)) + TTIN
550 XL = (ZU + ZD) / STR
600 REM
601 REM
602 REM * CALCULATION OF PRESSURE COEFF FPC
      (CALCUL DU COEFFICIENT DE PRESSION FPC)
603 REM
610 REY = PI * RHO * STR * RPM * DR / (VSC * 60)
620 FTUR = 0.316 / (REY ^ 0.25)
630 IF REY < 3000 THEN FTUR = 64 / REY
640 FPC = FKC + (1 - QP) * (1 - QP) + FTUR * PSTL / DR
641 FPC = FPC + QN * QN / (K1 * K1) + QH * QH / (K2 * K2)

```

```

700 REM
701 REM * CALCULATION OF EFFICIENCIES
      (CALCUL DES RENDEMENTS)
702 REM
710 EV = 1 - XL - TLEAK / (STR * AP)
715 S1 = STR * OM * AP / AO
720 WPRES = FPC * RHO * STR * S1 * S1 / 6
725 WLFT = RHO * DEPTH * STR * GV
730 WNPOT = WLFT * AP * (1. - XL) + FF * STR + WPRES * AP
735 WOUPUT = WLFT * AP * EV
740 EM = WOUPUT / WNPOT
741 EV = INT (EV * 10000 + 0.5) / 100
742 EM = INT (EM * 10000 + 0.5) / 100
750 REM
800 REM
801 REM * PRINT OUT RESULTS
      (IMPRESSION DES RÉSULTATS)
802 REM
810 PRINT ""
815 PRINT : PRINT "THE TOTAL VALVE DELAY IS "XL""
              (LE DÉLAI TOTAL D'OUVERTURE DES
              CLAPETS EST)
821 PRINT ""
825 PRINT : PRINT "THE VOLUMETRIC EFFICIENCY IS "EV" %"
              (LE RENDEMENT VOLUMÉTRIQUE EST %)
826 PRINT ""
830 PRINT : PRINT "AND MECHANICAL EFFICIENCY IS "EM" %"
              (ET LE RENDEMENT MÉCANIQUE EST %)
831 PRINT ""
835 PRINT "DO YOU WANT ANOTHER RUN? (Y/N)"
              (DÉSIREZ-VOUS UNE AUTRE EXÉCUTION DU LOGICIEL?
              O/N)
840 GET Q$
850 IF Q$ = "Y" THEN GOTO 157
859 PRINT : PRINT "END OF RUN - THANK YOU"
              (FIN DE L'EXÉCUTION DU LOGICIEL)
860 END
870 REM
1000 REM
1001 REM * SUBROUTINE FOR CHANGING PARAMETERS
      (SOUS-PROGRAMME POUR CHANGER LA VALEUR DES
      PARAMÈTRES)
1002 REM
1010 PRINT : PRINT "THE PHYSICAL DIMENSIONS OF THE PUMP
              ARE:"
              (LES DIMENSIONS DE LA POMPE SONT :)

```

```

1020 PRINT : PRINT "PISTON DIAMETER=";DP" METRES"
      (DIAMÈTRE DU PISTON -- MÈTRES)
1030 PRINT : PRINT "PISTON LENGTH=";PSTL" METRES"
      (LONGUEUR DU PISTON -- MÈTRES)
1040 PRINT : PRINT "NO. OF HOLES IN PISTON=";NH
      (NOMBRE D'ORIFICES DU PISTON --)
1050 PRINT : PRINT "DIAMETER OF EACH HOLE=";DR" METRES"
      (DIAMÈTRE DES ORIFICES DU PISTON --
      MÈTRES)
1060 PRINT : PRINT "OUTER VALVE DIAMETER=";VO" METRES"
      (DIAMÈTRE EXTÉRIEUR DES OBTURATEURS
      -- MÈTRES)
1070 PRINT : PRINT "INNER VALVE DIAMETER=";VI" METRES"
      (DIAMÈTRE INTÉRIEUR DES OBTURATEURS
      -- MÈTRES)
1080 PRINT : PRINT "VALVE GAP=";VGAP" METRES"
      (HAUTEUR D'OUVERTURE DES CLAPETS --
      MÈTRES)
1090 PRINT : PRINT "VALVE MASS=";AMAS" KG"
      (MASSE DES OBTURATEURS -- KG)
1095 PRINT : PRINT "SPECIFIC DENSITY OF VALVE FLAP=";SG
      (MASSE VOLUMÉTRIQUE DES OBTURATEURS
      DE CLAPET)
1100 PRINT : PRINT "CHANGE THE PHYSICAL DIMENSIONS?(Y/N)"
      (CHANGEMENT DES DIMENSIONS? O/N)
1110 GET Q$
1111 HOME
1120 IF Q$ = "N" THEN GOTO 1240
1130 PRINT : PRINT "KEY IN THE FOLLOWING IN METRES"
      (INTRODUIRE LES VALEURS SUIVANTES EN
      MÈTRES)
1140 PRINT : INPUT "PISTON DIAMETER=";DP
      (DIAMÈTRE DU PISTON)
1160 PRINT : INPUT "PISTON LENGTH=";PSTL
      (LONGUEUR DU PISTON)
1170 PRINT : INPUT "NO. OF HOLES IN PISTON=";NH
      (NOMBRE DES ORIFICES DU PISTON)
1180 PRINT : INPUT "DIAMETER OF EACH HOLE=";DR
      (DIAMÈTRE DES ORIFICES DU PISTON)
1190 PRINT : INPUT "OUTER VALVE DIAMETER=";VO
      (DIAMÈTRE EXTÉRIEUR DES OBTURATEURS)
1210 PRINT : INPUT "INNER VALVE DIAMETER=";VI
      (DIAMÈTRE INTÉRIEUR DES OBTURATEURS)
1220 PRINT : INPUT "VALVE GAP=";VGAP
      (HAUTEUR D'OUVERTURE DES OBTURATEURS)
1230 PRINT : INPUT "VALVE MASS IN KG=";AMAS
      (MASSE DES OBTURATEURS EN KG)

```

```

1233 PRINT : PRINT "SPECIFIC DENSITY OF PVC = 1.18"
      (MASSE VOLUMIQUE DU PCV = 1.18)
1234 PRINT : PRINT "SPECIFIC DENSITY OF BRASS = 8.74"
      (MASSE VOLUMIQUE DU LAITON = 8.74)
1235 PRINT : INPUT "SPECIFIC DENSITY OF VALVE FLAP=";SG
      (MASSE VOLUMIQUE DES OBTURATEURS DE
      CLAPET)
1240 PRINT : PRINT "THE EMPIRICAL CONSTANTS ARE:--"
      (LES CONSTANTES EMPIRIQUES ONT LES
      VALEURS SUIVANTES)
1250 PRINT : PRINT "PISTON RING LEAKAGE CONSTANT=";CLEAK
      (CONSTANTE DE FUITE AUX SEGMENTS DE
      PISTON)
1260 PRINT : PRINT "FRICTION FORCE=";FF" NEWTONS"
      (FORCE DE FROTTEMENT EN NEWTONS)
1270 PRINT : PRINT "CHANGE THE EMPIRICAL CONSTANTS?(Y/N)"
      (CHANGEMENT DE VALEUR DES CONSTANTES
      EMPIRIQUES? O/N)

1280 GET Q$
1281 HOME
1290 IF Q$ = "N" THEN GOTO 1311
1300 PRINT : INPUT "PISTON RING LEAKAGE CONSTANT=";CLEAK
      (CONSTANTE DE FUITE AUX SEGMENTS DE
      PISTON)
1310 PRINT : INPUT "FRICTION FORCE IN NEWTONS=";FF
      (FORCE DE FROTTEMENT EN NEWTONS)
1311 PRINT : PRINT "DEPTH OF WELL=";DEPTH" METRES"
      (PROFONDEUR DU PUIS EN MÈTRES)
1312 PRINT : PRINT "STROKE LENGTH=";STR" METRES"
      (LONGUEUR DE LA COURSE EN MÈTRES)
1313 PRINT : PRINT "SPEED OF APPLICATION=";RPM" STR/MIN"
      (CADENCE DE POMPAGE EN CYCLES/MIN)
1314 PRINT : PRINT "CHANGE THE PARAMETERS? (Y/N)"
      (CHANGEMENT DE LA VALEUR DES
      PARAMÈTRES? O/N)

1315 GET Q$
1316 IF Q$ = "N" THEN GOTO 1360
1320 PRINT : PRINT "KEY IN THE FOLLOWING:--"
      (INTRODUIRE LES VALEURS SUIVANTES)
1330 PRINT : INPUT "DEPTH OF WELL IN METRES=";DEPTH
      (PROFONDEUR DU PUIS EN MÈTRES)
1340 PRINT : INPUT "STROKE LENGTH IN METRES=";STR
      (LONGUEUR DE LA COURSE EN MÈTRES)
1350 PRINT : INPUT "SPEED OF APPLICATION IN STR/MIN=";RPM
      (CADENCE DE POMPAGE EN CYCLES/MIN)
1360 PRINT : PRINT "THANK YOU - PLEASE WAIT"
      (PRIÈRE D'ATTENDRE)
1370 RETURN

```

Exemple d'imprimé produit par le logiciel TMODEL

IRUN TMODEL

(PASSEZ LE PROGRAMME TMODEL)

THE PHYSICAL DIMENSIONS OF THE PUMP ARE:
(LES DIMENSIONS DE LA POMPE SONT :)

PISTON DIAMETER=.054 METRES
(DIAMÈTRE DU PISTON=)

PISTON LENGTH=.0762 METRES
(LONGUEUR DU PISTON=)

NO. OF HOLES IN PISTON=6
(NOMBRE DES ORIFICES DU PISTON=)

DIAMETER OF EACH HOLE =9E-03 METRES
(DIAMÈTRE DES ORIFICES DU PISTON=)

OUTER VALVE DIAMETER=.04 METRES
(DIAMÈTRE EXTÉRIEUR DES OBTURATEURS=)

INNER VALVE DIAMETER=.011 METRES
(DIAMÈTRE INTÉRIEUR DES OBTURATEURS=)

VALVE GAP=2.87E-03 METRES
(HAUTEUR D'OUVERTURE DES CLAPETS=)

VALVE MASS=.0135 KG
(MASSE DES OBTURATEURS=)

SPECIFIC DENSITY OF VALVE FLAP=1.18
(MASSE VOLUMIQUE DES OBTURATEURS=)

CHANGE THE PHYSICAL DIMENSIONS? (Y/N) **N**
(CHANGEMENT DES DIMENSIONS? O/N)

THE EMPIRICAL CONSTANTS ARE:-
(LES CONSTANTES EMPIRIQUES SONT:)

PISTON RING LEAKAGE CONSTANT=3.08E-03
(CONSTANTE DE FUITE AUX SEGMENTS DE PISTON=)

FRICTION FORCE=15.6 NEWTONS
(FORCE DE FROTTEMENT=)

CHANGE THE EMPIRICAL CONSTANTS? (Y/N) **N**
(CHANGEMENT DE LA VALEUR DES CONSTANTES EMPIRIQUES? O/N)

DEPTH OF WELL=5.84 METRES
(PROFONDEUR DU PUIITS=)

STROKE LENGTH=.0762 METRES
(LONGUEUR DE LA COURSE=.0762 MÈTRE)

SPEED OF APPLICATION=50 STR/MIN
(CADENCE DE POMPAGE=50 CYCLES/MIN)

CHANGE THE PARAMETERS? (Y/N) **N**
(CHANGEMENT DE LA VALEUR DES PARAMÈTRES? O/N)

THANK YOU - PLEASE WAIT
(PRIÈRE D'ATTENDRE)

THE TOTAL VALVE DELAY IS .0297082728
(LE RETARD TOTAL D'OUVERTURE DES CLAPETS EST .0297082728)

THE VOLUMETRIC EFFICIENCY IS 85.9 %
(LE RENDEMENT VOLUMÉTRIQUE EST 85.9 %)

AND MECHANICAL EFFICIENCY IS 73.32 %
(ET LE RENDEMENT MÉCANIQUE EST 73.32 %)

DO YOU WANT ANOTHER RUN?(Y/N) **N**
(DÉSIREZ-VOUS UNE AUTRE EXÉCUTION DU LOGICIEL? O/N)

END OF RUN - THANK YOU
(FIN DE L'EXÉCUTION DU LOGICIEL)

]

ANNEXE B

Logiciel interactif pour la collecte et le traitement automatiques des données obtenues à l'aide du montage d'essai de la pompe à main

Le montage expérimental (représenté à la fig. 10) est composé des éléments suivants :

- Un anneau de mesure portant quatre extensomètres dynamiques (extensomètres Tokyo Sokki, type FLA-10-11)
- Un transducteur de déplacement (servo-potentiomètres Radio Spares, type 173-596)
- Un indicateur d'effort dynamique (Tokyo Sokki, type DT-6A)
- Oscilloscope à mémoire numérique (Tektronix modèle 5223 avec bus d'interface universel)
- Un micro-ordinateur (compatible Apple II avec carte de bus d'interface universel).

Le logiciel¹ peut être utilisé avec des composantes de marques différentes dans les trois premiers cas, mais si l'on utilise un oscilloscope autre que le Tektronix 5223, les énoncés 3880 à 4340 doivent être modifiés en conséquence.

Instructions supplémentaires de programmation

Vu sa longueur, le programme LABTEST doit être compilé et on doit utiliser sa version compilée,

1. Ce programme, dans sa version originale en anglais, peut être obtenu sur disque souple en s'adressant à l'auteur.

LABTEST.OBJ. Ceci réduit le temps d'exécution tout en améliorant le rendement de l'utilisation de la mémoire de l'ordinateur.

Il est nécessaire d'avoir recours aux sous-programmes uniformisés suivants :

- . TASC, PASS0, PASS1 et PASS2 pour la compilation des sous-programmes APPLESOFT;
- . RUNTIME pour l'exécution d'un programme compilé; et
- . NEWSHAPES, un sous-programme graphique.

Pour obtenir la version compilée LABTEST.OBJ du programme Applesoft LABTEST, tapez l'instruction RUN TASC (RC) pour appeler et utiliser les sous-programmes PASS0, PASS1 et PASS2. Le symbole (RC) indique qu'il faut appuyer sur la touche RC pour le retour du curseur (ou "CR" pour "carriage return" en anglais).

Voici un exemple de compilation :

JRUN TASC (CR)

MICROSOFT TASC
V 2.0, 10/7/81
COPYRIGHT (C)
1981 MICROSOFT

SOURCE FILE ? ***LABTEST (CR)***

OBJECT CODE FILE:
(DEFAULT LABTEST.OBJ)? ***(CR)***

MEMORY USAGE:
DEFAULT CONFIGURATION? ***N (CR)***

ALTERNATE CONFIGURATION:

ADDRESS FOR LIBRARY:
(DEFAULT 2051)? ***(CR)***

ADDRESS FOR PROGRAM:
(NUMBER, 'HGR1', 'HGR2',
OR DEFAULT END OF LIBRARY)? ***HGR1 (CR)***

ADDRESS FOR VARIABLES:
(DEFAULT END OF PROGRAM)? **(CR)**

LIBRARY OCCUPIES 2051 - 6063
PROGRAM BEGINS AT 16384
VARIABLES BEGIN AT END OF PROGRAM

ARE THESE ADDRESSES CORRECT? **Y (CR)**

OPTIONS:
DEFAULT CONFIGURATION? **(CR)**

Le programme effectuera la compilation de LABTEST
et le programme compilé résultant sera mis en mémoire
sous le nom LABTEST.OBJ.

Pour exécuter la version compilée LABTEST.OBJ,
tapez les instructions suivantes :

BLOAD RUNTIME (CR)

BRUN LABTEST.OBJ (CR)

Note : Comme à l'annexe A, nous proposons à titre
d'information une traduction entre parenthèses des
énoncés du logiciel qui suit.

LABTEST

```
10 REM  ** AN APPLESOFT INTERACTIVE PROGRAM FOR AUTOMATIC ACQUISITION
      (LOGICIEL INTERACTIF APPLESOFT POUR LA SAISIE ET LE TRAITEMENT AUTOMATIQUES)
11 REM  AND PROCESSING OF DATA FROM AN EXPERIMENTAL RIG FOR TESTING
      (DES DONNÉES PROVENANT D'UN MONTAGE EXPÉRIMENTAL POUR TESTER LE RENDEMENT)
12 REM  THE PERFORMANCE OF RECIPROCATING WATER PUMPS **
      (DES POMPES À EAU À PISTON)
20 REM  ! INTEGER I,J,N
30 HOME : PRINT CHR$(7) : PRINT CHR$(7) : PRINT "SWITCH ON OSCILLOSCOPE NOW": PRINT
      (METTEZ L'OSCILLOSCOPE SOUS TENSION)
40 DIM B%(1020),C%(1020),SL(5),RS(5),VEL(5,15),EFF(5,15)
44 PRINT :D$ = CHR$(4)
45 PRINT : PRINT D$;"BLOAD NEWSHAPES"
50 CLEAR
60 Z$ = CHR$(26):D$ = CHR$(4)
70 PP$ = D$ + "PR#1":PK$ = D$ + " PR#1":PQ$ = D$ + "PR#0"
72 PRINT : PRINT : PRINT "WHAT TYPE OF UNIT SYSTEM DO YOU WANT TO USE?": PRINT : PRINT
      (QUEL SYSTÈME D'UNITÉS DÉSIRES-VOUS UTILISER?)

      "1.S.I.UNIT"
      (1.UNITÉS INTERNATIONALES)
74 PRINT "2.IMPERIAL UNIT": PRINT
      (2.SYSTÈME IMPÉRIAL)
75 PRINT : PRINT "TYPE IN THE NUMBER OF YOUR CHOICE": GET WU: ON WU GOTO 76,77
      (TAPEZ LE NUMÉRO CHOISI)
76 LB$ = "kgf":L$ = "cm":J$ = "Nm":CH$ = CHR$(3) + CHR$(13):U = 0.0981: GOTO 78
77 LB$ = "lbf":L$ = "in":J$ = "lbf-in":CH$ = CHR$(34):U = 1: GOTO 78
78 PRINT : PRINT : PRINT "DO YOU WANT THE CALCULATIONS TO BE":
```

```

                                (DÉSIREZ-VOUS QUE LES CALCULS SOIENT)
PRINT "PRINTED OUT ON THE PRINTER?(Y/N)" : GET F$
    (IMPRIMÉS PAR L'IMPRIMANTE? O/N)
79 IF F$ = "N" THEN PK$ = ""
90 POKE 232,78: POKE 233,27
100 REM ** MENU A
110 HOME
120 PRINT "MENU A": PRINT : PRINT "DO YOU WANT TO": PRINT : PRINT
    (DÉSIREZ-VOUS)

    "1.CALIBRATE THE PROOF-RING"
    (1.ÉTALONNER L'ANNEAU DE MESURE?)
130 PRINT "2.ACQUIRE DATA FOR EFFICIENCY"      : PRINT " VERSUS SPEED"
    (2.SAISIR LES DONNÉES DE RENDEMENT)          (EN FONCTION DE LA VITESSE?)
150 PRINT "3.RETRIEVE DATA FROM FILE"
    (3.EXTRAIRE LES DONNÉES DU FICHIER?)
160 PRINT "4.EXIT TO MENU F"
    (4.PASSER AU MENU F?)
170 PRINT : PRINT "TYPE IN THE NUMBER OF YOUR CHOICE": GET QA
    (TAPEZ LE NUMÉRO CHOISI)
180 ON QA GOTO 200,600,190,1700
185 REM ** MENU B
190 HOME : PRINT "MENU B": PRINT : PRINT "WHICH TYPE OF DATA DO YOU": PRINT "WANT TO
    RETRIEVE?": PRINT
    (QUELLES DONNÉES DÉSIREZ-VOUS EXTRAIRE?)

191 PRINT "1.STRAIN VS DISPLACEMENT PLOT"
    (1.GRAPHIQUE EFFORT-DÉPLACEMENT)
192 PRINT "2.EFFICIENCY VS SPEED PLOT"
    (2.GRAPHIQUE RENDEMENT-CADENCE DE POMPAGE)

```

```

194 PRINT "3.EFF VS SPEED PLOT,TO BE SUPERIMPOSED"
      (3.GRAPHIQUE RENDEMENT-CADENCE DE POMPAGE, À SUPERPOSER)
196 PRINT "4.EFFICIENCY VS SPEED TABLE"
      (4.TABLE RENDEMENT-CADENCE DE POMPAGE)
198 PRINT : PRINT "TYPE IN THE NUMBER OF YOUR CHOICE": GET QB
      (TAPEZ LE NUMÉRO CHOISI)
199 ON QB GOSUB 2100,2100,3000,2100: PRINT : ON QB GOTO 985,1693,1693,1693
200 REM ** CALIBRATION OF PROOF-RING
      (ÉTALONNAGE DE L'ANNEAU DE MESURE)
202 Z% = 0
205 HOME : PRINT "YOU ARE NOW IN CALIBRATION MODE": PRINT
      (VOUS ÊTES MAINTENANT EN MODE D'ÉTALONNAGE)

210 BSUM = 0
230 PRINT
240 PRINT "WEIGHT APPLIED TO THE PROOF-RING(";LB$;")=";: INPUT WT
      (POIDS APPLIQUÉ À L'ANNEAU DE MESURE)
245 PRINT : GOSUB 4000: PRINT
250 FOR I = 1 TO 1015
260 BSUM = BSUM + B%(I)
270 NEXT
280 Z% = Z% + 1
290 BMEAN(Z%) = BSUM / 1015
300 WT(Z%) = WT
310 PRINT PK$ : PRINT "Strain          =";BMEAN(Z%);" units"
      (Effort          unités)
320 PRINT "Weight          =";WT;LB$: PRINT PQ$
      (Poids          )
330 PRINT : PRINT "DO YOU WANT TO ACQUIRE ANOTHER CALIBRATION POINT?"(Y/N)": GET F$: PRINT

```

```
                (DÉSIREZ-VOUS SAISIR UN AUTRE POINT D'ÉTALONNAGE? O/N)
340 IF F$ = "Y" THEN GOTO 210
350 PRINT "LINEAR REGRESSION ANALYSIS OF THE CALIBRATION....": PRINT
      (ANALYSE DE RÉGRESSION LINÉAIRE DE L'ÉTALONNAGE.....)
360 XM = 0: YM = 0
370 FOR I = 1 TO Z%
380 XM = XM + BMEAN(I): YM = YM + WT(I)
390 NEXT
400 SXX = 0: SYY = 0: XY = 0: XM = XM / Z%: YM = YM / Z%
410 FOR I = 1 TO Z%
420 SXX = SXX + (BMEAN(I) - XM)  $\uparrow$  2
430 SYY = SYY + (WT(I) - YM)  $\uparrow$  2
440 XY = XY + (BMEAN(I) - XM) * (WT(I) - YM)
450 NEXT
460 COEF = XY / ( SQR (SXX * SYY))
470 SF = XY / SXX
480 PRINT PK$
490 PRINT "Correl.Coeff.          =": COEF
      (Coefficient de corrélation)
500 PRINT "Strain Factor          =;SF;LB$;"/unit"
      (Facteur d'effort =          unités)
510 PRINT PQ$
515 REM ** SENDING STRAIN FACTOR VALUE TO DISK
      (TRANSMISSION AU DISQUE DE LA VALEUR DU FACTEUR D'EFFORT)
520 PRINT : PRINT D$;"OPEN SF": PRINT D$; "WRITE SF"
      (OUVRIR SF)          (INSCRIRE SF)
530 PRINT SF
540 PRINT D$; "CLOSE SF"
      (FERMER SF)
```

```
550 PRINT "TYPE ANY KEY TO CONTINUE": GET F$: PRINT  
      (APPUYEZ SUR UNE TOUCHE QUELCONQUE POUR CONTINUER)  
555 GOTO 110  
560 REM ** INPUT WORK COMPUTATION  
      (CALCUL DU TRAVAIL FOURNI)  
561 HOME : PRINT "DO YOU START WITH NEW": PRINT "STROKE LENGTH/RING SIZE?(Y/N)";  
      (COMMENCEZ-VOUS AVEC DE NOUVELLES VALEURS POUR LA LONGUEUR DE  
      COURSE/LES DIMENSIONS DU PISTON? O/N)  
      : GET F$: PRINT  
562 IF F$ = "Y" THEN 564  
563 GOTO 1680  
564 D% = D% + 1:E% = 1: GOTO 625  
600 E% = E% + 1:D% = 1: GOTO 620  
620 PRINT "WATER HEAD(";L$;")=";: INPUT HT  
      (CHARGE HYDRAULIQUE)  
625 PRINT "RING THICKNESS(";L$;")=";: INPUT RS(D%)  
      (ÉPAISSEUR DES SEGMENTS)  
630 PRINT "STROKE LENGTH(";L$;")=";: INPUT SL(D%): GOTO 640  
      (LONGUEUR DE COURSE)  
635 E% = E% + 1:D% = D%  
640 INPUT "SPEED IN STROKE/MIN =";VEL(D%,E%)  
      (CADENCE DE POMPAGE EN CYCLES/MIN=)  
650 REM  
660 GOSUB 3990  
670 REM  
680 ZZ = 0  
690 FOR I = 2 TO 1016  
700 H% = C%(I) - C%(I = 1): IF ABS (H%) > 4 THEN C%(I) = SGN (H%) * 4 + C%(I = 1):ZZ =
```

```

      ZZ + 1
710 NEXT
715 PRINT "NO.OF SIGNALS CUT-OFF=";ZZ
      (NUMÉRO DU SIGNAL DE COUPURE =)
720 IF ZZ < 250 THEN 729
721 ZZ = 0: PRINT "ACQUIRED DATA BAD":          PRINT "PLEASE REACQUIRE"
      (DONNÉES SAISIES INUTILISABLES)          (EFFECTUEZ UNE NOUVELLE SAISIE)
723 PRINT : PRINT "HIT ANY KEY WHEN READY";: GET F$: PRINT : GOTO 660
      (APPUYEZ SUR UNE TOUCHE QUELCONQUE LORSQUE VOUS ÊTES PRÊT)
729 PRINT "NORMAL RANGE IS FROM 150 TO 250": PRINT
      (LA GAMME NORMALE VA DE 150 À 250)
730 ZZ = 0: PRINT "TYPE ANY KEY TO CONTINUE"
      (APPUYEZ SUR UNE TOUCHE QUELCONQUE POUR CONTINUER)

740 GET R$
750 FOR I = 400 TO 1015
760 E1% = ABS (C%(I) - C%(1)):E2% = ABS (B%(I) - B%(1))
770 IF E1% < 8 AND E2% < 8 THEN 800
780 NEXT
790 PRINT "INCOMPLETE LOOP": PRINT "PLEASE REACQUIRE":
      (BOUCLE INCOMPLÈTE)          (EFFECTUEZ UNE NOUVELLE SAISIE)
      PRINT "HIT ANY KEY WHEN READY";: GET F$: PRINT : GOTO 660
      (APPUYEZ SUR UNE TOUCHE QUELCONQUE LORSQUE VOUS ÊTES PRÊT)
800 PERIOD% = I
810 FOR I = PERIOD% TO 1015
820 E3% = ABS (C%(I + 1) - C%(1)):E4% = ABS (B%(I + 1) - B%(1))
830 IF E3% < E1% AND E4% < E2% THEN E1% = E3%:E2% = E4%:PERIOD% = I: GOTO 850
840 GOTO 860
850 NEXT

```

```

860 PRINT "Period ";PERIOD%
870 CB = - 1E38:CS = 1E38:BB = - 1E38:BS = 1E38
880 FOR I = 1 TO PERIOD%
890 IF BB < B%(I) THEN BB = B%(I)
900 IF BS > B%(I) THEN BS = B%(I)
910 IF CB < C%(I) THEN CB = C%(I)
920 IF CS > C%(I) THEN CS = C%(I)
930 NEXT
940 CF = 264 / (CB - CS)
950 BF = 165 / (BB - BS)
960 REM
970 GOSUB 5000: GOTO 985
980 REM ** MENU C
985 HOME : PRINT "MENU C": PRINT : PRINT "DO YOU WANT TO ": PRINT : PRINT "1.CONTINUE WITH
CALCULATIONS"
(DÉSIREZ-VOUS CONTINUER LES CALCULS?)
990 PRINT "2.SEND STRAIN DISPL.DATA TO FILE"
(2.TRANSMETTRE AU FICHER LES DONNÉES EFFORT-DÉPLACEMENT?)
1000 PRINT "3.PLOT THE STRAIN-DISPL.LOOP" "
(3.TRACER LA BOUCLE EFFORT-DÉPLACEMENT?)
1020 PRINT "4.IGNORE ACQUIRED DATA AND TO": PRINT " REACQUIRE"
(4.VOUS DÉFAIRE DES DONNÉES SAISIES ET SAISIR DE NOUVELLES DONNÉES?)
1025 PRINT "5.EXIT TO MENU F"
(5.PASSER AU MENU F?)
1030 PRINT : PRINT "TYPE IN THE NUMBER OF YOUR CHOICE" : GET QC
(TAPEZ LE NUMÉRO CHOISI)
1040 ON QC GOTO 1090,1050,1060,660,1700
1050 GOSUB 8152: HOME : GOTO 985

```

119

```
1060 GOSUB 5000: HOME : GOTO 985
1070 REM
1080 REM ** CALCULATION OF FORCE VS DISPL.LOOP AREA
      (CALCUL DE L'AIRES DE LA BOUCLE FORCE-DÉPLACEMENT)
1090 PRINT : PRINT "WAIT": PRINT "CALCULATING FORCE VS DISP.LOOP AREA"
      (ATTENDEZ)      (CALCUL DE L'AIRES DE LA BOUCLE FORCE-DÉPLACEMENT)
1100 REM
1110 A = (B%(1) + B%(PERIOD%)) / 2 * (C%(1) - C%(PERIOD%))
1120 FOR I = 1 TO PERIOD% - 1
1130 A = A + (B%(I + 1) + B%(I)) / 2 * (C%(I + 1) - C%(I))
1140 NEXT
1150 PRINT : PRINT D$;"OPEN SF": PRINT D$;"READ SF"
      (OUVRIR SF)      (LIRE SF)
1160 INPUT S$:SF = VAL (S$)
1170 PRINT D$; "CLOSE SF"
      (FERMER SF)
1180 PRINT PK$
1190 PRINT "Area          ="; A;" sq.units"
      (Aire =          unités carrées)
1200 PRINT "Strain Factor ="; SF;LB$;"/unit"
      (Facteur d'effort= /unité)
1210 PRINT "Stroke Length =";SL(D%);L$
      (Longueur de course=)
1220 DF = SL(D%) / (CB - CS)
1230 PRINT "Displ. Factor  =";DF;L$;"/unit"
      (Facteur de déplacement= /unité)
1240 PRINT "Work Input    ="; A * SF * DF * U;J$: PRINT : PRINT
      (Travail fourni =)
```

```

1250 PRINT PQ$
1260 Y% = Y% + 1
1270 WINP = WINP + A * DF * SF * U
1280 PRINT "DO YOU WISH TO REACQUIRE TO GET AN AVERAGE READING?(Y/N)";: GET F$: PRINT
      (DÉSIREZ-VOUS FAIRE UNE NOUVELLE SAISIE POUR OBTENIR UNE VALEUR MOYENNE? O/N)
1290 IF F$ = "Y" THEN GOTO 660
1300 WINP = WINP / Y%
1310 PRINT PK$: PRINT "Ave. Work Input      =";WINP;J$: PRINT PQ$
      (Travail moyen fourni =)
1315 REM ** OUTPUT WORK COMPUTATIONS
      (CALCUL DU TRAVAIL PRODUIT)
1320 PRINT : PRINT : PRINT "OUTPUT WORK COMPUTATION" : PRINT
      (CALCUL DU TRAVAIL PRODUIT)
1330 PRINT
1340 PRINT "Measure Weight of water collected for a fixed number of strokes"
      (Mesure du poids de l'eau déversée après un nombre de cycles fixe)
1350 PRINT : PRINT
1360 PRINT "WEIGHT OF WATER COLLECTED(";LB$;")=";: INPUT WTW
      (POIDS DE L'EAU DÉVERSÉE)
1370 INPUT "NUMBER OF STROKES TAKEN =";S%
      (NOMBRE DE CYCLES EXÉCUTÉS =)
1380 PRINT : PRINT
1390 W% = W% + 1
1400 PRINT PK$: PRINT "Work Output      ="; HT * WTW * U / S%;J$: PRINT PQ$
      (Travail produit=)
1410 WOUTPUT = WOUTPUT + HT * WTW * U / S%
1420 PRINT : PRINT "DO YOU WANT TO TAKE ANOTHER MEASUREMENT"
      (DÉSIREZ-VOUS EFFECTUER UNE AUTRE MESURE)

```

```

1425 PRINT "TO OBTAIN THE AVERAGE VALUE?(Y/N)";: GET F$: PRINT : PRINT
      (POUR OBTENIR LA VALEUR MOYENNE? O/N)
1430 IF F$ = "Y" THEN 1360
1440 WOUTPUT = WOUTPUT / W%
1450 PRINT PK$: PRINT "Ave. Work Output =";WOUTPUT;J$: PRINT PQ$
      (Travail moyen produit =)
1460 EFF(D%,E%) = WOUTPUT * 100 / WINP: PRINT PK$
1470 PRINT "Efficiency (%)      ="; EFF(D%,E%)
      (Rendement (%)      =)
1480 PRINT "Speed (rev/min)     =";VEL(D%,E%): PRINT PQ$
      (Cadence de pompage (cycles/min)=)
1490 PRINT ; PRINT "HIT ANY KEY TO CONTINUE": GET F$: PRINT
      (APPUYEZ SUR UNE TOUCHE QUELCONQUE POUR CONTINUER)

1510 REM
1520 GOSUB 6000
1530 REM ** MENU D
1535 HOME : PRINT "MENU D": PRINT : PRINT "DO YOU WANT TO": PRINT :
      (DÉSIREZ-VOUS)

      PRINT "1.CONTINUE WITH ANOTHER READING"
      (1.CONTINUER AVEC UNE AUTRE LECTURE?)
1540 PRINT "2.SEND EFF VS SPEED DATA TO FILE"
      (2.TRANSMETTRE AU FICHER LES DONNÉES RENDEMENT-CADENCE DE POMPAGE)
1550 PRINT "3.PLOT EFF VS SPEED CURVE"
      (3.TRACER LA COURBE RENDEMENT-CADENCE DE POMPAGE)
1560 PRINT "4.PRINT OUT THE EFF VS SPEED TABLE"
      (4.IMPRIMER LA TABLE RENDEMENT-CADENCE DE POMPAGE)
1580 PRINT "5.EXIT TO MENU F"
      (5.PASSER AU MENU F)

```

```

1590 PRINT : PRINT "TYPE IN THE NUMBER OF YOUR CHOICE": GET QD
      (TAPEZ LE NUMÉRO CHOISI)
1600 ON QD GOTO 1640,1610,1620,1630,1650
1610 GOSUB 8040: GOTO 1535
1620 GOSUB 6000: GOTO 1535
1630 GOSUB 7000: GOTO 1535
1640 WINP = 0:WOUTPUT = 0:Y% = 0:W% = 0: GOTO 561
1650 GOTO 1700
1660 REM
1670 REM
1680 PRINT : PRINT "TO ACQUIRE AT NEXT SPEED?(Y/N)"
      (SAISIE À LA CADENCE SUIVANTE DE POMPAGE? 0/N)
1690 GET Q$: IF Q$ = "Y" THEN 635
1691 IF Q$ = "N" THEN 660
1692 REM ** MENU E
1693 HOME : PRINT "MENU E": PRINT : PRINT "DO YOU WANT TO"
      (DÉSIREZ-VOUS)
1694 PRINT : PRINT "1.CONTINUE TEST WITH RETRIEVED": PRINT "DATA"
      (1.CONTINUEZ LE TEST AVEC LES DONNÉES EXTRAITES)
1695 PRINT "2.START FRESH TEST OR TO RETRIEVE": PRINT "NEW DATA FROM FILE"
      (2.COMMENCER UN NOUVEAU TEST OU EXTRAIRE DE NOUVELLES DONNÉES DU FICHIER)
1696 PRINT "3.HAVE MORE COPIES OF THE RETRIEVED DATA"
      (3.UN PLUS GRAND NOMBRE DE COPIES DES DONNÉES EXTRAITES)
1697 PRINT "4.EXIT FROM PROGRAM"
      (4.SORTIR DU PROGRAMME)
1698 PRINT ; PRINT "TYPE IN THE NUMBER OF YOUR CHOICE"
      (TAPEZ LE NUMÉRO CHOISI)
1699 GET QE: ON QE GOTO 561,50,1535,1770

```

```

1700 REM ** MENU F
1705 HOME : PRINT "MENU F": PRINT : PRINT "DO YOU WANT TO": PRINT : PRINT "1.RECALIBRATION
      (DÉSIREZ-VOUS)                                (1.RÉÉTALONNER)
      OF PROOF-RING"
      (L'ANNEAU DE MESURE)
1710 PRINT "2.START FRESH TEST OR TO RETRIEVE": PRINT " DATA FROM FILE"
      (2.COMMENCER UN NOUVEAU TEST OU EXTRAIRE DES DONNÉES DU FICHIER)
1730 PRINT "3.EXIT FROM PROGRAM"
      (3.SORTIR DU PROGRAMME)
1740 PRINT : PRINT "TYPE IN THE NUMBER OF YOUR CHOICE"
      (TAPEZ LE NUMÉRO CHOISI)
1750 GET QF: ON QF GOTO 1755,50,1770
1755 WINP = 0:WOUTPUT = 0:Y% = 0:W% = 0: GOTO 200
1760 REM
1770 PRINT : PRINT D$;"CATALOGUE": END
2000 REM ** SOUS-PROGRAMME POUR EXTRAIRE DU DISQUE LES DONNÉES EFFORT-DÉPLACEMENT OU
      RENDEMENT-CADENCE DE POMPAGE
2100 PRINT : INPUT "NOM DU FICHIER DE DONNÉES =";S$: PRINT
2110 ONERR GOTO 2270
2120 PRINT D$;"OUVRIR";S$: PRINT D$;"LIRE":S$
2130 INPUT A$: PRINT A$:
2140 ON QB GOTO 2150,2210,2280,2210
2145 REM ** EXTRACTION DES DONNÉES EFFORT-DÉPLACEMENT
2150 INPUT A$,B$,C$,E$:HT = VAL (A$):SL(1) = VAL (B$):RS(1) = VAL (C$):VEL(1,1) =
      VAL (E$)
2160 INPUT A$,B$,C$,E$:PERIOD% = VAL (A$):CS = VAL (B$):CB = VAL (C$):CF = VAL (E$)
2165 INPUT A$,B$:BS = VAL (A$):BF = VAL (B$)
2170 FOR I = 1 TO 1015

```

```

2180 INPUT A$,B$:B%(I) = VAL (A$):C%(I) = VAL (B$)
2190 NEXT
2195 D% = 1:E% = 1
2200 GOTO 2270
2205 REM ** RETRIEVE EFF VS SPEED DATA
      (EXTRACTION DES DONNÉES RENDEMENT-CADENCE DE POMPAGE)
2210 INPUT D%,E%,HT
2220 FOR I = 1 TO D%: INPUT SL(I): INPUT RS(I)
2230 FOR J = 1 TO 15: INPUT EFF(I,J),VEL(I,J)
2240 NEXT : NEXT
2250 REM
2260 REM
2270 POKE 216,0: PRINT D$;"CLOSE";S$:FR = FRE (0)
      (FERMER)
2280 ON QB GOSUB 5000,6000,3000,7000
2290 RETURN
3000 REM ** SUBROUTINE TO RETRIEVE EFF VS SPEED DATA FROM DISK AND SUPERIMPOSE THEM
      (SOUS-PROGRAMME POUR EXTRAIRE DU DISQUE LES DONNÉES RENDEMENT-CADENCE DE
      POMPAGE ET LES SUPERPOSER)
3005 IP = 0
3010 PRINT : PRINT "GIVE NAME OF FILE CONTAINING"
      (DONNEZ LE NOM DU FICHER CONTENANT)
3020 PRINT "THE EFF VS SPEED CURVE": PRINT
      (LA COURBE RENDEMENT-CADENCE DE POMPAGE)
3030 INPUT F$
3040 PRINT D$;"OPEN";F$
      (OUVRIR)
3050 PRINT D$;"READ";F$
      (LIRE)

```

```

3055 INPUT A$
3060 INPUT D%: INPUT E%: INPUT HT
3065 FOR K = 1 TO D%: I = K + IP: INPUT SL(I): INPUT RS(I)
3070 FOR J = 1 TO 15
3080 INPUT EFF(I,J): INPUT VEL(I,J)
3090 NEXT : NEXT
3100 PRINT D$;"CLOSE";F$
      (FERMER)
3110 HOME : PRINT "DO YOU WANT TO SUPERIMPOSE MORE CURVE?(Y/N)"
      (DÉSIREZ-VOUS SUPERPOSER D'AUTRES COURBES? O/N)

3120 GET Q$
3130 IF Q$ = "Y" THEN IP = I:FR = FRE (0): GOTO 3010
3140 D% = I
3150 GOSUB 6000
3160 RETURN
3170 REM
3980 REM ** SUBROUTINE FOR DATA ACQUISITION FROM TEKTRONIX 5223
      (SOUS-PROGRAMME POUR LA SAISIE DES DONNÉES PROVENANT DE L'OSCILLOSCOPE
      TEXTRONIX 5223)

3990 HOME : PRINT "PRESS THE (L VS R) BUTTON OF THE SCOPE"
      (ENFONCEZ LE BOUTON (L VS R) DE L'OSCILLOSCOPE)

3995 PRINT "AND SAVE THE LOOP WHEN YOU ARE": PRINT "SATISFIED WITH IT": PRINT
      (ET STOCKEZ LA BOUCLE LORSQU'ELLE EST SATISFAISANTE)

4000 PRINT "HIT ANY KEY TO COMMENCE ACQUISITION";: GET F$: PRINT
      (APPUYEZ SUR UNE TOUCHE QUELCONQUE POUR COMMENCER LA SAISIE DES DONNÉES)

4010 A$ = "L"
4020 PRINT : PRINT "ACQUISITION IN PROGRESS"
      (SAISIE DES DONNÉES EN MARCHE)

```

```

4030 GOSUB 4070
4040 PRINT : PRINT "ACQUISITION IN PROGRESS"
      (DONNÉES EN COURS DE TRAITEMENT)

4050 RETURN
4060 REM
4070 PRINT D$;"PR#3": PRINT D$;"IN#3"
4080 PRINT "RA"
4090 PRINT "WT!";Z$;"ACCESS ";A$
4100 PRINT "WT!";Z$;"ASCII;CURVE?"
      (COURBE)

4110 PRINT "LF1"
4120 PRINT "RDA";Z$;: GOSUB 4200
4130 IF N$ "A" AND A$ = "R" THEN 4080
4140 PRINT "UT"
4150 PRINT "LA"
4160 PRINT D$;"PR#0": PRINT D$;"IN#0"
4170 RETURN
4180 REM
4190 REM
4200 FOR I = 1 TO 6
4210 GET C$: PRINT C$;
4220 NEXT
4230 FOR I = 1 TO 1015:B$ = ""
4240 GET C$: PRINT C$;
4250 IF A$ = "R" THEN 4270
4260 IF C$ = "," THEN B%(I) = VAL (B$): GOTO 4290
4270 IF C$ = "." THEN C%(I) = VAL (B$): GOTO 4290
4280 B$ = B$ + C$: GOTO 4240

```

```

4290 NEXT
4300 B$ = "":C$ = ""
4310 GET C$: PRINT C$;:B$ = B$ + C$
4320 IF A$ = "R" THEN 4340
4330 IF ASC (C$) = 13 THEN B%(1016) = VAL (B$):A$ = "R": RETURN
4340 IF ASC (C$) = 13 THEN C%(1016) = VAL (B$):A$ = "L": RETURN
4350 GOTO 4310
5000 REM ** SUBROUTINE FOR PLOTTING STRAIN VS DISPL.GRAPH
      (SOUS-PROGRAMME POUR TRACER LE GRAPHIQUE EFFORT-DÉPLACEMENT)
5005 HGR : HCOLOR= 3: ROT= 0: SCALE= 1
5010 POKE - 16302,0
5020 HPLOT 12,0 TO 12,165 TO 279,165
5030 CO = (C%(1) - CS) * CF + 15:BO = 165 - (B%(1) - BS) * BF
5040 CZ = (CO:BZ = BO
5050 FOR I = 1 TO PERIOD%
5060 XX = (C%(I) - CS) * CF + 15:YY = 165 - (B%(I) - BS) * BF
5070 HPLOT CO,BO TO XX,YY
5080 CO = XX:BO = YY
5090 NEXT
5100 HPLOT CO,BO TO CZ,BZ
5110 M$ = "NIARTS":X% = 2: ROT= 48: GOSUB 9170: ROT= 0
5120 M$ = "DISPLACEMENT":X% = 1:X1% = 80:Y1% = 185: GOSUB 9170
      (DÉPLACEMENT)
5130 Y1% = 170
5140 GOSUB 9250
5150 TEXT : HOME
5160 RETURN
5170 REM

```

```
6000 REM ** SUBROUTINE FOR PLOTTING EFF VS SPEED CURVE
      (SOUS-PROGRAMME POUR TRACER LA COURBE RENDEMENT-CADENCE DE POMPAGE)
6005 HGR : HCOLOR= 3: SCALE= 1: ROT= 0
6010 POKE - 16302,0
6020 GOSUB 9000: GOSUB 9120
6030 FOR I = 1 TO D%
6040 FOR J = 1 TO 15
6050 IF EFF(I,J) = 0 AND VEL(I,J) = 0 THEN J = 15: GOTO 6090
6060 IF EFF(I,J) = 35 OR EFF(I,J) 100 THEN 6090
6070 V1 = VEL(I,J) * 4 - 10:EF1 = 249 - EFF(I,J) * 2.5
6080 DRAW I + 64 AT V1,EF1
6090 NEXT
6100 DRAW I + 64 AT 175,165 - 8 * I
6103 M$ = "RS=" + STR$ (RS(I)) + " SL=" + STR$ (SL(I)) + CH$
6105 X1% = 175:Y1% = 162 - 8 * I: GOSUB 9170
6110 Y1% = 145
6120 GOSUB 9250
6130 NEXT
6140 TEXT
6150 RETURN
7000 REM ** SUBROUTINE FOR PLOTTING EFF VS SPEED TABLE
      (SOUS-PROGRAMME POUR IMPRIMER LA TABLE RENDEMENT-CADENCE DE POMPAGE)
7005 INPUT "Date ? ";B$:C$ = "Date " + BS
7010 PRINT "To Printer? (Y/N)";: GET F$: PRINT
      (Vers l'imprimante? 0/N)
7020 IF F$ = "Y" THEN PRINT PP$
7039 PRINT C$
7040 PRINT "Stroke Ring","Efficiency"; TAB( 30);"Speed"
      (Longueur de course, Rendement, cadence de pompage)
```

```

7045 PRINT "(";L$;")";: HTAB 9: PRINT "(";L$;")"
7050 FOR I = 1 TO D%: PRINT SL(I);: HTAB 9: PRINT RS(I)
7060 FOR J = 1 TO 15
7070 IF EFF(I,J) = 0 AND VEL(I,J) = 0 THEN J = 15: GOTO 7090
7075 IF EFF(I,J) = 20 OR EFF(I,J) 100 THEN 7090
7080 PRINT ,EFF(I,J); TAB( 30);VEL(I,J)
7090 NEXT : NEXT
7100 PRINT PQ$
7110 PRINT "Hit any key for MENU": GET F$
      (Appuyez sur une touche quelconque pour passer au MENU)
7120 RETURN
8030 REM ** SUBROUTINE FOR SENDING EFF VS SPEED DATA TO DISK
      (SOUS-PROGRAMME POUR TRANSMETTRE AU DISQUE LES DONNÉES RENDEMENT-CADENCE DE
      POMPAGE)
8040 HOME : INPUT " Filename ?";S$
      (Nom du fichier?)
8050 INPUT "Remarks :";F$
      (Observations)
8060 PRINT D$;"OPEN";S$: PRINT D$;"WRITE";S$
      (OUVRIR) (ÉCRIRE)
8070 PRINT F$
8090 PRINT D%: PRINT E%: PRINT HT
8100 FOR I = 1 TO D%
8110 PRINT SL(I): PRINT RS(I)
8120 FOR J = 1 TO 15
8130 PRINT EFF(I,J): PRINT VEL(I,J)
8140 NEXT : NEXT

```

```
8150 GOTO 8210
8151 REM ** SUBROUTINE FOR SENDING STRAIN VS DISPL.DATA TO DISK
      (SOUS-PROGRAMME POUR TRANSMETTRE AU DISQUE LES DONNÉES EFFORT-DÉPLACEMENT)
8152 HOME : INPUT "Filename ?";S$
      (Nom du fichier?)
8154 INPUT : "Remark :";F$
      (Observations:)
8156 PRINT D$;"OPEN";S$: PRINT D$;"WRITE";S$
      (OUVRIR)                (ÉCRIRE)

8158 PRINT F$
8160 PRINT HT: PRINT SL(D%): PRINT RS(D%): PRINT VEL(D%,E%)
8170 PRINT PERIOD%: PRINT CS: PRINT CB: PRINT CF: PRINT BS: PRINT BF
8180 FOR I = 1 TO 1015
8190 PRINT B%(I): PRINT C%(I)
8200 NEXT
8210 PRINT D$; "CLOSE";S$
      (FERMER)

8220 RETURN
9000 REM ** SUBROUTINE FOR PLOTTING EFF VS SPEED AXES
      (SOUS-PROGRAMME POUR TRACER LES COURBES RENDEMENT-CADENCE DE POMPAGE)
9005 HPLOT 30,20 TO 30,169 TO 279,169
9010 FOR I = 4 TO 9
9020 M1% = 10 * I:M$ = STR$ (M1%):Y1% = 246 - 2.5 * M1%
9030 DRAW 45 AT 28,Y1%
9040 X% = 1:X1% = 6: GOSUB 9170
9050 NEXT
9060 FOR I = 2 TO 7
9070 M1% = 10 * I:M2% = M1% * 4 - 12:M$ = STR$ (M1%)
```

```

9080 DRAW 9 AT M2%,169
9090 X1% = M2% - 10:Y1% = 177: GOSUB 9170
9100 NEXT
9110 RETURN
9120 M$ = "YCNEICIFFE":X% = 2: ROT= 48: GOSUB 9170: ROT= 0
9130 M$ = "SPEED OF STROKE APPLICATION ":X% = 1:X1% = 80:Y1% = 185: GOSUB 9170
      (CADENCE DE POMPAGE)
9140 M$ = "VARIATION OF MECHANICAL EFFICIENCY (%) WITH":X1% = 10:Y1% = 0: GOSUB 9170
      (RENDEMENT MÉCANIQUE(%) EN FONCTION DE)
9150 M$ = "SPEED OF STROKE APPLICATION (REV/MIN) ": X1% = 40: Y1% = 11: GOSUB 9170
      (LA CADENCE DE POMPAGE (CYCLES/MIN))
9160 RETURN
9170 L% = LEN (M$)
9180 FR = FRE (0)
9190 FOR N = 1 TO L%
9200 B$ = MID$(M$,N,1):B% = ASC (B$)
9210 IF B% > 64 THEN B% = B% - 64
9220 ON X% GOTO 9230,9240
9230 DRAW B% AT X1% + 6 * N,Y1%:NEXT : RETURN
9240 DRAW B% AT 3,40 + 8 * N: NEXT : RETURN
9250 M$ = "TO PRINTER? (Y/N)":X1% = 60
      (VERS L'IMPRIMANTE? O/N)
9260 GOSUB 9170: HCOLOR= 0: GOSUB 9170: HCOLOR= 3:KEY% = PEEK (49152): POKE 49168,0
9270 IF KEY% < 128 THEN 9260
9280 IF KEY% = 217 THEN GOSUB 9300
9290 RETURN
9300 REM ** SUBROUTINE FOR CHOICE OF SIZE OF PRINT OUT
      (SOUS-PROGRAMME POUR CHOISIR LE FORMAT DE L'IMPRIMÉ)

```

```
9305 TEXT : HOME
9310 VTAB 7:HTAB 4
9320 PRINT " Choose Size of Print Out"
      (Choisissez le format de l'imprimé)
9330 HTAB 10: PRINT "1. One To One"
      (1. Régulier)
9340 HTAB 10: PRINT "2. Enlarged"
      (2. Agrandi)
9350 HTAB 10: GET F$: PRINT
9360 IF F$ = "1" THEN POKE 1913,1: POKE 1145,75
9370 IF F$ = "2" THEN POKE 1913,65: POKE 1145,76
9380 PRINT PP$: PRINT CHR$ (17): PRINT PQ$
9390 POKE - 16304,0: POKE - 16297,0
9400 RETURN
9410 REM
```

Exemples d'imprimé produits par le programme LABTEST

JBLOAD RUNTIME (CR)
JBRUN LABTEST.OBJ (CR)

SWITCH ON OSCILLOSCOPE NOW
(METTEZ L'OSCILLOSCOPE SOUS TENSION)

WHAT TYPE OF UNIT SYSTEM DO YOU WANT TO USE?
(QUEL SYSTÈME D'UNITÉS DÉSIRES-VOUS UTILISER?)

1. S.I. UNIT
(1. SYSTÈME INTERNATIONAL)

2. IMPERIAL UNIT
(2. SYSTÈME IMPÉRIAL)

TYPE IN THE NUMBER OF YOUR CHOICE ***1 (CR)***
(TAPEZ LE NUMERO CHOISI)

DO YOU WANT THE CALCULATIONS TO BE
PRINTED OUT ON THE PRINTER? (Y/N) ***Y (CR)***
(DÉSIRES-VOUS QUE LES CALCULS SOIENT
IMPRIMÉS PAR L'IMPRIMANTE? O/N)

MENU A

DO YOU WANT TO
(DÉSIRES-VOUS)

1. CALIBRATE THE PROOF-RING
(ÉTALONNER L'ANNEAU DE MESURE?)

2. ACQUIRE DATA FOR EFFICIENCY VERSUS SPEED
(SAISIR LES DONNÉES DE RENDEMENT EN FONCTION DE LA
VITESSE?)

3. RETRIEVE DATA FROM FILE
(EXTRAIRE LES DONNÉES DU FICHER?)

4. EXIT TO MENU F
(PASSER AU MENU F?)

TYPE IN THE NUMBER OF YOUR CHOICE **1 (CR)**
(TAPEZ LE NUMÉRO CHOISI)

YOU ARE NOW IN CALIBRATION MODE
(VOUS ÊTES MAINTENANT EN MODE D'ÉTALONNAGE)

WEIGHT APPLIED TO THE PROOF-RING(kgf)=? **0 (CR)**
(POIDS APPLIQUÉ À L'ANNEAU DE MESURE - kgf = ?)

HIT ANY KEY TO COMMENCE ACQUISITION **(CR)**
(APPUYEZ SUR UNE TOUCHE QUELCONQUE POUR COMMENCER LA
SAISIE DES DONNÉES)

ACQUISITION IN PROGRESS
(SAISIE EN MARCHÉ)

Strain = -261.4944581 units
(Effort =)
Weight = 0 kgf
(Poids =)

DO YOU WANT TO ACQUIRE ANOTHER CALIBRATION POINT?(Y/N)
Y (CR)
(DÉSIREZ-VOUS SAISIR UN AUTRE POINT D'ÉTALONNAGE? O/N)

WEIGHT APPLIED TO THE PROOF-RING(kgf)=? **6.14 (CR)**
(POIDS APPLIQUÉ À L'ANNEAU DE MESURE - kgf =?)

HIT ANY KEY TO COMMENCE ACQUISITION **(CR)**
(APPUYEZ SUR UNE TOUCHE QUELCONQUE POUR COMMENCER LA
SAISIE DES DONNÉES)

ACQUISITION IN PROGRESS
(SAISIE EN MARCHÉ)

Strain = -233.7931044 units
(Effort) (unités)
Weight = 6.14 kgf
(Poids)

DO YOU WANT TO ACQUIRE ANOTHER CALIBRATION POINT?(Y/N)
Y (CR)
(DÉSIREZ-VOUS SAISIR UN AUTRE POINT D'ÉTALONNAGE? O/N)

WEIGHT APPLIED TO THE PROOF-RING(kgf)=? **28.9 (CR)**
(POIDS APPLIQUÉ À L'ANNEAU DE MESURE(kgf)=?)

HIT ANY KEY TO COMMENCE ACQUISITION **(CR)**
(APPUYEZ SUR UNE TOUCHE QUELCONQUE POUR COMMENCER LA SAISIE DES DONNÉES)

ACQUISITION IN PROGRESS
(SAISIE EN MARCHE)

Strain = -147.748769 units
(effort) (unités)
Weight = 28.9 kgf
(Poids)

DO YOU WANT TO ACQUIRE ANOTHER CALIBRATION POINT?(Y/N)
N (CR)
(DÉSIREZ-VOUS SAISIR UN AUTRE POINT D'ÉTALONNAGE? O/N)

LINEAR REGRESSION ANALYSIS OF THE CALIBRATION ...
(ANALYSE DE RÉGRESSION LINÉAIRE DE L'ÉTALONNAGE ...)
Correl. Coef. = .99946653
(Coefficient de corrélation)
Strain Factor = .256557964 kgf/unit
(Facteur d'effort) (unité)

TYPE ANY KEY TO CONTINUE **(CR)**
(APPUYEZ SUR UNE TOUCHE QUELCONQUE POUR CONTINUER)

MENU A

DO YOU WANT TO
(DÉSIREZ-VOUS)

1. CALIBRATE THE PROOF-RING
(ÉTALONNER L'ANNEAU DE MESURE?)
2. ACQUIRE DATA FOR EFFICIENCY VERSUS SPEED
(SAISIR LES DONNÉES DE RENDEMENT EN FONCTION DE LA VITESSE?)
3. RETRIEVE DATA FROM FILE
(EXTRAIRE LES DONNÉES DU FICHER?)
4. EXIT TO MENU F
(PASSER AU MENU F?)

TYPE IN THE NUMBER OF YOUR CHOICE **2 (CR)**
(TAPEZ LE NUMÉRO CHOISI)

WATER HEAD (cm)=? **612 (CR)**
(CHARGE HYDRAULIQUE - cm)

RING THICKNESS (cm)=? **0.159 (CR)**
(ÉPAISSEUR DES SEGMENTS - cm)

STROKE LENGTH (cm)=? **7.6 (CR)**
(LONGUEUR DE COURSE - cm)

SPEED IN STROKE/MIN = **59 (CR)**
(CADENCE DE POMPAGE EN CYCLES/MIN=)

PRESS THE (L VS R) BUTTON OF THE SCOPE
AND SAVE THE LOOP WHEN YOU ARE
SATISFIED WITH IT
(ENFONCEZ LE BOUTON (L VS R) DE L'OSCILLOSCOPE ET
STOCKEZ LA BOUCLE LORSQU'ELLE EST SATISFAISANTE)

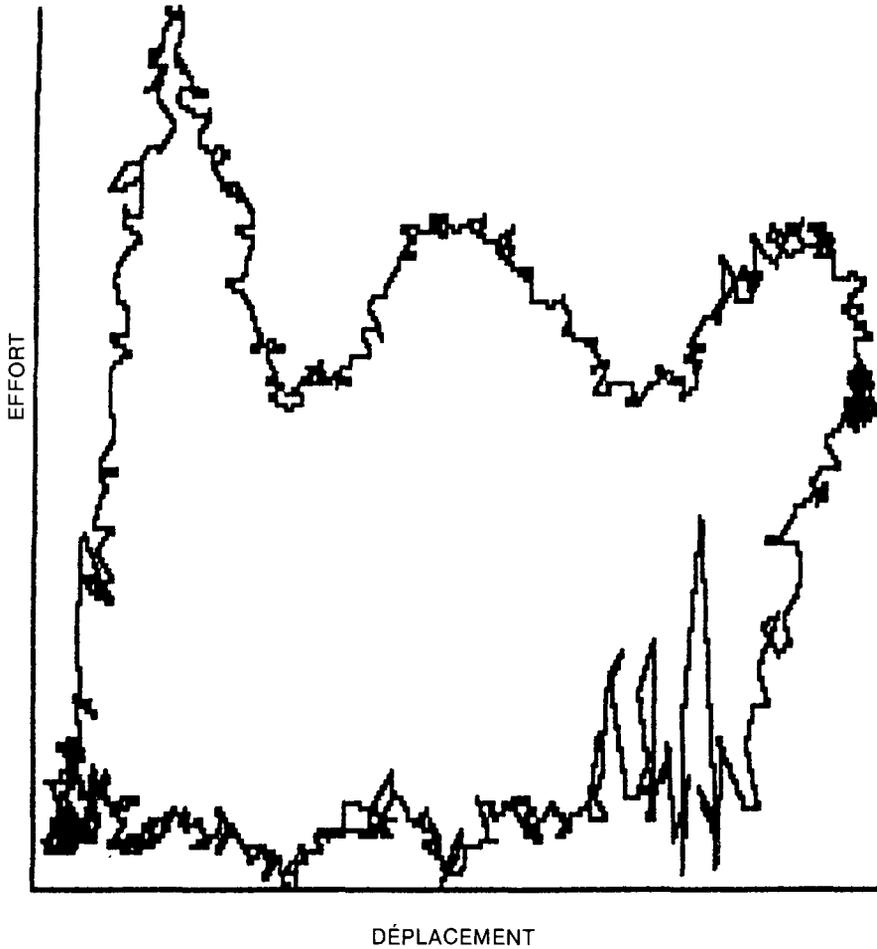
HIT ANY KEY TO COMMENCE ACQUISITION **(CR)**
(APPUYEZ SUR UNE TOUCHE QUELCONQUE POUR COMMENCER LA
SAISIE DES DONNÉES)

ACQUISITION IN PROGRESS
(SAISIE EN MARCHÉ)
NO. OF SIGNALS CUT-OFF = 214
(NUMÉRO DU SIGNAL DE COUPURE)
NORMAL RANGE IS FROM 150 TO 250
(LA GAMME NORMALE VA DE 150 À 250)

TYPE ANY KEY TO CONTINUE **(CR)**
(APPUYEZ SUR UNE TOUCHE QUELCONQUE POUR CONTINUER)
Period 716
(Période 716)

Choose Size of Print Out
(Choisissez le format de l'imprimé)

1. One to One
(régulier)
2. Enlarged **2 (CR)**
(agrandi)



MENU C

DO YOU WANT TO
(DÉSIREZ-VOUS)

1. CONTINUE WITH CALCULATIONS
(CONTINUER LES CALCULS?)
2. SEND STRAIN DISPL. DATA TO FILE
(TRANSMETTRE AU FICHER LES DONNÉES
EFFORT-DÉPLACEMENT?)
3. PLOT THE STRAIN-DISPL. LOOP
(TRACEZ LA BOUCLE EFFORT-DÉPLACEMENT?)

4. IGNORE ACQUIRED DATA AND TO REACQUIRE
(VOUS DÉFAIRE DES DONNÉES SAISIES ET SAISIR DE
NOUVELLES DONNÉES?)

5. EXIT TO MENU F
(PASSER AU MENU F?)

TYPE IN THE NUMBER OF YOUR CHOICE **1 (CR)**
(TAPEZ LE NUMÉRO CHOISI)

WAIT
(ATTENDEZ)

CALCULATING FORCE VS DISP. LOOP AREA
(CALCUL DE L'AIRES DE LA BOUCLE FORCE-DÉPLACEMENT)

Area	= 25932 sq. units
(Aire)	(unités carrées)
Strain Factor	= .256557964 kgf/unit
(Facteur d'effort)	(kgf/unité)
Stroke Length	= 7.6 cm
(Longueur de course)	(cm)
Displ. Factor	= .060189573 cm/unit
(Facteur de déplacement)	(cm/unité)
Work Input	= 23.5083235 Nm
(Travail fourni)	(Nm)

DO YOU WISH TO REACQUIRE TO GET AN AVERAGE READING?(Y/N)
N (CR)

(DÉSIREZ-VOUS FAIRE UNE NOUVELLE SAISIE POUR OBTENIR UNE
VALEUR MOYENNE? O/N)

Ave. Work Input = 23.5083235 Nm
(Travail moyen fourni =)

OUTPUT WORK COMPUTATION
(CALCUL DU TRAVAIL PRODUIT)

Measure Weight of water collected for a fixed number of
strokes
(Mesure du poids de l'eau déversée après un nombre fixe
de cycles)

WEIGHT OF WATER COLLECTED (kgf) =? **18.1 (CR)**
(POIDS DE L'EAU DÉVERSÉE (kgf) =?)
NUMBER OF STROKES TAKEN = **60 (CR)**
(NOMBRE DE CYCLES EXÉCUTÉS =)

Work Output = 18.111222 Nm
(Travail produit =)

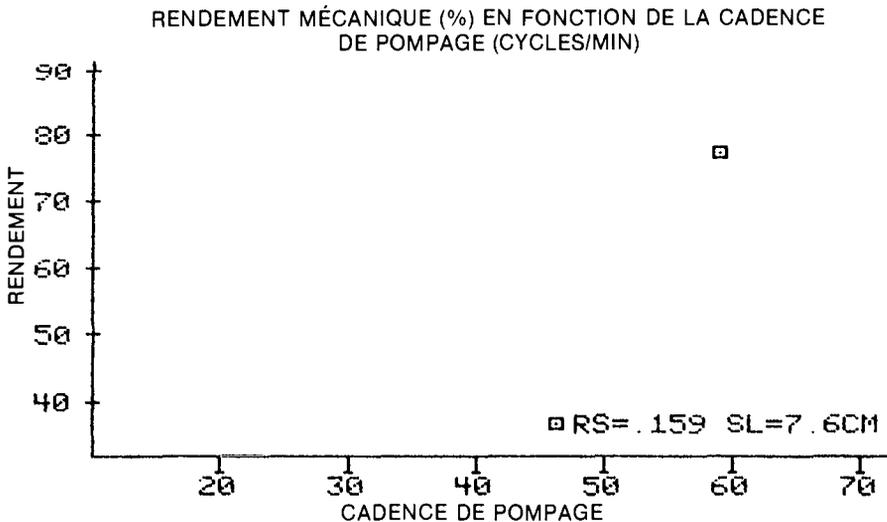
DO YOU WANT TO TAKE ANOTHER MEASUREMENT
TO OBTAIN THE AVERAGE VALUE? (Y/N) **N (CR)**
(DÉSIREZ-VOUS EFFECTUER UNE AUTRE MESURE
POUR OBTENIR LA VALEUR MOYENNE? O/N)

Ave. Work Output = 18.111222 Nm
(Travail moyen produit)
Efficiency (%) = 77.0417424
(Rendement - %)
Speed (rev/min) = 59
(Cadence de pompage - cycles/min)

HIT ANY KEY TO CONTINUE **(CR)**
(APPUYEZ SUR UNE TOUCHE QUELCONQUE POUR CONTINUER)

Choose Size of Print Out
(Choisissez le format de l'imprimé)

1. One To One
(Régulier)
2. Enlarged **1 (CR)**
(Agrandi)



MENU D

DO YOU WANT TO
(DÉSIREZ-VOUS)

1. CONTINUE WITH ANOTHER READING
(CONTINUER AVEC UNE AUTRE LECTURE?)
2. SEND EFF VS SPEED DATA TO FILE
(TRANSMETTRE AU FICHER LES DONNÉES
RENDEMENT-CADENCE DE POMPAGE?)
3. PLOT EFF VS SPEED CURVE
(TRACER LA COURBE RENDEMENT-CADENCE DE POMPAGE?)
4. PRINT OUT THE EFF VS SPEED TABLE
(IMPRIMER LA TABLE RENDEMENT-CADENCE DE POMPAGE?)
5. EXIT TO MENU F
(PASSER AU MENU F?)

TYPE IN THE NUMBER OF YOUR CHOICE **5 (CR)**
(TAPEZ LE NUMÉRO CHOISI)

MENU F

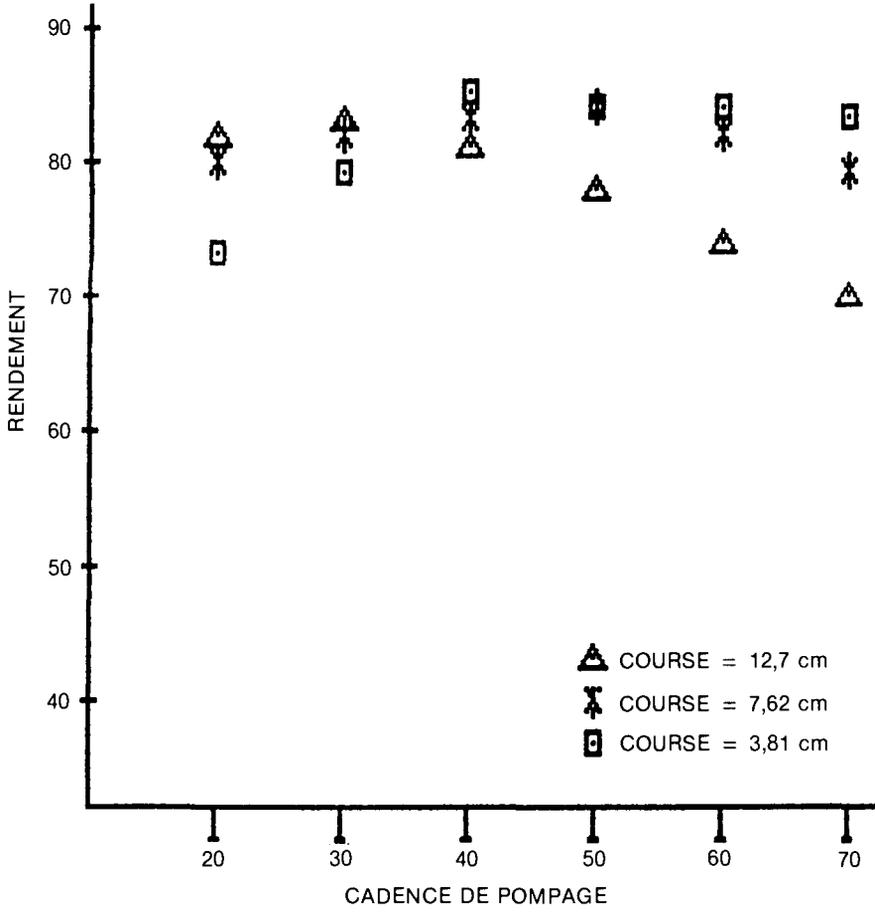
DO YOU WANT TO
(DÉSIREZ-VOUS)

1. RECALIBRATION OF PROOF-RING
(RÉÉTALONNER L'ANNEAU DE MESURE?)
2. START FRESH TEST OR TO RETRIEVE DATA FROM FILE
(COMMENCER UN NOUVEAU TEST OU EXTRAIRE LES DONNÉES
DU FICHER?)
3. EXIT FROM PROGRAM
(SORTIR DU PROGRAMME?)

TYPE IN THE NUMBER OF YOUR CHOICE **3 (CR)**
(TAPEZ LE NUMÉRO CHOISI)

Exemple d'imprimé pour un ensemble de tests complet

RENDEMENT MÉCANIQUE (%) EN FONCTION DE LA CADENCE DE POMPAGE (CYCLES/MIN) POUR UNE CHARGE HYDRAULIQUE DE 612cm



ANNEXE C

Feuilles de collecte de données de contrôle sur le terrain

FORMULE A : CARACTÉRISTIQUES DU PUIITS ET DE LA POMPE

Partie I

Date: _____

PUIITS

1. Numéro d'identification :
2. Emplacement géographique :
3. Type : creusé/foré/forcé :
4. Diamètre du cuvelage du puits :
5. Matériau du cuvelage :
6. Caractéristiques spéciales
(système de filtrage/crépines, etc.) :
7. Profondeur du puits :
8. Profondeur de la nappe phréatique
par rapport au niveau du sol :
9. Date de construction du puits ou âge
approximatif :
10. Usage de l'eau : lavage, bain,
cuisine, consommation :
11. Propriétés de l'eau :
- a) chimiques :
 - (i) pH :
 - (ii) Dureté :
 - (iii) Autres caractéristiques :

- b) physiques :
 - (i) Couleur :
 - (ii) Goût :
 - (iii) Odeur :
 - (iv) Autres observations :
- c) microbiologiques :
- 12. Caractéristiques aquifères :
- 13. Distance du foyer le plus rapproché et du foyer le plus éloigné utilisant le puits :
- 14. Nombre approximatif de foyers desservis :
- 15. Population approximative desservie :
- 16. Observations (s'il y a lieu) :

PARTIE II : POMPE

- 1. Numéro d'identification :
- 2. Type :
- 3. Pays du fabricant :
- 4. Diamètre du corps de la pompe :
- 5. Course moyenne du piston :
- 6. Cadence moyenne de pompage :
- 7. Débit moyen :
- 8. Rendement volumétrique :
- 9. Rendement mécanique :
- 10. Avantages mécaniques du système de leviers :
- 11. Accessoires servant au contrôle :
- 12. Profondeur de pénétration du tuyau d'extraction (par rapport au niveau du sol) :
- 13. Observations (s'il y a lieu) :

FORMULE B : FEUILLE DES DONNÉES RECUEILLIES LORS DE LA VISITE À L'EMPLACEMENT

Date :

Numéro d'identification de la pompe :

B.1 RENDEMENT MÉCANIQUE

1. Déplacement cumulé du piston :

1.1 Valeur indiquée présentement
par le compteur :

Valeur indiquée à la lecture
précédente :

Augmentation du déplacement cumulé
depuis la dernière visite le(date)

1.2 Diamètres des anneaux du compteur: (i)..... (ii).....

Moyenne :

1.3 Constante d'étalonnage du compteur:

1.4 Déplacement cumulé du piston :

pourjours

1.5 Observations :

.....

.....

.....

2. Niveau statique de la nappe phréatique :

3. Rendement volumétrique : (à une course de piston et une cadence de pompage standard)

3.1 Volume calculé de l'eau déversée par cycle standard :

3.2 Volume standard utilisé :

3.3 Nombre calculé de cycles standard requis
pour remplir le volume standard :

- 3.4 Nombre réel de cycles requis pour remplir le volume standard :
- (i) (ii)
- (iii)..... Moyenne :
- 3.5 Rendement volumétrique :
4. Vérification des lectures :
- 4.1 Valeur indiquée par le compteur
- au début (i) (ii) (iii)
- à la fin (i) (ii) (iii)
- des tests de rendement volumétrique
- 4.2 Différence moyenne des valeurs indiquées :
- 4.3 Déplacement total moyen du piston
(test de rendement volumétrique) :
- 4.4 Nombre équivalent de cycles standard du piston :
- 4.5 Rendement volumétrique :
5. Rendement mécanique :
- Fixer le traceur mécanique entre l'extrémité supérieure de la tige du piston et le raccordement au bras de levier. Tracer une boucle force-déplacement.
- 5.1 Aire de la boucle force-déplacement (mesurée à l'aide d'un planimètre mécanique) :
- 5.2 Constante d'étalonnage du traceur mécanique :
- 5.3 Rendement mécanique :
6. Observations :
-
-
-
-

B.3 MESURES DE L'USURE

1. L'usure a (n'a pas) été mesurée

2. Pièces du système de levier :

2.1 Guide en bois supérieur

(i) diamètre à 0°

(a)

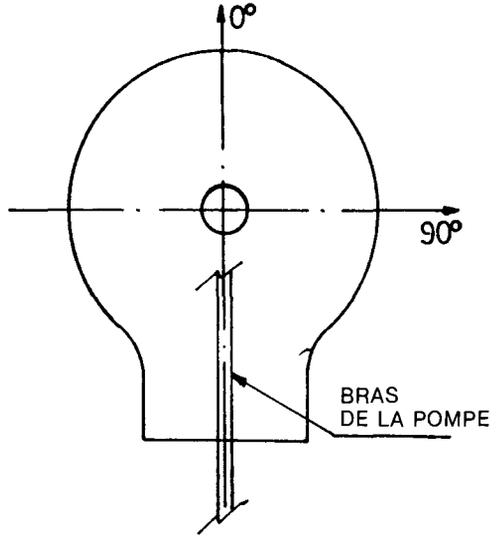
(b)

(ii) diamètre à 90°

(a)

(b)

Moyenne :



2.2 Tige du piston

(i) diamètre à 0°

(a)..... (b)..... (c)..... (d).....

(ii) diamètre à 90°

(a)..... (b)..... (c)..... (d).....

Moyenne :

Commentaires :

3. Piston

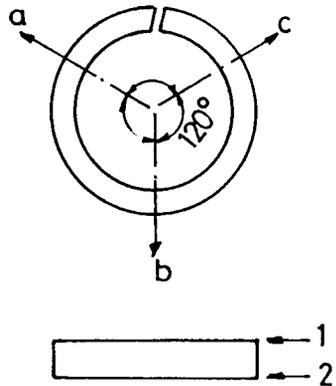
3.1 Épaisseur des segments de piston

(i) Segment supérieur

(a1)..... (a2).....

(b1)..... (b2).....

(c1)..... (c2).....



(ii) Segment inférieur

(a1)..... (a2).....

(b1)..... (b2).....

(c1)..... (c2).....

Commentaires :
.....
.....

3.2 Siège de clapet (jauge de profondeur)

(a)..... (b).....

(c)..... (d).....

(e)..... (f)..... Moyenne :

3.3 Diamètre du piston

(i) Diamètre d_1

(a)..... (b).....

(c).....

Moyenne :

(ii) Diamètre d_2

(a)..... (b).....

(c).....

Moyenne :

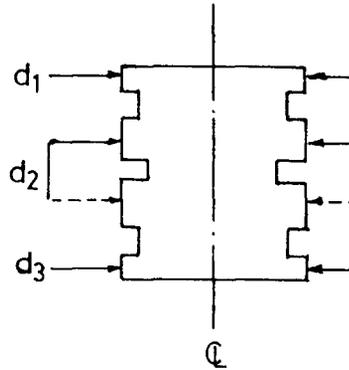
(iii) Diamètre d_3

(a)..... (b).....

(c).....

Moyenne :

Commentaires :
.....



3.4 Épaisseur de la plaque du clapet

Épaisseur normale

(a)..... (b).....

(c).....

Moyenne :

À la rainure

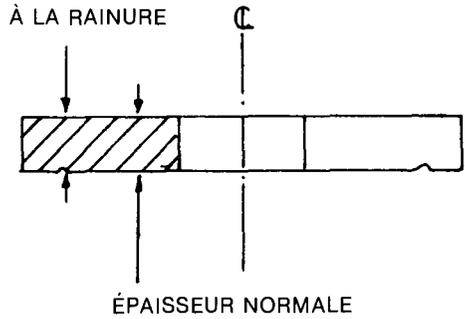
(a)..... (b).....

(c).....

Moyenne :

Commentaires :

.....



4. Clapet de pied

4.1 Siège du clapet (jauge de profondeur)

(a)..... (b).....

(c)..... (d).....

(e)..... (f)..... Moyenne :

4.2 Épaisseur de la plaque du clapet

Épaisseur normale

(a)..... (b).....

(c).....

Moyenne :

À la rainure

(a)..... (b).....

(c).....

Moyenne :

5. Observations sur la mesure de l'usure :
-
-
-
-
-

B.4 RENSEIGNEMENTS SUR LES UTILISATEURS

Les données suivantes ont (n'ont pas) été obtenues d'un utilisateur responsable durant cette visite.

1. Description de l'utilisateur : Âge : Sexe :
- Occupation :
- Autres renseignements :
-
2. Durée d'immobilisation :
3. Usages de l'eau : lavage, bain, cuisine, consommation
autre :
4. Autres sources d'approvisionnement en eau :
-
5. Commentaires/Plaintes/Suggestions :
-
-
-
-
-
-

FORMULE C : DÉFAILLANCES ET RÉPARATIONS

Date :

Numéro d'identification de la pompe :

1. Temps consacré aux réparations :

(a) Heure du début des opérations :

(b) Heure de l'arrêt des opérations :

2. Durée d'immobilisation :

3. Description des défaillances :
.....
.....
.....

4. Description des réparations :
.....
.....
.....
.....

5. Personnel / moyen de transport utilisé :

(a) Type de véhicule :

(b) Distance approximative aller-retour à partir de la base :

(c) Noms des membres du personnel	Fonction
.....
.....
.....

