

Résultats de mesures d'une même pompe hydrostatique sur plusieurs banc d'essais

Citation for published version (APA):

Schlösser, W. M. J. (1969). Résultats de mesures d'une même pompe hydrostatique sur plusieurs banc d'essais. *Energie fluide et lubrification. Hydraulique pneumatique et asservissements*, 8(9), 69-74.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1969

Document Version:

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

Please check the document version of this publication:

- A submitted manuscript is the version of the article upon submission and before peer-review. There can be important differences between the submitted version and the official published version of record. People interested in the research are advised to contact the author for the final version of the publication, or visit the DOI to the publisher's website.
- The final author version and the galley proof are versions of the publication after peer review.
- The final published version features the final layout of the paper including the volume, issue and page numbers.

[Link to publication](#)

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal.

If the publication is distributed under the terms of Article 25fa of the Dutch Copyright Act, indicated by the "Taverne" license above, please follow below link for the End User Agreement:

www.tue.nl/taverne

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us at:

openaccess@tue.nl

providing details and we will investigate your claim.

QUE VALENT LES RÉSULTATS DE NOS MESURES AU BANC D'ESSAI ?

Résultats de mesures d'une même

POMPE HYDROSTATIQUE sur plusieurs bancs d'essais

par Prof. Dr. Ir. W.M. SCHLÖSSER

TOUS LES UTILISATEURS savent aujourd'hui que la qualité d'une pompe hydraulique ou d'un moteur peut, entre autres, être mesurée par son rendement. L'utilisateur peut vérifier les rendements déterminés η_{tot} , η_{mh} et η_{vol} dans les catalogues et publications adéquats et se guider en conséquence. Dans la majorité des cas, on les trouve sous forme de diagrammes, sans explications concernant leurs écarts-types, ni les méthodes de leur détermination.

C'est à l'appui de ces données que l'utilisateur fixe la puissance de son entraînement. S'il s'avère, à l'usage, que son modèle est moins bon que prévu, il lui vient des doutes au sujet des données utilisées. Sa réaction se traduit par une réclamation auprès du constructeur et, si l'objet du litige n'est pas endommagé, par une demande de contrôle. Si le contrôle est en contradiction avec les données de base, le différend ne peut être réglé qu'en justice. L'objet du litige passe pour un « mauvais » achat.

Dans quelques cas, un doute vient à l'esprit : la technique de mesure et le procédé de calcul peuvent-ils susciter des différences importantes ? La comparaison des bancs d'essai, utilisés en pratique, fait surtout ressortir la grande différence de leur installation. Les méthodes de mesure appliquées au banc d'essai présentent de telles différences entre elles que leur influence sur le résultat de mesure est généralement indiscutable.

Outre la question de la technique de mesure, le modèle servant au calcul des rendements est généralement différent d'une usine à l'autre, bien que le C.E.T.O.P. ait élaboré des recommandations détaillées à ce sujet. A cet effet, on constatera que les différences les plus importantes résident dans la définition du volume balayé W_{th} . Le calcul — éventuellement incorrect — de W_{th} donne une déformée du rendement volumétrique et hydromécanique.

Pour tirer nettement ces différences au clair, la chaire de Technique d'Entraînement de la « Technische Hochschule » d'Eindhoven a entrepris de faire

mesurer la même pompe sur des bancs d'essai différents et d'en comparer les résultats. Ces résultats feront l'objet de la discussion de la présente publication. Son but est d'encourager à donner une nouvelle impulsion au domaine déconsidéré de la technique de mesure dans l'hydraulique. Les aperçus de la série d'essais indiquent clairement qu'il existe là un domaine demandant, par l'intermédiaire du C.E.T.O.P., une formulation normalisée.

Définition de conditions initiales normalisées pour le déroulement de la série d'essais

Six participants constituaient le groupe des constructeurs et utilisateurs, pour la série d'essais. Le déroulement du contrôle a été organisé de façon qu'aucun des participants ne connaisse le nom des autres. L'objet de mesure choisi était une pompe n'ayant pas été fabriquée par une entreprise industrielle occidentale. Sa puissance maximale était de 14 kW. Les séries d'essais étaient effectuées avec une différence de pression de 0 à $80 \cdot 10^5$ (N/m²) et une vitesse de rotation de 1500 tr/mn. La viscosité a été maintenue par tous les participants dans une gamme de température de 40 à 46 °C.

Pour garantir le déroulement irréprochable des épreuves individuelles, chaque participant avait reçu un procès-verbal normalisé, dans lequel étaient notées les prescriptions de montage de la pompe et le déroulement de l'essai. Le procès-verbal devait servir à éviter un mauvais branchement de la pompe et sa surcharge. Chaque contrôleur devait noter, sur les procès-verbaux individuels, ses résultats de mesure, la construction schématisée de son banc d'essai, la catégorie de qualité et le dernier étalonnage des appareils de mesure utilisés. Il n'y a pas eu d'uniformisation plus poussée, sinon la comparaison des bancs d'essais entre eux aurait perdu son objectivité.

Résultats

concernant la caractéristique de la pompe au début et à la fin de la série d'essais

Le participant 1 a été le premier à effectuer la mesure de rendements sur son banc d'essai. Le principe de construction du banc d'essai est illustré par le schéma électrique de la figure 1. En outre, les méthodes de détermination des valeurs de mesure sont schématiquement indiquées. La série d'essais des autres participants ayant été terminée, avec une différence de durée de marche de 300 heures environ, une nouvelle mesure de la caractéristique de la pompe a été faite sur le même banc d'essai, avec le même appareillage. Les rendements totaux des deux mesures sont indiqués en figure 2. La désignation « 1a » correspond à la mesure en début de série et la désignation « 1b » à la mesure à la fin des essais.

L'écart-type, déterminé à partir des douze valeurs de mesure, était de $\pm 0,04\%$ pour la vitesse de rotation, de $\pm 0,25\%$ pour la différence de pression, $\pm 0,1\%$ pour le débit et de $\pm 0,7\%$ pour le couple de rotation. Il en résulte, pour le rendement total, un écart-type de $\pm 0,8\%$ à $80 \cdot 10^5$ (N/m²). Avec pression de $20 \cdot 10^5$ (N/m²), l'écart-type des valeurs de mesure était de $\pm 1,4\%$. L'écart-type — tel qu'il est déterminé pour les mesures « 1a » et « 1b » seule-

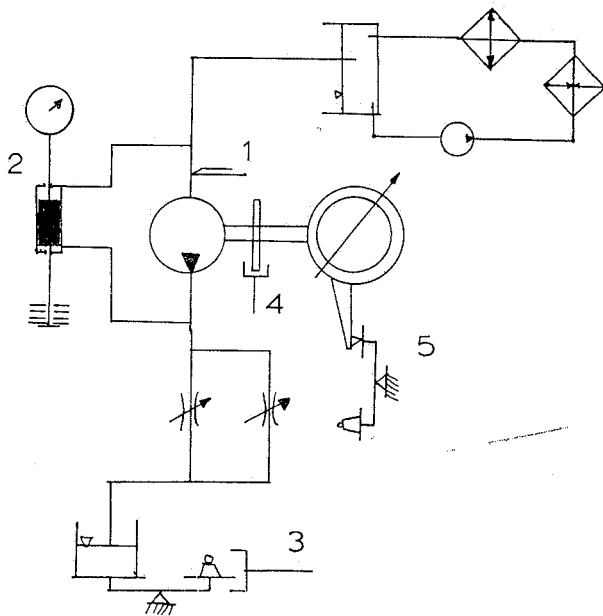


Fig. 1. Schéma électrique et appareils de mesure utilisés pour les essais « 1a » et « 1b » :

Entraînement : moteur asynchrone à réglage en variation continue.

Puissance : 18,5 kW.

Temps de mesure, essai 1 : environ 30 s ; **essai 2 :** 10 s.

Viscosité : $\mu = 45$ cP.

Essai 1 :

1. Température : thermomètre à mercure (25-65 °C).
2. Différence de pression : balance à différence de pression mécanique.
3. Débit : poids standard de l'huile avec chronométrage numérique.
4. Vitesse de rotation : lecture numérique (10 s) par disque perforé.
5. Couple de rotation : couple de réaction du moteur d'entraînement.

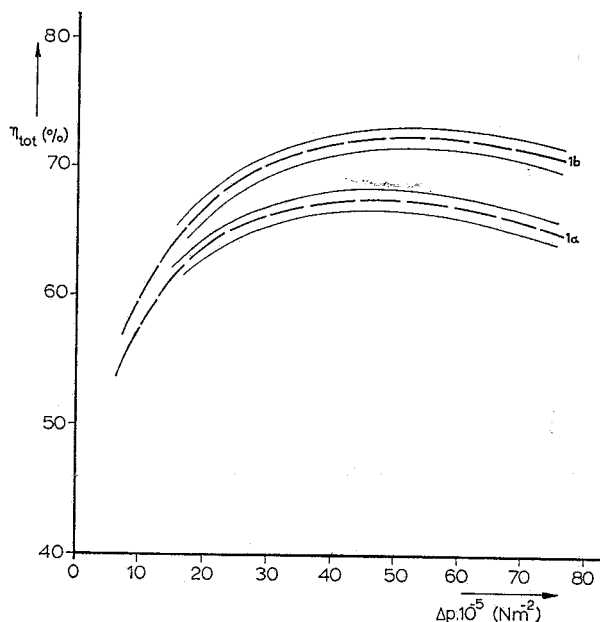


Fig. 2. Variation dans le temps du rendement total n_{tot} , après durée de marche de 300 heures environ, selon mesures « 1a » et « 1b ».

ment — ne peut fournir aucun renseignement sur la précision du banc d'essai. Il ne fournit de renseignements que sur l'écart-type global à attendre, sur la base des appareils de mesure, de la précision de réglage d'un point de mesure et du comportement momentané de la pompe. L'évolution dans le temps de la pompe ne s'explique pas par la valeur de l'écart-type sur le banc d'essai 1.

On constate également qu'utilisant les mêmes appareils de mesure et les mêmes méthodes d'étalonnage, la différence entre la courbe « 1a » et la courbe « 1b » ne s'explique pas par la variation des caractéristiques des instruments de mesure.

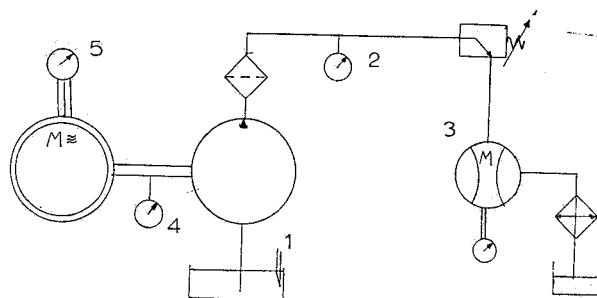


Fig. 3. Schéma électrique des appareils de mesure utilisés pour l'essai 2 :

Entraînement : moteur asynchrone non réglable.

Puissance : 37/25 kW.

Temps de mesure : 30 s.

Viscosité : 42-47 cP.

Essai 2 :

1. Température : télé-thermomètre.
2. Différence de pression : manomètre à ressorts contre l'atmosphère (0 à 100 kg/cm²).
3. Débit : mesure de la vitesse de rotation par compteur à piston axial.
4. Vitesse de rotation : tachymètre de sondage.
5. Couple de rotation : calculé à partir de la puissance électrique consommée, par graphique d'étalonnage pour le moteur et la vitesse de rotation.

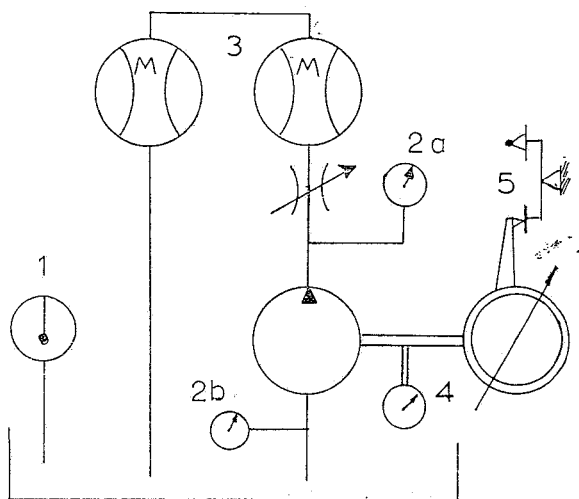


Fig. 4. Schéma électrique et appareils de mesure utilisés pour l'essai 3 :

Entraînement : moteur à balancier asynchrone réglable.

Viscosité : 45 cP.

Puissance : 30 kW, $n = 2940; 1470; 975; 485$ tr/mn.

Temps de mesure : inconnu.

1. Température : thermomètre au mercure (0-100 °C).
2. Différence de pression : a) manomètre 0-100 kg/cm².
3. Débit : deux compteurs à roues ovales, mesure de rotation.
4. Vitesse de rotation : tachymètre de sondage, tachogénérateur à lecture numérique.
5. Couple de rotation : couple de réaction du moteur d'entraînement, par balance.

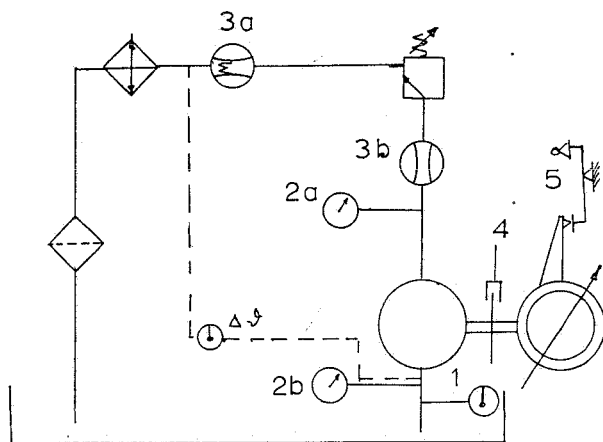


Fig. 5. Schéma électrique et appareils de mesure utilisés pour l'essai 4 :

Entraînement : moteur à courant continu réglable.

Puissance : 37 kW.

Temps de mesure : inconnu.

Viscosité : 45 cP.

1. Température : thermomètre à résistance 0-150 °C, mesure de la différence de température.
2. Différence de pression : a) manomètre à ressorts (0-100 kg/cm²); b) manomètre à tube en U.
3. Débit : a) compteur à piston axial; vitesse de rotation déterminée par disque denté; b) turbine de mesure : lecture numérique de la rotation par compteur.
4. Vitesse de rotation : numérique par disque denté, indication numérique.
5. Couple de rotation : couple de réaction du moteur d'entraînement, indiqué par balance.

Résultat du rendement total pour toute la série d'essais

Pendant la période séparant les deux essais précités, les cinq autres entreprises ont mesuré la caractéristique de la pompe sur leurs bancs d'essai. Les schémas électriques des figures 3 à 7 indiquent le principe de construction des bancs d'essai et les méthodes de mesure.

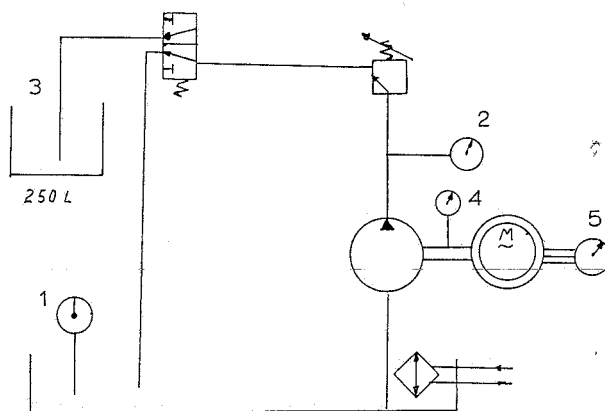


Fig. 6. Schéma électrique et appareils de mesure utilisés pour l'essai 5 :

Entraînement : moteur asynchrone non réglable.

Puissance : 15 kW.

Temps de mesure : inconnu.

Viscosité : 46,6 cP.

1. Température : thermomètre gradué sur tige (0-150 °C).
2. Différence de pression : manomètre de précision (0-100 kg/cm²).
3. Débit : récipient gradué, détermination du remplissage avec temps de mesure de 150 s.
4. Vitesse de rotation : tachymètre de sondage.
5. Couple de rotation : mesure de la puissance électrique réelle du moteur d'entraînement, corrigée par la courbe de rendement du moteur et la vitesse de rotation.

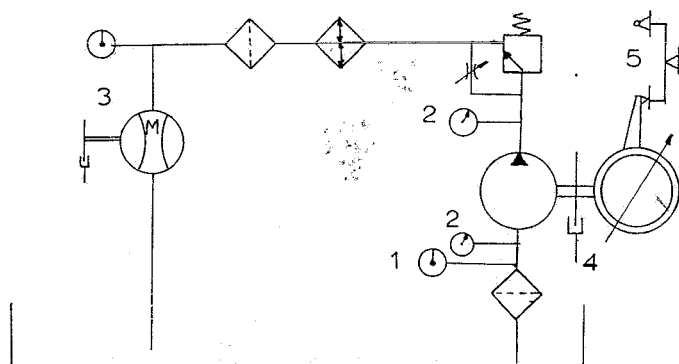


Fig. 7. Schéma électrique et appareils de mesure utilisés pour l'essai 6 :

Entraînement : moteur à courant continu réglable, alimenté par groupe Léonard.

Puissance : 15 kW.

Viscosité : 44,9 cP.

Temps de mesure : 26 s.

1. Température : télé-thermomètre à contact (0-120 °C).
2. Différence de pression : manomètre de précision à haute pression (0-160 kg/cm²).
3. Débit : compteur à roues ovales, mesure de rotation numérique par disque denté, indication numérique.
4. Vitesse de rotation : mesure numérique par roue dentée, indication numérique.
5. Couple de rotation : couple de réaction du moteur d'entraînement, mesuré par banc-balance.

La séquence d'essais a été numérotée de 2 à 6. La figure 8 illustre les courbes de rendement total, déterminées par tous les participants. La zone d'évolution dans le temps, résultant des deux mesures précitées, est indiquée par des traits hachurés. Il ressort de la figure 8 que la mesure des rendements donne des différences considérables.

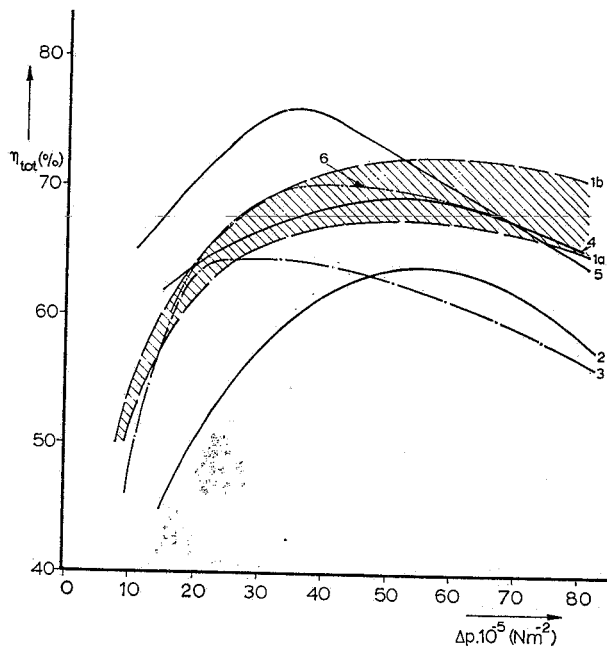


Fig. 8. Rendements totaux déterminés de la série d'essais.

Evaluation des résultats d'essai du rendement hydromécanique et volumétrique

Une définition précise du volume balayé est la condition préalable à l'évaluation du rendement hydromécanique et volumétrique. Comme le calcul des résultats de mesure était laissé aux soins des six contrôleurs, il faut traiter plus en détail de la détermination du volume balayé. Les termes employés indiquent déjà clairement que l'on est ici en présence de notions fort différentes : volume balayé théorique, volume géométrique débité, volume idéal débité, volume maximal balayé, volume débité V_o , volume théorique balayé W_{th} .

Pour l'évaluation des mesures au banc d'essai 1, le calcul a été fait avec le volume balayé théorique :

$$W_{th} \text{ } \text{\textcircled{O}} = 30,60 \left(\frac{\text{cm}^3}{\text{tour}} \right)$$

(G. Toet traitera sous peu de la méthode et du terme $W_{th} \text{ } \text{\textcircled{O}}$ dans une publication).

Le contrôleur 2 n'a pas effectué son calcul des rendements. Il a été fait par les auteurs. Comme le contrôleur n'a pas mentionné de méthode pour la détermination du volume balayé, les auteurs ont déterminé, à partir du débit maximal avec différence de pression nulle, la valeur :

$$V_{max} = \frac{Q_{eff}}{n}$$

La raison du choix de cette méthode est basée sur le fait que, sur un banc d'essai sans variation de la vitesse de rotation — tel que celui utilisé pour l'essai 2, — il n'existe pas d'autre possibilité pour la détermination approchée du volume théorique balayé.

Le contrôleur 3 définit le volume débité idéal à partir de deux mesures de débit volumétrique, avec vitesse de rotation variable :

$$V_{id} = \frac{Q_{e1} - Q_{e2}}{n_1 - n_2}$$

Normalement, le contrôleur 4 utilise, pour son évaluation, le volume débité théorique (géométrique). Aucun des chercheurs ne connaissant d'avance cette valeur, il a utilisé, pour cet essai, la valeur de débit maximal avec la plus petite différence de pression par la pompe, divisée par la vitesse de rotation :

$$V_{th} = \frac{Q_{max}}{n}$$

Il a été possible au contrôleur 5 d'effectuer le calcul de n_{vol} et de n_{mh} avec un volume balayé théorique inconnu. Toutefois, pour que les résultats de mesure ne soient pas perdus, les auteurs ont ultérieurement calculé ces valeurs. Ils ont, pour cela, déterminé le volume débité idéal, à partir des mesures « 1a », selon la recommandation RP 8 H de 1966 du C.E.T.O.P., soit :

$$V_i = \frac{\Delta Q_e}{\Delta n}$$

avec pression de travail de $60 \cdot 10^5$ (N/m²).

Dans la série d'essais 6, le procédé pour la détermination du volume débité V_o n'est pas indiqué. La valeur de calcul utilisée est :

$$V_o = 30,8 \left(\frac{\text{cm}^3}{\text{tour}} \right)$$

Le tableau 1 indique toutes les valeurs déterminées

Tableau 1

Contrôleur	Volume balayé $\left(\frac{\text{cm}^3}{\text{tour}} \right)$
1	30,60
2	30,92
3	31,0
4	31,48
5	31,10
6	30,80

Selon les recommandations RP 8 H-1966 du C.E.T.O.P., on détermine le volume débité idéal V_i à partir de deux mesures du débit volumétrique effectif, à différentes vitesses de rotation :

$$V_i = \frac{\Delta Q_e}{\Delta n}$$

La différence de pression par la pompe doit donc être supérieure à zéro.

Pour la mesure « 1a », le volume débité idéal, correspondant aux différences de pression réglées, a été déterminé de cette façon. Le tableau 2 indique les

valeurs trouvées. Il en ressort nettement que le volume débité — lorsqu'il est déterminé selon cette méthode — dépend de la pression.

Tableau 2

$p(N/m^2)$	Volume balayé ($\frac{cm^3}{tour}$)
$10 \cdot 10^5$	30,85
$20 \cdot 10^5$	30,71
$40 \cdot 10^5$	30,90
$60 \cdot 10^5$	31,10
$80 \cdot 10^5$	31,51

L'écart en pourcentage des volumes balayés théoriques ΔW est porté sur l'ordonnée de la figure 9. Les écarts des valeurs obtenues avec la méthode recommandée C.E.T.O.P. figurent en fonction de la différence de pression sur la branche gauche de l'abscisse. Les volumes balayés se rapportent à la valeur théorique minimale W_{th} de $30,6 \left(\frac{cm^3}{tour}\right)$ (contrôleur 1).

Les écarts en pourcentage des volumes balayés, par rapport à la valeur minimale, sont portés sur la branche droite de l'abscisse, pour chaque contrôleur de 1 à 6.

En outre, l'écart maximal et minimal possible a été porté sur la moitié gauche du graphique, ce qui limite la dispersion possible, selon la recommandation du

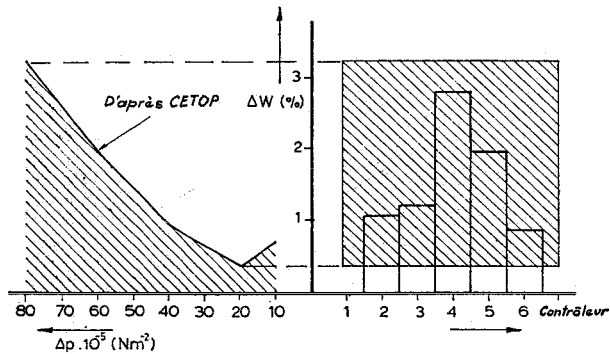


Fig. 9. Ecart en pourcentage du volume balayé, selon recommandation de la C.E.T.O.P., et écart en pourcentage de tous les volumes balayés théoriques, par rapport à la valeur minimale de l'essai « 1a ».

C.E.T.O.P. La figure 9 indique que, à l'intérieur de la différence de pression de $80 \cdot 10^5 (N/m^2)$, la valeur définie par le C.E.T.O.P. peut varier de 3 %. Avec une différence de pression supérieure, il faudrait s'attendre à un écart de plus de 3 %, en fonction de la tendance à l'accroissement. Toutes les valeurs de volume balayé théorique des participants sont situées dans les limites de la norme C.E.T.O.P. On peut dire, par conséquent, que, pour cette mesure jusqu'à $80 \cdot 10^5 (N/m^2)$, les méthodes de calcul « privées » des contrôleurs ne concordent pas plus mal que la norme C.E.T.O.P.

Courbe déterminée pour le rendement hydromécanique et volumétrique

La variation dans le temps des mesures « 1a » et « 1b » au banc d'essai 1 est portée en figure 10 avec le volume balayé théorique calculé W_{th} pour η_{mh} .

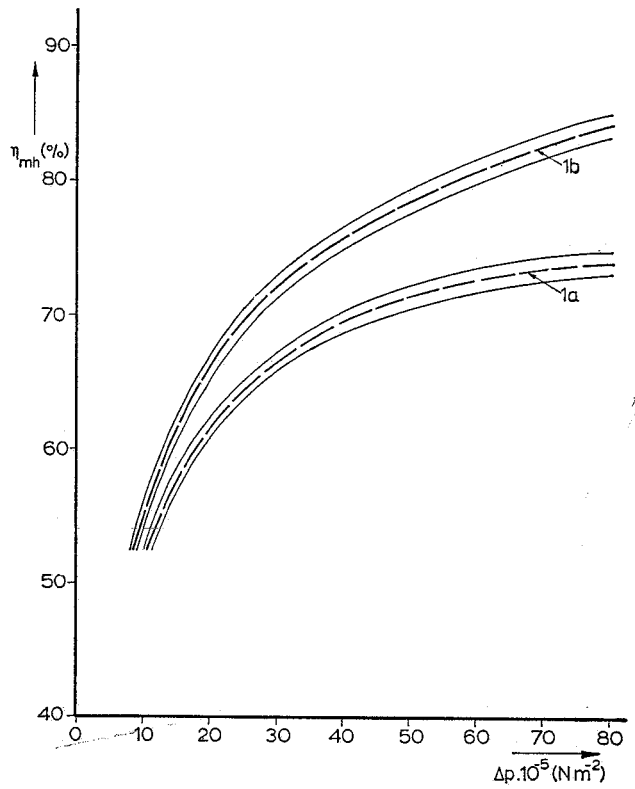


Fig. 10. Variation dans le temps du rendement hydromécanique de la pompe, selon mesures « 1a » et « 1b ».

L'écart-type est donc de $\pm 0,75 \%$ pour $80 \cdot 10^5 (N/m^2)$ et de $\pm 1,2 \%$ pour $20 \cdot 10^5 (N/m^2)$. Il en résulte la figure 11 pour le rendement volumétrique, avec un écart-type de $\pm 0,12 \%$. La valeur de l'écart-type est alors si minime qu'il est difficile de la faire apparaître en figure 11.

La figure 12 indique les rendements hydromécaniques, calculés avec les volumes balayés théoriques, selon le tableau 1. La figure 13 illustre les rendements volumétriques de tous les participants. Le domaine de variation de la pompe, selon mesures « 1a » et « 1b », est indiqué en traits hachurés.

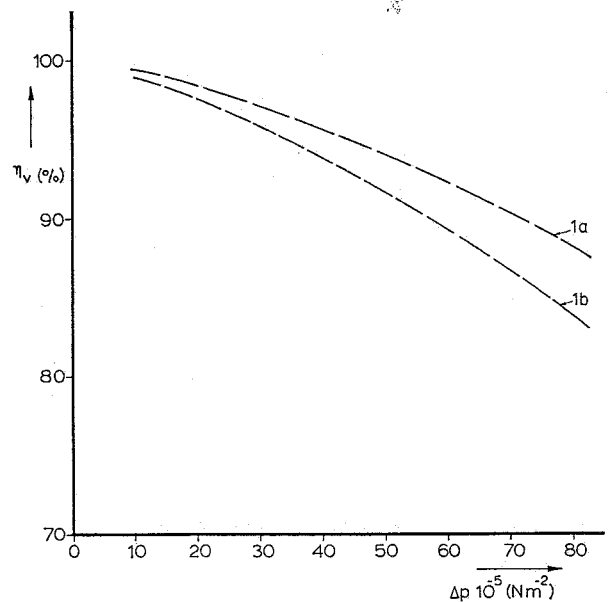


Fig. 11. Variation dans le temps du rendement volumétrique de la pompe, selon mesures « 1a » et « 1b ».

On constate également, à l'appui des figures 12 et 13, que les différences de rendement hydro-mécanique et volumétrique sont considérables. Un technicien, considérant les courbes de rendement, individuellement mesurées, ne peut qu'en tirer des conclusions totalement différentes concernant les caractéristiques déterminées de la pompe.

Conclusions de la série d'essais effectuée

1. Chacune des courbes de mesure déterminées est le résultat d'un banc d'essai différent. Les résultats diffèrent entre eux. Aucun de ces résultats ne peut prétendre à une précision absolue.
2. Les différences des courbes de mesure sont telles qu'elles permettent des conclusions totalement différentes sur les rendements et la caractéristique de la pompe.

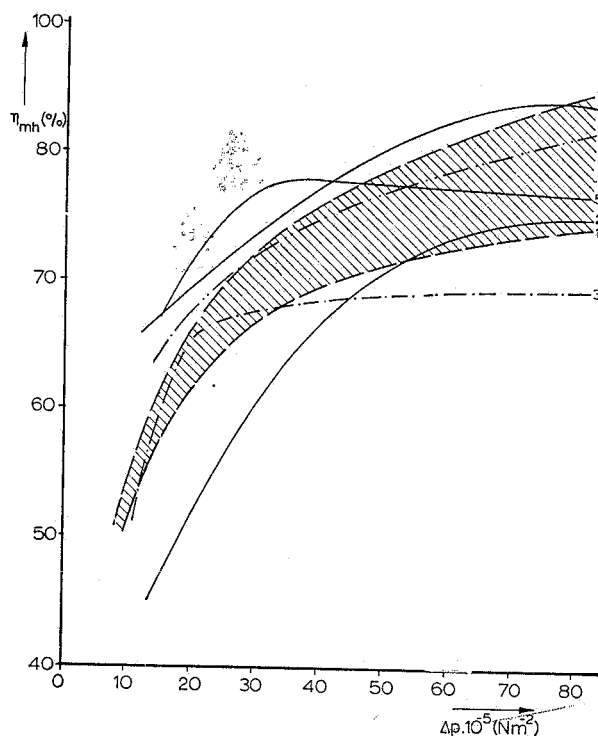


Fig. 12. Rendements hydromécaniques déterminés de la série d'essais.

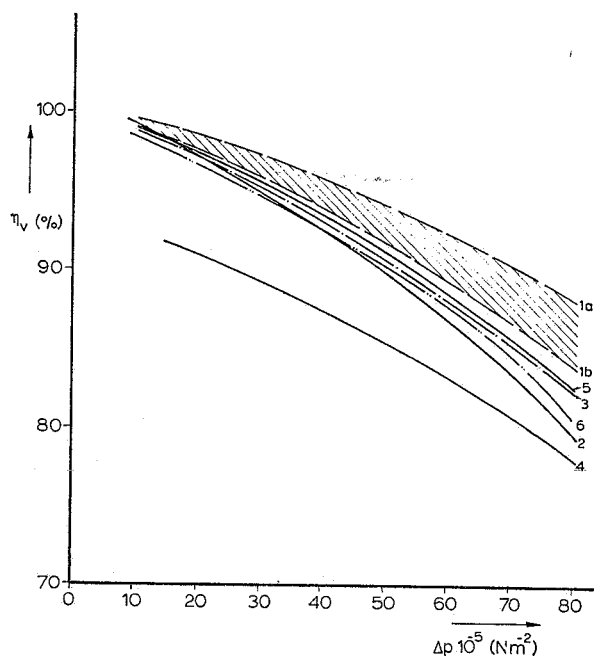
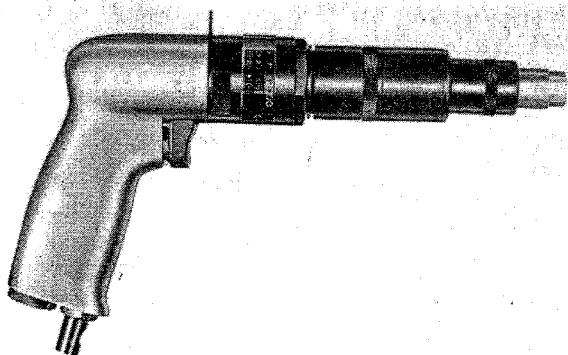


Fig. 13. Rendements volumétriques déterminés de la série d'essais.

3. Cette faible valeur indicative des mesures devrait conduire à revoir les méthodes de mesure utilisées jusqu'à présent.
4. Il est certain que les différences des résultats doivent être partiellement attribuées aux grandes différences d'installation des bancs d'essai. Des mesures de standardisation de ces installations sont donc indiquées et pourraient être étudiées par le C.E.T.O.P.
5. La diversité des méthodes d'évaluation des valeurs de mesure est aussi, en partie, une raison des grandes différences des courbes de mesure. La détermination du volume balayé de la pompe, en particulier, repose sur un principe, rendu archaïque par les conceptions nouvelles. Ici également, le C.E.T.O.P. pourrait accomplir un travail primordial.

Nous remercions chaleureusement les firmes qui ont effectué des mesures sur leurs bancs d'essai, aux termes d'une collaboration bénévole. (Réf. S 709.)

VISSEUSE PNEUMATIQUE (Type T8)



Visseuse pneumatique type T8

Cette nouvelle série de visseuses Pneuglobe bénéficie d'une nouvelle conception qui les rend plus légères, plus silencieuses et plus puissantes à couple égal, donc plus rapides que les visseuses pneumatiques conventionnelles.

Quatre types sont proposés : pour des capacités de vissage de \varnothing 5 à 8 mm dans l'acier, avec des vitesses allant de 500 à 2000 tr/mn.

Ces visseuses sont fournies, en version standard avec poignée-revolver et, sur demande, à corps droit et tête bouton-poussoir, ou bien à corps droit et tête à gâchette longitudinale, ou encore à corps droit et tête d'admission directe.

Un anneau de suspension orientable permet l'accrochage de la machine à un équilibreur à câble pour travaux à poste fixe, et sur chaîne de fabrication.