

# Le rendement volumétrique des pompes à déplacement

**Citation for published version (APA):**

Hilbrands, J. W., & Schlösser, W. M. J. (1966). Le rendement volumétrique des pompes à déplacement. *Hydraulique pneumatique et asservissements*, 37-44.

**Document status and date:**

Gepubliceerd: 01/01/1966

**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](http://www.tue.nl/taverne)

**Take down policy**

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

[openaccess@tue.nl](mailto:openaccess@tue.nl)

providing details and we will investigate your claim.

# Le rendement volumétrique des pompes à déplacement

par le Prof. **W. M. J. SCHLOSSER** et **J. W. HILBRANDS**

## Introduction

Les jeux des diverses pièces de l'enceinte de refoulement donnent dans les pompes à déplacement un flux de coulage  $Q_s$  en fonction de la différence de pression  $\Delta p$ . Le débit réel  $Q_e$  d'une pompe à déplacement est ainsi inférieur à son débit théorique  $Q_{th}$ .

D'après /1/, on a :

$$Q_e = Q_{th} - Q_s \quad (1)$$

$$Q_e = n W_{th} - Q_s \quad (2)$$

$$Q_s = n W_{th} - Q_e \quad (3)$$

Le projeteur de pompes s'efforce par suite de toujours maintenir le flux de coulage  $Q_s$  et les pertes mécano-hydrauliques à des valeurs aussi faibles que possible. Il s'efforce donc d'adapter les pertes volumétriques et les pertes mécano-hydrauliques de façon que les pertes totales dans la pompe à déplacement soient aussi faibles que possible, ce qui suppose une connaissance précise de la nature et de la valeur du flux de coulage  $Q_s$ .

En admettant que  $Q_e$  et  $n$  sont mesurables avec une grande précision, il résulte de l'équation (3) que le calcul de  $Q_s$  impose la détermination de la cylindrée théorique  $W_{th}$  avec une précision aussi grande. L'importance d'une mesure précise de la valeur de  $W_{th}$  a par suite été traitée déjà en détail dans une publication précédente /2/. L'emploi d'une valeur erronée donne non seulement une valeur quantitativement fautive du flux de coulage  $Q_s$ , mais exerce par l'intermédiaire de la vitesse  $n$  une influence sur la valeur du flux de coulage qui peut être totalement différent.

Quelques grandeurs d'influence et le comportement du flux de coulage d'huile dans les pompes à déplacement sont présentés ci-dessous.

## Influence de la viscosité dynamique sur le flux de coulage

D'après Wilson /3/, le flux de coulage de la pompe à déplacement est indépendant de la densité du liquide débité. Selon ses considérations, la viscosité est la seule grandeur d'influence du liquide, qui devrait lors de mesures se traduire par une relation entre  $Q_s$  et  $1/\mu_1$  telle que celle indiquée par la figure 1.

Dans une étude précédente du modèle mathématique des pompes à déplacement /1/, le flux de coulage était exprimé par :

$$Q_s = \frac{\Delta p}{12 \mu_1} \sum \left( \frac{s^3 e}{1} \right) + \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho_1}} \sum (j) \quad (4)$$

La figure 2 représente  $Q_s$  en fonction de  $1/\mu_1$  dans les conditions valables pour le modèle mathématique de pompe et les figures 3, 4, 5, représentent les résultats expérimentaux correspondants.

On voit que la concordance est très grande entre le comportement réel et le comportement théorique de  $Q_s$ . Dans le domaine de température étudié ( $35^\circ \text{C} < T_1 < 55^\circ \text{C}$ ), les points expérimentaux se situent avec une très bonne approximation sur une droite, en admettant  $\Delta p = \text{constante}$ . Ce fait indique une légère influence de la température  $T_1$  d'entrée du liquide sur la valeur des interstices de fuite  $\sum (s^3 e/1)$  et  $\sum (j)$ . Ce fait souligne en outre que la viscosité dynamique  $\mu_1$  à l'entrée des interstices de fuite est réellement déterminante pour la valeur d'une partie de  $Q_s$  dans le domaine étudié. Ces considérations sont toutefois valables pour des pompes à interstices de fuite relativement grands.

Fig. 2 — Fonction  $Q_s = f(1/\mu_1)$  selon le modèle mathématique de pompe

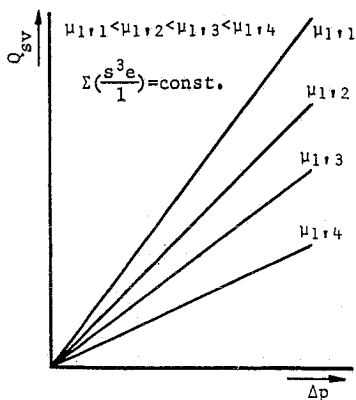
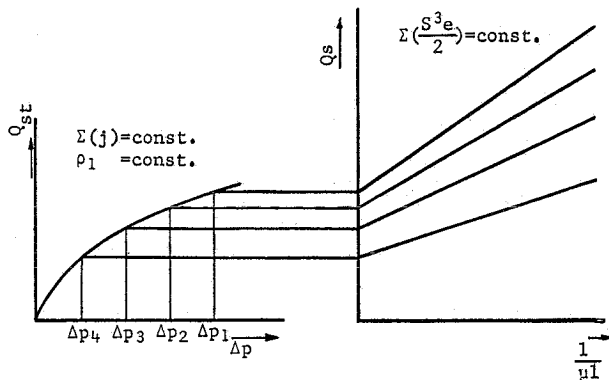


Fig. 1 — Fonction  $Q_s = f(1/\mu_1)$  d'après Wilson



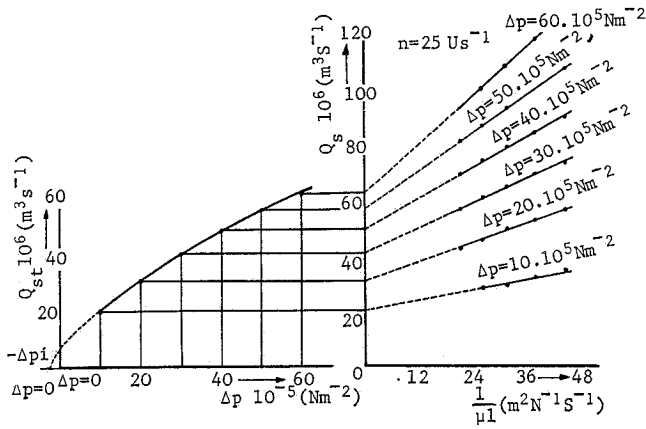


Fig. 3 — Flux de coulage mesuré sur une pompe à engrenage à denture extérieure, présentant des interstices de fuite relativement larges et une grande différence de pression  $\Delta p_i$  (voir fig. 2)

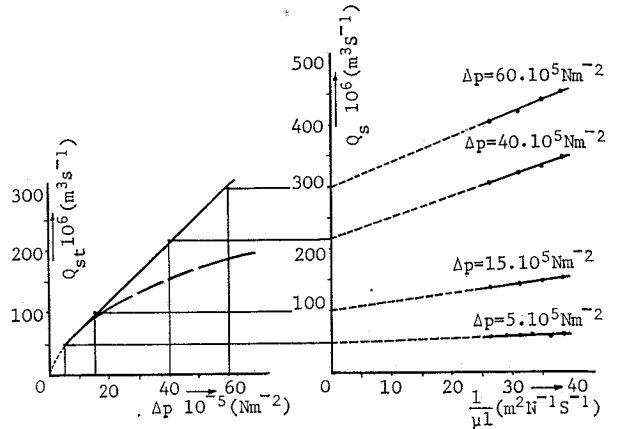


Fig. 4 — Flux de coulage mesuré sur une pompe à vis présentant des interstices de fuite relativement larges (voir fig. 2)

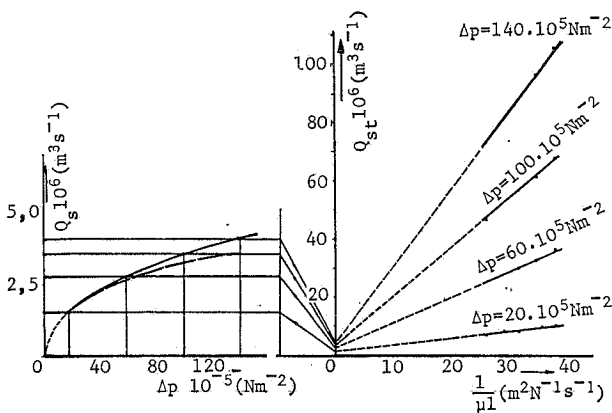


Fig. 5 — Flux de coulage mesuré sur une pompe à palettes, présentant des interstices de fuite relativement étroits

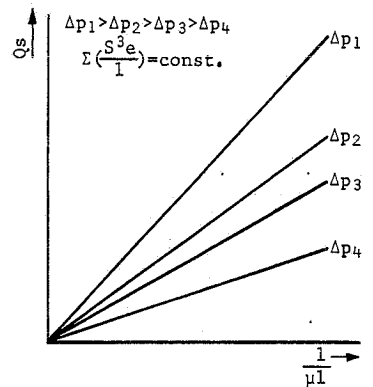


Fig. 6 — Fonction  $Q_{sv} = f(\Delta p)$  selon le modèle mathématique de pompe (voir fig. 1)

La justification mathématique de la présence du second terme dans la partie droite de l'équation (4) est la suivante : les droites  $Q_s = f(1/\mu l)$  ne passent pas par l'origine des figures 3 à 5 dans le cas  $\Delta p = \text{constante}$ . La nature de ce terme est déterminée par l'allure des courbes  $Q_{st} = f(\Delta p)$  des figures 3 à 5.

Ces mesures effectuées sur de nombreuses pompes à déplacement montrent que le modèle de Wilson pour une pompe doit être complété, ce qui a notamment conduit à ajouter le second terme à l'équation (4).

L'allure de  $Q_s$  aux figures 4 et 5 n'est pas exactement celle de la courbe théorique déterminée à partir de la figure 2 car les pompes à déplacement et l'huile ayant servi à la mesure ne correspondent pas rigoureusement aux conditions du modèle mathématique de pompe. Ce modèle permet toutefois de constater dans ces écarts des tendances qui permettront peut-être un perfectionnement ultérieur du modèle. Ces écarts sont examinés plus en détail ci-dessous.

### Séparation et nature de $Q_{sv}$ et $Q_{st}$

On a montré dans ce qui précède que

$$Q_{st} = \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho_i}} \Sigma (j) \quad (5)$$

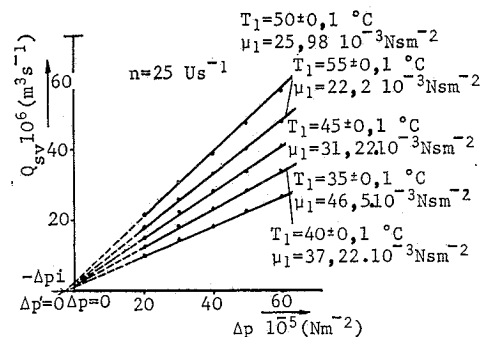
représente une fraction du flux total de coulage. Les figures 2 à 5 illustrent le comportement de  $Q_{st}$  en fonction de  $\Delta p$ .

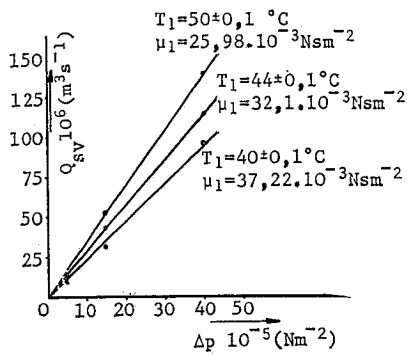
Cette relation étant connue, on peut également calculer  $Q_{sv}$  en fonction de  $\Delta p$  à l'aide de :

$$Q_{sv} = Q_s - Q_{st} \quad (6)$$

La relation  $Q_{sv} = f(\Delta p)$ , rapportée au modèle mathématique de pompe, est représentée à la figure 6. Pour des pompes à interstices de fuite relativement larges, cette variation a été déduite des valeurs expérimentales des figures 3 et 4 et représentée aux figures 7 et 8. La concordance avec la figure 6 est frappante ici aussi. Dans le cas de pompes à interstices de fuite étroits (fig. 9), on constate des écarts par rapport au comportement théorique de  $Q_{sv}$  (fig. 6). L'augmentation de  $\Sigma (s^3 e / l)$  pour des valeurs croissantes de  $\Delta p$  peut être considérée comme une des causes de ce phénomène.

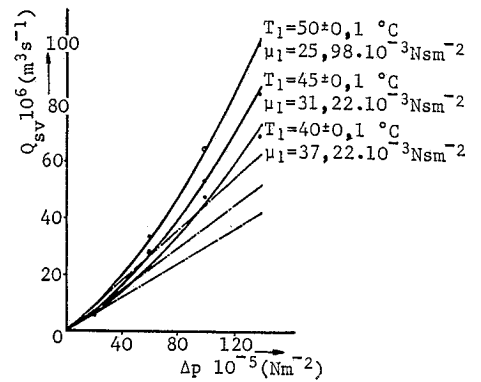
Fig. 7 — Fonction  $Q_{sv} = f(\Delta p)$  mesurée sur une pompe à engrenage à denture extérieure, présentant des interstices de fuite relativement larges et une grande résistance interne de flux  $\Delta p$  (voir fig. 6)





◀ Fig. 8 — Fonction  $Q_{sv} = f(\Delta p)$  mesurée sur une pompe à vis présentant des interstices de fuite relativement larges (voir fig. 6)

▶ Fig. 9 — Fonction  $Q_{sv} = f(\Delta p)$  mesurée sur une pompe à palettes présentant des interstices de fuite relativement étroits (voir fig. 6)



La formule montre que le flux de coulage total  $Q_s$  est la somme de deux flux de coulage sur deux points d'étranglement en parallèle, dont chacun est soumis à la différence de pression  $\Delta p$ . L'allure de  $Q_{sv}$  est déterminée notamment par la viscosité dynamique  $\mu_1$  et celle de  $Q_{st}$  notamment par la densité  $\rho_1$  du liquide débité.

La façon de passer des résultats expérimentaux à cette division du flux de coulage total en deux composantes parallèles ressort des indications du second paragraphe.

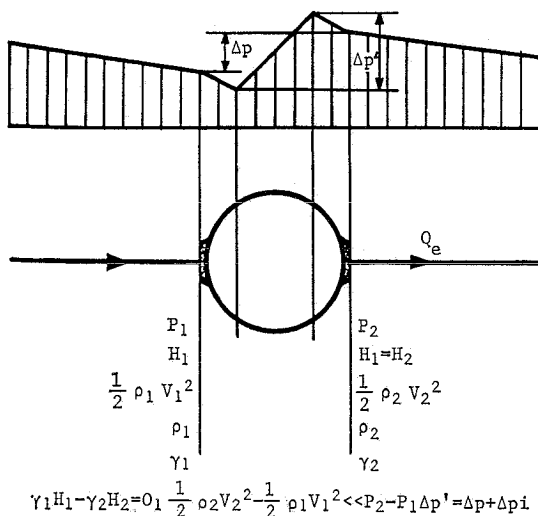
Les deux composantes  $Q_{sv}$  et  $Q_{st}$  du flux de coulage peuvent être considérées comme deux flux de coulage réels pour certains types de pompes. Cette hypothèse n'est pas possible pour d'autres types de pompes. Les deux composantes du flux de coulage sont alors une substitution ;  $Q_{st}$  sert notamment à décrire les conséquences des influences sur les flux de coulage variant dans le temps et telles qu'elles se présentent en réalité dans les interstices de fuite.

La particularité des composantes du flux de coulage ne sera toutefois pas examinée en détail par la suite.

### Influence de la résistance interne de la pompe sur $Q_{sv}$ et $Q_{st}$

La différence de pression  $\Delta p$  aux bornes d'une pompe à déplacement est la différence entre la hauteur manométrique  $p_2$  sur la bride de sortie et la hauteur manométrique  $p_1$  sur la bride d'entrée (fig. 10). La charge géométrique totale  $\gamma_2 H_2 - \gamma_1 H_1 = 0$ , ce dont on tient

Fig. 10 — Représentation schématique de l'allure de la pression dans une pompe à déplacement



compte pour les essais. La différence de charge dynamique

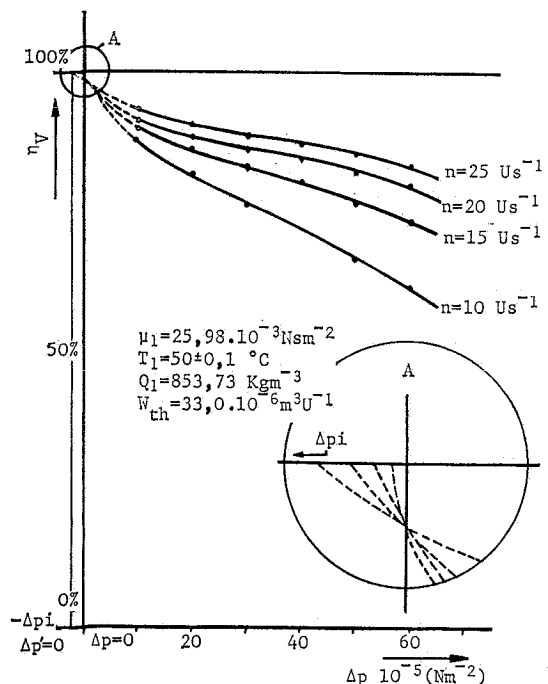
$$\rho_2 v_2^2 / 2 - \rho_1 v_1^2 / 2$$

est également négligeable par rapport à la différence de pression  $\Delta p$ .

Dans les pompes à grande résistance interne, la différence de pression  $\Delta p$  mesurée sur les raccords et la différence de pression  $\Delta p'$  mesurée sur les interstices de fuite dans l'enceinte peuvent être très différentes. Les indications précédentes et les descriptions de /1/ se rapportent à la différence de pression  $\Delta p$ . Dans les pompes présentant une résistance interne mesurable, c'est-à-dire pour  $\Delta p' - \Delta p \neq 0$ ,  $Q_{sv}$  et  $Q_{st}$  ne s'annulent que pour  $\Delta p' = 0$ . Les relations résultantes sont représentées à la figure 4 pour  $Q_{st}$  et à la figure 7 pour  $Q_{sv}$ .

La résistance interne exerce aussi une influence analogue sur le rendement volumétrique  $\eta_v$  d'une pompe. Ce rendement ne peut atteindre 100 % que pour  $\Delta p' = 0$  car  $Q_s = 0$  seulement dans ce cas (fig. 11). Précisons encore que la résistance interne augmente comme le carré de la vitesse de rotation de la pompe.

Fig. 11 — Influence de la différence de pression interne  $\Delta p_i$  d'une pompe à déplacement sur la fonction  $\eta_v = f(\Delta p)$  — Allure probable de la fonction  $\eta_v$  pour de faibles valeurs de  $\Delta p$ .



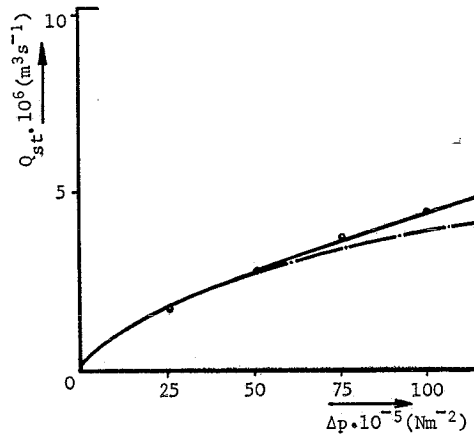
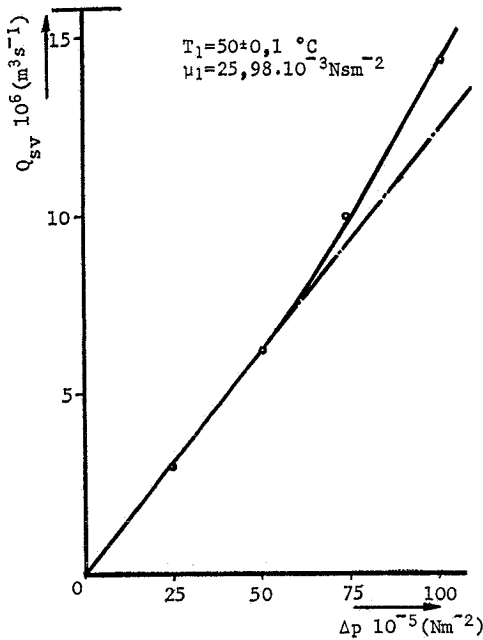


Fig. 12 — Fonction  $Q_{sv} = f(\Delta p)$  et fonction  $Q_{st} = f(\Delta p)$  avec une pompe à piston du type axial

Le projeteur doit s'efforcer de réduire la résistance interne de la pompe dès que le flux de coulage  $Q_s \neq 0$  pour  $\Delta p = 0$  et par conséquent le rendement volumétrique  $< 100\%$ . Ce résultat peut être obtenu en agrandissant les canaux de la pompe et par d'autres dispositions hydrodynamiques.

$\Delta p_i$  ne doit pas être négligé pour une séparation précise des pertes totales. Quand un flux de coulage existe encore dans le cas  $\Delta p = 0$ , il en résulte que les facteurs de pertes  $C_{sv}$  et  $C_{st}$  sont très élevés pour de faibles valeurs de  $\Delta p$ . Il est donc correct d'utiliser l'équation suivante pour le calcul des facteurs de pertes dans le cas d'une résistance interne mesurable :

$$Q_s = C_{sv} \frac{(\Delta p + \Delta p_i)}{2 \pi \mu_1} W_{th} + C_{st} \sqrt{\frac{2(\Delta p + \Delta p_i)}{\rho_1}} \sqrt[3]{W_{th}^3} \quad (7)$$

Inversement, il faut lors de la séparation des pertes des pompes, prévoir la possibilité dans le cas d'une résistance interne élevée, de grandes valeurs de  $C_{sv}$  et  $C_{st}$  pour de faibles valeurs  $\Delta p$  quand on utilise comme équation de base :

$$Q_s = C_{sv} \frac{\Delta p}{2 \pi \mu_1} W_{th} + C_{st} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho_1}} \sqrt[3]{W_{th}^3} \quad (8)$$

#### Variation du flux de coulage en fonction de l'élasticité du matériau des pièces de la pompe et de la variation de viscosité à l'intérieur de la pompe

Pour une pression  $p_2$  élevée, c'est-à-dire pour  $\Delta p$  généralement élevée, on constate sur certaines pompes une variation non linéaire de  $Q_{sv}$  et une variation non parabolique de  $Q_{st}$  en fonction de  $\Delta p$ . La figure 9 en fournit un exemple.

La raison de cette variation non linéaire de  $Q_{sv}$  et non parabolique de  $Q_{st}$  est à rechercher parmi une ou plusieurs des causes suivantes :

Oubli de la variation du débit théorique d'une pompe à  $\Delta p$  croissante lors de la séparation des pertes /2/ variation de  $\Sigma$  ( $s^2e/1$ ) et de  $\Sigma$  ( $j$ ) par modification de la hauteur  $s$  des interstices de fuite quand la différence de pression  $\Delta p$  augmente ; variations de viscosité à l'intérieur de la pompe ; autres causes encore inconnues.

La distinction des influences quantitatives de toutes les causes précitées est un problème difficile mais non insoluble. La figure 12 représente l'influence de ces causes sur le flux de coulage d'une pompe à piston du type axial.

#### Influence des faibles vitesses de rotation sur le flux de coulage

En utilisant pour la détermination de  $Q_s$  la valeur exacte de la cylindrée théorique  $W_{th}$ , on ne peut déceler aucune influence de la vitesse de rotation sur le flux de coulage  $Q_s$  de pompes à déplacement ayant des interstices de fuite relativement larges et une faible résistance interne, pour des vitesses de rotation ni trop grandes, ni trop faibles.

On observe un fort accroissement de  $Q_s$  pour une différence de pression  $\Delta p$  donnée et une vitesse de rotation décroissante. Cet accroissement du flux de coulage apparaît à la vitesse de rotation pour laquelle le débit de la pompe est comparable au flux de coulage  $Q_s$  pour la différence de pression  $\Delta p$  donnée (fig. 13). Le même phénomène s'observe pour une pompe à cylindrée  $W_{th}$  variable, quand  $W_{th}$  est réduite à une vitesse  $n$  constante et une différence de pression  $\Delta p$  constante.

Pour préciser ce point, établissons le bilan énergétique d'une pompe à déplacement sans flux de coulage extérieur, ne cédant pas de chaleur à l'environnement, débitant un liquide incompressible et ne subissant pas de dilatation thermique (cf. aussi figure 6) :

$$\rho_1 C_v Q_e \Delta T = (1 - \eta_T) N_a \quad (9)$$

Après transformation, on a :

$$\Delta T = \frac{\Delta p}{\rho_1 C_v} \left( \frac{1}{\eta_T} - 1 \right) \quad (10)$$

D'après l'équation (10) on peut prévoir sur une pompe à déplacement une élévation de température  $\Delta T$  qui varie comme l'indique la figure 14 en fonction de la vitesse  $n$ . La figure 15 reproduit les mesures de cette élévation de température, effectuées sur une pompe à déplacement, et indique nettement la concordance entre théorie et pratique. L'élévation de température  $\Delta T$  sur une pompe devient si grande aux faibles vitesses  $n$  qu'il n'est plus possible d'admettre un flux de coulage isovisqueux dans les interstices. Il en résulte une diminution de  $\eta_T$  aux faibles vitesses, de sorte que  $\Delta T$  augmente de nouveau. Les conditions résultantes de fonctionnement instable peuvent entraîner un grippage des pièces de la pompe et finalement une destruction de cette dernière. La

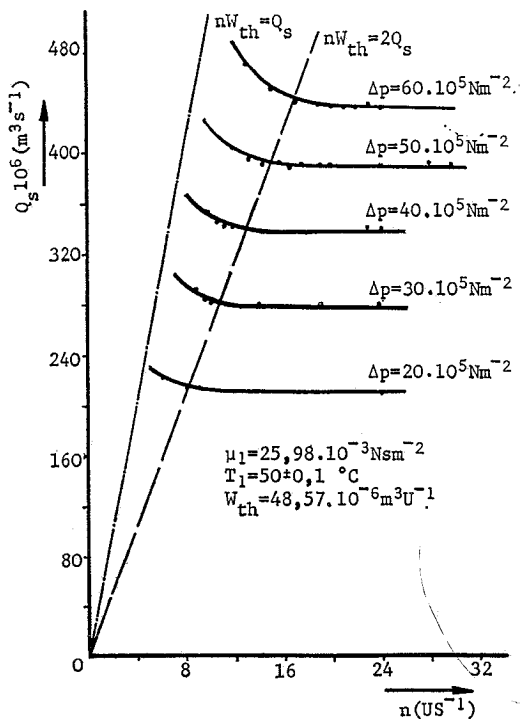


Fig. 13 — Fonction  $Q_s = f(n)$  pour  $\Delta p = \text{const.}$  avec une pompe à vis

pompe doit donc être utilisée dans la partie supérieure de la gamme de vitesses afin d'éviter cette destruction.

Les constructeurs de pompes négligent malheureusement presque toujours ces faits et n'indiquent jamais les vitesses critiques de rotation qui, pour certaines pompes, atteignent même  $20 \text{ tr/s} = 1.200 \text{ tr/mn}$  (sous des pressions de  $50 \cdot 10^5 \text{ Nm}^{-2} \sim 50 \text{ kg/cm}^2$ ). Il est évident que le comportement thermique peut également être déterminant pour la pression maximale de service admissible des pompes à déplacement; ces faits ne doivent donc pas être négligés lors de la détermination de ce comportement.

Dans le cas des pompes à piston du type radial ou axial, à cylindrée variable, le rendement total  $\eta_T$  diminue avec  $W_{th} / 4$ . Le comportement instable du flux de coulage, précédemment décrit, s'observe par exemple sur des pompes à piston du type axial quand les angles de pivotement diminuent. Citons par exemple la commande hydrostatique d'un treuil dont la pompe est détruite quand la charge est maintenue pendant un temps prolongé en position haute, avec un faible angle de pivotement.

#### Les facteurs de pertes $C_{sv}$ et $C_{st}$

D'après [1], le flux de coulage est donné par :

$$Q_s = C_{sv} \frac{\Delta p}{2\pi \mu_1} W_{th} + C_{st} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_1}} \sqrt[3]{W_{th}^2} \quad (11)$$

avec ; 
$$C_{sv} = \frac{\pi}{6} \sum \left( \frac{s^3 e}{T} \right) \quad (12)$$

et 
$$C_{st} = \frac{\sum (j)}{\sqrt[3]{W_{th}^2}} \quad (13)$$

La comparaison des équations (4) et (11) fournit les équations (12) et (13).

Les facteurs de pertes sont des grandeurs sans dimension qui tiennent compte de toutes les influences provenant de la pompe à déplacement et déterminant le flux de coulage. Les facteurs de pertes  $C_{sv}$  et  $C_{st}$  sont cons-

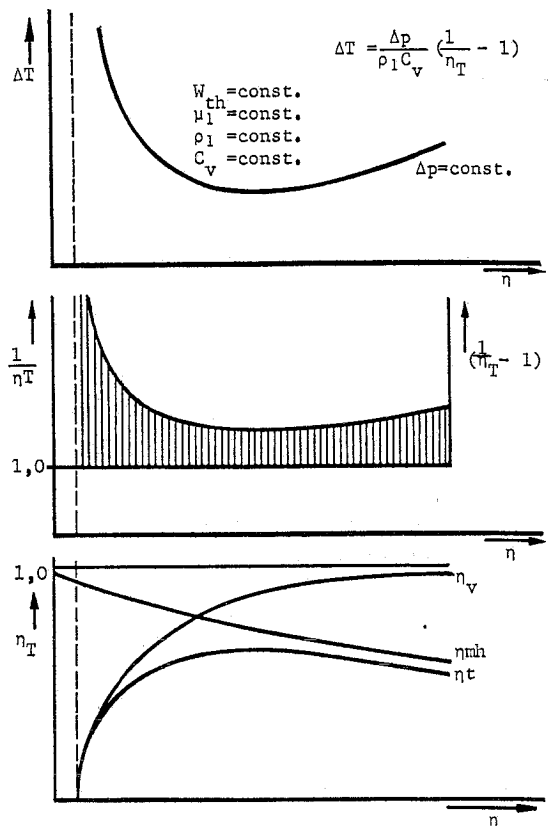
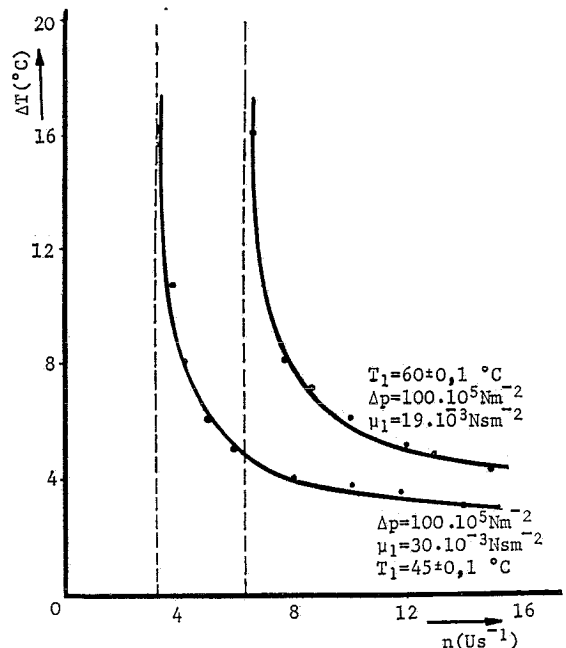


Fig. 14 — Fonction  $\Delta T = f(n)$  pour  $\Delta p = \text{const.}$ ,  $W_{th} = \text{const.}$ ,  $\mu_1 = \text{const.}$ ,  $\rho_1 = \text{const.}$ , et  $C_v = \text{const.}$

tants dans le cas d'une pompe à déplacement correspondant dans tous ses détails au modèle mathématique et quand il est possible d'utiliser la valeur précise de la cylindrée théorique  $W_{th}$  et de poser  $\Delta p_i = 0$ .

Pratiquement il n'en est pas toujours ainsi, car les pompes à déplacement peuvent différer du modèle mathématique, ainsi que nous l'avons déjà indiqué. Dans la

Fig. 15 — Fonction  $\Delta T = f(n)$  pour  $\Delta p$  et  $\mu_1 = \text{const.}$



pratique, les facteurs de pertes peuvent dépendre des paramètres de fonctionnement  $\mu_1$ ,  $\varrho_1$ ,  $\Delta p$  et  $n$ .

La connaissance de ces relations est extrêmement importante pour le projeteur, car elles caractérisent un type donné de pompe et sa construction. La figure 16 représente  $C_{sv}$  et  $C_{st}$  en fonction de  $\Delta p$  pour quelques types de pompes.

D'après /1/, on déduit de l'équation (11) que le rendement volumétrique s'écrit :

$$\eta_v = 1 - \frac{C_{sv}}{\lambda} - \frac{C_{st}}{\sigma} \quad (14)$$

$\lambda$  et  $\sigma$  étant déterminés par les paramètres de fonctionnement.

Il en résulte que  $\eta_v$  augmente quand  $C_{sv}$  et  $C_{st}$  diminuent, pour  $\lambda$  et  $\sigma$  constants. Pour cette raison,  $C_{sv}$  et  $C_{st}$  sont déterminants pour le degré d'étanchéité de la pompe mesurée.

Le tableau 1 présente à titre indicatif les valeurs moyennes de facteurs de pertes volumétriques pour divers types de pompes. En effectuant plusieurs séries de mesures sur un type donné de pompe, on obtient pour les valeurs  $C_{sv}$  et  $C_{st}$  un domaine de dispersion à l'intérieur duquel se situent les valeurs d'une pompe moyenne de ce type.

Type de pompe	$C_{sv} \cdot 10^3$	$C_{st} \cdot 10^4$
Pompe à vis .....	36	7
Pompe à engrenage .....	23	3
Pompe à engrenage à compensation de pression .....	3	2
Pompe à palettes .....	3	1
Pompe à pistons .....	2	0,5

### Analyse de la surface $\lambda - \sigma$

La variation de  $\eta_v$  en fonction de  $\lambda$  et  $\sigma$ , selon l'équation (14), était déjà représentée dans /1/ comme à la figure 17. Sur la surface de base du diagramme tridimensionnel selon la figure 17, on peut tracer des courbes de vitesse constante :

$$\sigma^2 = \left( \frac{n \rho_1}{4 \pi \mu_1} W_{th}^{2/3} \right) \lambda \quad (15)$$

$\varrho_1$ ,  $\mu_1$ ,  $W_{th}$  et  $n$  étant des grandeurs connues et constantes. Cette équation indique une relation parabolique entre  $\sigma$  et  $\lambda$ . L'équation (15) s'obtient en éliminant  $\Delta p$  dans :

$$\lambda = 2 \pi \frac{\mu_1 n}{\Delta p} \quad (16)$$

et

$$\sigma = \frac{n \sqrt[3]{W_{th}}}{\sqrt{2 \Delta p}} \frac{1}{\rho_1} \quad (17)$$

On peut de la même façon trouver sur la surface  $\lambda - \sigma$  des courbes de différence de pression  $\Delta p$  constante. On obtient :

$$\lambda = \sigma \left( \frac{2 \pi \mu_1 \sqrt{2}}{\sqrt{\Delta p \rho_1}} \frac{1}{\sqrt[3]{W_{th}}} \right) \quad (18)$$

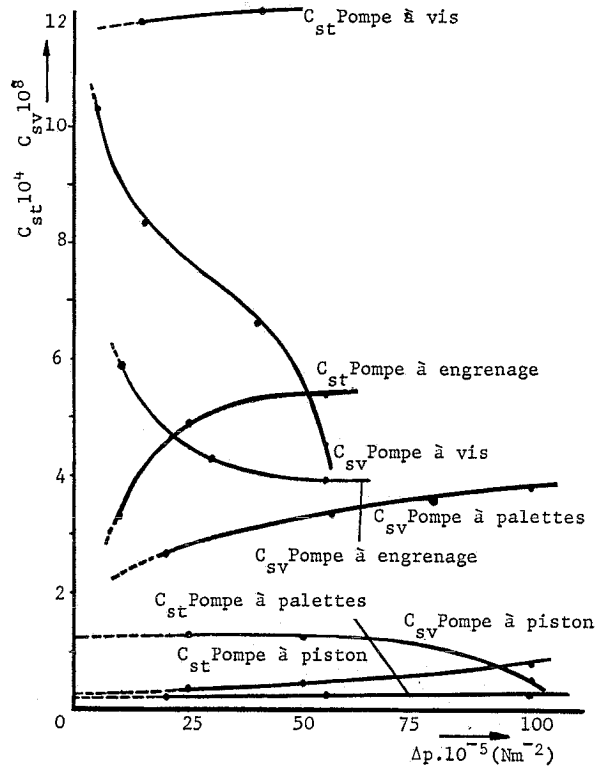


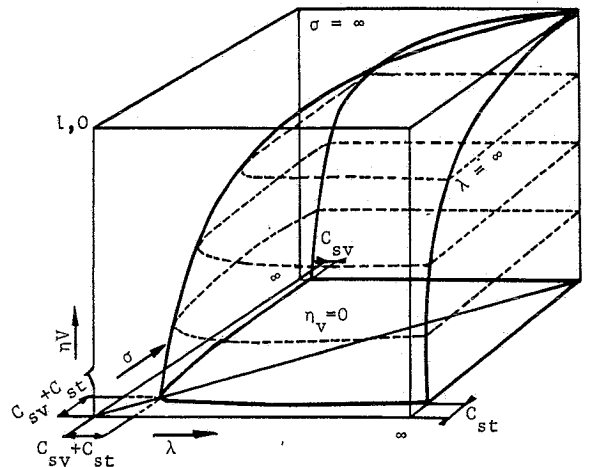
Fig. 16 — Fonction  $C_{st} = f(\Delta p)$  et  $C_{sv} = f(\Delta p)$  pour différents types de pompes à déplacement. (Le schéma n'est représenté qu'à titre indicatif)

$\varrho_1$ ,  $\mu_1$ ,  $W_{th}$  et  $\Delta p$  sont également supposées connues et constantes dans ce cas ; on observe une relation linéaire en  $\sigma$  et  $\lambda$ . L'équation (18) s'obtient en éliminant  $n$  dans les équations (16) et (17).

La figure 18 représente sur la surface  $\lambda - \sigma$  les droites et paraboles à  $\Delta p$  constante et  $n$  constante, pour une pompe donnée et dans des conditions de fonctionnement connues. Un exposé détaillé de cette question se trouve dans /5/.

La figure 19 illustre clairement la relation entre le rendement volumétrique  $\eta_v$  et la vitesse  $n$  d'une pompe à déplacement donné, pour des valeurs constantes de  $\Delta p$ ,  $\mu_1$  et  $\varrho_1$ . La figure 20 représente la relation  $\eta_v = f(\Delta p)$  pour des valeurs connues de  $n$ ,  $\mu_1$ ,  $\varrho_1$  et  $W_{th}$ .

Fig. 17 — Fonction  $\eta_v = f(\lambda, \sigma)$  pour  $C_{sv} = \text{const.}$  et  $C_{st} = \text{const.}$  pour une pompe à déplacement



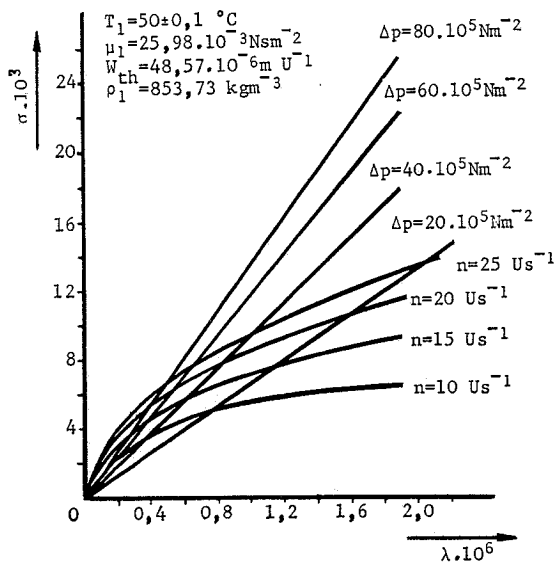


Fig. 18 — Fonction  $\sigma = f(\lambda)$  dans la surface  $\lambda, \sigma$  pour une pompe à déplacement ( $W_{th}$ ) avec les paramètres de service bien connus  $\mu_1, \rho_1, \Delta p$  et  $n$

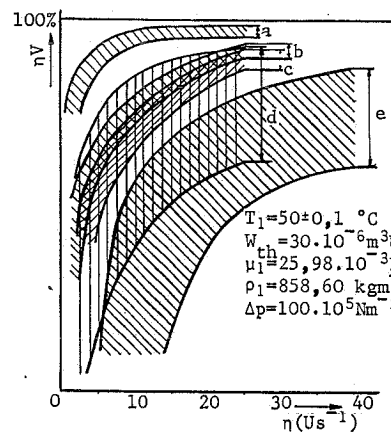


Fig. 21 — Fonction  $\eta_V = f(\eta)$  pour pompe à déplacement

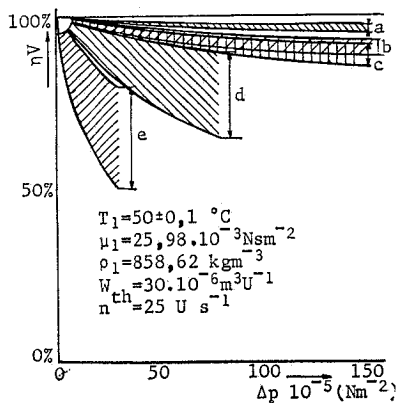


Fig. 22 — Fonction  $\eta_V = f(\Delta p)$  pour pompe à déplacement

### Comparaison de divers types de pompes et de leur rendement volumétrique

Des mesures effectuées pendant de longues années sur de nombreuses pompes à déplacement ont fourni des résultats d'où ressortent les relations cumulatives du rendement volumétrique  $\eta_V$ , de la vitesse  $n$  et de la diffé-

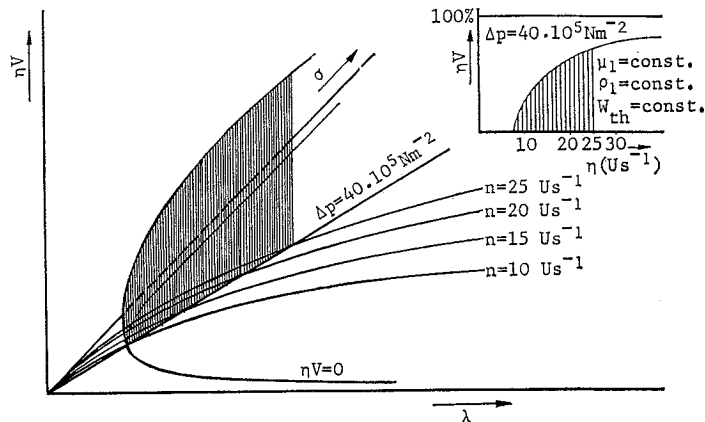


Fig. 19 — Fonction  $\eta_V = f(\lambda, \sigma)$  pour une pompe à déplacement avec  $\Delta p = 40 \cdot 10^5 \text{ Nm}^{-2}$

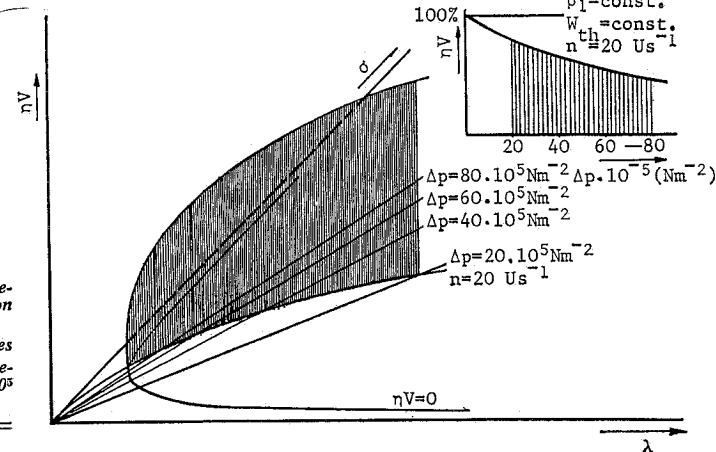


Fig. 20 — Fonction  $\eta_V = f(\lambda, \sigma)$  pour une pompe à déplacement avec  $n = 20 \text{ tr/sec}$ .

rence de pression  $\Delta p$  (cf. figures 19 et 20). La valeur des grandeurs  $\mu_1$  et  $\rho_1$  a été maintenue sensiblement constante au cours de ces mesures. Tous les résultats sont valables pour des pompes à déplacement ayant une cylindrée théorique  $W_{th}$  sensiblement constante.

Les résultats cumulés sont reproduits aux figures 21 et 22 et indiquent le rendement volumétrique d'un type donné de pompe. Cela ne signifie pas que des rendements volumétriques supérieurs ou inférieurs à ceux indiqués n'ont jamais été mesurés pour ces types de pompes. Des valeurs supérieures sont rares en pratique mais des valeurs inférieures s'observent souvent.

On fait varier les valeurs du rendement volumétrique  $\eta_V$  et modifiant  $\mu_1$  et  $\rho_1$  du liquide débité. La limitation de cette variation apparaît toutefois quand on considère simultanément le rendement mécano-hydraulique. Nous reviendrons sur ce sujet dans une publication ultérieure.

### Pertes de remplissage des pompes à déplacement

Mentionnons enfin les différences entre les pertes volumétriques et les pertes de remplissage d'une pompe à déplacement. Nous n'avons traité jusqu'à présent que les pertes volumétriques qui provoquent une réduction du rendement par la transformation en chaleur du travail fourni par la pompe pour le flux de coulage.

Les pertes de remplissage sont dues à des pertes d'écoulement sur le côté aspiration d'une pompe, de



sorte que la cylindrée théorique  $W_{th}$  n'est pas pleinement utilisée. Ces pertes de remplissage augmentent avec la vitesse de rotation de la pompe, mais ne peuvent pas exercer une influence directe sur le rendement d'une pompe à déplacement car elles n'exigent aucun travail, contrairement aux pertes volumétriques. Les mesures de rendement doivent donc être effectuées sur les pompes à déplacement de façon à éviter les pertes de remplissage. Le cas échéant, utiliser des pompes à déplacement en essai.

Notons pour conclure qu'un dimensionnement incorrect de la canalisation d'aspiration en amont de la pompe est susceptible d'entraîner des pertes de remplissage d'une pompe à déplacement.

### Notations utilisées, leur signification et leurs dimensions

Grandeur	Signification	Dimensions
$c_v$	Chaleur spécifique d'un liquide à volume constant	$L^2 T^{-2} \Theta^{-1}$
$e$	Largeur d'un interstice de fuite	$L$
$i$	Section de fuite de $Q_{st}$	$L^2$
$l$	Longueur d'un interstice de fuite	$L$
$n$	Vitesse de rotation de l'arbre de pompe	$T^{-1}$
$p_1$	Hauteur manométrique sur la bride d'entrée d'une pompe	$ML^{-1} T^{-2}$
$p_2$	Hauteur manométrique sur la bride de sortie d'une pompe	$ML^{-1} T^{-2}$
$\Delta p$	$= P_2 - P_1$	$ML^{-1} T^{-2}$
$\Delta p_i$	Différence de pression sur les interstices de fuite dans l'enceinte de déplacement, due aux résistances dans la pompe	$ML^{-1} T^{-2}$
$\Delta p'$	Différence de pression sur les interstices de fuite dans l'enceinte de déplacement	$ML^{-1} T^{-2}$
$s$	Hauteur d'un interstice de fuite	$L$
$v_1$	Vitesse moyenne sur la bride d'entrée d'une pompe	$LT^{-1}$
$v_2$	Vitesse moyenne sur la bride de sortie d'une pompe	$LT^{-1}$
$C_{st}$	Facteur de pertes volumétriques influencées par $\rho_1$	—
$C_{sv}$	Facteur des pertes volumétriques influencées par $\mu_1$	—
$H_2$	Hauteur géométrique de refoulement d'une pompe	$L$
$H_1$	Hauteur géométrique d'aspiration d'une pompe	$L$
$N_a$	Puissance fournie sur l'arbre de pompe	$ML^2 T^{-3}$
$T_1$	Température du liquide sur la bride d'entrée d'une pompe	$\Theta$
$\Delta T$	Différence de température du liquide entre l'aspiration et le refoulement	$\Theta$
$W_{th}$	Cylindrée théorique d'une pompe	$L^3$
$Q_{th}$	Débit théorique d'une pompe	$L^3 T^{-1}$
$Q_e$	Débit efficace d'une pompe	$L^3 T^{-1}$

$Q_s$	Flux de coulage dans une pompe	$L^3 T^{-1}$
$Q_{st}$	Flux de coulage influencé par $\rho_1$	$L^3 T^{-1}$
$Q_{sv}$	Flux de coulage influencé par $\mu_1$	$L^3 T^{-1}$
$\gamma_1$	Poids spécifique du liquide sur la bride d'entrée d'une pompe	$ML^{-2} T^{-2}$
$\gamma_2$	Poids spécifique du liquide sur la bride de sortie d'une pompe	$ML^{-2} T^{-2}$
$\eta_{mh}$	Rendement mécano-hydraulique d'une pompe	—
$\eta_T$	Rendement total d'une pompe	—
$\eta_v$	Rendement volumétrique d'une pompe	—
$\mu_1$	Viscosité dynamique du liquide sur la bride d'entrée d'une pompe	$ML^{-1} T^{-1}$
$\rho_1$	Densité du liquide sur la bride d'entrée d'une pompe	$ML^{-3}$
$\rho_2$	Densité du liquide sur la bride de sortie d'une pompe	$ML^{-3}$
$\lambda$	$= 2 \pi \frac{\mu_1 n}{\Delta p}$	
$\sigma$	$= \frac{n \sqrt{W_{th}}}{\sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho_1}}}$	

### Bibliographie

- SCHLOSSER, W.M.J.: Een mathematisch model voor verdringerpompen en motoren. *Schip en Werf* 28 (1961), Nr. 5, S. 137-144.  
A mathematical model for displacement pumps and motors. *Hydraulic Power Transmission* (1961), Nr. 4, S. 252-257 - Nr. 5, S. 324-328.  
Ein mathematisches Modell für Verdränger-pumpen und motoren, *Oelhydraulik und pneumatik* 5 (1961), Nr. 4, S. 122-130.  
Un modèle mathématique pour les pompes et moteurs volumétriques. *Oléohydraulique et pneumatique* 1 (1961), Nr. 3, S. 33-40.  
Formule mathématique pour pompes et moteurs volumétriques, *Revue des transmissions hydromécaniques* (1961), Nr. 23.
- SCHLOSSER, W.M.J. und J.W. HILBRANDS: Theoretical Swept volume of displacement pumps. *Hydraulik Power Transmission* 9 (1963), Nr. 97.  
Das theoretische Hubvolumen von Verdränger-pumpen. *Oelhydraulik und Pneumatik* 7 (1963), Nr. 4, S. 133-138.  
La cylindrée théorique des pompes à déplacement hydraulique, pneumatique et asservissement, n° 24 - déc. 1965.
- WILSON, W.E.: Positive displacement pumps and fluid motors. New York: Publishing Corp. 1950.
- BLOCH, P.: Theoretische und experimentelle untersuchungen an einem Flüssigkeitsübersetzungsgetriebe. *Von Roll Mitteilungen* 12 (1953), Nr. 1 und 2.
- SCHLOSSER, W.M.J.: Meten aan verdringer-pompen. *Dissertation Technische Hochschule Delft*, 1959.
- MAGNUS, A.B.: Calculating temperatures in hydraulik systems. *Hydraulics and pneumatics* (1962), Nr. 11, S. 69-75.