

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT HYDRAULIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHÈQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

COMMANDE ET AUTOMATISATION
DES SYSTEMES HYDRAULIQUES

Proposé par :

M. MEHDI

Etudié par :

M. NAIT CHALAL

Dirigé par :

M. MEHDI

PROMOTION : JUIN 1990

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT HYDRAULIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

COMMANDE ET AUTOMATISATION
DES SYSTEMES HYDRAULIQUES

Proposé par :

M. MEHDI

Etudié par :

M. NAÏT CHALAL

Dirigé par :

M. MEHDI

PROMOTION : JUIN 1990

Dédicaces :

Je dédie ce modeste travail en signe de respect et de reconnaissance :

- à mes parents qui ont fait tout leur possible pour que je réussisse .
- à mon frère et mes sœurs et toute la famille .
- à mes amis .

Mohand Améziane
Naït chahal .

Remerciements :

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Je tiens à remercier tous les professeurs qui ont contribué à ma formation, tous les dirigeants du département hydraulique, et de l'école nationale polytechnique.

Sommaire

	Pages
Introduction .	1
Chapitre premier :	
Notions de mécanique des fluide	
I. Introduction .	3
II. Étude théorique de l'écoulement d'un fluide .	4
III. Onde de Mach .	4
IV. Viscosité .	7
V. Compressibilité .	8
VI. Module d'élasticité .	9
VII. Théorie de la couche limite .	9
Chapitre second .	
Notion de pertes de charge .	
I. Introduction .	12
II. Principe de superposition des pertes de charge .	14
III. Pertes de charge dans quelques éléments locaux .	15
Chapitre troisième .	
Les différents organes hydrauliques	
I. les verins hydrauliques .	21
II. les distributeurs .	23
III. les valves d'arrêt .	30
IV. les valves de pression .	32
V. les valves de débit .	36
VI. les organes de stockage .	42
VII. Autres accessoires .	48
VIII. canalisations et joints .	53

Chapitre quatrième :	
Les fluides de transmission de puissance	
I. Introduction .	62
II. Caractéristiques des fluides de transmission de puissance .	62
Chapitre cinquième :	
Calcul hydraulique des circuits automatiques .	
I. Introduction .	69
II. Formules de calcul .	69
III. calcul de quelques systèmes automatisés .	72
Chapitre sixième .	
Réalisation d'une commande hydraulique automatique de la vanne de vidange de fond du barrage de "HAMIIZ" .	
I. Introduction .	100
II. Caractéristiques de la vidange de fond du "HAMIIZ" .	100
III. Commande actuelle de la vanne - secteur .	101
IV. commande automatique hydraulique et son fonctionnement .	
V. Dimensionnement du système .	105
Conclusion .	108
Annexes	109
Bibliographie .	121

Introduction :

L'hydraulique technique de puissance assez ancienne, connaît aujourd'hui une évolution profonde, et une généralisation d'emploi très large.

Par sa souplesse d'utilisation, sa puissance massive élevée, ses rendements excellents, les simplifications de construction qu'elle autorise par l'élargissement de la gamme de ses composants, elle a acquis sur le marché mondiale une place importante.

En effet, les applications de l'hydraulique s'étendent, actuellement, sur de large secteurs (Machines-outils, Machines-spéciales, presses de toutes puissances, Levage d'équipement portuaire : écluses ou ponts, ...) et aussi les innombrables applications sur les engins de travaux publics, les avions, les navires ... etc.

Autre que l'automatisme hydraulique, on distingue d'autres possibilités de transmission d'énergie :

- La mécanique (engrenage, arbre, bielle-manivelle ...)
- l'électricité (Moteur à champs tournant, Moteur à effet linéaire ...)
- l'électronique (Amplificateur, élément convertisseur électronique ...)
- La pneumatique : semblable à l'hydraulique, comme moyen de transmission, on utilise de l'air.

Chacun de ces domaines a ses plages d'utilisation bien définies.

Il ya de nombreuses raisons de choisir un entraînement hydraulique pour une commande automatique, ce sont essentiellement:

- Des forces importantes (couples) pour de petits volumes.

- L'adaptation de la force se fait automatiquement.

- le mouvement peut s'effectuer sous pleine charge en partant de l'arrêt.

- Approprié à des processus de mouvements rapides, et contrôlables.

Chapitre premier

Notions de mécanique des fluides

I. Introduction :

La mécanique des fluides est une science qui étudie le comportement de la matière sous ses deux formes : liquide, gaz.

Dans l'automatisation hydraulique, la mécanique des fluides met en relation les canalisations fermées et les organes hydrauliques, avec le mouvement et le changement d'état du fluide dans ces éléments.

Il s'agit ici non seulement du transport des fluides eux-mêmes, mais aussi du transport de l'énergie.

Ainsi la non application, et la non considération de quelques notions de cette science peut entraîner des problèmes dans le fonctionnement des systèmes hydrauliques automatiques. Parmi ces notions, on cite la compressibilité des fluides utilisés ; si les liquides utilisés ont un coefficient de compressibilité important, on aura un temps de réponse assez grand ; donc perte de pression, ce qui diminuera la précision des systèmes en questions.

II. Étude théorique de l'écoulement d'un fluide :
 1. Expression générale de l'équation de continuité :

$$\frac{d\rho}{dt} = - \left[\frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} \right] = - \nabla \cdot \rho \mathbf{u}$$

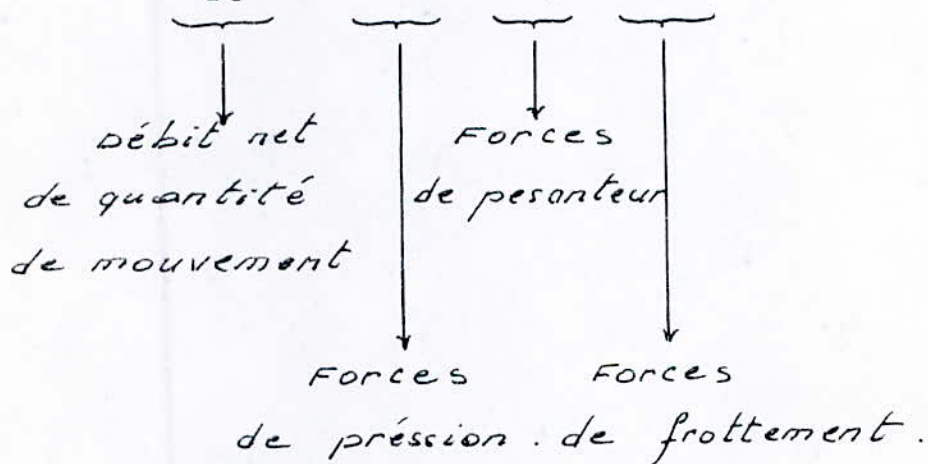
si le fluide est incompressible, on a $\rho = \text{cte}$.
 donc $\frac{d\rho}{dt} = 0$, et $\nabla \cdot \mathbf{u} = 0$

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0$$

2. Bilan général de quantité de mouvement :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Résultante des} \\ \text{forces extérieures} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Bilan net} \\ \text{de quantité} \\ \text{de mouvement} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{débit de sortie} - \\ \text{débit d'entrée} + \\ \text{débit d'accumu-} \\ \text{lation.} \end{array} \right\}$$

soit : $\rho \frac{d\mathbf{u}}{dt} = - \nabla p + \rho \mathbf{g} - \nabla \tau$



III. Onde de Mach :

La célérité d'une onde de mach due à un ébranlement de faible amplitude dans un fluide est donnée par la relation suivante :

$$a^2 = \frac{\Delta P}{\Delta \rho} = \frac{1}{\chi \cdot \rho}$$

où : a - célérité de l'onde.

ΔP - Variation de pression.

$\Delta \rho$ - Variation de la masse volumique.

ρ - Masse volumique du fluide.

χ - Compressibilité du fluide.

1. Cas des gaz :

En admettant que la propagation de l'onde de pression dans l'air se fait d'une manière adiabatique, et sans frottement, on peut écrire :

$$a = \sqrt{\frac{1}{\chi \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{\Delta P}{\Delta \rho}}$$

soit $n = \frac{c_p}{c_v}$, pour l'air $n = 1,4$.

$c_p = ?$
 $c_v = ?$
 $r = ?$

soit $r = \frac{R}{M}$, pour l'air $r = 287 \text{ m}^2/\text{s}^2 \cdot \text{C}$.

$$a = \sqrt{\frac{\Delta P}{\Delta \rho}} = \sqrt{n \cdot \frac{P}{\rho}} = \sqrt{n \cdot \frac{R}{M} T} = \boxed{\sqrt{(n-1) c_p T}} ?$$

$$a = a_0 \cdot \sqrt{T/273} |$$

où : a_0 - Célérité du son à 0°C .

R - Constante molaire du gaz.

M - Masse molaire du gaz.

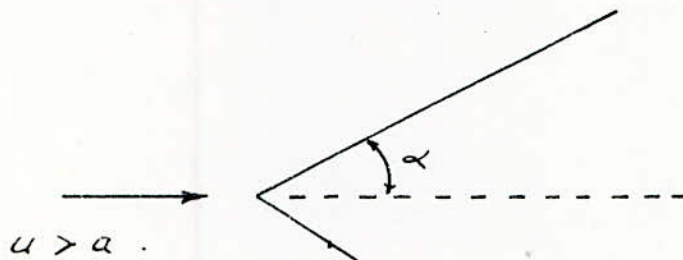
constante universelle
des gaz parfaits

2. Cas des Liquides :

Dans ce cas, il est très difficile de mesurer la compressibilité du fluide. Donc pour la célérité des ondes, on préfère la détermination expérimentale.

En considérant un écoulement superso-

-mique ($M < 1$), autour d'un obstacle ponctuel, soit u la vitesse du fluide. Les perturbations occasionnées par l'obstacle forment un cône dit de Mach, stationnaire, d'angle au sommet 2α . A l'intérieur du cône l'écoulement du fluide se comporte comme si l'obstacle n'existait pas.



$$\sin \alpha = \frac{a}{u} = \frac{1}{M}$$

où : u - vitesse du fluide.

α - Demi angle au sommet du cône de Mach.

$$M = \frac{v}{a}$$

$$a = \sqrt{\gamma \frac{p}{\rho}}$$

$v < a$ $M < 1$ subsonique
 $v > a$ $M > 1$ supersonique
 $v = a$ $M = 1$ Sonique

L'onde de Mach est une onde élémentaire oblique inclinée d'angle α . Nous rencontrons ce type de phénomène dans le cas d'un écoulement supersonique ($M > 1$), la paroi de la veine présente une rainure perpendiculaire à la vitesse du fluide.

IV. Viscosité :

Les liquides ont une propriété de résister aux efforts tangentiels qui tendent à faire déplacer les couches du liquide, les unes par rapport aux autres, c'est la viscosité. Elle se manifeste par le fait que le déplacement des couches du liquide, voisines, donnent naissance à des frottements internes entre elles.

Newton proposa une hypothèse, conformément à laquelle, la force de frottement interne dans un liquide ne dépend pas de la pression, mais proportionnelle à la surface de contact des couches, à la vitesse relative, et est fonction de la nature du fluide.

$$T = \mu S \frac{du}{dn} \Rightarrow \tau = \frac{T}{S} = \mu \frac{du}{dn}$$

$$\text{D'où : } \mu = \frac{\tau}{du/dn} \quad \left[\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \right]$$

1. Variation de la viscosité avec la température :

La viscosité de tout liquide varie en fonction de la température, et pour chacun, on peut tracer la fonction liant la température à la viscosité.

$$\mu = e^{\left(\frac{T_0}{T}\right)^a} \cdot \ln \mu_0$$

où :

a - Indice de viscosité.

μ_0 - Viscosité du liquide à la tempé-

température T_0 .

L'indice de viscosité est une notion qui définit la constance de la viscosité en fonction de la température. Plus il est élevé, plus la pente de la courbe $\mu = f(T)$ est faible.

2. Variation de la viscosité avec la pression

Pour une température donnée, la viscosité augmente avec la pression suivant une loi exponentielle.

$$\mu = \mu_0 \cdot a^{\left(\frac{P}{P_0} - 1\right)}$$

où : μ - Viscosité à la pression P .

μ_0 - Viscosité à la pression P_0 .

a - Coefficient sensiblement égal à 1,003. il varie en fonction de la température.

V. Compressibilité :

Bien que les liquides que nous utilisons se comportent pour les calculs de puissance, travail... etc, comme des liquides incompressibles, ils sont en fait compressibles, c'est à dire que sous l'effet d'une augmentation de pression, leur volume diminue. On définit ainsi le coefficient de compressibilité β par la relation :

$$\beta = - \frac{(\Delta v/v)}{\Delta p} = - \frac{(dv/v)}{dp} = - \frac{1}{v} \cdot \frac{dv}{dp}$$

$$\beta = -\frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dp} \quad [m^2/N]$$

où : $\Delta V/V$ - Variation relative du Volume.
 Δp - Variation correspondante de pression.

VII. Module d'élasticité :

On définit le module d'élasticité volumique par :

$$K = \frac{1}{\beta} \quad [N/m^2]$$

Par intégration de la formule $\beta = -\frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dp}$,
 On obtient :

$$\frac{V_2}{V_1} = e^{-\Delta p/K}$$

Donc le module d'élasticité volumique est l'augmentation de pression nécessaire pour diviser le volume d'un fluide par $e = 2,718$.

Cette compressibilité joue un rôle très important dans l'automatisation hydraulique.

- Pour l'eau $K = 21000$ bars.
- Pour le Kérosène $K = 14000$ bars.
- Pour l'huile de silicone $K = 10500$ bars.

VIII. Théorie de la couche limite :

La théorie de la couche limite a été établie par PRANDTL (1904), il a démontré que pour un fluide en mouvement, toutes les pertes de charge dues aux frottements ont lieu à l'intérieur d'une couche mince adjacente à la paroi

de la conduite. L'écoulement en dehors de cette couche est considéré comme s'effectuant sans frottement.

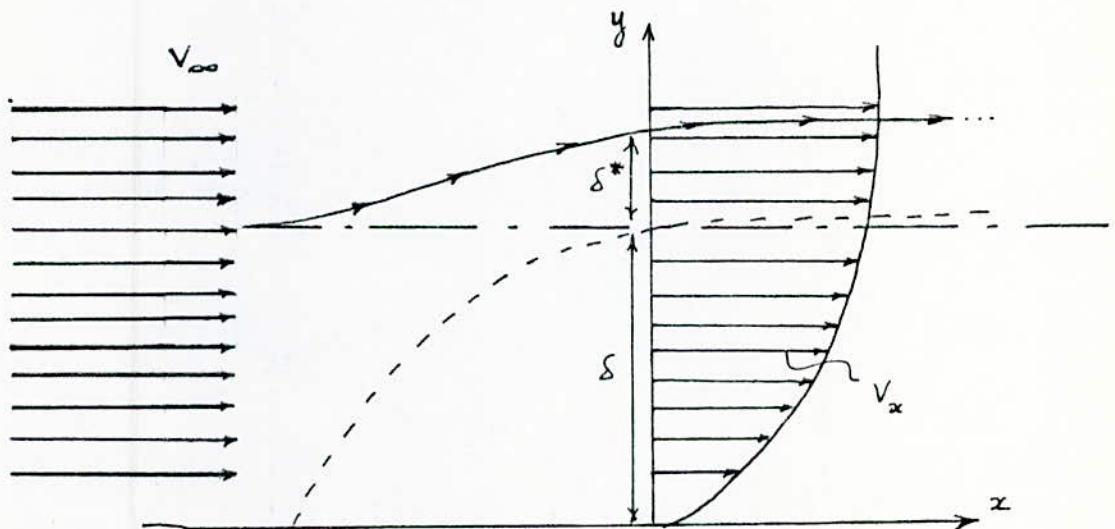
un intérêt particulier revient aux mouvements dans lesquels, les effets d'inertie l'emportent sur ceux de la viscosité. Alors le courant fluide peut être approximativement divisé en deux zones :

- Zone de très faible épaisseur : couche limite.
- Zone de l'influence négligeable de la viscosité : fluide libre.

L'augmentation de la viscosité, conduit à un épaissement de la couche limite, et la diminution de celle du fluide libre. On distingue trois paramètres de définition de la couche limite :

1. Épaisseur de la couche limite :

Elle est définie par la distance " δ " de la paroi à laquelle :



$$1 - \frac{V_x}{V_\infty} = 1\% \quad \Rightarrow \quad V_x = 0,99 V_\infty$$

2. Épaisseur de refoulement :

Elle est liée au calcul de la déviation de la ligne de courant du fluide libre sous l'action de la couche limite.

$$\delta^* = \int_0^\delta \left(1 - \frac{V_x}{V_\infty}\right) dy$$

3. Épaisseur de quantité de mouvement :

Elle caractérise la perte de quantité de mouvement nécessaire pour surmonter les forces de frottement à l'intérieur de la couche limite.

$$\delta^{**} = \int_0^\delta \frac{V_x}{V_\infty} \left(1 - \frac{V_x}{V_\infty}\right) dy$$

Il est facile de voir que dans la limite supérieure des intégrales des trois paramètres, on peut à la place de " δ " écrire l'infini " ∞ ", car en dehors de la couche limite, les fonctions sous les signes intégrales sont nulles.

Chapitre second

Notions de pertes de charge.

I. Introduction :

Lors du mouvement d'un fluide, un processus de transformation irréversible de l'énergie mécanique du courant en chaleur est mis en évidence, ce processus engendre des pertes d'énergie au sein du fluide, dont la cause est la viscosité moléculaire et turbulante de celui-ci en mouvement. On distingue deux aspects de pertes de charge :

- Pertes de charge linéaires.
- Pertes de charge locales.

1. Pertes de charge linéaires :

Elles sont provoquées par la viscosité des fluides, elles prennent naissance avec leurs mouvements, et résultent d'un échange de quantité de mouvement entre les molécules du fluide qui se déplacent avec différentes vitesses, ces pertes ont lieu sur toute la longueur de la conduite.

Le calcul des pertes de charge linéaires est exprimé par un coefficient de pertes de charge linéaires par unité de longueur, ce dernier varie en fonction du nombre de Reynolds.

$$R_e = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

où : Re - nombre de Reynolds.
 v - vitesse d'écoulement.
 D - diamètre de la conduite.
 ν - viscosité cinématique du fluide.

- si $Re < 2000$, l'écoulement est laminaire, le coefficient de pertes de charge linéaire ne dépend que de Re , et la rugosité n'intervient pas.

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

- si $2000 < Re < 40000$; l'écoulement est turbulent lisse, λ ne dépend que de Re , et non pas encore de la rugosité.

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}$$

- si $Re > 40000$, l'écoulement est turbulent rugueux, λ ne dépend plus de Re , mais de la rugosité

$$\lambda = 0,790 \cdot \sqrt{\frac{\epsilon}{D}}$$

Le coefficient de perte de charge est donné par la relation :

$$\xi_f = \lambda \cdot \frac{L}{D}$$

où : λ - coefficient de perte de charge linéaire par unité de longueur.

L = longueur de la conduite.

D = diamètre de la conduite.

2. Pertes de charge locales :

Les pertes de charge locales se produisent quand il y a perturbation de l'écoulement normal, décollement de la nappe du fluide des parois, et la formation de tourbillons aux endroits où il y a changement de section ou direction de la conduite ou présence d'obstacle.

Comme pour le premier type de pertes de charges, on dispose d'un coefficient de pertes de charge locales, celui-ci dépend essentiellement des paramètres géométriques de l'élément étudié. Ces coefficients sont récapitulés dans des ouvrages à la disposition des chercheurs, tel que "Memento des pertes de charge - IDEL'CIK".

II. Principe de superposition des pertes de charge :

Le principe de superposition des pertes de charge s'applique non seulement à un seul élément isolé, mais aussi au calcul hydraulique d'un réseau dans son ensemble. cela signifie que la somme des pertes de charge dans tous les éléments isolés donne la perte globale dans le réseau.

Ce principe peut être appliqué suivant deux méthodes :

- Addition des valeurs absolues de la perte de charge de chacun des éléments isolés.

$$\Delta H_{\text{global}} = \sum_{i=1}^n \Delta H_i$$

Cette méthode est commode à appliquer dans le cas où le long du réseau il y a variation de la température.

- Addition des coefficients de perte de charge, rapportés à la vitesse v_0 des divers éléments.

$$\xi_{\text{global}} = \sum_{i=1}^n \xi_{oi} \quad \text{avec} \quad \xi_{oi} = \xi_i \left(\frac{D_0}{D_i} \right)^2$$

où : ξ_{oi} - coefficient total des pertes de charge de l'élément i rapporté à la vitesse v_0 dans la section D_0 .

ξ_i - coefficient total des pertes de charge à la vitesse v_i .

$$\Delta H_{\text{global}} = \xi_{\text{global}} \frac{\gamma v^2}{2g}$$

Cette méthode est plus intéressante à appliquer lorsqu'il n'y a pas de variation importante de la température et de la pression le long du réseau.

III - Pertes de charge dans quelques éléments locaux :

1. Coude arrondi :

Au niveau d'un coude, les lignes de courant,

Les vitesses, et les pressions subissent l'influence de la force centrifuge.

$$\frac{\partial P}{\partial n} = - \rho \frac{v^2}{R}$$

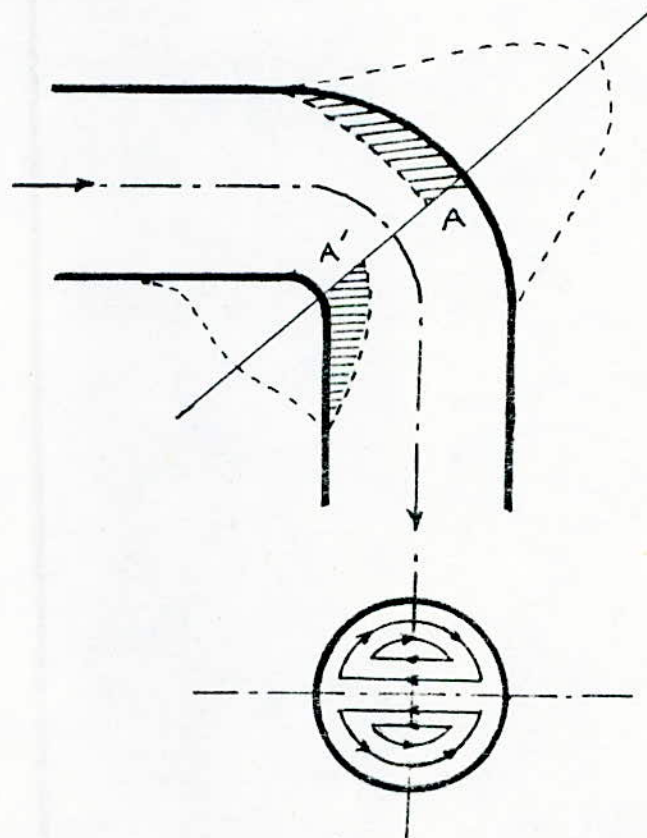
où : $\frac{\partial P}{\partial n}$. Gradient de pression .

ρ . Rayon de courbure .

v . vitesse du fluide .

R . Rayon de la conduite .

A l'intérieur du coude, il s'établit des chutes de pression dans la zone A', et augmentation de celle-ci dans la zone A.



Cet excédent de pression est équilibré par la force centrifuge, ce qui crée un écoulement du fluide vers l'axe de symétrie de la conduite,

et naissent ainsi des courants secondaires.

De plus on signale le décollement de la couche limite, causé par le ralentissement de l'écoulement, et l'augmentation de la pression. ces décollements augmentent considérablement la turbulence de l'écoulement, ce qui engendre des pertes de charge.

Le coefficient de perte de charge est donné par la relation :

$$\xi_s = \frac{2\sqrt{2} \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{1 + 2 \frac{R}{D_h}}$$

Weistbach (1855) proposa une autre formule :

$$\xi_s = \frac{\alpha}{90} \left(0,131 + 1,847 \left(\frac{D_h}{2R} \right)^{3,5} \right)$$

où : α - Angle du coude.

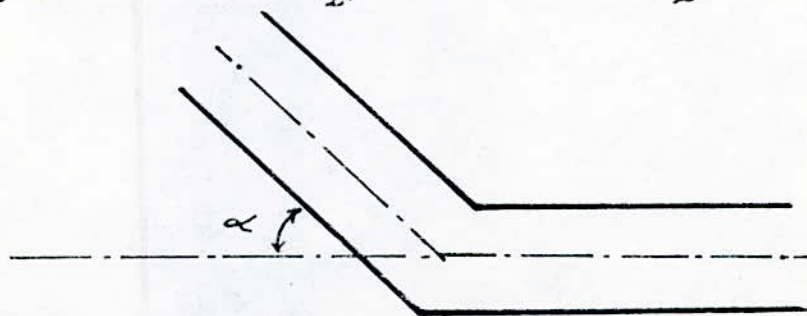
R - Rayon de courbure.

D_h - Diamètre hydraulique.

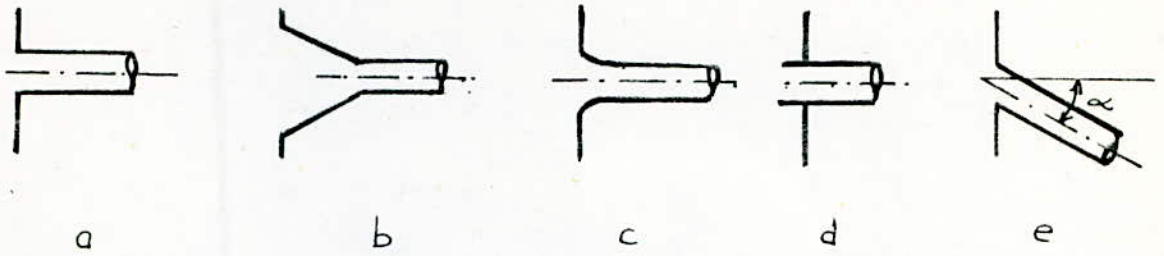
2. Coude vif:

La relation qui permet de calculer le coefficient de perte de charge est :

$$\xi_s = 0,946 \cdot \sin^2\left(\frac{\alpha}{2}\right) + 2,05 \cdot \sin^4\left(\frac{\alpha}{2}\right)$$

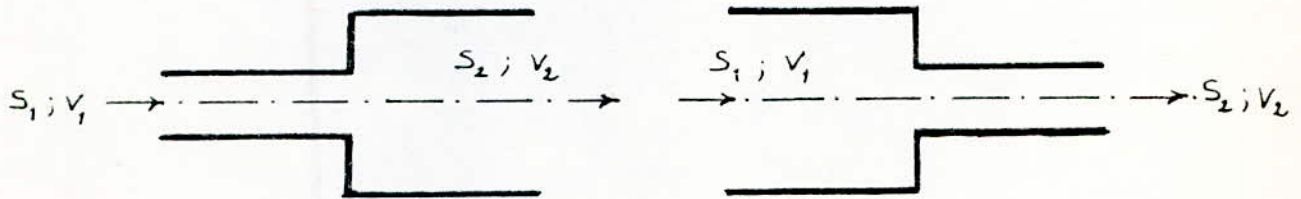


3. Branchements dans un réservoir :



- a) $\xi_s = 0,5$.
 b) $\xi_s = 0,25$.
 c) $\xi_s = 0,10$.
 d) $\xi_s = 1,5$.
 e) $\xi_s = 0,5 + 0,3 \cdot \sin \alpha + 0,2 \cdot \sin^2 \alpha$.

4. Élargissements et rétrécissements brusques :



- Pour l'élargissement brusque, on distingue deux formules :

$$* \Delta H_{e.b} = \xi_{e.b} \cdot \frac{V_1^2}{2g} \quad \text{avec} \quad \xi_{e.b} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2$$

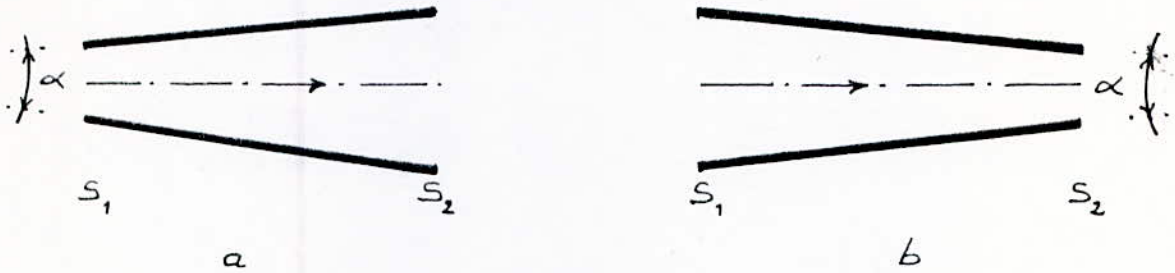
$$* \Delta H_{e.b} = \xi_{e.b} \cdot \frac{V_2^2}{2g} \quad \text{avec} \quad \xi_{e.b} = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2$$

- Pour le rétrécissement brusque, les valeurs moyennes des coefficients $\xi_{ret.b}$ sont données par le tableau suivant :

S_2/S_1	0,01	0,10	0,20	0,30	0,40	0,60	0,80
$\xi_{ret.b}$	0,50	0,47	0,44	0,38	0,34	0,25	0,15

Dans l'élargissement et le rétrécissement brusques, il se forme des vides ou le liquide est animé d'un mouvement rotatif. Le coefficient de perte de charge dépend du rapport des aires des sections d'écoulement S_1/S_2 ou S_2/S_1 .

5. Élargissement et rétrécissement graduels :



a. Pour l'élargissement graduel :

$$\xi_{e.g} = K \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right)^2$$

où : K - constante qui dépend de l'angle de divergence α

α (°)	5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	160
K	0,13	0,17	0,26	0,41	0,71	0,90	1,03	1,12	1,13	1,10	1,07	1,06	1,05	1,02

b. Pour le rétrécissement graduel :

$$\xi_{ret.g} = \frac{\lambda}{8 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{h^2 - 1}{n}$$

où : $h = r_2 - r_1$ (rayons des sections)

$n = S_1/S_2$

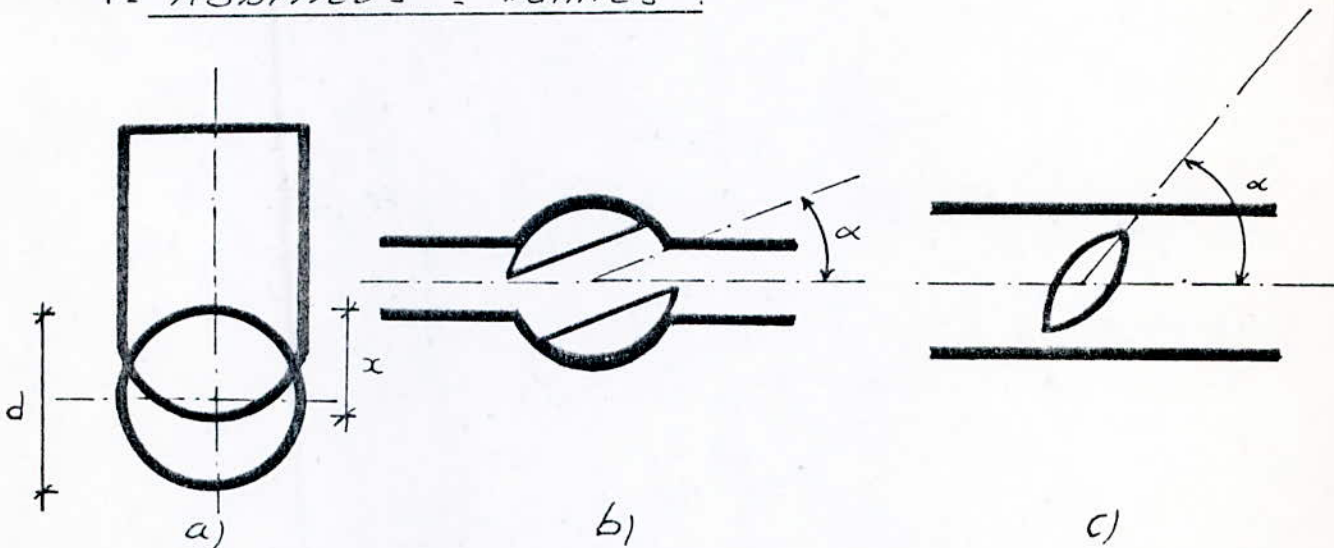
λ - coefficient de résistance.

6. clapet de retenu avec grille :

$$\xi_s = (0,67 \div 1,57) \left(\frac{w}{w_{som}} \right)$$

où : w_{som} - somme des aires de tous les orifices de la grille.
 w - section de la conduite.

7. Robineets - Vannes :



a. Robinet - vanne dans une conduite circulaire
-re :

x/d	1/8	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8
ξ_s	0,07	0,26	0,81	2,06	5,25	17,00	97,80

b. Robinet à boisseau :

α (°)	5	10	20	30	40	45	50	60	70	83
ξ_s	0,05	0,29	1,56	5,17	17,30	31,12	52,60	206	486	∞

c. Vanne papillon :

α (°)	5	10	15	20	30	40	45	60	70	90
ξ_s	0,24	0,52	0,90	1,54	3,91	10,80	18,70	118,00	751,0	∞

Chapitre troisième

Les différents organes hydrauliques

Le chapitre traite de façon détaillée, du rôle et de la fonction des différents éléments hydrauliques, assurant une grande diversité des possibilités d'utilisation.

I. Les verins hydrauliques :

Les verins hydrauliques sont des récepteurs hydrauliques permettant de transmettre et transformer l'énergie hydraulique reçue en énergie mécanique sous forme de translation. Ce sont des moteurs linéaire d'une simplicité, telle qu'ils sont imposés presque chaque fois que le mouvement recherché est du type alternatif. On distingue :

1. Verins à effet simple :

Les verins à simple effet sont des verins qui travaillent dans un seul sens. On distingue :

a. Verins à membrane :

Ils sont très simples, mais n'admettent que de très petites courses, environ 50 mm au plus.

b. Verins à membrane à enroulement :

Ils se caractérisent par une membrane enroulée, qui se déroule en direction de la paroi intérieure à l'entrée du fluide, et

repousse la tige du piston vers l'extérieur. ce type de vérins permet des courses plus importantes, mais ne dépassant pas 80 mm.

c. verins à piston :

Dans ces vérins, le fluide agit sur une section circulaire constante, enveloppée dans une chambre cylindrique, et produit une force de :

$$F = p \cdot A$$

où : F - Force produite.

p - pression du fluide.

A - section du piston.

2. Verins à double effet :

Les vérins à double effet sont toujours réalisés en construction à piston, ils comportent deux orifices d'attaque, un à chaque extrémité du cylindre. ce qui permet le double sens de travail.

3. Verins spéciaux :

a. verins tandem :

ces vérins résultent de la réunion de deux vérins à double effet, placés un derrière l'autre, assurant l'addition de leurs forces développées.

b. Verins multipositions :

Ils représentent la combinaison de plu-

-sieurs verins hydrauliques, placés fond contre fond. La caractéristique essentielle de ces verins, est que l'on dispose de plusieurs positions différentes.

c. Verins rotatifs :

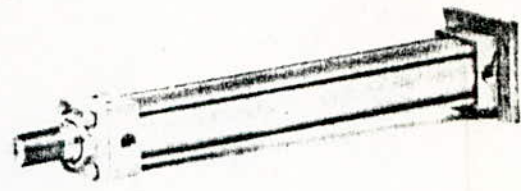
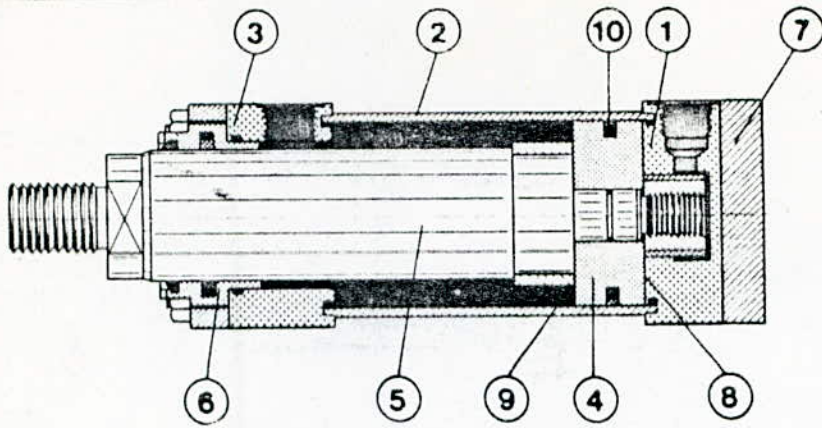
Ils sont également nommés : Verins à inversion, le mouvement alternatif est transmis par la tige dentée du piston à une roue dentée. La rotation peut atteindre 360° , mais elle est en général de 190° à 290° .

Type du Verin	Pression de service (bar)	ϕ Piston (mm)	ϕ tige (mm)
CD. 70	105	32 ÷ 200	18 ÷ 140
CD. 250	250	40 ÷ 320	20 ÷ 220
CD. 350	350	63 ÷ 320	45 ÷ 220

II. Les distributeurs :

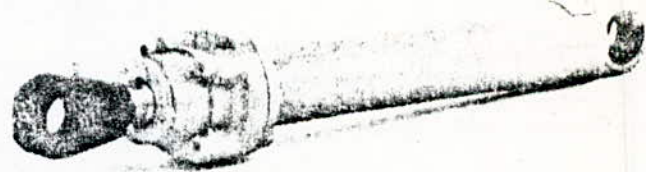
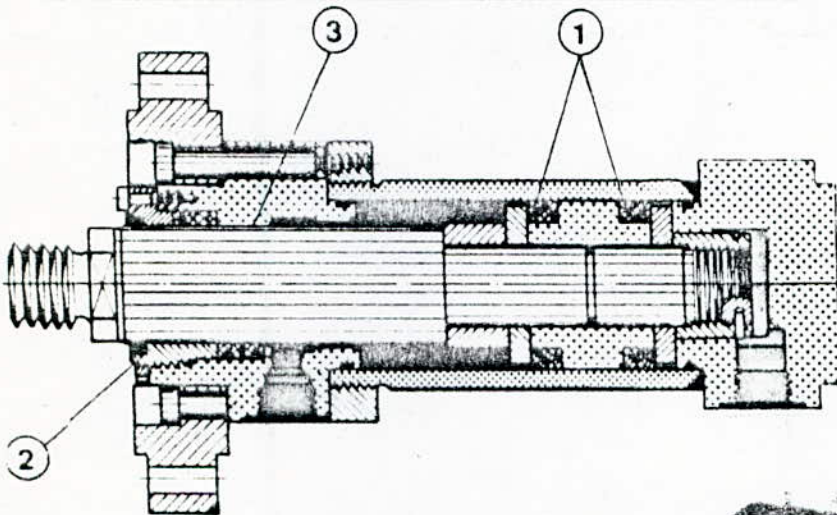
Les distributeurs sont des organes qui commandent le démarrage, l'arrêt, ainsi que le débit de fluide. En effet ils déterminent la direction du mouvement ou la position d'arrêt des récepteurs hydrauliques.

La désignation des distributeurs tient compte du nombre d'orifices utiles, et de positions de commutation. On symbolise ces organes comme suit :



Verin type C.70

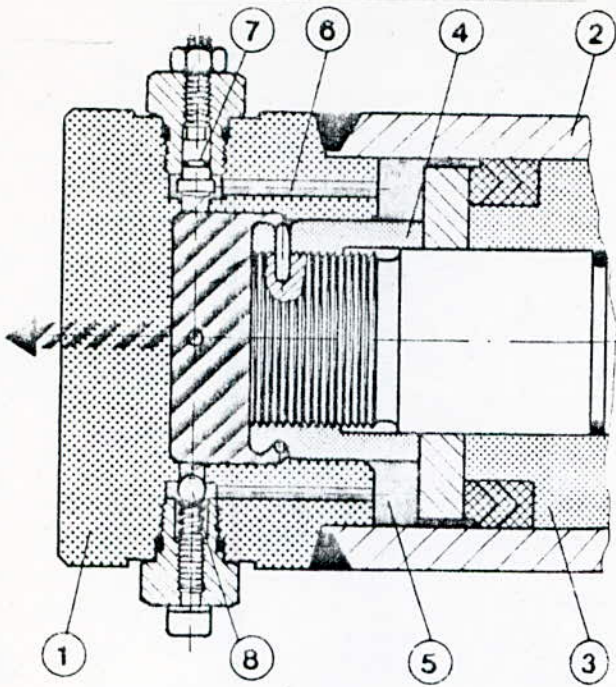
1. Fond du verin ; 2. tube du verin ; 3. tête du verin ; 4. piston ; 5. tige ; 6. Douille de guidage ; 7. système de fixation ; 8. côté piston ; 9. côté tige ; 10. joint.



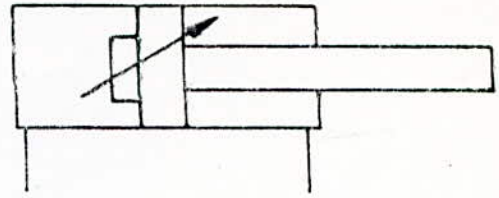
Verin type CD 250 / CD 350.

1. joint à chevrons ; 2. système de guidage ; 3. système de guidage pour $\phi > 100$ mm.

Vérins hydrauliques (moteur linéaire)

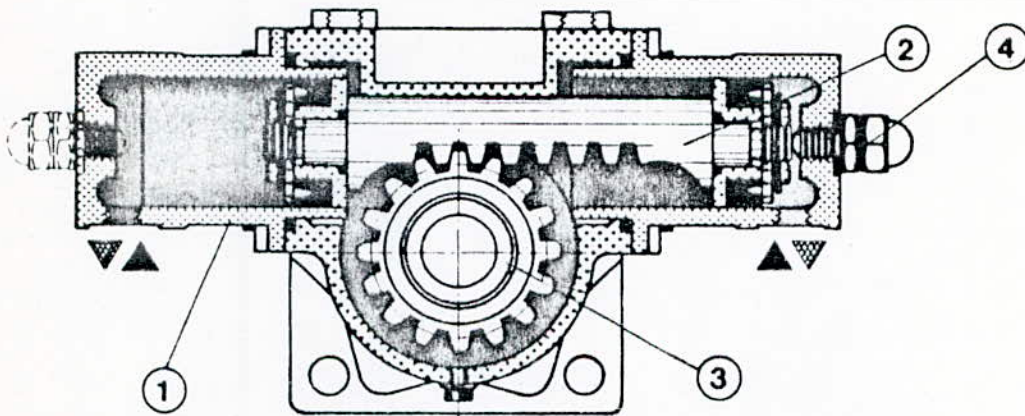


symbole

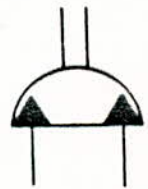


Verin avec amortissement réglable sur le côté fond du Verin.

1. Fond du Verin ; 2. tube de Verin ; 3-piston ;
4- corps ; 5. section de refoulement ; 6- orifice ;
7. étrangleur réglable ; 8- clapet anti-retour.

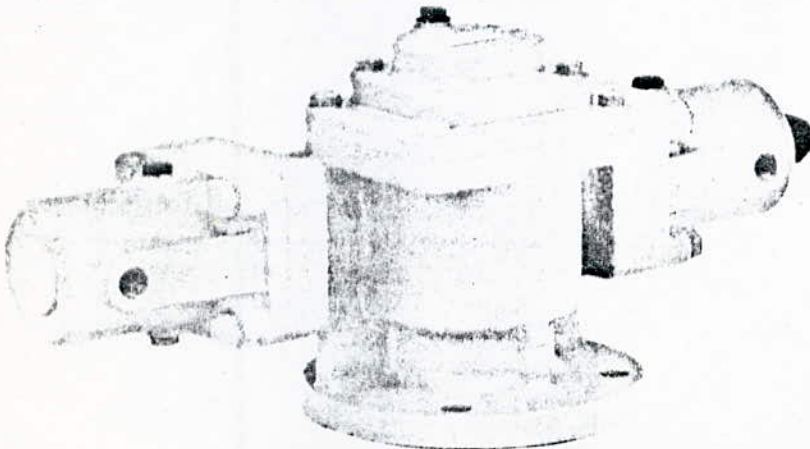


symbole

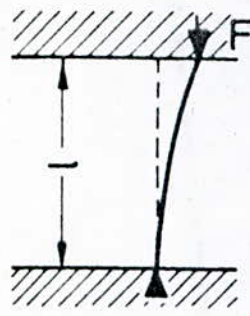
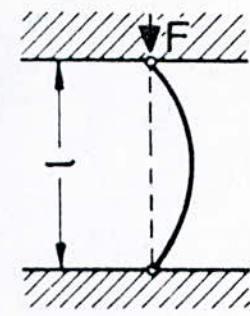
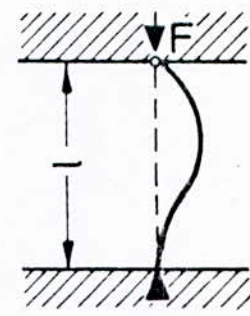
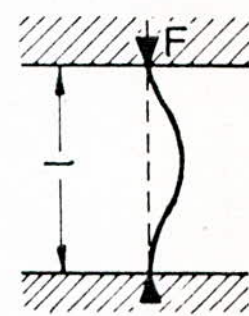
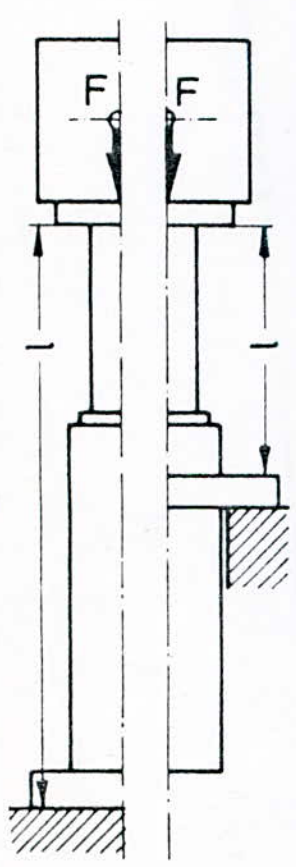
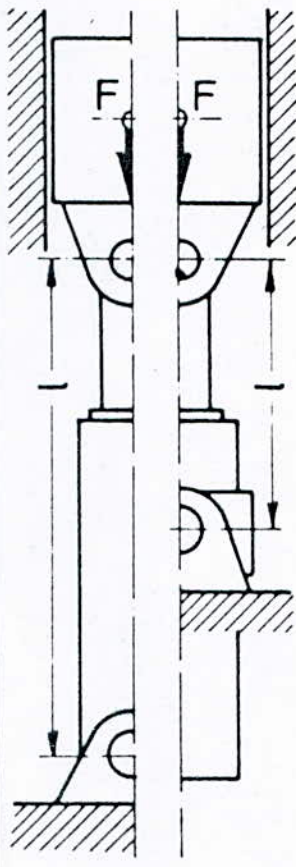
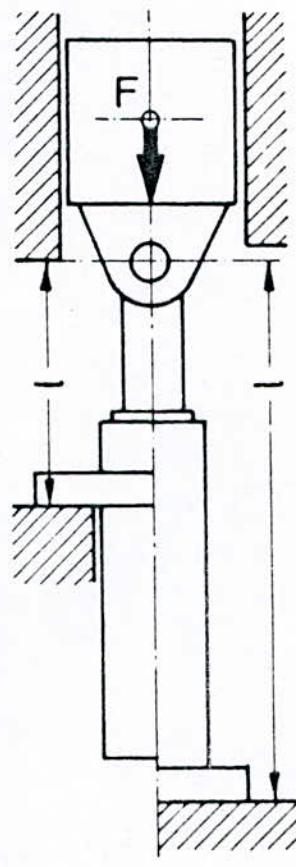
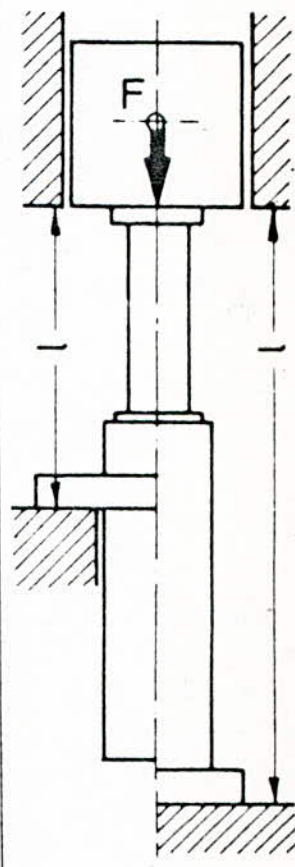


Verin rotatif type B.

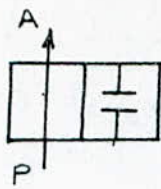
1- carter ;
2- crémaillère
3- piston
4- vis de réglage.



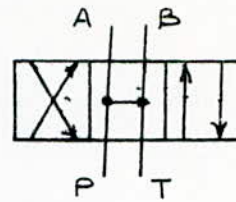
Vérins hydrauliques (moteur linéaire)

Cas de charge d'Euler	Cas 1 Une extrémité libre Une extrémité fixe	Cas 2 (cas de base) Deux extrémités articulées	Cas 3 Une extrémité articulée, une extrémité fixe	Cas 4 Deux extrémités fixes
Représentation graphique				
Longueur de flambage libre	$s_k = 2l$	$s_k = l$	$s_k = 1,07$	$s_k = \frac{l}{2}$
Position de montage pour les vérins hydrauliques				
Remarques			Guider la charge soigneusement, car autrement possibilités de déformations	Défavorable, il faut s'attendre à des déformations

Vérins hydrauliques (moteur linéaire)



distributeur à
2 voies, 2 positions.



distributeur à
4 voies, 3 positions.

Les distributeurs de part leur type de construction peuvent être repartis en deux groupes :

1. Distributeurs à clapet :

Ils sont d'une caractéristique très importante, c'est le verrouillage sans fuite.

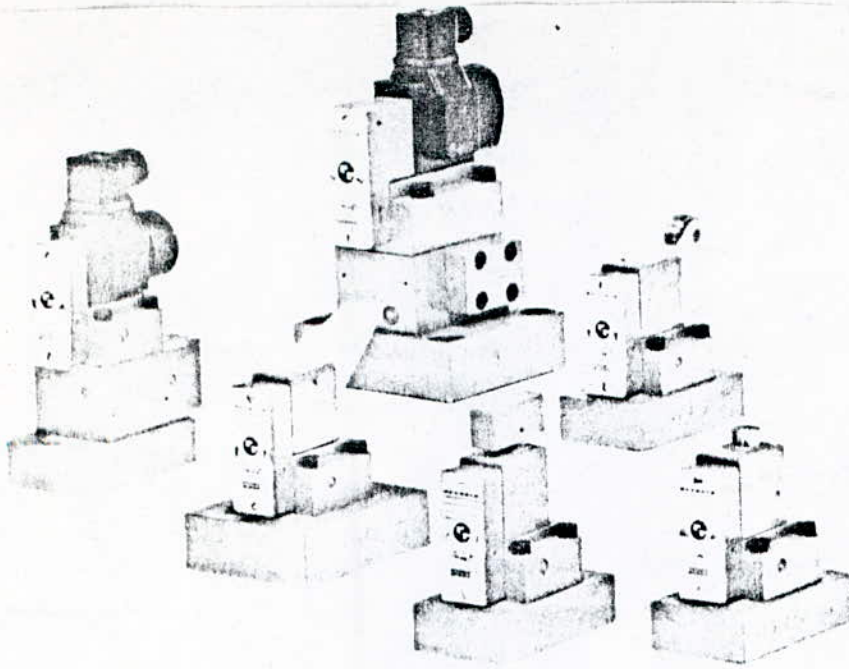
2. Distributeurs à tiroir :

Ils peuvent être à commande directe ou indirecte "pilotée", selon l'importance de la force de commande nécessaire, donc la grandeur de la construction de la valve "calibre". Ils présentent certains avantages :

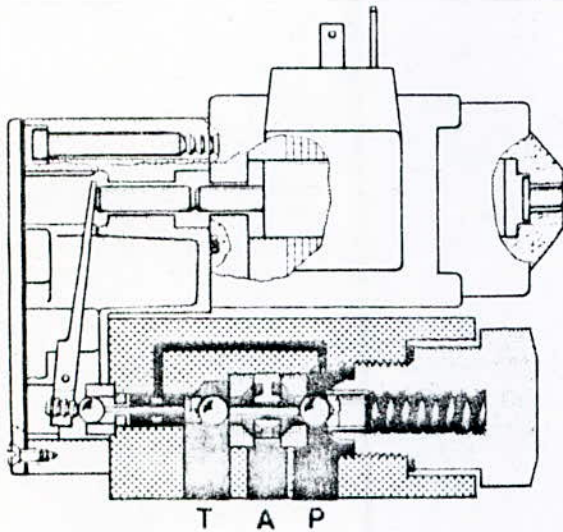
- construction relativement simple.
- Performances de débit élevées.
- tiroir pratiquement équilibré d'où faible force de commande.
- Nombreuses possibilités de commande (manuelle, électrique, hydraulique...).

Type de distributeur	calibre	débit	pression
à clapet.	6 ÷ 10	36	630
à tiroir	commande directe	10 ÷ 32	1100
	commande pilotée	10 ÷ 102	7000

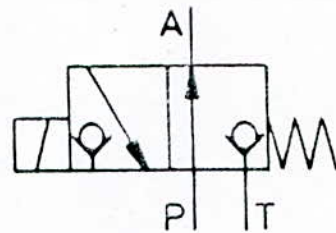
(l/mn) (bar)



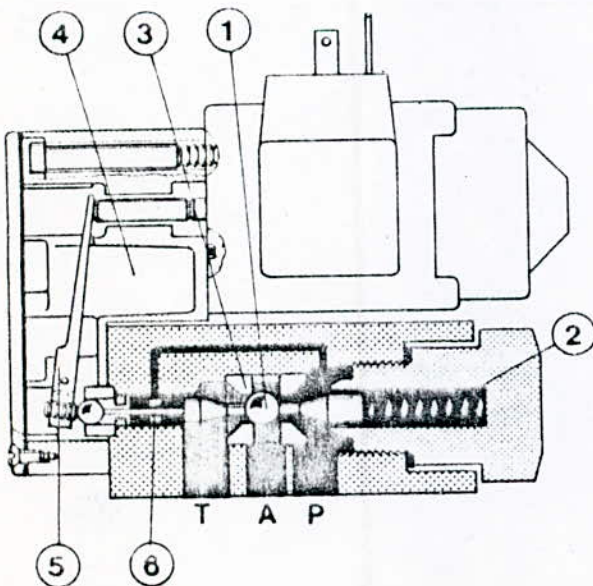
distributeurs à clapet à commande électriques et manuelles.



symbole



distributeur à clapet à deux billes à commande électrique directe - type SE..C.



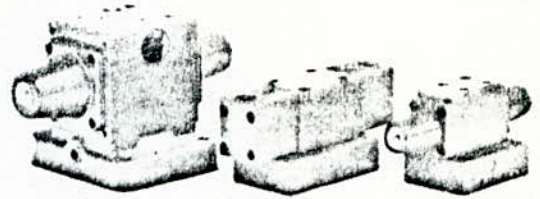
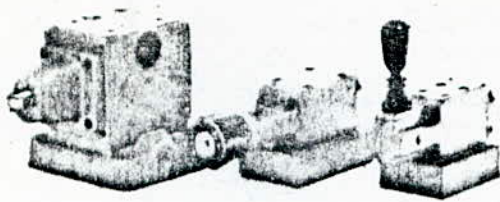
distributeur à clapet à 3 voies; 2 positions à commande électrique - type SE..U.

- 1. bille ; 2. ressort ; 3. siège ;
- 4. boîtier ; 5. levier ;
- 6. poussoir de commande .

Distributeurs à clapet

commande mécanique

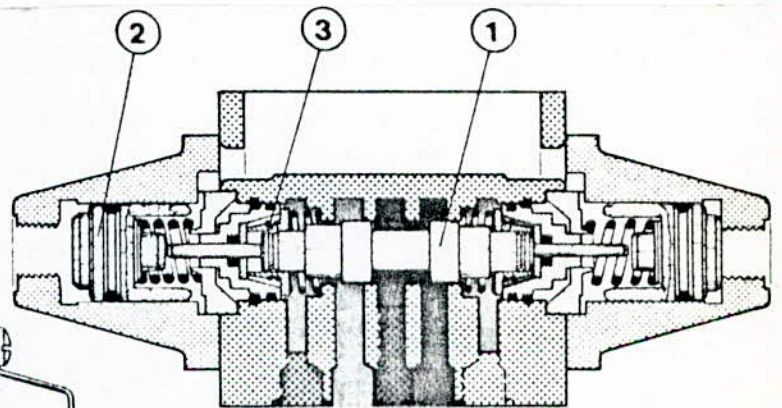
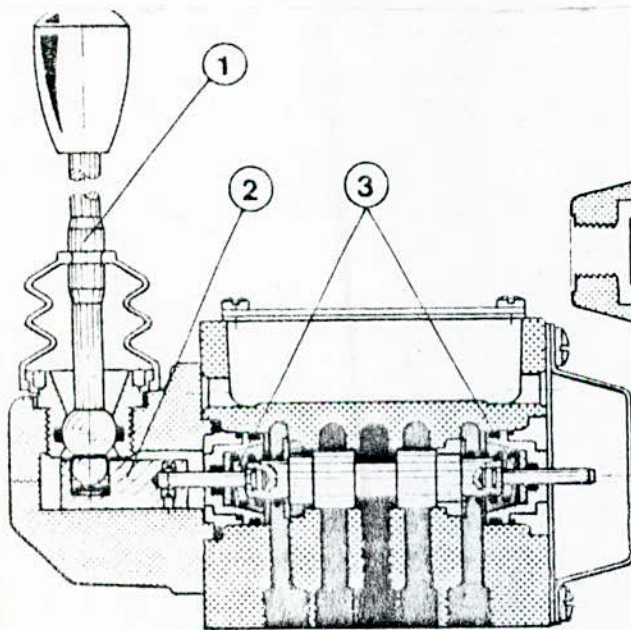
commande hydraulique



De gauche à droite
la photo représente :

- 1 commande par galet poussoir ; type WMR .
- 1 commande par bouton ; type WMD .
- 1 commande par levier ; type WMM .

La photo montre des valves à commande hydraulique ou pneumatique des calibres 5 ; 6 et 10 (de droite à gauche) .



Valve à 2 positions

- 1- Tiroir ; 2- piston de commande , 3- Indexage en position .

levier manuel WMM

- 1- levier ; 2- mécanisme de commande ; 3- ressort .

III - Les valves d'arrêt :

Dans un système hydraulique, les valves d'arrêt ont pour but de verrouiller un débit de fluide dans un sens. On les appelle également les clapets anti-retour. On distingue :

1. clapets anti-retour simples :

Très simples à réaliser, mais moins sûrs; ils fonctionnent en dérivation sur les étranglements dans un sens de débit, pour la fermeture dans l'autre sens, aussi valve by-pass pour le contournement d'un filtre retour.

2. clapets anti-retour déverrouillables hydrauliquement :

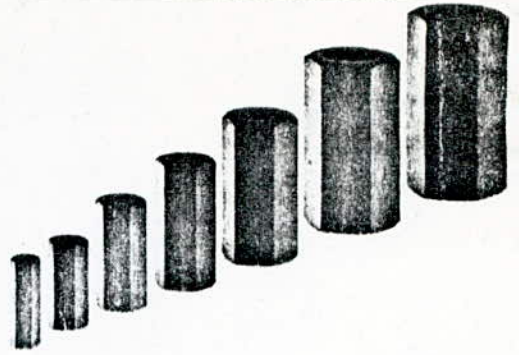
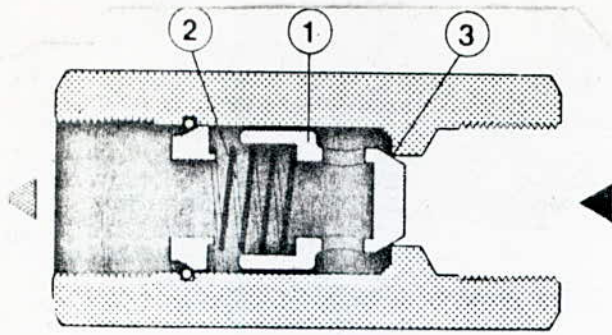
Par opposition aux clapets anti-retour simples, ces clapets peuvent être ouvert dans le sens de la fermeture. Ces valves sont utilisées :

- Pour la fermeture de circuit de travail se trouvant sous pression.

- Comme sécurité contre la chute de pression lors de la rupture de canalisation.

3. clapets anti-retour doubles :

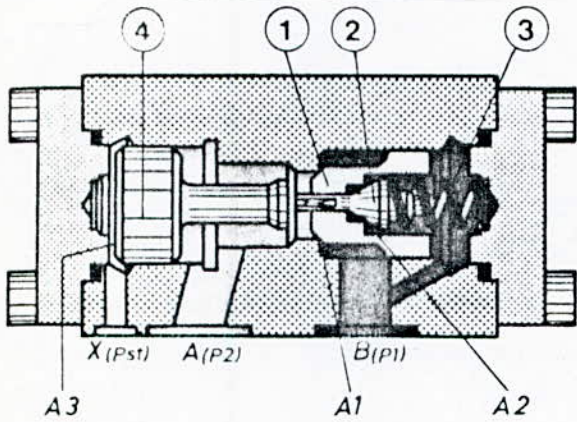
C'est une combinaison de deux clapets anti-retour déverrouillables hydrauliquement.



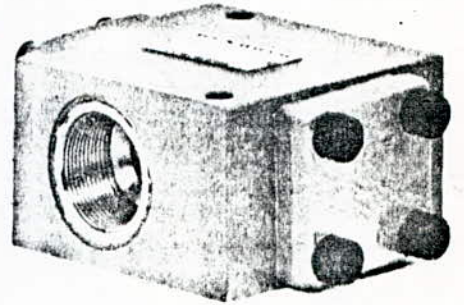
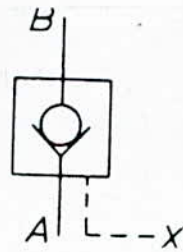
clapet anti-retour simple.

symbole

1. clapet ; 2. Ressort ;
3. siége .

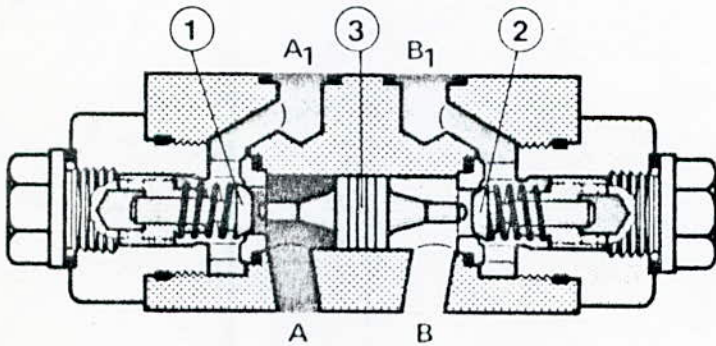


Symbole



clapet anti-retour déverrouillable hydrauliquement - type SV

1. clapet principal ; 2. clapet de pilotage ;
3. Ressort ; 4. Piston de commande .



Symbole

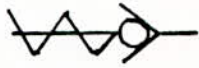
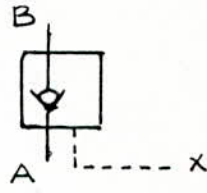



1. clapet gauche .
2. clapet droit .
3. Piston de commande .

clapet anti-retour double - type ZLS

Quant à leur utilisation, elle s'impose dans les cas où une immobilisation d'un récepteur hydraulique, dans une position définie, est nécessaire.

ci-dessous sont représentées quelques caractéristiques importantes des valves d'arrêt :

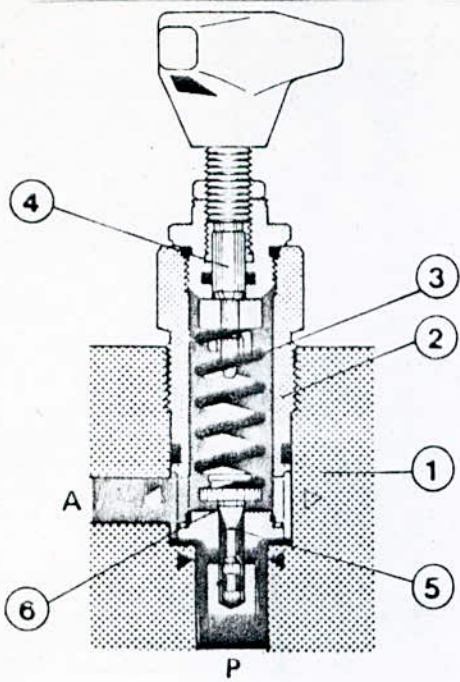
Type de valve	calibre	débit (l/mn)	Pression (bar)	symbole
clapet anti-retour simple	6 ÷ 150	15000	315	
clapet anti-retour devernouillable hydrauliquement	10 ÷ 150	6300	315	
clapet anti-retour double	6 ÷ 25	300	315	

IV. Les valves de pression :

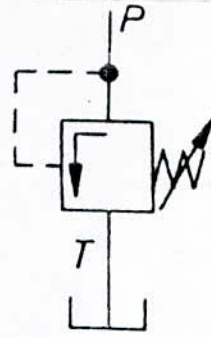
Les valves de pression sont des organes dont le but est d'influencer la pression qui règne dans le système hydraulique ou dans une partie de l'installation, selon la fonction on distingue :

1. Limiteurs de pression :

Les limiteurs de pression sont à commande directe ou pilotée.

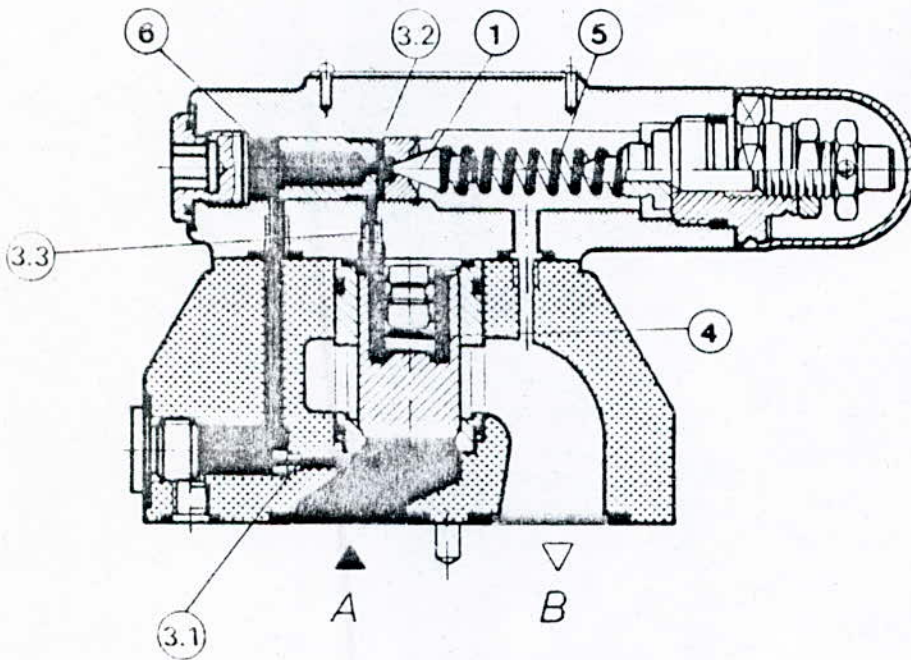


symbole



Limiteur de pression
d'commande directe
type DBD.

1. Manette ; 2. Douille ; 3. Ressort ; 4. mécanisme de pré-réglage ; 5. clapet ; 6. siège.



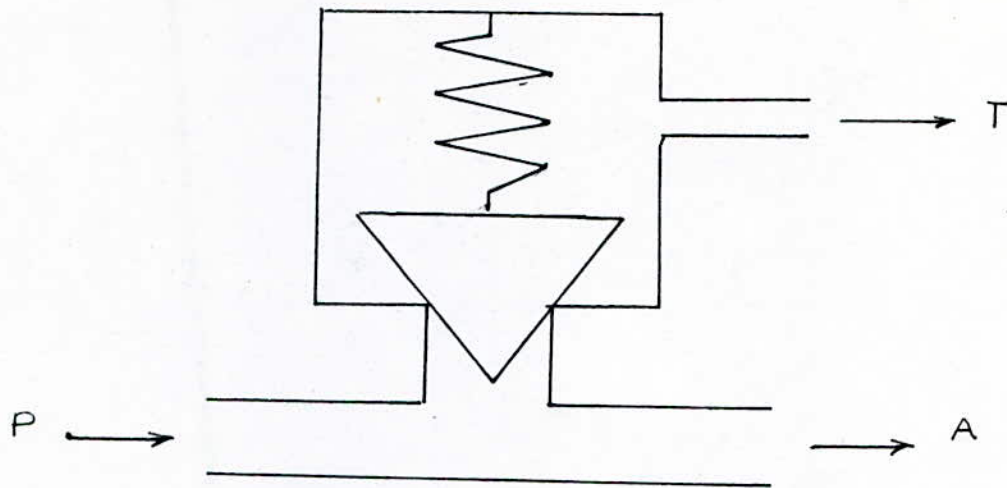
Limiteur de
pression pilo-
-té.

type DB.

1. clapet ; 2. tiroir ; 3. conduit , 4. Ressort ; 5. Ressort de pilotage.

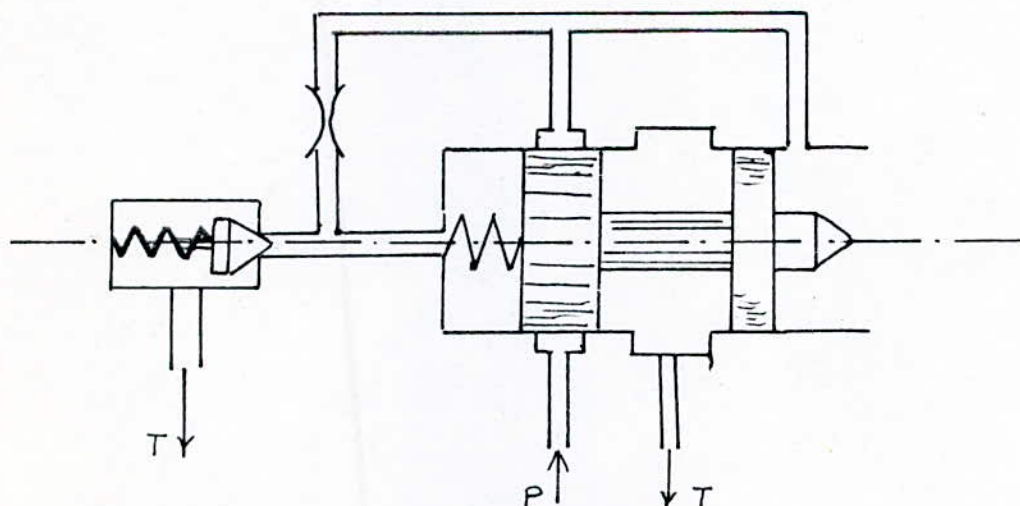
Valves de pression

Le principe de base des limiteurs de pression à commande directe est représenté ci-dessous.



La comparaison de deux forces agissantes; hydraulique (pression du fluide) et mécanique (ressort), permet son déclenchement, si la première force est supérieure à la seconde. Dans le cas contraire, le clapet reste appuyé sur son siège.

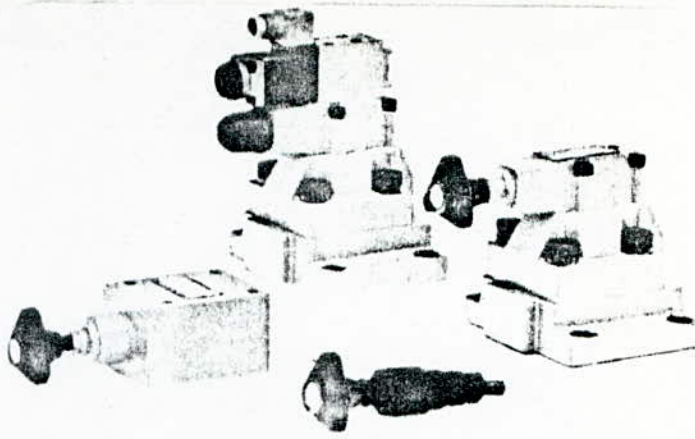
Pour les limiteurs de pression à commande pilotée, le principe de base est :



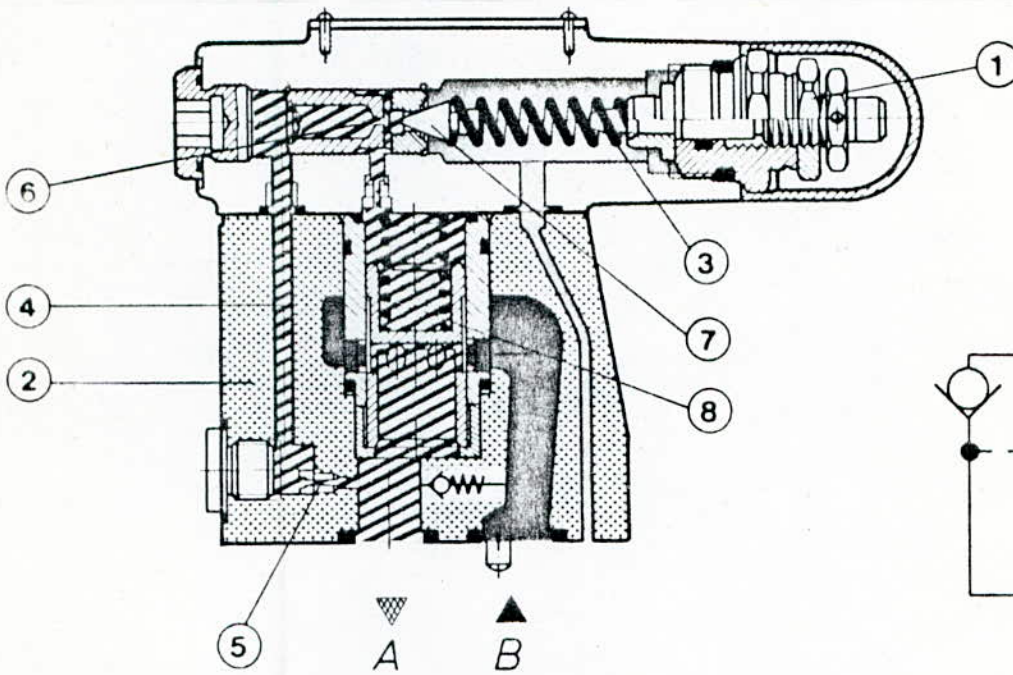
Son utilisation est fréquente dans le cas des gros débits.

2. Réducteur de pression :

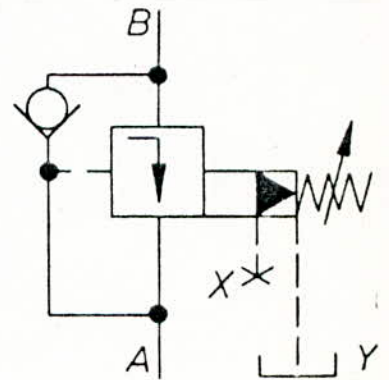
Les soupapes de réduction de pression sont utilisées pour réduire la pression dans une partie du circuit à une valeur inférieure à celle du circuit principal.



Limiteurs de pression à commande directe et pilotés





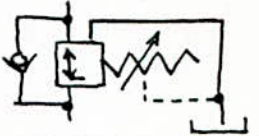
symbole



Réducteur de pression piloté - type DR10

- 1. Valve de pilotage ; 2. Valve principale ;
- 3. Ressort ; 4. canalisation de pilotage ;
- 5. Gicleur ; 6. Gicleur ; 7. clapet de pilotage ;
- 8. Ressort.

Valves de pression

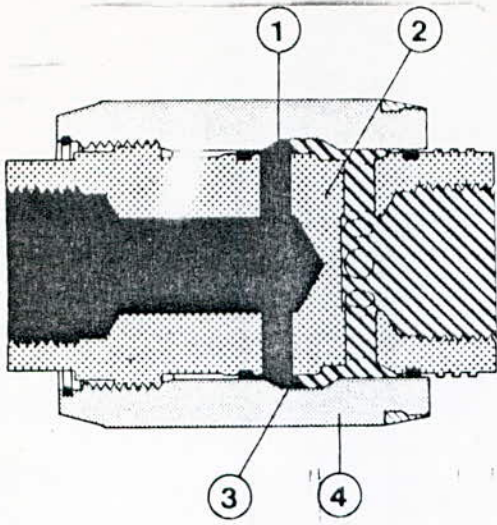
type de valve		Calibre	Débit	Pression	symbole
Limiteur de pression	Comm- -ande directe	6 ÷ 30	330	630	
	Comm- -ande pilotee	8 ÷ 82	3500	315	
Réducteur de pression.		5 ÷ 10	45	315	

V. Les valves de débit :

Les valves de débit servent essentiellement à régler la vitesse du mouvement des récepteurs en modifiant la section de passage du fluide de commande.

La véritable régulation de débit, celle qui se réalise dans les meilleures conditions de rendement, s'obtient à l'aide d'une pompe à débit variable. Cependant ayant dans une gamme de réalisation et d'autant plus fréquemment dans les installations à débit constant, il est souvent nécessaire d'intervenir pour limiter le débit, de telle manière à permettre le réglage de la vitesse de translation des vérins ou de rotation des moteurs hydrauliques.

Suivant leur technologie, on peut classer les valves de débit en quatre groupes dont les caractéristiques de dépendance sont :

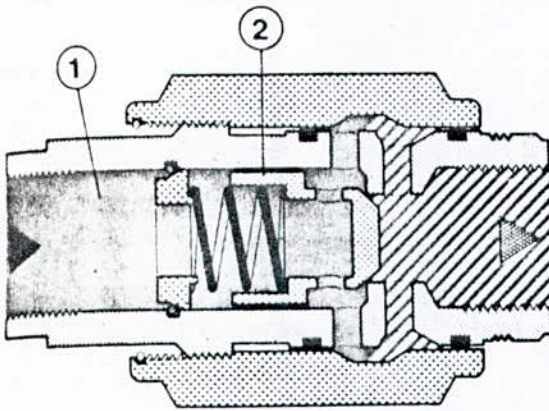


symbole

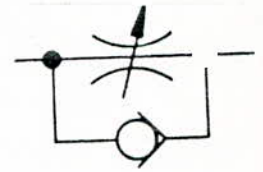


Étrangleur simple - type: MG.

1. orifice latéral ; 2. corps ; 3. étrangleur ;
4. douille réglable.

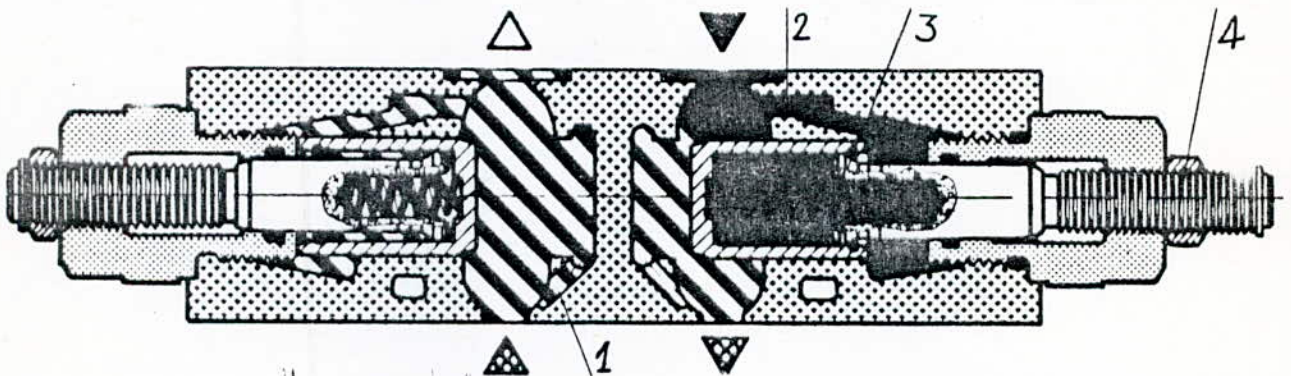


symbole



Étrangleur avec clapet anti-retour.

1. Face arrière ; 2. clapet anti-retour.



Double étrangleur avec clapet anti-retour
type Z2FS 22.

1. orifice gauche ; 2. orifice droit ; 3. Butée ;
4. vis de réglage.

Valves de débit

Paramètres fonctionnels	Valves
<ul style="list-style-type: none"> - Fonction de la pression, et de la viscosité. - Fonction de la pression, mais indépendant de la viscosité. 	Étrangleurs
<ul style="list-style-type: none"> - Indépendant de la pression, mais fonction de la viscosité. - Indépendant de la pression, et de la viscosité. 	Régulateurs de débit

1. Valves d'étranglement :

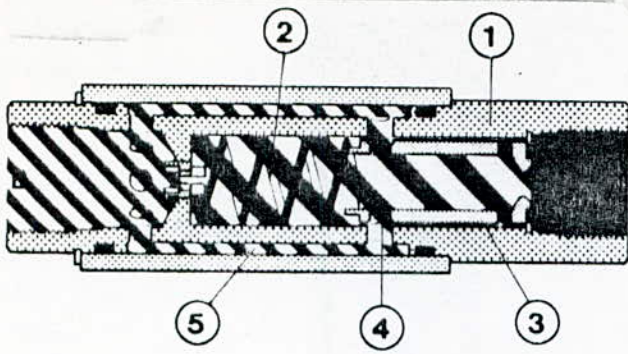
Le débit dans les valves d'étranglement dépend de la différence de pression aux bornes de l'étrangleur, c'est à dire qu'un ΔP plus important donnera un débit plus grand.

$$Q = \mu \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}$$

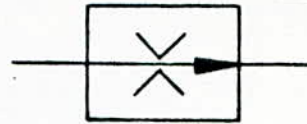
avec $\mu = \sqrt{\frac{1}{\xi_s}}$ et $\xi_s = \frac{64 \cdot L \cdot V}{V \cdot D_H^2}$.

où :

- Q - débit
- A - section d'étranglement.
- Δp - perte de charge.
- μ - coefficient de débit.
- ρ - densité du fluide.



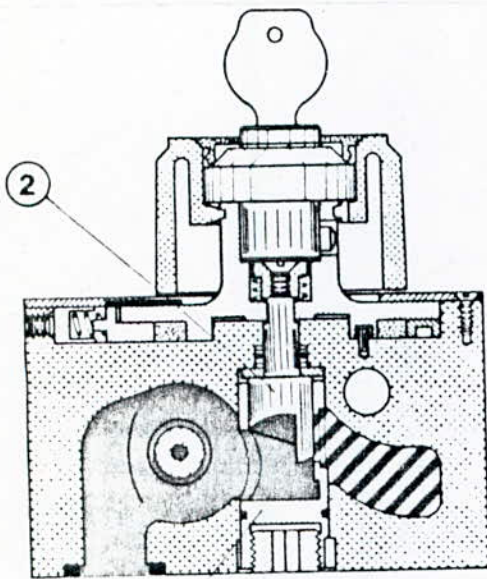
symbole



Limiteur de débit

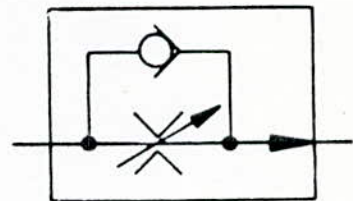
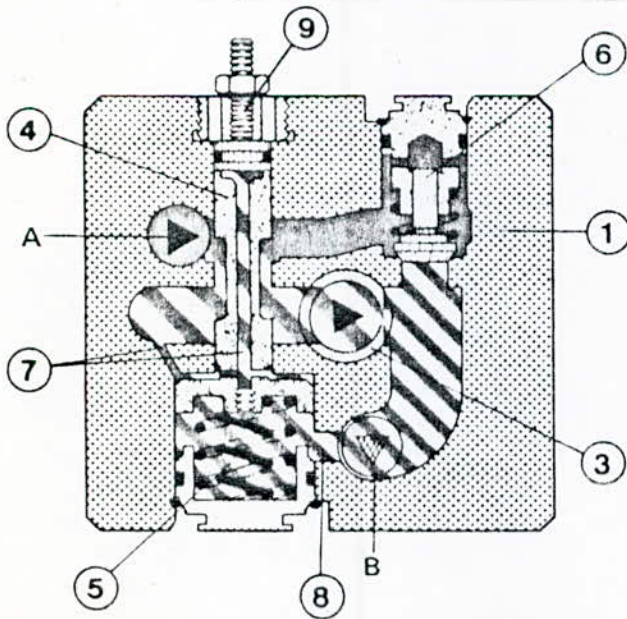
à 2 voies - type : 2FB..F.

1- corps ; 2- Ressort ; 3- douille d'étranglement ;
4- orifice latéral ; 5- canalisation annulaire.



Regulateur à 2 voie - type : 2FRM

1- corps ; 2- Boisseau d'étranglement ; 3- Douille ;
4- Tiroir ; 5- Ressort ; 6- clapet anti-retour ; 7- orifice amont ;
8- orifice aval ; 9- Limiteur de course.



symbole

Valves de débit

- ξ_s - coefficient de perte de pression.
- L - longueur de l'étranglement.
- ν - viscosité cinématique.
- v - vitesse d'écoulement du fluide.
- D_H - diamètre hydraulique.

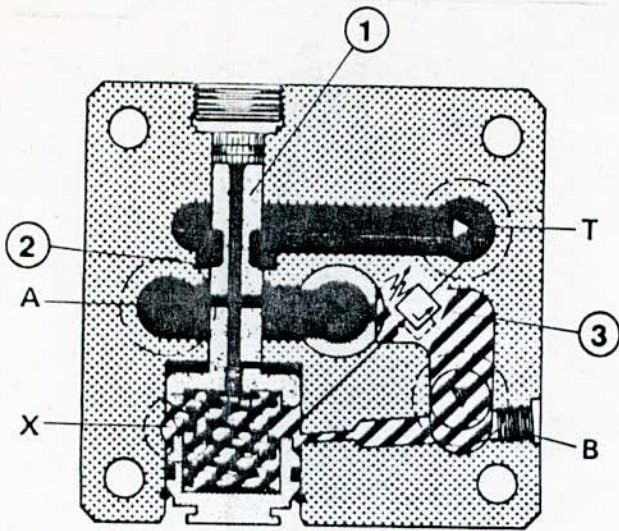
Les valves d'étranglement sont utilisées lorsque :

- il existe une résistance de travail constante.
- une modification de la vitesse avec une charge différente n'est pas un inconvénient.

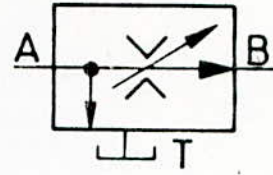
2. Régulateurs de débit :

Le débit qui traverse ces éléments est indépendant de la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la valve, cela signifie que le débit de fluide réglé reste constant, même pendant la variation de la pression. On les utilise lorsque la vitesse de travail doit demeurer constante, malgré des charges différentes sur le récepteur.

Ils existe des régulateurs de débit à deux et trois voies, mais la fonction de base pour les deux type, est celle à deux voies, car la troisième est reliée au réservoir.





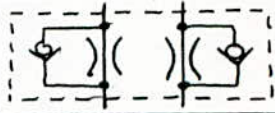
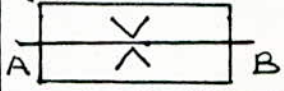
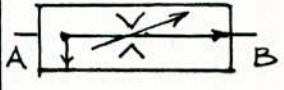
symbole



Régulateur de débit à 3 voies.

- 1 - Tiroir ; 2 - arête de pilotage ;
3 - limiteur de pression .

Valves de débit

valves		calibre	débit (L/mn)	pression (bar)	symbole
étrangleurs	simple	6 ÷ 120	300	315	
	avec clapet anti-retour	10, 20 et 30	400	315	
	double	6, 10 16 et 22	300	315	
régulateurs de débit	à 2 voies	5, 10 et 16	160	315	
	à 3 voies	10 et 16	160	315	

VII. Les organes de stockage :

1. Les accumulateurs :

En résumé un accumulateur hydraulique a pour but de recevoir un volume de liquide sous pression et de le restituer en cas de besoin. De ce fait, l'accumulateur sous pression peut remplir différentes fonctions dans un circuit hydraulique :

- comme réserve de fluide.
 - comme groupe de secours.
 - comme compensateur du fluide de fuite.
 - pour la diminution de pointe de pression.
 - pour l'amortissement de pulsation.
 - pour la récupération de l'énergie de freinage.
- Il existe plusieurs type d'accumulateurs :

a. Accumulateur à piston :

Il est principalement utilisé pour les grands

volumes et les quantités d'écoulement importantes, le gaz et le fluide sont séparés par un piston se déplaçant librement. L'étanchéité entre le gaz et le fluide est assurée par les joints chevrons.

$$\left(\frac{\text{Pression du gaz}}{\text{Pression de travail maximale}} \right)_{\max} \approx \frac{1}{10}$$

b. Accumulateur à membrane :

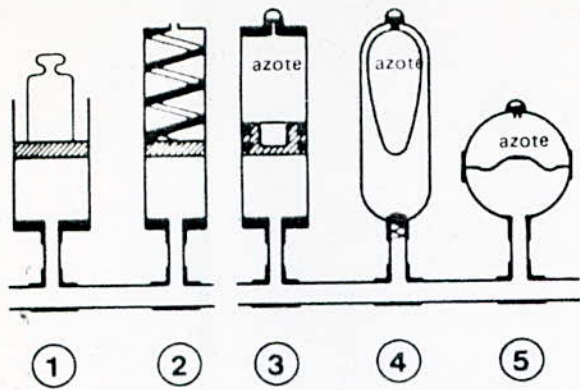
On l'utilise pour de faibles volumes, par exemple pour l'absorption de chocs, pour l'amortissement de pulsations, pour le circuit de pilotage d'huile. La membrane est le plus souvent de forme demi-sphérique. Elle sépare les deux milieux, en étant bombée du côté du fluide.

$$\text{Rapport de pressions maximales} \approx \frac{1}{10}$$

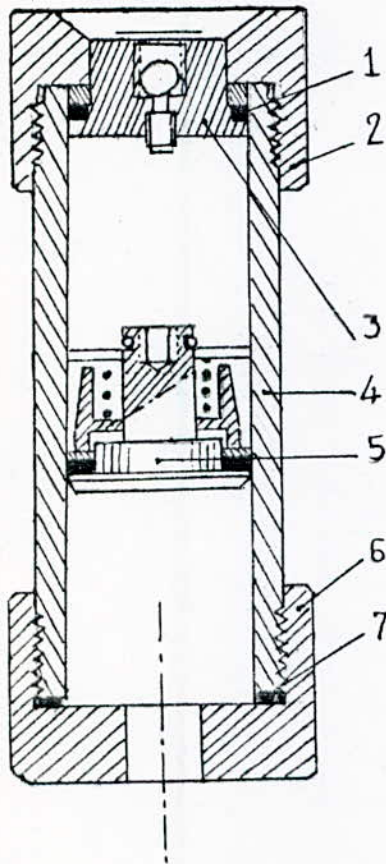
c. Accumulateur à vessie :

Il se distingue par une étanchéité absolue, par un processus de réponse très rapide et travaille presque sans inertie. Dans cet accumulateur, l'azote et le fluide sont séparés l'un de l'autre par une vessie élastique fermée. Le gaz se trouvant à l'intérieur de la vessie.

$$\text{Rapport de pressions maximales} \approx \frac{1}{4}$$



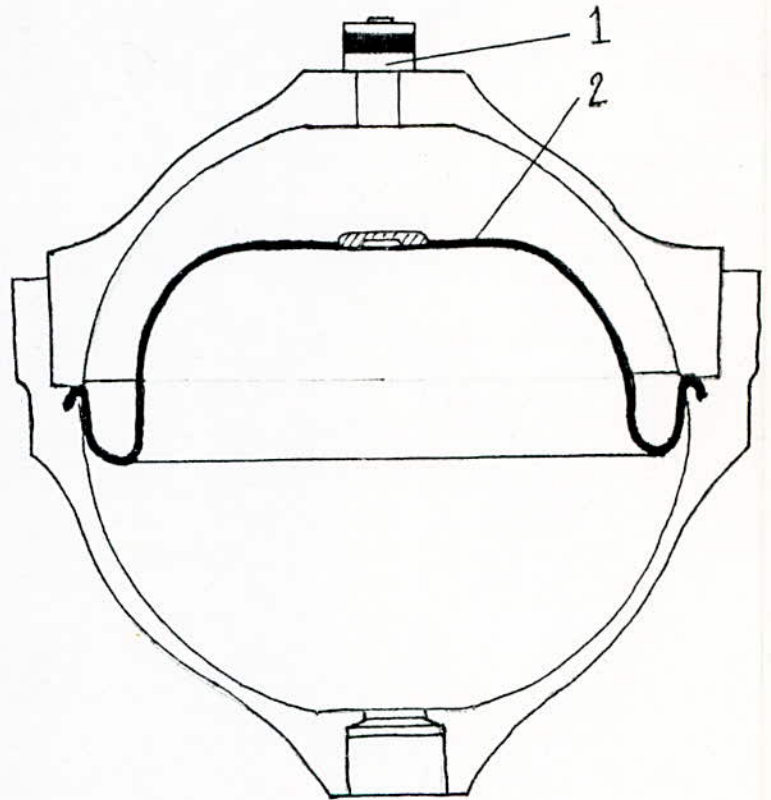
- 1- accumulateur à poids.
- 2- accumulateur à ressort.
- 3- accumulateur à piston.
- 4- accumulateur à vessie.
- 5- accumulateur à membrane.



a)

a) Accumulateur à piston :

1- joint côté azote ; 2- écrou ; 3- couvercle ;
4- cylindre ; 5- piston ; 6- côté fond d'huile ; 7- joint
côté huile.

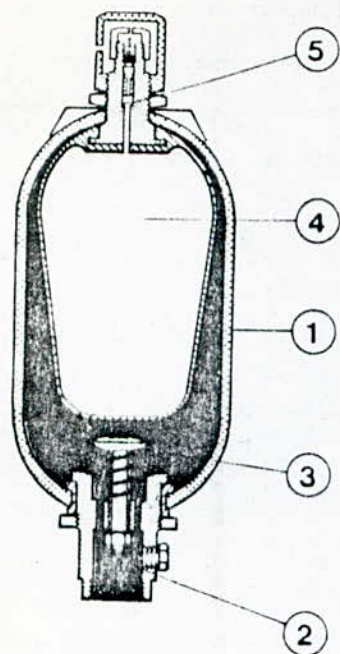


b)

b) accumulateur à membrane :

1- Robinet de gonflage ; 2- Membrane.

Accumulateurs hydrauliques



symbole

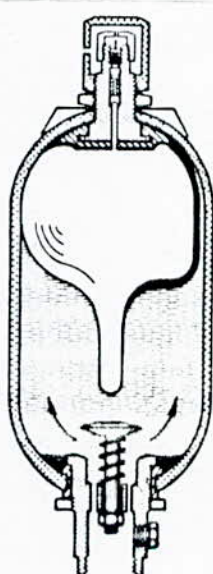


accumulateur
d' vessie.

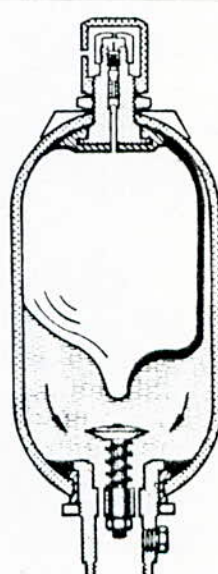
1- enveloppe en acier, 2- Raccord côté fluide ; 3- soupape à disque ; 4- vessie d'accumulation ; 5- Valve à gaz .



a)



b)



c)

a) L'accumulateur est occupé par le gaz dans la vessie .

b) La vessie remplie de gaz est comprimée par le fluide hydraulique .

c) prelevement du fluide .

2. Les réservoirs :

Un réservoir ou bête est un réservoir qui contient du fluide hydraulique, ce dernier destiné à alimenter les circuits d'une installation hydraulique. On distingue les types de réservoirs suivant :

- Réservoirs à surface libre ou à pression atmosphérique.

- Réservoirs pressurisés ou sous pression.

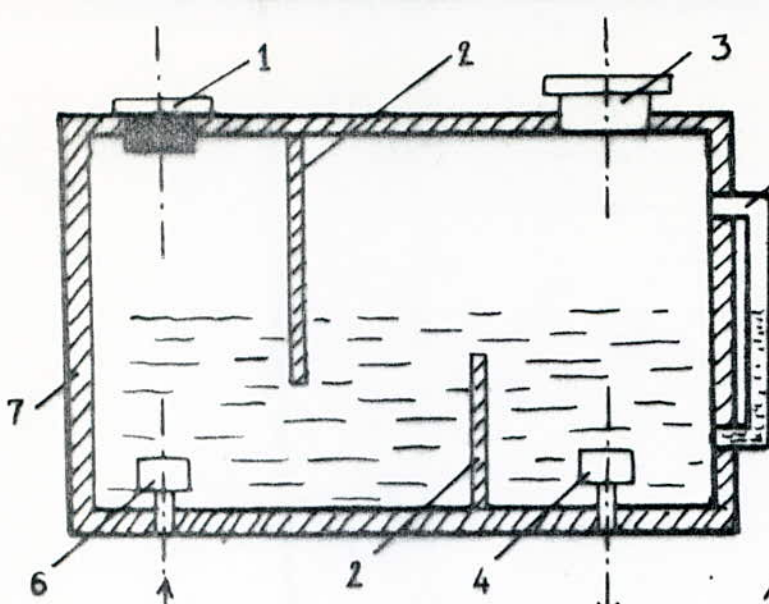
Les réservoirs à surface libre sont les plus simples à réaliser et à exploiter, leur inconvénient majeur est le renouvellement constant de l'air, qui contient de l'eau, au dessus de la surface libre du fluide hydraulique.

Pour remédier à ce défaut pouvant engendrer des problèmes possibles de modifier les caractéristiques physique du fluide, on utilise des réservoirs dits "pressurisés". Ceci signifie qu'une pression excessive est créée au dessus de la surface libre du fluide emmagasiné dans le réservoir. Ce type de réservoir présente d'autres inconvénients autres que ceux du premier, pouvant se résumer en :

- L'introduction du gaz inerte pose des problèmes.

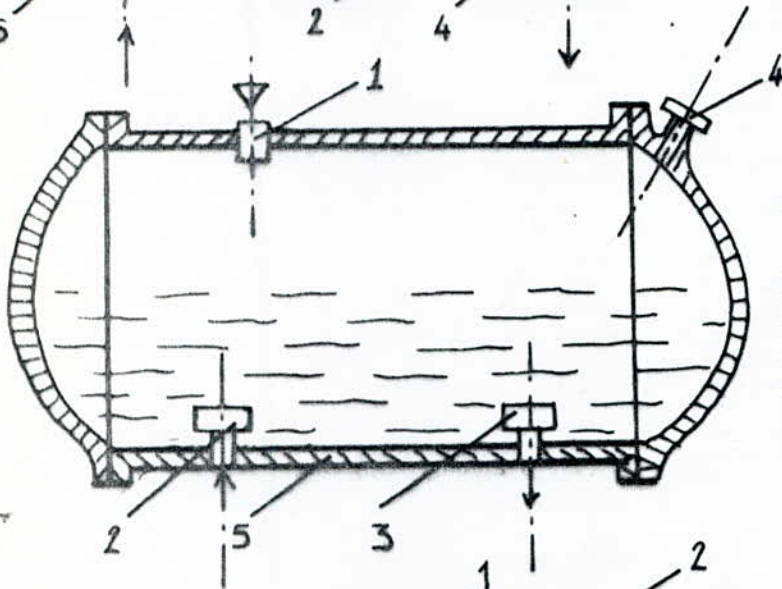
- Le gaz sous pression (environ 0,3 MPa), se dissout facilement dans le fluide.

sur la base de ces inconvénients, une autre version de réservoirs pressurisés, fait son apparition, elle interdit tout contact entre le gaz et le liquide, ce réservoir est



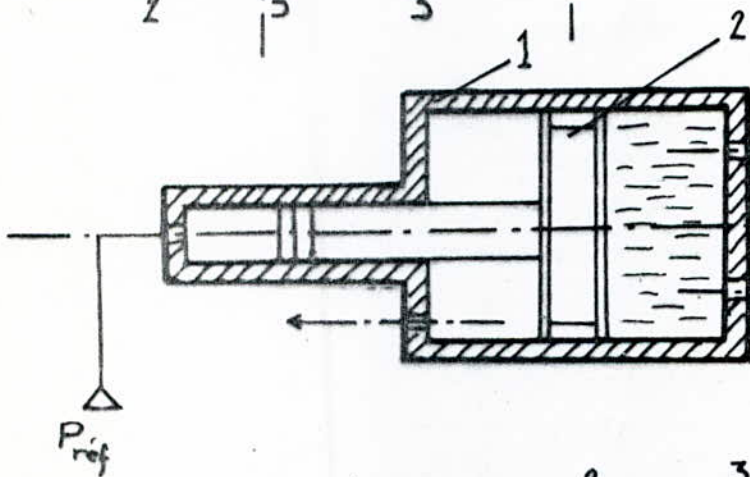
Réservoir à surface Libre.

1. Boulot de remplissage avec crépine.
2. chicanes.
3. Reniflard.
4. Ajutage d'alimentation.
5. Indicateur de niveau.
6. Ajutage de retour.
7. Boîtier du réservoir.



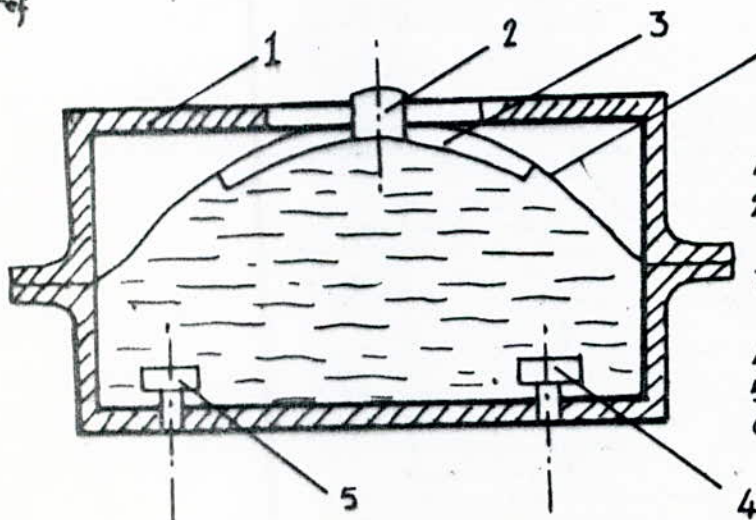
Réservoir pressurisé

1. Raccord de remplissage du gaz.
2. Ajutage de retour.
3. Ajutage d'alimentation.
4. couvercle.
5. corps du réservoir.



Réservoir pressurisé à piston.

1. Boîtier cylindrique.
2. piston.



Réservoir pressurisé séparateur

1. corps du réservoir.
2. Raccord d'évacuation d'air.
3. centre rigide de la membrane.
4. Ajutage d'alimentation.
5. Ajutage de remplissage.
6. Membrane.

RÉSERVOIRS

réaliser par un piston principal muni d'un autre piston plongeur. il est d'une grande efficacité, mais il est assez compliqué en raison de l'existence de deux pistons nécessitant des joints d'étanchéité de grande qualité.

Enfin, un réservoir simple garantissant une séparation parfaite entre le liquide et l'air, et tout gaz. Dans ce réservoir grâce à l'absence de contact entre les deux fluides, les caractéristiques du liquide hydraulique restent inchangées, ce qui traduit la longévité et la fiabilité du système.

VII - Autres accessoires :

Aux mêmes titres que les transformateurs d'énergie ou les éléments de commande, les accessoires sont des éléments importants pour des fonctions de commande et de contrôles déterminés. Autrement dit des organes nécessaires pour la sécurité de fonctionnement d'un circuit hydraulique.

1. Les filtres :

La qualité d'installation hydraulique se maintient et dépend de la propreté du système, et de la filtration.

Le but des filtres est de réduire le taux d'encrassement dans un fluide à une valeur admissible, afin de protéger les différents élé-

-ments d'une usure trop importante. Les éléments filtrants peuvent être en différentes matières :

- Toile métallique.
- Papier.
- Fibre métallique.

a. Filtres d'aspiration :

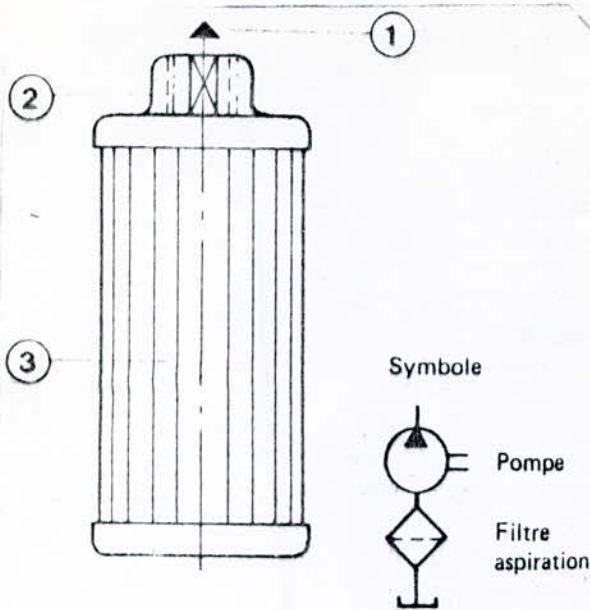
Ils sont placés sur la canalisation d'aspiration de la pompe. ces filtres présentent un inconvénient majeur, l'accessibilité en est plus souvent mauvaise, ce qui rend l'entretien difficile. De plus les pertes de charge à travers ces filtres pénalisent l'aspiration de la pompe.

b. Filtres de pression :

Ils sont montés sur la canalisation de pression d'un circuit hydraulique, par exemple juste après la pompe en amont d'un régulateur dont le débit réglé est très faible. sa pression de service peut atteindre 420 bars, peut être traversé par un débit de 330 l/mn, avec une finesse de filtration de 1, 5 et 10 μm .

c. Filtres retour :

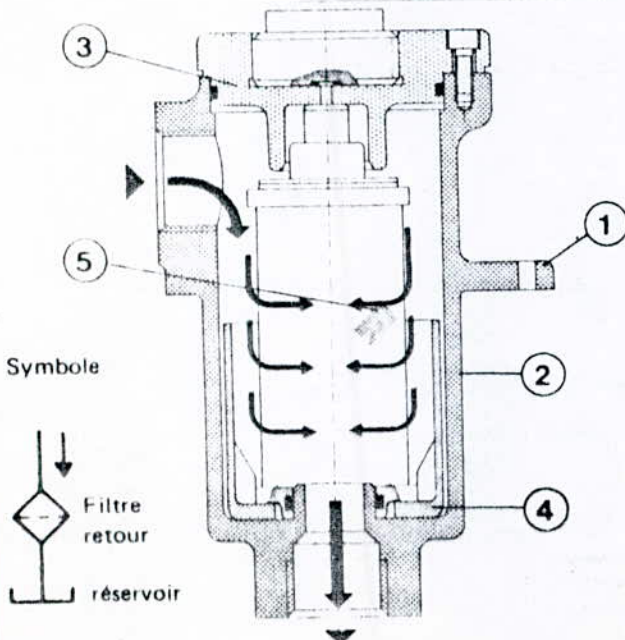
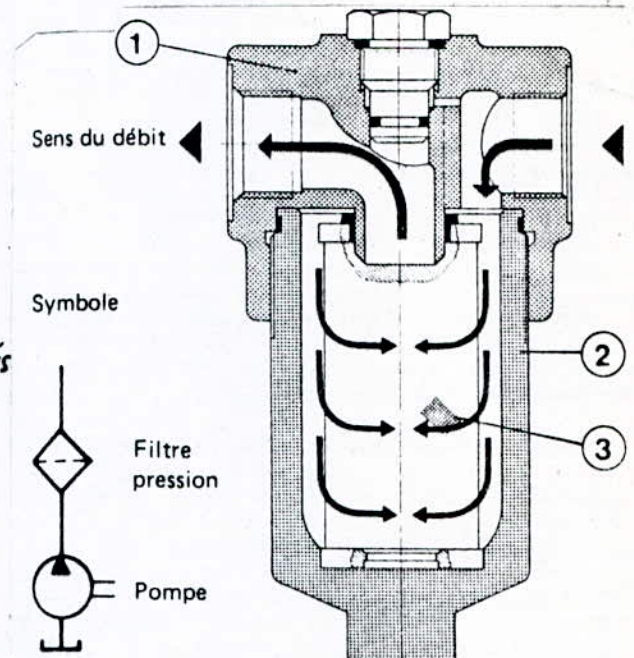
Les filtres retour sont les plus utilisés, ils sont placés sur la canalisation de retour, le fluide est refoulé à travers ce filtre vers le réservoir.



- Filtre aspiration
1. Vers le système
 2. Orifice taraudé
 3. élément filtrant.

Filtre pression

1. Tête de grille.
2. collecteur d'impuretés
3. élément filtrant.



Filtre de retour

1. Bride de fixation.
2. Corps du filtre.
3. couvercle.
4. Recuperateur de particules.
5. élément filtrant.

caractéristiques importantes :

- Pression de service jusqu'à 30 bars.
- Débit : jusqu'à 1300 l/mn pour filtre sur réservoir ; et 3900 l/mn pour filtre sur canalisation.
- Finesse de filtration : 10 et 20 μm .

d- Filtres de remplissage :

Se sont des filtres montés dans les réservoirs, ils remplissent deux fonctions :

- comme filtres de remplissage : ils empêchent d'importantes particules de pénétrer à l'intérieur du réservoir.

- comme filtres d'aération : Pendant les variations de niveau du fluide dans les réservoirs ; il est nécessaire d'avoir un échange d'air. Pendant ce processus, l'air pénétrant dans le réservoir est filtré.

2. Manocontacts :

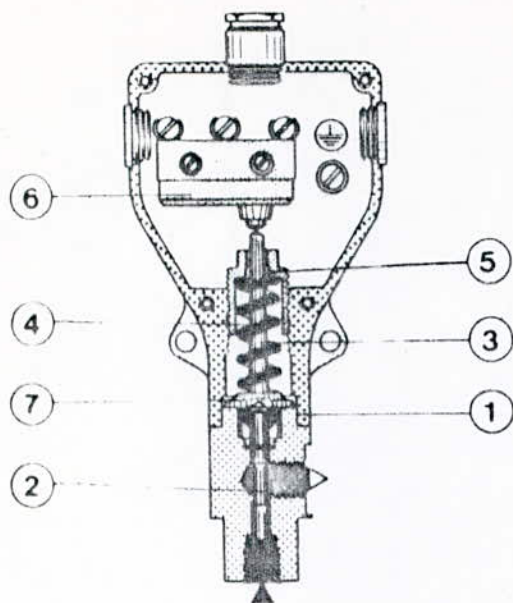
Les manocontacts servent à commuter et à couper un circuit de courant électrique en fonction de la pression.

a- Manocontact à piston :

La pression agissant sur un piston donne naissance à une force supérieure à celle de rappel du ressort, et un contact avec un micro-rupture est réalisé.

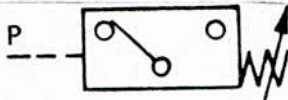
Pression de réglage maximale :

- HED 1 : 500 bars.
- HED 4 : 350 bars.



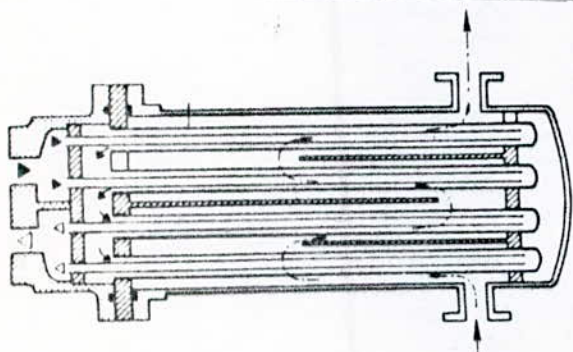
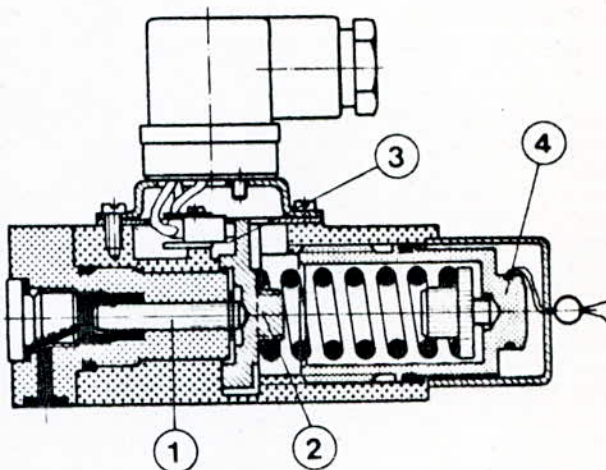
Manocontact à piston
type HED 1 :

- 1. boîtier , 2. piston ;
- 3. poussoir ; 4. Ressort ;
- 5. vis de réglage ,
- 6. micro - rupteur ;
- 7. butée mécanique .

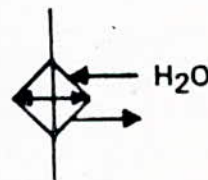
symbole : 

Manocontact à piston
type HED 4 :

- 1. piston ; 2. coupelle
- de ressort ; 3. tige de
- commande ; 4. cartouche .



symbole



Echangeur de chaleur
par refroidissement à eau .

MANOCONTACTS

b. Mancontact à tube de Borolon :

Il est utilisé non seulement pour les liquides, mais aussi pour les gaz.

Pression de réglage maximale : 400 bars.

3. Échangeurs de chaleur :

Par suite des pertes de charge dans les canalisations et les appareils intermédiaires, une partie de la puissance du fluide est transformée en chaleur, créant une augmentation de température au sein du liquide, ce qui peut perturber le fonctionnement du système. Pour cela, on procé-

-de à un refroidissement du fluide par :

- échangeur de chaleur à refroidissement par l'air.

- échangeur de chaleur à refroidissement par l'eau.

VIII. Canalisations et joints :

1. Les canalisations :

Les canalisations permettent la circulation du fluide hydraulique au cours du fonctionnement de la commande des automatismes hydrauliques. D'après leur fonction, on distingue :

- Les canalisations principales ou de refoulement, qui dirigent le fluide sous pression en provenance d'une source de pression vers l'organe récepteur.

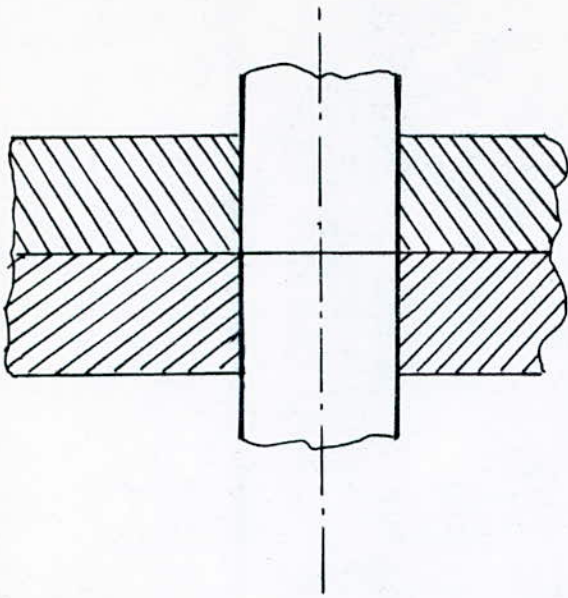
- Les canalisations de retours par lesquelles le fluide retourne au réservoir.
- Les canalisations de récupération des fuites.
- Les canalisations de pilotage par lesquelles la pression arrive aux récepteurs.
- Les canalisations d'aspiration qui dirigent le fluide prélevé dans le réservoir, ou sortant du récepteur hydraulique vers la pompe.
- Les canalisations d'utilisation, qui relient les distributeurs aux chambres de travail des récepteurs.

L'ensemble de ces canalisations forment le réseau hydraulique, ils peuvent être constitué par :

- Des tubes rigides.
- Des tuyaux flexibles.
- Des canaux et des raccords.

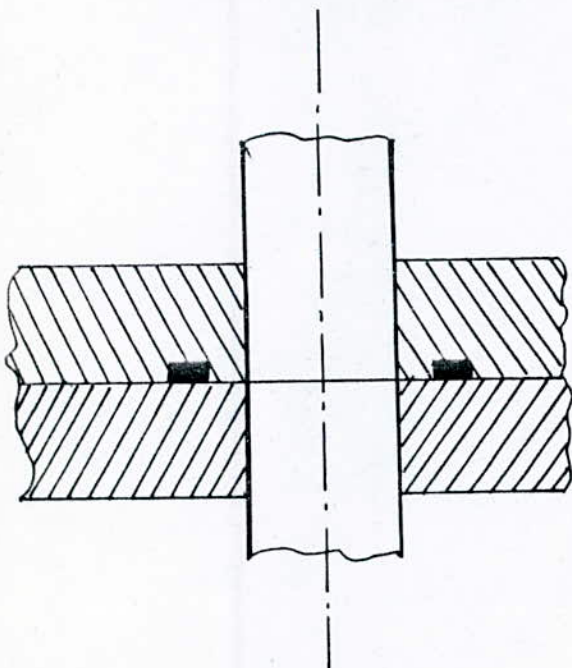
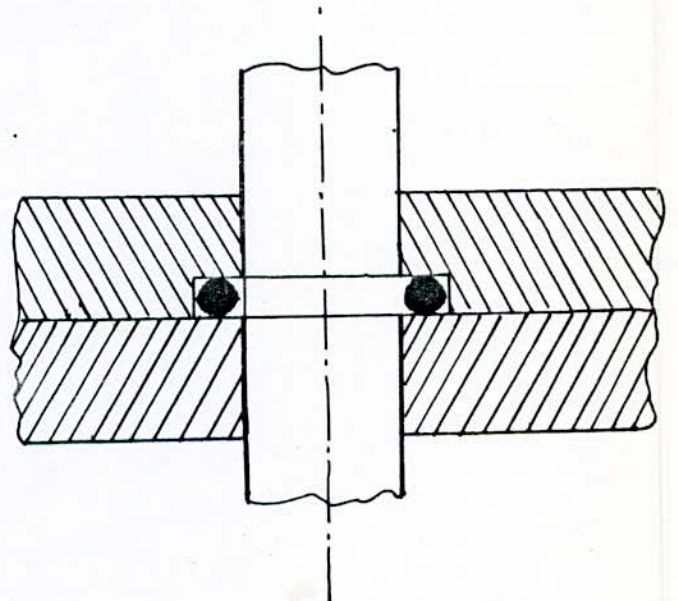
Les fuites de liquide aux jonctions dans une installation hydraulique présentent un danger grave. Il existe plusieurs moyens d'éviter les fuites aux jonctions :

Le cas le plus simple (jonction à plat) est monté de façon à ce que les axes des orifices percés dans les éléments joints, sont amenés en coïncidence. Or le petit jeu qui reste entre les pièces laisse passer une petite quantité du liquide. On diminue cette quantité en ajustant les pièces par rodage rotatif.



jonction à plat
bout à bout de deux
canalisations.

jonction avec joints
d'étanchéité dans la
gorge de l'âme des
deux canalisations.



jonction avec joints à
l'abri de la pression
du fluide.

CANALISATIONS _ JONCTIONS

Au cas où la fuite est absolument inadmissible, on monte un joint d'étanchéité dans la gorge de l'une des pièces. Or au moment de la mise sous pression du système, ce joint risque de s'arracher de la gorge et pénétrer dans la canalisation. On s'y oppose en laissant une paroi mince du côté du passage.

Une étanchéité plus parfaite est procurée par la douille de traversée à quatre joints. Malgré la complexité de construction et les difficultés de montage. Un tel dispositif est utilisé assez souvent.

2. Les joints :

Les joints sont des organes destinés à supprimer et à empêcher les fuites de fluide externes ou internes. On distingue trois grande catégories de joints :

- Les joints statiques.
- les joints coulissants.
- les joints tournants.

Lorsqu'il s'agit de déterminer un joint : choisir sa forme et sa matière, les facteurs à prendre en considération sont :

- La fonction du joint.
- la nature du joint.
- La pression agissante sur le joint.
- la température.
- la durée de vie souhaitée.

a- Les joints statiques :

Ce sont des joints qui réalisent l'étanchéité entre pièces non animées de mouvement relatif, ils peuvent être montés sur :

- Les montages à gorge sur pièces mâles ou femelles.
- Les montages à éléments plans.
- Les montages à éléments coniques.

Les joints statiques peuvent être des joints en élastomère moulé, de forme annulaire, à section circulaire, comme ils peuvent être métallique ou en cuivre, essentiellement pour certains joints de raccords ou de bouchons, ou lorsque de très hautes pressions, ou températures limitant l'emploi des élastomères.

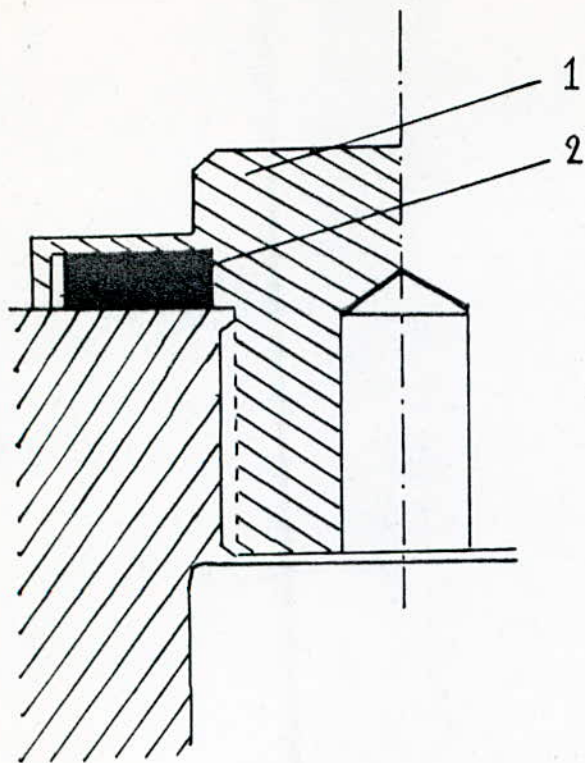
D'autres formes de joints : en L ou U, sont proposés, ils sont chers et non réutilisables, ils doivent donc être réservés aux cas où l'emploi des autres formes est absolument impossible.

b- joints coulissants :

Ces joints équipent les tiges et verins des verins, ils sont généralement réalisés en élastomères ; ils constituent plusieurs types dont les plus simples sont les joints toriques.

b1- joints toriques :

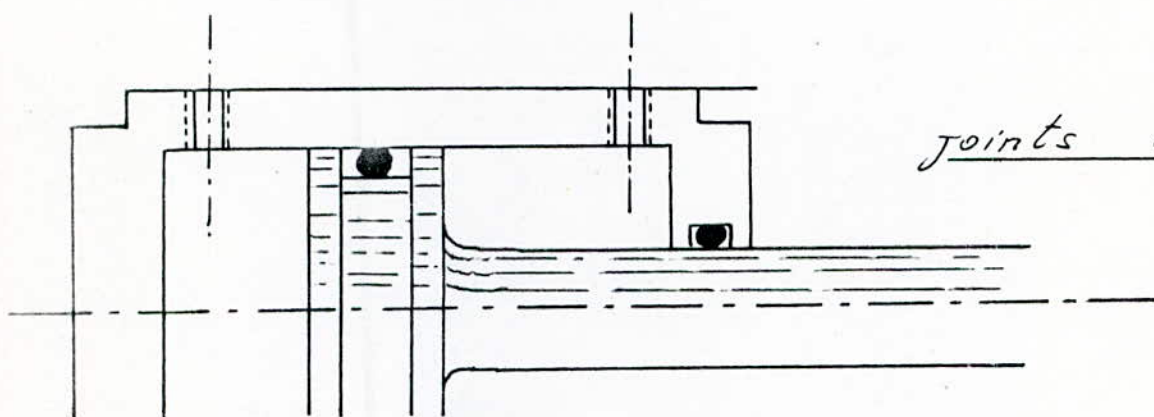
Ils sont constitués d'un toron d'élastomère qui remplit une gorge. leurs principaux avantages sont :



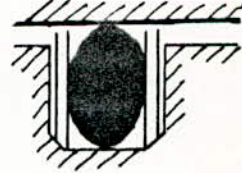
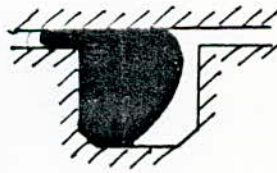
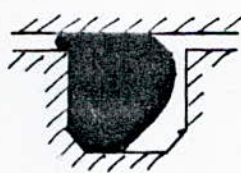
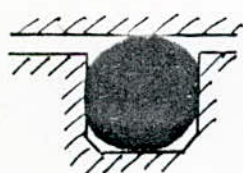
joint dormant en
elastomère sur portée
plane.

1. pièce mâle .

2. joint .



joints toriques.



Formes des joints toriques
selon la pression.

JOINTS

- Bas prix de revient.
- Montage très facile.
- Étanchéité dans les deux sens.

b2. Les joints carrés :

Au delà de 900 bars, on place des joints anti-extrusion pour protéger les joints toriques. Les joints de forme carré (rectangulaire) permettent de reculer cette nécessité jusqu'à 150 bars. Comme pour les joints toriques, les joints carrés peuvent être placés avec bague anti-extrusion. Ils donnent d'excellents résultats, et sont très employés en aviation (commande de vol, commande de train d'atterrissage).

b3. Les joints à chevrons :

Ils sont plus volumineux que les précédents, souvent utilisés dans l'industrie, et les travaux publics, ils sont constitués principalement de tissus de coton imprégnés d'élastomère. Leur avantage majeur de s'accommoder à des états de surfaces de qualité moindre. Ils résistent à de grandes pressions (jusqu'à 350 bars).

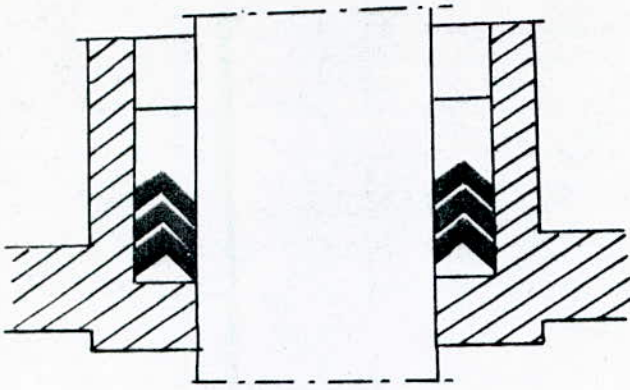
c. Les joints tournants :

Un joint en fonctionnement produit de la chaleur aux endroits où il frotte.

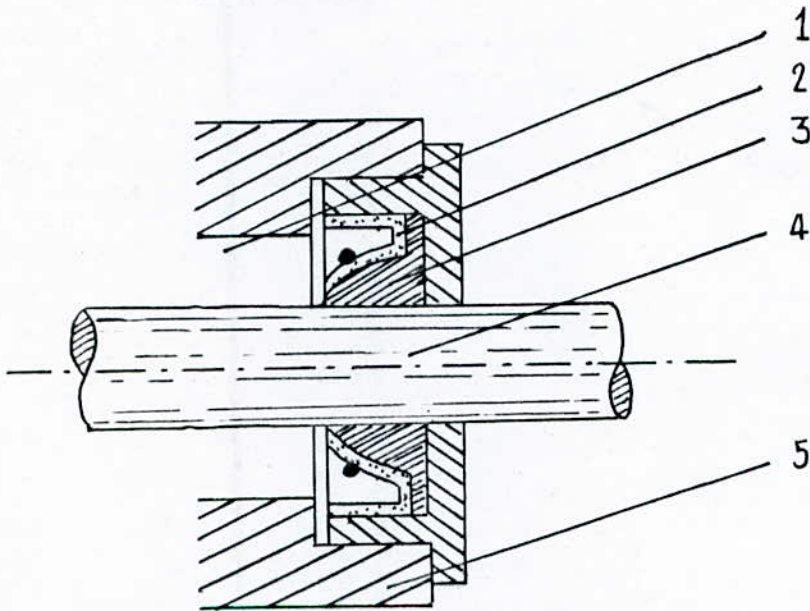
Dans le cas du joint coulissant, ce dernier est à chaque instant mis en contact avec une

nouvelle surface de métal qui le refroidit .

Dans le cas du joint tournant , ce refroidissement est impossible . On réalise alors des joint à contact très étroit dont une face est refroidit par le liquide .



joints à chevrons.



joints à lèvres

1 - côté intérieur sous pression ; 2 - caoutchouc ;
 3 - Renfort métallique : côté extérieur ; 4 - arbre
 tournant ; 5 - Corps fixe .

JOINTS

Chapitre quatrième

Les fluides de transmission de puissance.

I. Introduction :

Le rôle d'un fluide hydraulique est de transmettre l'énergie hydraulique fournie par la pompe à un ou plusieurs organes récepteurs, tels que moteurs ou vérins, tout en assurant la lubrification et la protection des composants qui constituent le circuit.

Les fluides de transmission de puissance sont généralement constitués par des huiles de pétrole dans lesquelles, il a été ajouté des additifs chimiques appelés : Dopes. certains fluides en contiennent jusqu'à 20%.

Les dopes contenus dans les fluides de transmission de puissance répondent à des spécifications bien particulières.

II. Caractéristiques des fluides de transmission de puissance :

Les principales caractéristiques des fluides de transmission de puissance sont les suivantes :

1. Densité :

La densité est le rapport entre la masse d'un certain volume du corps étudié, et celle

du même volume d'eau pris à une température de 4°C . Elle varie en sens inverse que la température.

Pour les huiles minérales, la densité est environs de 0,85 à 0,90.

Pour les huiles synthétiques, elle peut aller jusqu'à 1,4.

Après un certain temps de fonctionnement, cas des huiles « usées », il peut être constaté une élévation de densité, en recherchant la cause : Pollution, usure des pièces ...

2. viscosité :

La viscosité d'une huile est la résistance qu'oppose le fluide à tout glissement de ses molécules les unes sur les autres. Lorsque la viscosité ne varie pas avec les forces de cisaillement, le fluide est dit : NEWTONIEN, dans le cas contraire, il est dit : NON NEWTONIEN.

La viscosité est sans conteste l'une des caractéristiques principales des fluides utilisés dans les circuits hydrauliques. Du choix de la viscosité dépend :

- le rendement de l'installation.
- les pertes de charge.
- la longévité des organes.

si la viscosité est trop élevée.

- A la mise en route, aucune souplesse de fonctionnement ne peut être attendue avant que tout le fluide en circulation ait atteint une température suffisante.

- une détérioration des pièces mécaniques peut avoir lieu, car une viscosité élevée empêche l'établissement rapide du film d'huile entre les pièces mobiles.

- une température excessive du fluide en circulation s'enregistre fréquemment, l'huile se fluidifie anormalement ce phénomène est dû à l'augmentation de l'énergie nécessaire pour vaincre les résistances d'écoulement.

si la viscosité est trop faible.

- La lubrification des organes rectifiés est insuffisante: usure prématurée, et risque de gripage: dû à la rupture du film d'huile.

- l'étanchéité n'est pas assurée correctement (pompes, distributeurs, clapets, verins...), le manque d'étanchéité de la pompe est marquée par une nette diminution de la pression dans le circuit.

3. Désémulsion :

C'est l'aptitude à séparer l'eau de l'huile. Dans un circuit hydraulique, l'eau s'introduit :

- Par prise d'air sur la canalisation à basse pression.

- Par condensation (Refroidissement du réservoir d'huile et entrée d'air humide par le reniflard.

- Lors du nettoyage du matériel au jet aux travers des interstices laissées libres : joint en mauvais état.

- Durant la confection des pleins.

L'eau et l'huile donnent naissance à des émulsions qui ont pour conséquences de former des boues sur lesquelles se fixent les impuretés et les particules diverses canalisées par l'huile.

On peut cependant dire qu'une huile tend à se séparer plus vite de l'eau qu'elle contient, qu'une autre beaucoup plus visqueuse. C'est pourquoi un chauffage à 70°C d'une huile émulsionnée rend sa désémulsion plus rapide.

4. Pouvoir anti-mousse :

Ce phénomène caractérise la facilité avec laquelle un fluide se sépare de l'air qu'il renferme. Le rapport normal en volume air / huile se situe en moyenne et dans les conditions normales aux environs de 10%.

Pression (bar)	Quantité d'air admissible	
	Volume (l)	Pourcentage (%)
1	0,99	9,9
10	9,90	99
50	49,40	495
200	198,00	1980

Quantité d'air admissible dans
10 l d'huile à 10°C en fonction
de la pression.

Dans un circuit hydraulique la formation de mousse peut être à la suite :

- d'une chute rapide de pression.
- d'un niveau très de l'huile dans le réservoir.
- D'une ou plusieurs prises d'air sur canalisations à basse pression.

Toutes les huiles pures moussent. ce phénomène est lié d'abord à la provenance du brut, ensuite au raffinage et enfin à l'utilisation plus ou moins sévère à laquelle est soumise l'huile.

Des dopes permettent cependant de ramener à des proportions très réduites la formation des mousses.

5. Pouvoir anti-corrosif :

les dopes anti-corrosif combattent l'action de l'humidité, donc de la rouille sur les organes pilotes d'un circuit. Ces dopes s'interposent entre les surfaces métalliques et l'eau, il faut bien le dire que rien ne permet d'éviter l'entrée de l'humidité dans un système à marche continue ou intermittente.

6. Point de congélation ou de figeage :

cette caractéristique est l'une des plus importantes pour un fluide de transmission d'énergie. Lorsque les systèmes hydrauliques sont appelés à travailler sous de très faibles températures ambiantes, en effet, dès la mise en marche du moteur de l'engin, le fluide doit être en mesure de circuler immédiatement dans les canalisations.

7. point d'aniline :

le point d'aniline d'un fluide caractérise son pouvoir de solvant et permet de prévoir, bien approximativement, son action sur les joints et les garnitures internes des flexibles. Ce phénomène a pour conséquence :

- Gonflement.
- Désagregation du matériau.

8. Indice anti-acide :

Une variation de l'indice acide (augmentation) peut être constatée plus particulièrement sur les huiles dopées entre autre de dithiophosphate de Zinc.

L'indice acide maximal souhaité ne devrait pas dépasser 0,5. Lorsqu'il atteint 1,2 à 1,5, la vidange n'est plus seulement nécessaire, mais impérative.

* Rendement : $\eta_{tot} = \eta_{vol} \cdot \eta_{méc}$

où :

η_{vol} - Rendement volumétrique.

$\eta_{méc}$ - Rendement mécanique.

2 - Moteur hydraulique :

* Débit absorbé : $Q = \frac{Q \cdot n}{1000 \cdot \eta_{vol}}$

où :

n - vitesse de rotation en tr/min.

P - pression de service en bar.

* vitesse : $n = \frac{Q \cdot \eta_{vol} \cdot 1000}{V}$

* couple de sortie : $M_{ob} = \frac{\Delta P \cdot V \cdot \eta_{hm}}{2\pi \cdot 100}$

où :

ΔP - perte de charge en bar.

η_{hm} - Rendement hydromécanique.

* Puissance à la sortie : $P_{ab} = \frac{\Delta P \cdot Q \cdot \eta_{tot}}{600}$

3 - Verin hydraulique :

* section du piston : $A = \frac{d_1^2 \pi}{4 \cdot 100}$

où :

A - section du piston en cm^2 .

d_1 - diamètre du piston en mm.

* section annulaire : $A_R = \frac{(d_1^2 - d_2^2) \cdot \pi}{4 \cdot 100}$

où :

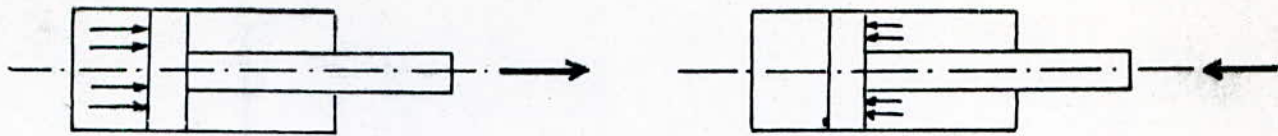
d_2 - diamètre de la tige en mm.

* section de la tige : $A_t = \frac{d_2^2 \pi}{4 \cdot 100}$

* Force sur le verin en kN :

- Effort de pression : $F_D = \frac{P \cdot d_1^2 \cdot 0,785}{10000}$

- Effort de traction : $F_Z = \frac{P(d_1^2 - d_2^2) \cdot 0,785}{10000}$



État de compression

État de traction.

Le rendement mécanique des vérins hydrauliques se situe entre 0,85 et 0,95.

Force : $F = P \cdot A$

vitesse de déplacement : $v = \frac{e}{1000 \cdot t}$

où :

e - course du vérin en mm.

t - durée de la course en seconde.

v - vitesse de déplacement en m/s.

5. Pertes de charge dans les canalisations droites :

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L \cdot \rho \cdot v^2 \cdot 10}{d \cdot 2} ; \quad Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \cdot 10^3$$

$$\lambda_{Lam} = \frac{64}{Re} ; \quad \lambda_{tur} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} ; \quad Q = v \cdot S \cdot \frac{6}{100}$$

où : Δp - pertes de charge en Pa.

ρ - densité du fluide en kg/dm^3 .

λ - coefficient de perte de charge.

L - longueur de canalisation en m.

v - vitesse du fluide en m/s

d - diamètre de canalisation en mm.

ν - viscosité cinématique en Cst ou mm^2/s

Q - débit du fluide en l/mn .

S - section de canalisation en m^2 .

III - Calcul de quelques systèmes automatisés :

1 - Commande de sortie et rentrée d'une tige de vérin :

Dans ce système ; on étudie un système automatisé commandant la sortie de la tige d'un vérin hydraulique. La rentrée est assurée par un contact électrique en fin de course.

Les fonctions du vérin sont :

- Déplacement d'une masse de 2000 Kg.
- Distance de 800 mm.
- Vitesse moyenne 0,2 m/s à l'aller et au retour.

On considère que la phase d'accélération représente environs $1/5^e$ du temps total.

Le fluide utilisé est d'une viscosité de 30 cst.

On envisage comme pression de départ des calculs 90 bars.

a - Détermination de l'appareil moteur :

a1 - Caractéristiques du vérin :

Le vérin nécessite une force d'équilibre de la masse de :

$$P = m \cdot g \quad \text{où : } m - \text{masse à dé-}$$

$$P = 2000 \cdot 9,81 = 19620 \text{ N.} \quad \text{-placer [Kg].}$$

$$\text{Soit } P = 1962 \text{ daN.} \quad g - \text{accélération de la pesanteur [m/s}^2\text{]}$$

La force nécessaire lui communiquer son accélération est :

$$F = m \cdot \gamma \quad \text{où : } \gamma - \text{accélération du mouvement. [m/s}^2\text{]}$$

or $\delta = \frac{v}{t_{acc}}$; où : v - vitesse du mouvement [m/s]
 t - durée du mouvement [s].
 e - course du vérin [m].

et $t = \frac{e}{v}$

$$t = \frac{0,8}{0,2} = 4 \text{ secondes} \Rightarrow t_{acc} = \frac{1}{5} \cdot t = \frac{4}{5} = 0,8 \text{ s.}$$

Donc $\delta = \frac{0,2}{0,8} = 0,25 \text{ m/s}^2$

et :

$$F = 2000 \cdot 0,25 = 500 \text{ N} ; \text{ soit } F = 50 \text{ daN.}$$

On considère un rendement de 0,9. Donc la force totale nécessaire est :

$$F_{tot} = \frac{P + F}{\eta}$$

$$F_{tot} = \frac{1962 + 50}{0,9} = 22355 \text{ N} ; \text{ soit } F_{tot} = 2236 \text{ daN.}$$

La section du vérin est :

$$S = \frac{F_{tot}}{p}$$

$$S = \frac{2236}{90} = 24,8 \text{ cm}^2.$$

De l'annexe I, On tire le vérin à alésage 63 de section $S' = 31,17 \text{ cm}^2$.

Évaluons de nouveau la pression de travail :

$$p' = \frac{F_{tot}}{S'}$$

$$p' = \frac{2236}{31,17} = 72 \text{ bars.}$$

Dans l'annexe I on constate que ce vérin peut avoir une tige $\phi 36$ ou $\phi 45$.

02. Contrôle de la tige au flambage :

Le vérin est à fixation à patte avec chape de tige guidée. De l'annexe II, On

relève la valeur du facteur de course : $K=0,7$.

donc la longueur de flambage est :

$$L = e \cdot K$$

$$L = 0,8 \cdot 0,7 = 0,56 \text{ m.}$$

Sur l'abaque de l'annexe III, on lit la longueur de flambage maximale pour la charge F_{tot} . soit $L_{max} = 1,2 \text{ m.}$

Ce qui vérifie largement la condition de flambage. donc la tige $\phi 36$ convient au verin.

a3 - Désignation du verin :

Le verin choisi est :

- section du verin $\phi 63$.
- diamètre tige $\phi 36$.
- course 800 mm.
- Double effet.
- Fixation sur pattes avec chape de tige guidée.
- série 160 bars.

b - Détermination du débit :

Le verin est du type $\phi 63/36$.

La section annulaire est $S_{an} = 21 \text{ cm}^2$.

Le débit nécessaire à l'aller est :

$$Q = S \cdot v$$

$$Q = 31,17 \cdot 20 = 623,4 \text{ cm}^3/\text{s} \quad ; \quad \text{soit} \quad Q_{\text{aller}} = 0,65 \text{ l/s}$$

Le débit nécessaire au retour est :

$$Q = S_{an} \cdot v$$

$$Q = 21 \cdot 20 = 420 \text{ cm}^3/\text{s} \quad ; \quad \text{soit} \quad Q_{\text{ret}} = 0,42 \text{ l/s}$$

c. Étude du schéma hydraulique :

Cette installation est constituée d'une pompe 1 avec débit constant, aspire le fluide hydraulique d'un réservoir et le refoule dans les organes hydrauliques placés à l'aval de la pompe. Dans la position médiane, le distributeur 4 à commande électrique, on a presque une circulation sans pression depuis la pompe vers le réservoir 2, cette position est obtenue par l'intermédiaire des deux ressorts.

En actionnant le distributeur dans sa position gauche (flèches parallèles), le fluide arrive dans la chambre du verin (côté fond), et la tige du piston sort.

L'importance de la force disponible sur la tige de piston dépend de la section du piston, et de la pression maximale admissible du système. Cette pression maximale est en conséquence, la possibilité de charge du système hydraulique, est réglée sur un limiteur de pression 3.

La valeur de la pression existant réellement déterminée par la résistance à vaincre sur le récepteur, peut être relevée sur un manomètre 6.

Le régulateur de débit nécessite 10 bars de perte de charge pour fonctionner, et le distributeur 3 bars, d'où on détermine la valeur de tarage du limiteur de pression. La perte de pression dans le régulateur de débit se répercute sur la grande section du piston amenant une augmentation de pression de :

$$P'' = \frac{\Delta P_{\text{rég}} \cdot S_{\text{an}}}{S} \quad \text{où : } \Delta P_{\text{rég}} = \text{la perte de pression dans le régulateur.}$$

S_{cin} et S : sections respectivement du piston et annulaire.

$$P'' = \frac{10 \cdot 21}{31,17} = 6,74 \text{ bars.}$$

Donc le limiteur de pression sera taré à :

$$P_0 = P_{\text{init}} + P'' + \Delta P_{\text{dist}}$$

$$P_0 = 90 + 6,74 + 8 = 104,74 \text{ bars ; soit } p_0 = 105 \text{ bars.}$$

d. Diagramme des débits :

- Avance du verin : $Q_{\text{aller}} = 0,65 \text{ l/s}$

- Retour du verin : $Q_{\text{ret}} = 0,42 \text{ l/s.}$

e. Détermination des tuyauteries et des pertes de charge :

Le débit le plus élevé dans les canalisations est $Q_{\text{aller}} = 0,65 \text{ l/s}$, en retenant une vitesse de circulation du fluide de 4 m/s ; il faut une section de tuyauterie de :

$$A = \frac{Q}{v_0}$$

$$A = \frac{650 \text{ cm}^3/\text{s}}{400 \text{ cm/s}} = 1,625 \text{ cm}^2.$$

De l'annexe IV On tire la section normalisée de la tuyauterie la plus proche de A ; soit $\phi 15$.

La nouvelle vitesse d'écoulement du fluide est :

$$v'_0 = \frac{Q}{A'}$$

$$v_0' = \frac{650 \text{ cm}^3/\text{s}}{1,76 \text{ cm}^2} = 368 \text{ cm/s} \quad ; \quad \text{soit } v_0' = 3,7 \text{ m/s}.$$

Le nombre de Reynolds est :

$$Re = \frac{v_0' \cdot d}{\nu} \quad \text{où : } v_0' - \text{vitesse du fluide.}$$

d - diamètre de canalisation.

ν - Viscosité du fluide.

$$Re = \frac{3,7 \cdot 15 \cdot 10^{-3}}{30 \cdot 10^{-5}}$$

ν - Viscosité du fluide.

$$Re = 1850.$$

L'écoulement est turbulent lisse, le coefficient de perte de charge linéaire ne dépend que de nombre de Reynolds, et peut être calculé par la formule :

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

$$\lambda = \frac{64}{1850} = 0,034.$$

On envisage une longueur de tuyauterie de 10 m, la perte de charge totale est :

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho v_0'^2}{2}$$

$$\Delta p = 0,034 \cdot \frac{10}{15 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{900 \cdot (3,7)^2}{2} = 142080 \text{ Pascals.}$$

soit : $\Delta p = 1,42 \text{ bar}.$

f. Détermination de la pompe :

la pression maximale retenue est 105 bars.

Pour éviter toute insuffisance dans le fonctionnement, on choisit une pompe à $p = 110 \text{ bars}$, et

$Q = 0,65 \text{ l/s}$ soit $Q = 39 \text{ l/mn}.$

Pour un moteur électrique tournant à $n = 1450 \frac{\text{tr}}{\text{mn}}.$

il faut une pompe à cylindrée :

$$cyl = \frac{Q}{n} \quad ; \quad \text{où : } Q = \text{débit aspiré.}$$

$n = \text{vitesse du moteur.}$

$$cyl = \frac{39000 \text{ cm}^3/\text{mn}}{1450 \text{ t/mn}}$$

$$cyl = 26,9 \text{ cm}^3 \quad ; \quad \text{soit } cyl = 27 \text{ cm}^3.$$

Avec les caractéristiques :

$$\eta_{vol} = 0,93 \quad ; \quad \eta_{méca} = 0,95 \quad ; \quad \eta_{tot} = 0,88.$$

Le débit théorique est :

$$Q_{th} = cyl \times n.$$

$$Q_{th} = 26,9 \cdot 1450 = 39000 \text{ cm}^3/\text{mn} \quad ; \quad \text{soit } 39 \text{ l/mn.}$$

Le débit réel est :

$$Q_{réel} = cyl \cdot n \cdot \eta_{vol}.$$

$$Q_{réel} = 26,9 \cdot 1450 \cdot 0,93 = 36275 \text{ cm}^3/\text{mn} \quad ; \quad \text{soit } 36,5 \text{ l/mn.}$$

La puissance absorbée par la pompe est :

$$P = \frac{Q \cdot P}{600 \cdot \eta_{tot}}$$

$$P = \frac{39 \cdot 110}{600 \cdot 0,88} = 8,125 \text{ Kw.}$$

La puissance du moteur électrique, en considérant un rendement de $\eta = 0,85$, est :

$$P_M = \frac{P}{\eta} = \frac{8,125}{0,85} = 9,5 \text{ Kw.}$$

Ensuite, on cherche dans un cahier de norme, la puissance normalisée la plus proche de 9,5 Kw; et on opte pour un moteur.

g- Tuyauterie de retour et de drain :

Le débit chassé pendant le retour du verin est supérieur à celui de sa rentrée. En effet nous avons :

$S = 31,17 \text{ cm}^2$ pour l'aller; pour le retour on a : $S_{\text{an}} = 21 \text{ cm}^2$

donc : $Q_{\text{ret}} = S_{\text{an}} \cdot v = 21 \cdot 20 = 420 \text{ cm}^3/\text{s}$; soit $25,2 \text{ l/mn}$.

Empreignant pour vitesse maximale de retour du fluide 3 m/s . il faut une tuyauterie de $\phi 15$.

h- Diagramme de mise sous tension des organes du circuit hydraulique :

Le verin est mis sous tension dans la première phase, elle correspond à la sortie de la tige, cette phase dure :

$$t_{\text{tot}} = t + t_{\text{acc}}$$

$$t_{\text{tot}} = 4 + 0,8 = 4,8 \text{ secondes.}$$

De même pour la phase de retour.

L'électro-vanne "EV1" mise sous tension par excitation de la bobine électromagnétique pendant la première phase.

L'électro-vanne "EV2" mise sous tension pendant la deuxième phase.

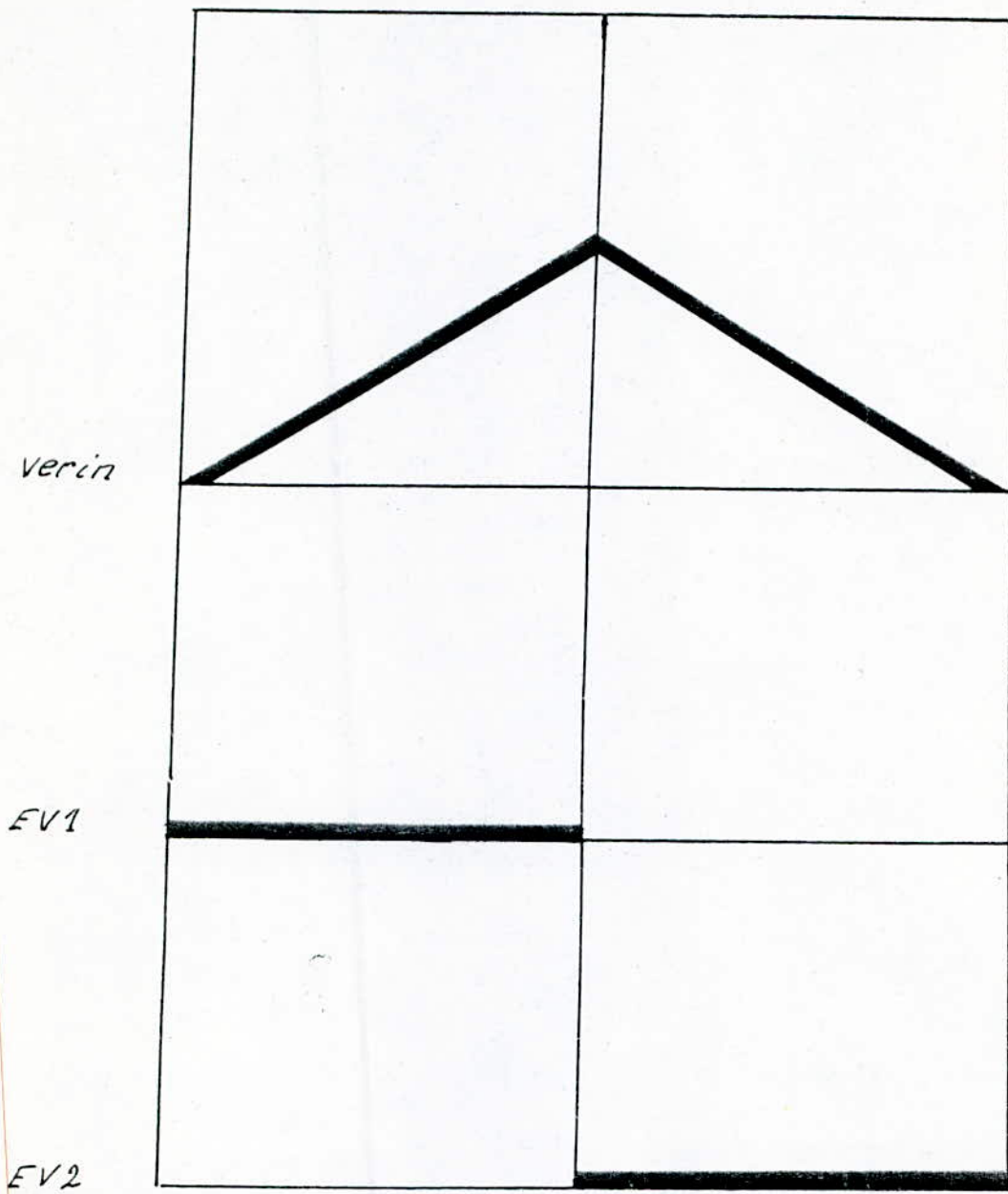


Diagramme de mise sous tension.

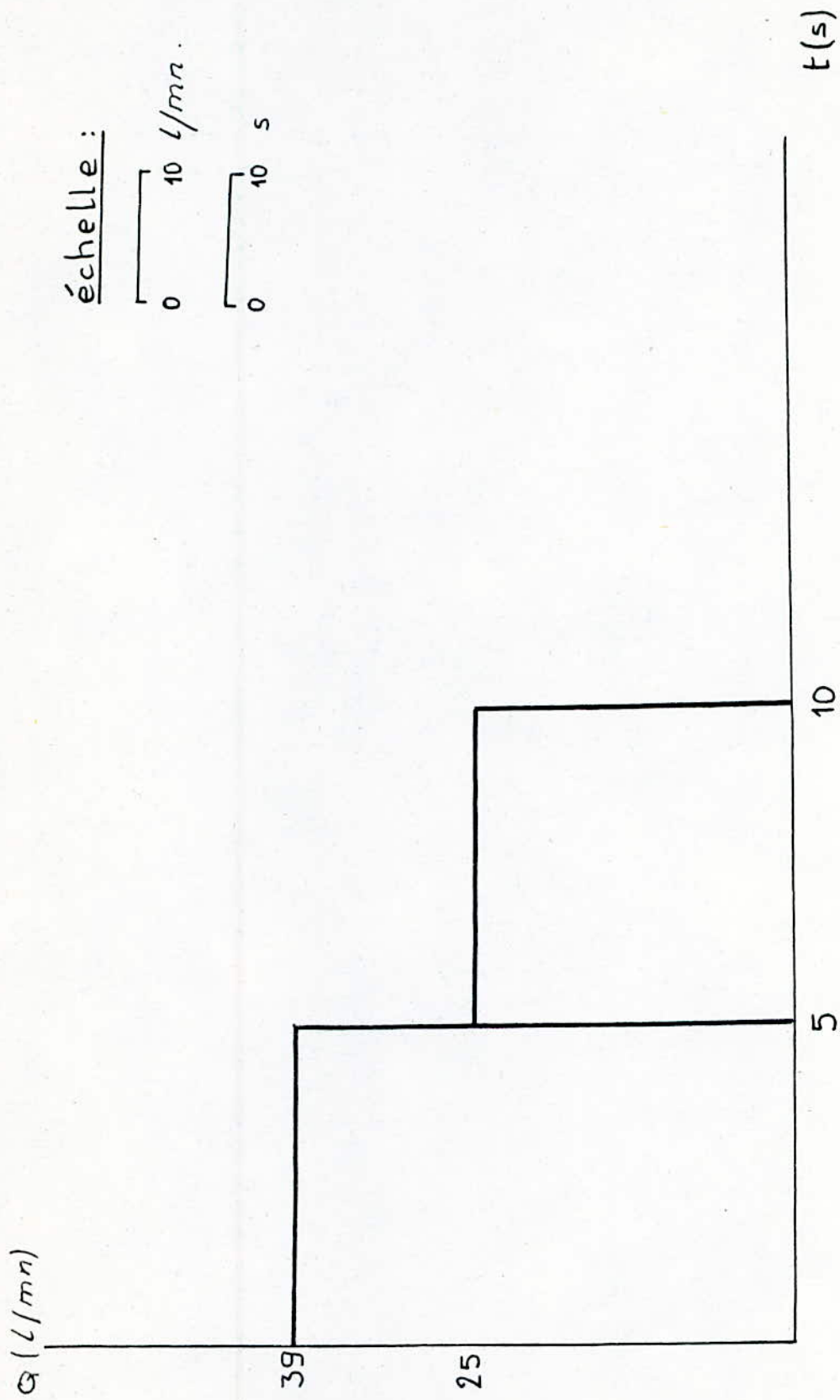


Diagramme des débits

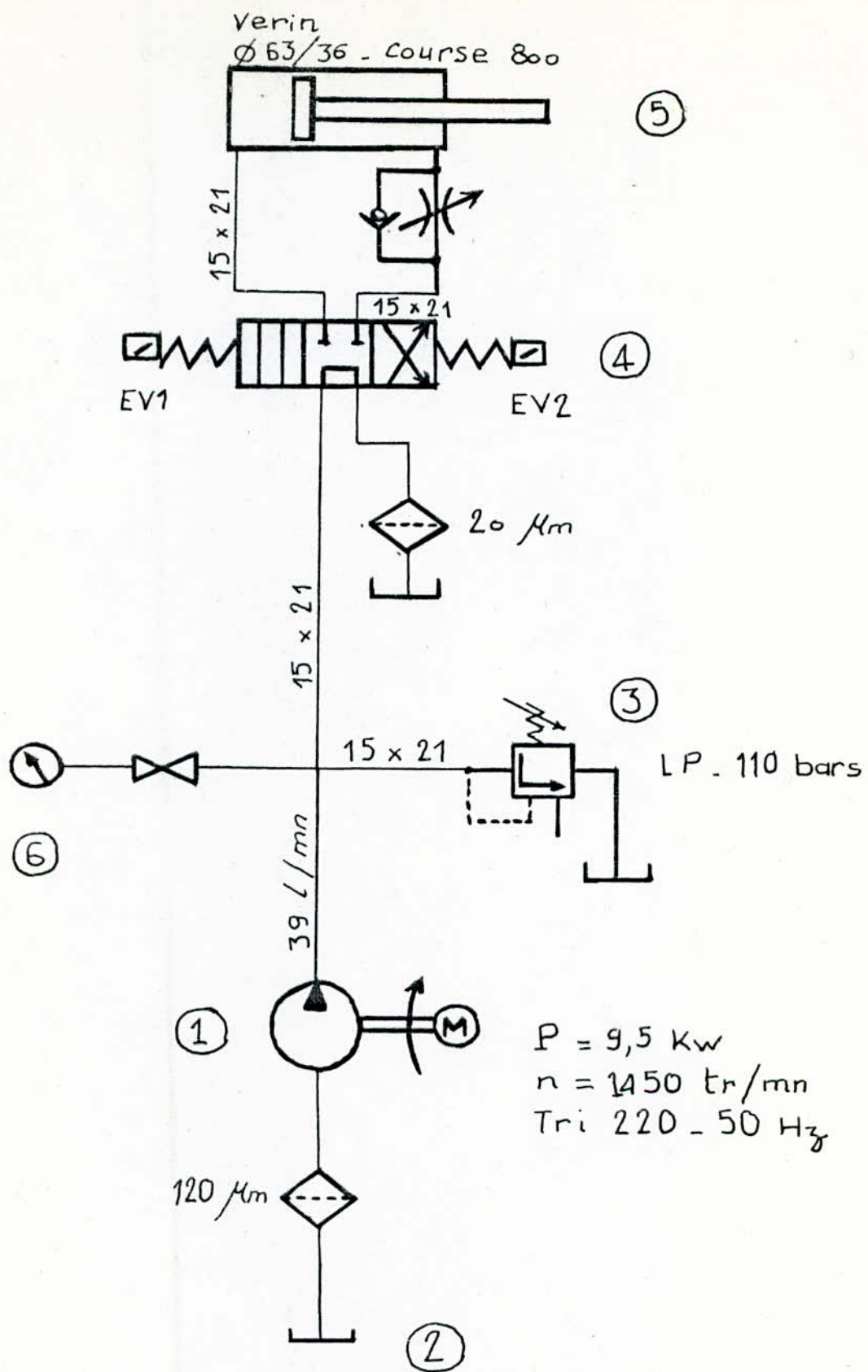


schéma de principe du système hydraulique

2. Étude d'un système hydraulique composé de deux verins et un moteur hydraulique :

Le fonctionnement du système est tel que :

• Le premier verin déplace une masse de 3600 Kg sur une distance de 600 mm, à une vitesse moyenne de 0,2 m/s à l'aller comme au retour.

• Le deuxième verin déplace une masse de 6000 Kg sur 350 mm. une distance de 200 mm d'avance rapide à vitesse 0,15 m/s, et le reste en avance lente à 0,05 m/s. Le retour s'effectue à 0,2 m/s.

• Le moteur hydraulique est utilisé dans un seul sens, et doit fournir un couple de 50 m. dan à 140 tr/min, seulement durant l'avance lente du verin B.

Récapitulation :

- 1^{ère} opération : Avance du verin A.
- 2^{ème} opération : Avance rapide du verin B.
- 3^{ème} opération : Avance lente du verin B, et rotation du moteur hydraulique.
- 4^{ème} opération : Retour du verin B.
- 5^{ème} opération : Retour du verin A.

a. Détermination des appareils moteurs :

a.1. Verin A :

a.1.1. caractéristiques :

Le verin A déplace une masse de 3600 Kg sur une distance de 600 mm, à une vitesse de $0,2 \frac{m}{s}$.

La force nécessaire pour équilibrer la charge est :

$$P = m \cdot g = 3600 \cdot 10 = 36000 \text{ N} ; \text{ soit } 3600 \text{ daN}.$$

La force nécessaire pour lui communiquer son accélération est :

$$F = m \cdot a$$

$$\text{or } a = \frac{v}{t_{\text{acc}}} \quad (\text{mouvement uniformément accéléré}).$$

On considère que la durée de l'accélération représente $\frac{1}{5}$ du temps total.

$$t = \frac{e}{v} = \frac{0,6}{0,2} = 3 \text{ secondes}.$$

Donc :

$$t_{\text{acc}} = \frac{1}{5} \cdot t = \frac{1}{5} \cdot 3 = 0,6 \text{ seconde}.$$

D'où :

$$a = \frac{0,2}{0,6} = 0,33 \text{ m/s}^2.$$

La force d'accélération est :

$$F = 3600 \cdot 0,33 = 1198 \text{ N} ; \text{ soit } 120 \text{ daN}.$$

En considérant un rendement de 0,9.

La force totale nécessaire est :

$$F_{\text{tot}} = \frac{F + P}{0,9} = \frac{120 + 3600}{0,9} = 4133 \text{ daN}.$$

La section du vérin est :

$$S = \frac{F_{\text{tot}}}{p} = \frac{4133}{90} = 45,9 \text{ cm}^2.$$

De l'annexe I, on lit la valeur du vérin normalisé (alésage 80) et la nouvelle section est $S' = 50 \text{ cm}^2$.

La nouvelle pression de travail est :

$$p' = \frac{F_{\text{tot}}}{S'} = \frac{4133}{50} = 82,6 \text{ bars}.$$

Ce vérin peut avoir une tige $\phi 45$ ou $\phi 56$.

a-1.2. Contrôl. de la tige contre le flambage :

Les verins A et B sont à fixation sur pattes avec chape de tige guidée. Le facteur de course est $K=0,7$ (annexe II).

La longueur de flambage est :

$$L = e \cdot K = 0,6 \cdot 0,7 = 0,42 \text{ m.}$$

La longueur de flambage maximale pour une charge de 4133 daN est 1,9 m pour la tige $\phi 45$ (annexe III).

Donc la tige $\phi 45$ convient.

a-1.3. contrôle de la pression en cours d'amortissement :

Le verin A déplace une masse de 3600 kg à une vitesse 0,2 m/s. Pour un verin $\phi 80/45$, l'amortissement s'effectue sur une distance de 31 mm de course et une section de 30,4 cm². (annexe I).

La force due à la pression est :

$$F = p \cdot S = 90 \cdot 50 \cdot 0,9 = 4050 \text{ daN.}$$

La force due à l'énergie cinétique est :

$$W = \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} \cdot 3600 \cdot (0,2)^2 = 72 \text{ Joules}$$

D'où :

$$F_c = \frac{W}{L} = \frac{72}{0,031} = 2322 \text{ N ; soit } F_c = 232 \text{ daN.}$$

La force motrice totale est :

$$F_{\text{tot}} = F + F_c$$

$$F_{\text{tot}} = 4050 + 232 = 4282 \text{ daN.}$$

La force résultante est :

$$F_r = F_{\text{tot. amort}} - F_{\text{tot}}$$

$$F_r = 4282 - 3600 = 682 \text{ daN.}$$

cette force s'exerce sur une section de $30,4 \text{ cm}^2$; et engendre une pression de :

$$p = \frac{F_r}{S}$$

$$p = \frac{682}{30,4} = 22,4 \text{ bars .}$$

a-1-4. Désignation du verin :

- section du verin $\phi 80$.
- diamètre de la tige $\phi 45$.
- course 600 mm .
- Double effet .
- Fixation sur patte avec chape de tige guidée .
- Série 160 bars .

a-2-Verin B :

Le verin B déplace une masse de 6000 kg sur une distance de 350 mm , l'avance rapide sur 200 mm s'effectue à une vitesse de 0,15 m/s .

La durée de l'avance rapide est :

$$t = \frac{e}{v}$$

$$t = \frac{0,2}{0,15} = 1,33 \text{ seconde .}$$

La durée d'accélération est :

$$t_{acc} = t \cdot \frac{1}{5} = \frac{1}{5} \cdot 1,33 = 0,266 \text{ seconde .}$$

D'où la force d'accélération est :

$$F = m \cdot \gamma$$

$$F = 6000 \cdot \frac{v}{t_{acc}} = 6000 \cdot \frac{0,15}{0,266} = 3378 \text{ N ;}$$

soit $F = 338 \text{ daN}$.

La force nécessaire pour équilibrer la masse est :

$$P = m \cdot g = 6000 \cdot 10 = 60000 \text{ N ; soit } p = 6000 \text{ daN} .$$

La force totale nécessaire est :

$$F_{tot} = \frac{F + P}{\eta}$$

$$F_{tot} = \frac{3378 + 6000}{0,9} = 7042 \text{ daN.}$$

La section du vérin est :

$$S = \frac{F_{tot}}{P} = \frac{7042}{90} = 78,24 \text{ cm}^2.$$

On choisit un alésage 100 de section $S' = 78,5$,
la nouvelle pression de travail est :

$$P' = \frac{F}{S'}$$

$$P' = \frac{7042}{78,5} = 89,7 \text{ bars} \approx 90 \text{ bars.}$$

Le vérin B ayant une course courte (350 mm) ne nécessite pas de contrôle de la tige contre le flambage. Nous retiendrons une tige de $\phi 56$.

a.3. Moteur hydraulique :

Le moteur à alimenter doit fournir un couple de 500 m.daN sous une pression de 90 bars à la vitesse de rotation 140 tr/min. On considère un rendement de départ $\eta = 0,92$.

$$cyl = \frac{\text{couple}}{15,9 \cdot \Delta p \cdot \eta}$$

$$cyl = \frac{500}{15,9 \cdot 90 \cdot 0,92} = 0,38 \text{ litre.}$$

Sur le catalogue du constructeur, on a trouvé un moteur de cylindrée nominale 0,34

donc la cylindrée réelle est 0,293 litre, et les caractéristiques des rendements :

$$\eta_{\text{vol}} = 0,95 \quad ; \quad \eta_{\text{méca}} = 0,93 \quad ; \quad \eta_{\text{tot}} = 0,88 .$$

La pression de travail est :

$$P' = \frac{\text{couple}}{15,9 \cdot \text{cyl.} \cdot \eta_{\text{méca}}}$$

$$P' = \frac{500}{15,9 \cdot 0,293 \cdot 0,93} = 115,4 \text{ bars} .$$

Le débit absorbé par le moteur est :

$$Q = \frac{\text{cyl.} \cdot N}{\eta_{\text{vol}}}$$

$$Q = \frac{0,293 \cdot 140}{0,95} = 43,17 \text{ l/mn}$$

b - Détermination des débits :

b.1. Verin A :

Le verin A est désigné par $\phi 80/45$.

Le débit nécessaire à l'aller est :

$$Q = S \cdot V .$$

$$Q_{\text{aller}} = 50 \cdot 20 = 1000 \text{ cm}^3/\text{s} \quad ; \quad \text{soit } Q_{\text{aller}} = 60 \text{ l/mn} .$$

Le débit nécessaire au retour est :

$$Q = S \cdot V .$$

$$Q_{\text{ret}} = 34,36 \cdot 20 = 687,2 \text{ cm}^3/\text{s} \quad ; \quad \text{soit } Q_{\text{ret}} = 41 \text{ l/mn} .$$

b.2. Verin B :

La désignation du verin B est : $\phi 100/56$.

Le débit nécessaire en avance rapide est :

$$Q = S \cdot V$$

$$Q_{\text{av.rap}} = 78,5 \cdot 15 = 1177 \text{ cm}^3/\text{s} \quad ; \quad \text{soit } Q_{\text{av.rap}} = 70,6 \text{ l/mn} .$$

Le débit nécessaire en avance lente est :

$$Q_{\text{av. lente}} = 78,5 \cdot 5 = 392,5 \text{ cm}^3/\text{s} ; \text{ soit } Q_{\text{av. lente}} = 23,5 \text{ l/mn.}$$

Le débit nécessaire au retour est :

$$Q_{\text{ret}} = 54 \cdot 20 = 1080 \text{ cm}^3/\text{s} ; \text{ soit } Q_{\text{ret}} = 65 \text{ l/mn.}$$

b.3. Moteur hydraulique :

$$Q_M = 43 \text{ l/mn (voir a.3).}$$

c. Étude du schéma hydraulique :

c.1. Verin A :

Un limiteur de débit permet de régler la vitesse aller.

c.2. Verin B :

Les vitesses avance rapide et avance lente sont obtenues à partir de 2 circuits différenciés par une électro-vanne. Afin de ne pas mettre en pression l'orifice R, celui-ci est raccordé à la bêche. un régulateur de débit règle l'avance lente (Attention à la vérification de la compatibilité du débit minimal du régulateur avec 24 l/mn : débit du verin B en avance lente).

Les verins A et B qui travaillent à 90 bars sont alimentés au travers d'une soupape de réduction de pression, qui permet de conserver 115 bars nécessaire au moteur hydraulique.

Le régulateur de débit nécessite une perte de pression de 10 bars pour fonctionner. cette contre pression se répercute sur

Chapitre Cinquième

Calcul hydraulique des circuits automatiques

I. Introduction :

La représentation schématique d'un circuit hydraulique est réalisée à l'aide de symboles conventionnels établis selon la norme internationale "ISO. R. 12. 19" (voir annexe).

Le rôle du schéma hydraulique est de donner un aspect pratique, simple, pour représenter un système hydraulique dans un langage compréhensible pour les spécialistes en la matière.

II. Formules de calcul :

1. Pompe hydraulique :

* Débit : $Q = \frac{V \cdot n \cdot \eta_{vol}}{1000}$

où :

Q - Débit en l/mn.

V - cylindrée géométrique en cm^3 .

n - vitesse d'entraînement de la pompe hydraulique en tr/min.

* Puissance absorbée : $P_{an} = \frac{P \cdot Q}{600 \cdot \eta_{tot}}$

où :

P_{an} - Puissance absorbée en KW.

P - pression en bar.

η_{tot} - Rendement global.

La grande section du piston l'amenant à une augmentation de pression de :

$$P' = \frac{\Delta P \cdot S_{an}}{S}$$

$$P' = \frac{10 \cdot 54}{78,5} = 7 \text{ bars.}$$

La perte de charge au niveau du distributeur est évaluée à 8 bars :

Donc le tarage de la soupape de réduction de pression est :

$$P_0 = P_{init} + \Delta P_{r.d} + \Delta P_{dist}$$

$$P_0 = 90 + 7 + 8 = 105 \text{ bars.}$$

La soupape de séquence permet de conserver constante la pression sur les 2 verins, à la mise en route du moteur hydraulique.

c.3. Moteur hydraulique :

Le réglage de la vitesse se fait par un régulateur de débit qui nécessite 10 bars de pertes de charge ; donc la pression de travail est :

$$P_1 = P_{r.p} + \Delta P_{r.d} + \Delta P_{dist}$$

$$P_1 = 110 + 10 + 8 = 132 \text{ bars}$$

d. Diagramme des débits :

- Avance du verin A : $Q = 60 \text{ L/mn.}$
- Avance rapide du verin B : $Q = 72 \text{ L/mn.}$
- Avance lente du verin B et rotation du moteur hydraulique $Q = 0,4 + 0,72 = 1,12 \text{ l/s}$ soit $Q = 67,2 \text{ L/mn.}$

- Retour du vérin B : $Q = 66 \text{ l/min}$.
- Retour du vérin A : $Q = 42 \text{ l/min}$.

e. Définition des organes de commande et de régulation :

Connaissant les différents débits dans chaque canalisation et dans chaque sens, ainsi que les pressions de travail, on détermine les différents éléments (distributeurs, soupapes; limiteurs et régulateurs de débit) à partir des catalogues des constructeurs.

f. Détermination des tuyauteries et des pertes de charge :

f.1. Tuyauterie pour le vérin A :

Le vérin A travaille avec un débit maximal de 60 l/min , en retenant une vitesse de circulation du fluide de $v_0 = 4 \text{ m/s}$; il faut une section de canalisation de :

$$S = \frac{Q}{v_0}$$

$$S = \frac{1000 \text{ cm}^3/\text{s}}{400 \text{ cm/s}} = 2,5 \text{ cm}^2$$

Le tube normalisé dont la section est la plus proche est celui de $S' = 3,43 \text{ cm}^2$; soit $\phi 20,93 \text{ mm}$; et utilisable jusqu'à 155 bars.

La nouvelle vitesse du fluide est :

$$v'_0 = \frac{Q}{S'}$$

$$v'_0 = \frac{1000}{3,43} = 291 \text{ cm/s}; \text{ soit } v'_0 = 3 \text{ m/s}.$$

Le fluide utilisé est de viscosité cinématique de 30 est

d'où le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{v_0 \cdot d}{\nu}$$

$$Re = \frac{3 \cdot 0,02}{3 \cdot 10^{-6}} = 2000.$$

Donc nous sommes à la limite de l'écoulement laminaire ; et le coefficient de perte de charge linéaires est :

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

$$\lambda = \frac{64}{2000} = 0,032.$$

Si on considère 10 m de tuyauterie la perte de charge totale est :

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho v^2}{2}$$

$$\Delta p = 0,032 \cdot \frac{10}{0,02} \cdot \frac{900(3)^2}{2} = 64800 \text{ Pascals.}$$

Soit 0,65 bar.

f-2. Tuyauterie pour le verin B :

Le débit le plus élevé pour cet appareil est : 72 l/mn.

La section de conduite nécessaire en adoptant une vitesse d'écoulement du fluide de 4 m/s :

$$S = \frac{Q}{v}$$

$$S = \frac{1200}{400} = 3 \text{ cm}^2.$$

On choisit le tube normalisé dont la section est : 3,43 cm² ; soit ϕ 20,93 mm.

La nouvelle vitesse d'écoulement est :

$$v'_0 = \frac{Q}{S'}$$

$$v'_0 = \frac{1200 \text{ cm}^3/\text{s}}{3,4 \text{ cm}^2} = 349 \text{ cm/s} ; \text{ soit } 3,5 \text{ m/s}.$$

Le nombre de Reynolds est :

$$Re = \frac{v'_0 \cdot d}{\nu}$$

$$Re = \frac{(3,5) \cdot 0,02}{3 \cdot 10^{-6}} = 2333.$$

L'écoulement est alors dans la zone transitoire, nous le considérons comme turbulent lisse ; et le coefficient de perte de charge s'obtient par la formule de Blasius :

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}$$

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{2333}} = 0,045.$$

Pour 10 m de canalisation ; on aura une perte de charge de :

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho v'^2_0}{2} = 0,045 \cdot \frac{10}{0,02} \cdot \frac{900 \cdot (3,5)^2}{2} = 124031 \text{ Pa.}$$

soit 1,24 bar.

f-3. Tuyauterie pour le moteur hydraulique :

Le débit absorbé par le moteur hydraulique est de 42 l/mn ; la section de la tuyauterie nécessaire est :

$$S = \frac{Q}{v_0} = \frac{700}{400} = 1,75 \text{ cm}^2.$$

La section de tube normalisée est 1,96 cm² ; soit ϕ 15,8 mm, et peut être utilisé jusqu'à 188 bars.

La vitesse d'écoulement corrigée est :

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{700}{1,96} = 357 \text{ cm/s} ; \text{ soit } 3,6 \text{ m/s}.$$

le nombre de Reynolds est :

$$Re = \frac{v_0 \cdot d}{\nu}$$

$$Re = \frac{3,6 \cdot 0,0158}{3 \cdot 10^{-6}} = 1800 \cdot \begin{matrix} (\text{écoulement}) \\ \text{laminaire} \end{matrix}$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1800} = 0,035.$$

Donc pour 10 m de tuyauterie ; la perte de charge linéaire est :

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho v_0^2}{2}$$

$$\Delta p = 0,035 \cdot \frac{10}{0,0158} \cdot \frac{900 \cdot (3,6)^2}{2} = 136080 \text{ pascals};$$

soit 1,4 bar.

f. 4. Tuyauterie commune :

Elle est située entre la pompe et le Té qui alimente le moteur hydraulique. Le débit maximal qui la traverse est 72 l/mn, et ça en avance rapide du Verin B. Nous prendrons alors le même diamètre que pour la conduite du verin B ; soit $\phi 20,93 \text{ mm}$.

g. Détermination de la pompe :

La pression maximale retenue pour le fonctionnement du moteur hydraulique est de 132 bars, à laquelle s'ajoute les pertes de charge du circuit. Nous tableurons sur 140 bars.

Q (l/mn)

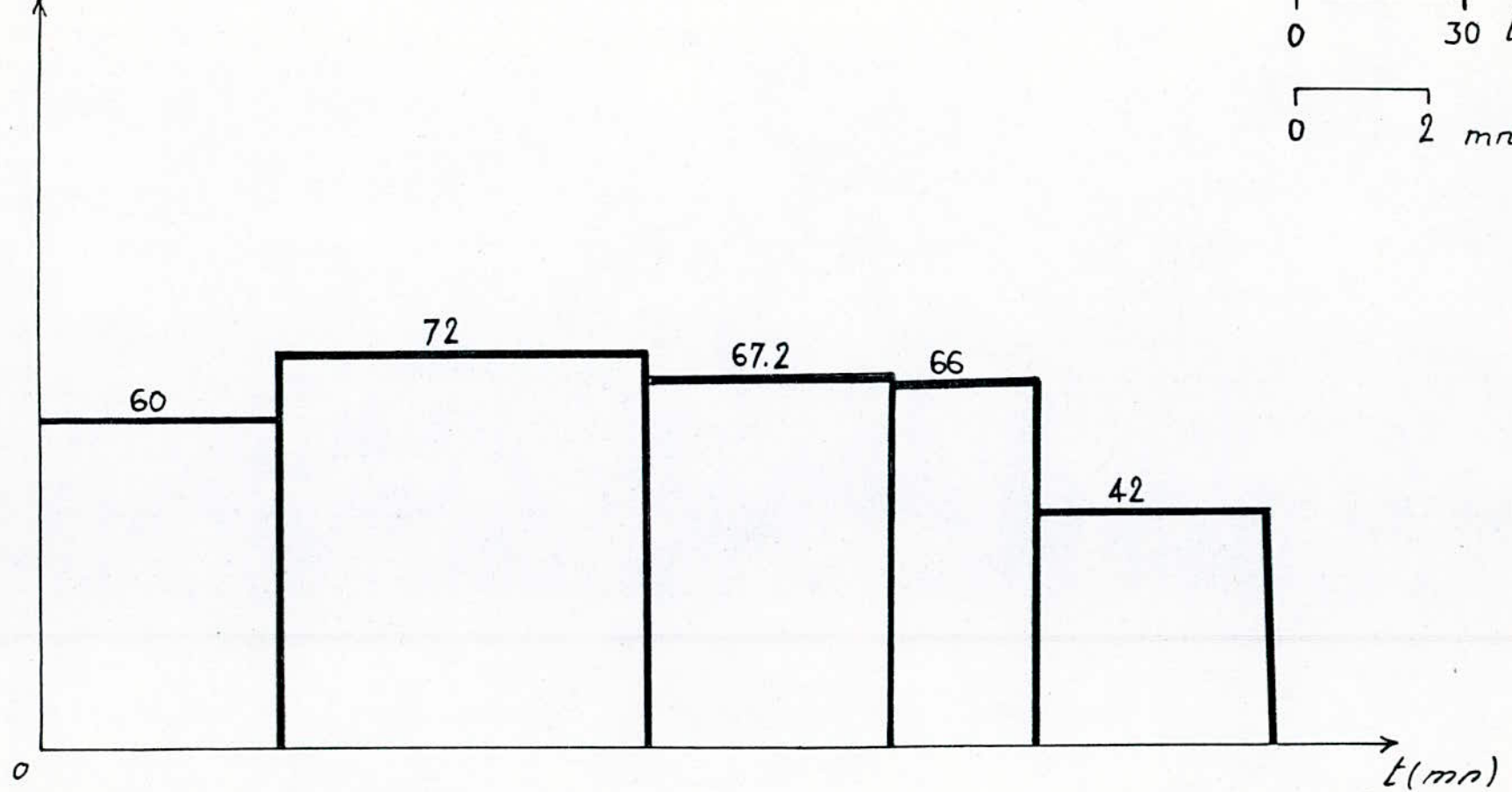


Diagramme des débits

le débit le plus élevé est 72 l/mn. pour un moteur électrique tournant à 1450 tr/min; il faut une cylindrée :

$$cyl = \frac{Q}{n}$$

$$cyl = \frac{72000}{1450} = 49,65 \text{ cm}^3.$$

sur le catalogue du constructeur. nous choisissons une pompe de cylindrée normalisée 55 cm³ sous 140 bars à 1500 tr/min, et possédant les caractéristiques de rendement suivantes :

$$\eta_{vol} = 0,93 ; \eta_{méca} = 0,95 ; \eta_{tot} = 0,88.$$

Le débit théorique est :

$$Q_{th} = cyl \cdot n = 0,055 \cdot 1450 = 79,75 \text{ l/mn}$$

le débit réel est :

$$Q_{réel} = cyl \cdot n \cdot \eta_{vol}$$

$$Q_{réel} = 0,055 \cdot 1450 \cdot 0,93 = 74,16 \text{ l/mn.}$$

la puissance absorbée par la pompe est :

$$P = \frac{Q \cdot P}{600 \eta_{ht}}$$

$$P = \frac{80 \cdot 140}{600 \cdot 0,88} = 21,2 \text{ Kw.}$$

La puissance du moteur électrique est :

$$P_m = \frac{P}{\eta} \quad (\eta = 0,85 : \text{Rendement}).$$

$$P_m = \frac{21,2}{0,85} = 25 \text{ Kw.}$$

h. Tuyauterie de retour et de drain :
les débits chassés pendant les retours des
vérins sont supérieurs à ceux des allées :

- Pour le vérin A :

$$Q_{\text{ret}} = S \cdot v = 50 \cdot 20 = 1000 \text{ cm}^3/\text{s} ; \text{ soit } 60 \text{ l/mn.}$$

Donc : un $\phi_{\text{int}} 20,93 \text{ mm}$ convient.

- Pour le vérin B :

$$Q_{\text{ret}} = 78,5 \cdot 20 = 1570 \text{ cm}^3/\text{s} ; \text{ soit } 95 \text{ l/mn.}$$

Donc un $\phi 30 \text{ mm}$ convient.

- Pour le moteur hydraulique :

la tuyauterie de drain aura un débit de :

$$Q_{\text{fuite}} = Q_{\text{ent}} (1 - \eta_{\text{vol}})$$

$$Q_{\text{fuite}} = 42 (1 - 0,95) = 2,10 \text{ l/mn.}$$

Donc : un $\phi 10 \text{ mm}$ convient.

i. Diagramme de mise sous tension des bobines d'électro-vanne et des appareils moteurs :

Le cycle de travail de tout le système est divisé en cinq (05) opérations précédemment décrites. Pour cela à chaque opération correspond un nombre défini de bobines d'électro-vanne à exciter ou déjà excitées.

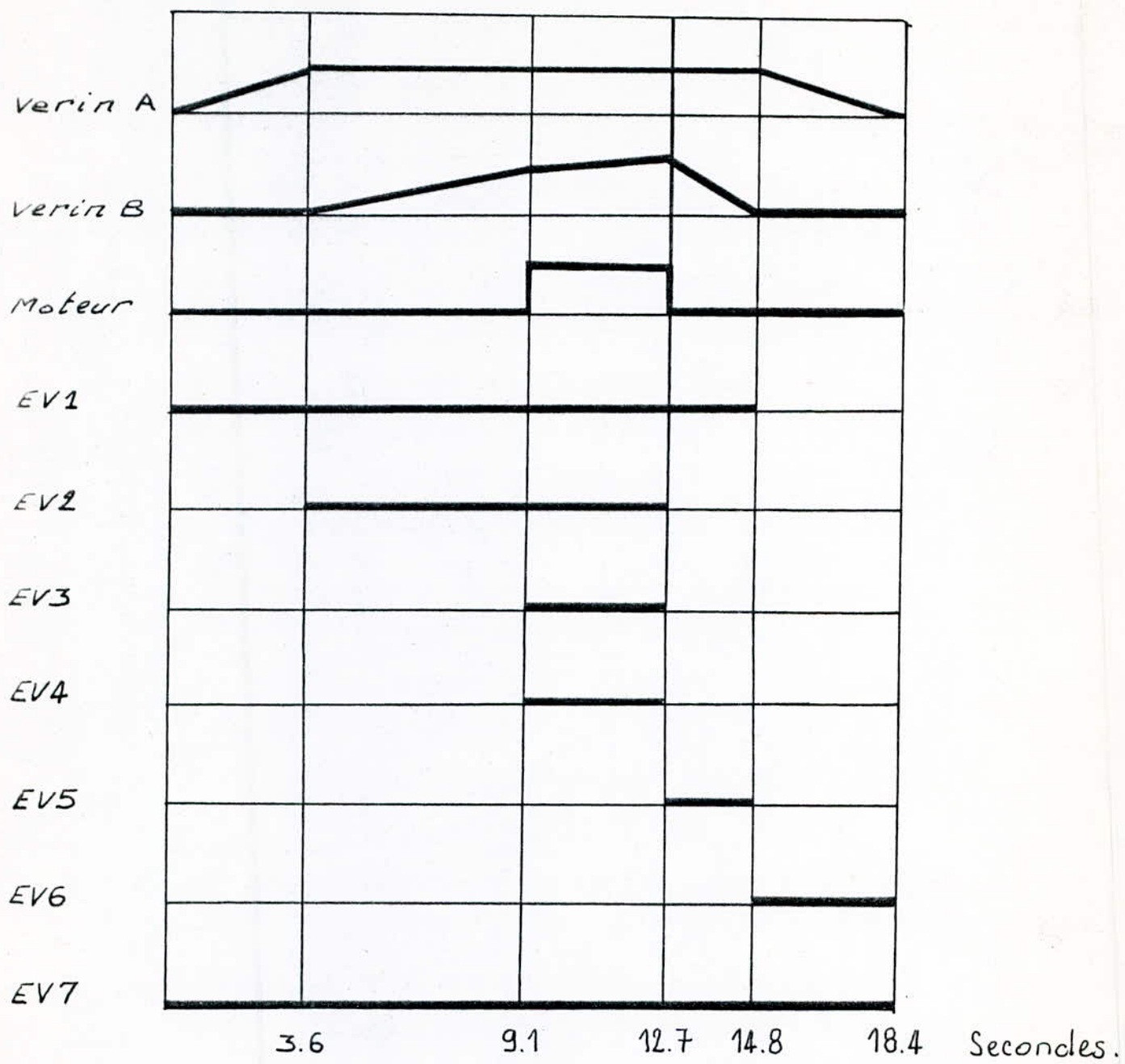


diagramme de mise sous tension.

Verin A
 $\phi 80/45$ - Course 600 mm.

Verin B
 $\phi 100/56$ - Course 350 mm.

moteur hydraulique

$C = 50 \text{ m. daN}$
 $N = 180 \text{ tr/mn.}$

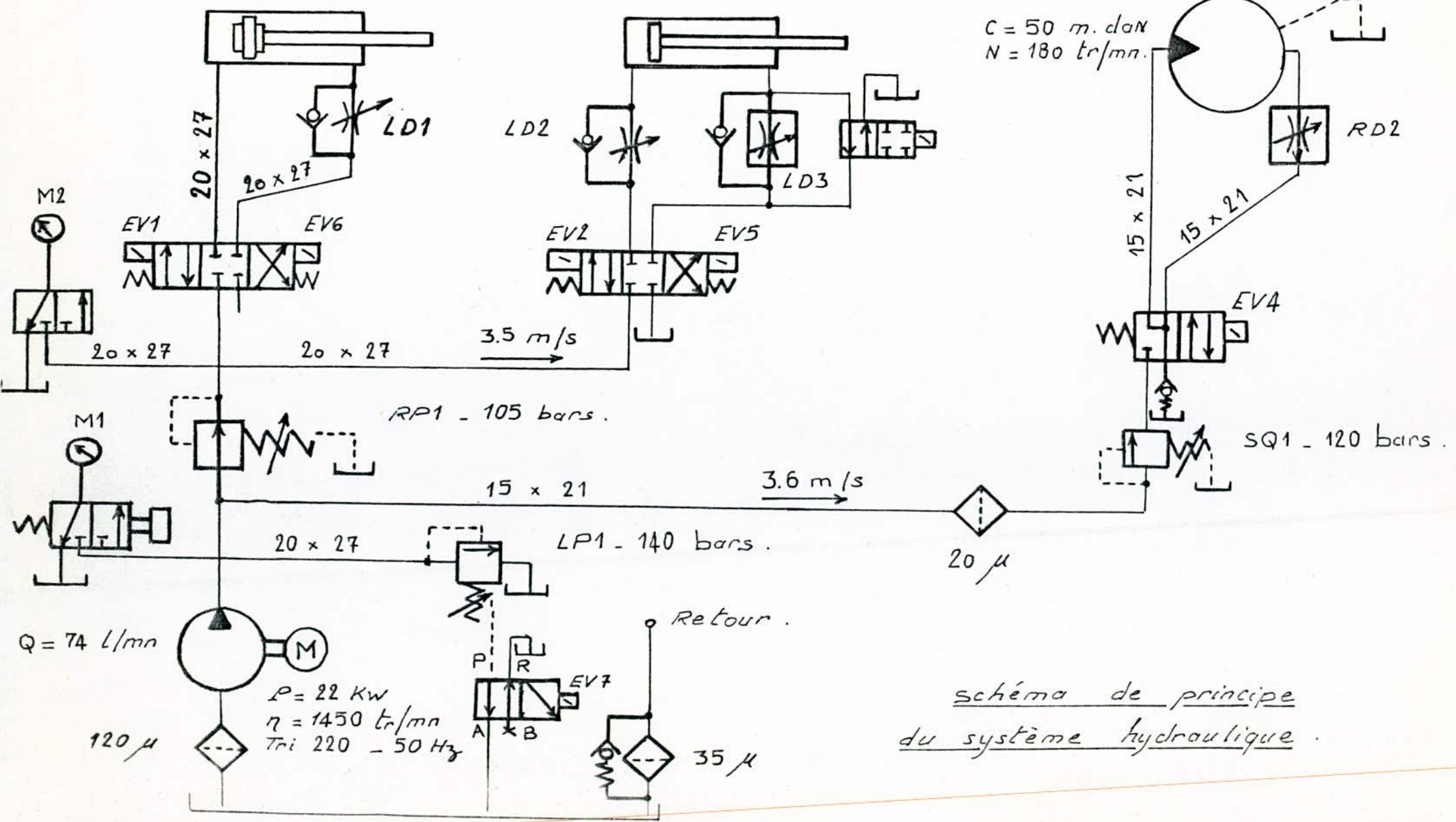


schéma de principe
du système hydraulique.

Chapitre sixième

Réalisation d'une commande hydraulique automatique de la vanne de vidange de fond du barrage de "HAMIZ".

I - Introduction :

Le barrage est un ouvrage d'art, sa conception, et sa réalisation demandent un encadrement qualifié et expérimenté. Pour le bon fonctionnement de cet ouvrage, les organes annexes qui le constituent, nécessitent une étude précise.

La vidange de fond est soumise à une charge hydraulique énorme dépendant de la hauteur nette du barrage.

II - Caractéristiques de la vidange de fond du "HAMIZ" :

La vidange de fond et la chasse de dévasement du "HAMIZ" s'effectue par deux conduites forcées, noyées dans le corps du barrage et distantes de 13 m. Ces conduites sont disposées symétriquement par rapport à l'axe du barrage.

Les dispositifs de commande comprennent pour chacune des conduites :

- côté amont : Vanne - Wagon sur glissière obturant la tête de la conduite.

- côté aval : Vanne - secteur obturant un pertuis rectangulaire de 1,25 x 1,25 m.

La charge d'eau maximale agissant sur cette vanne est 40,45 m.

III. Commande actuelle de la vanne - secteur :

Actuellement la vanne - secteur du "HAMIZ" est commandé par un moteur électrique qui actionne une vis, cette dernière soulève la vanne de son siège.

Le moteur électrique est du type "DROUARD" 380 Volts - 9 Ampères ; à courant triphasé.

cette vanne est commandée aussi par un volant avec manivelle pour la manoeuvre à la main.

IV - Le commande automatique hydraulique et son fonctionnement :

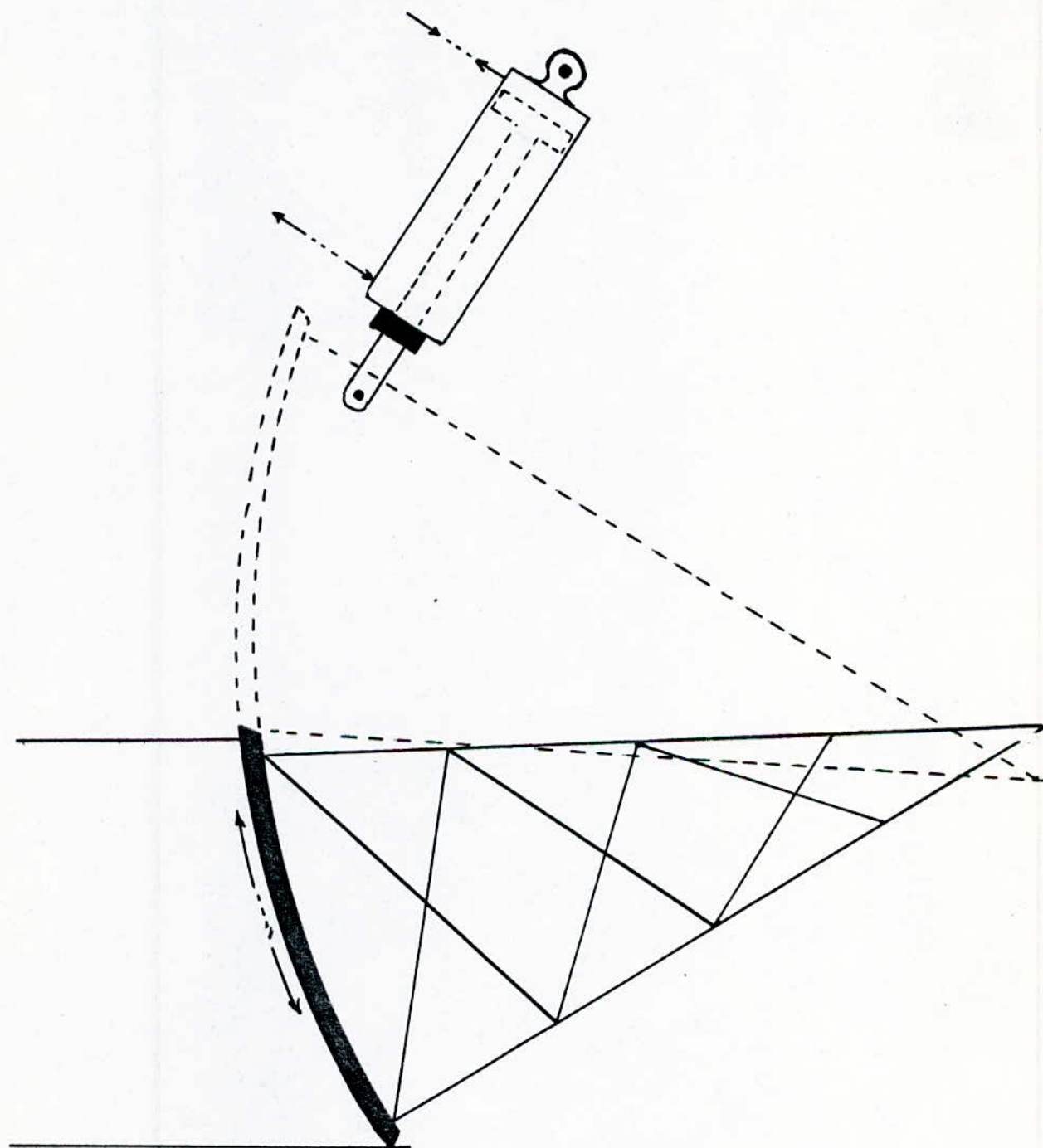
Le système d'automatisation de la vanne de "HAMIIZ" est effectué par le mouvement de deux verins hydrauliques ; identiques, commandés hydrauliquement par l'intermédiaire d'un diviseur de débit. Le système assure un verrouillage hydraulique rigoureux en toute position des verins dans les deux sens.

L'opérateur agit sur un bouton poussoir excitant ainsi la bobine "a" de l'électro-distributeur 4/3 à centre ouvert, les verins sortent ensemble puisque le fluide arrive en quantités égales dans les chambres de pleine section, en passant par le clapet anti-retour incorporé au régulateur de débit placé en amont du diviseur de débit, par ce dernier, et par les clapets anti-retour pilotés.

Le fluide chassé par les chambres des sections annulaires passe par le régulateur de débit placé sur la conduite de retour au réservoir, ce qui permet de régler la vitesse de sortie des tiges des verins.

Au moment voulu l'opérateur désexcite la bobine "a", et la position des tiges des verins est immobilisée.

La rentrée des tiges s'effectue en excitant la bobine "b", les clapets anti-retour pilotés étant ouverts grâce à la pression



schématisation de la
vanne - secteur commandée

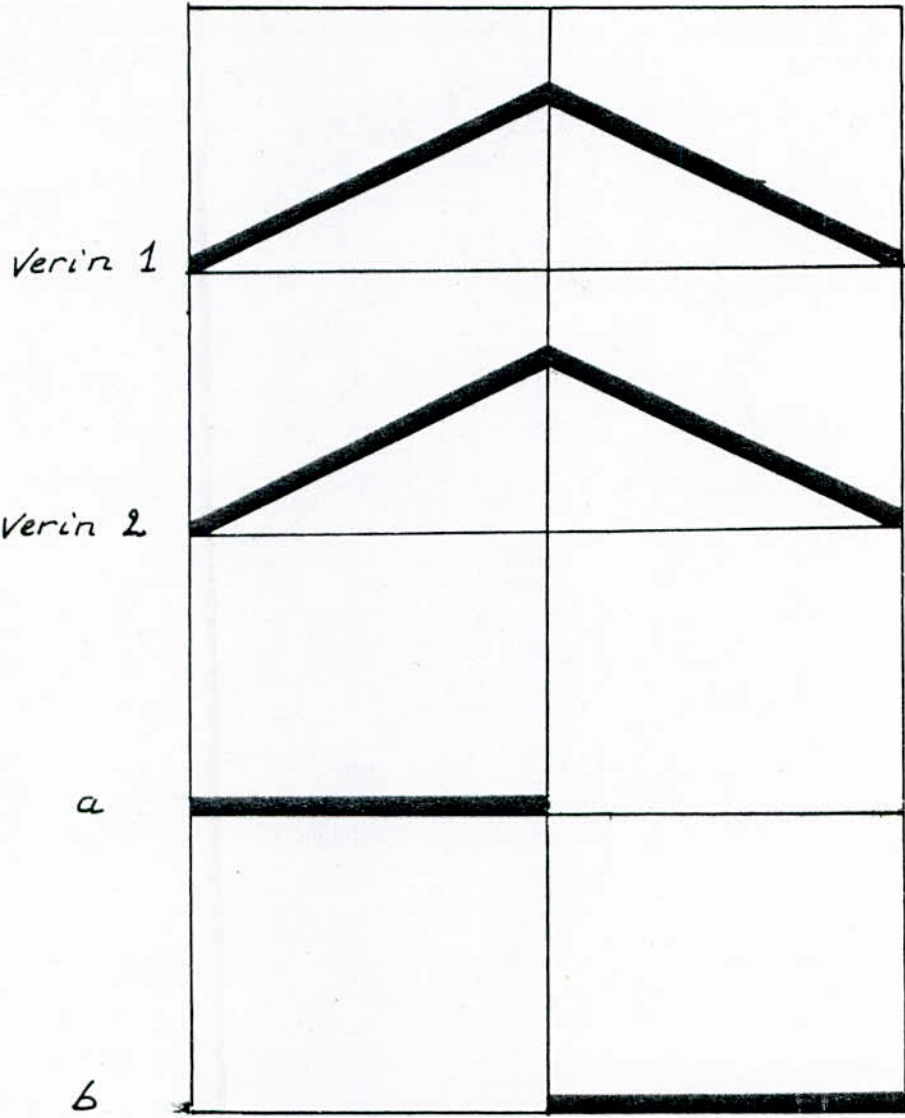


Diagramme de mise sous tension.

qui régnent dans la canalisation d'alimentation des chambres annulaires. La vitesse de rentrée des tiges est réglée par le régulateur de débit placé sur la tuyauterie reliée au point A du distributeur.

V. Dimensionnement du système :

D'après les données recueillies au près du service d'exploitation des barrages du centre du pays, au niveau de l'agence nationale des barrages (ANB), la vanne-secteur de la vidange de fond du "HAMIZ" est soumise à une force de 4200 daN.

Les résultats sont mentionnés dans le tableau récapitulatif à la page suivante.

Verins
 $\phi 63/45$ - course 1250mm

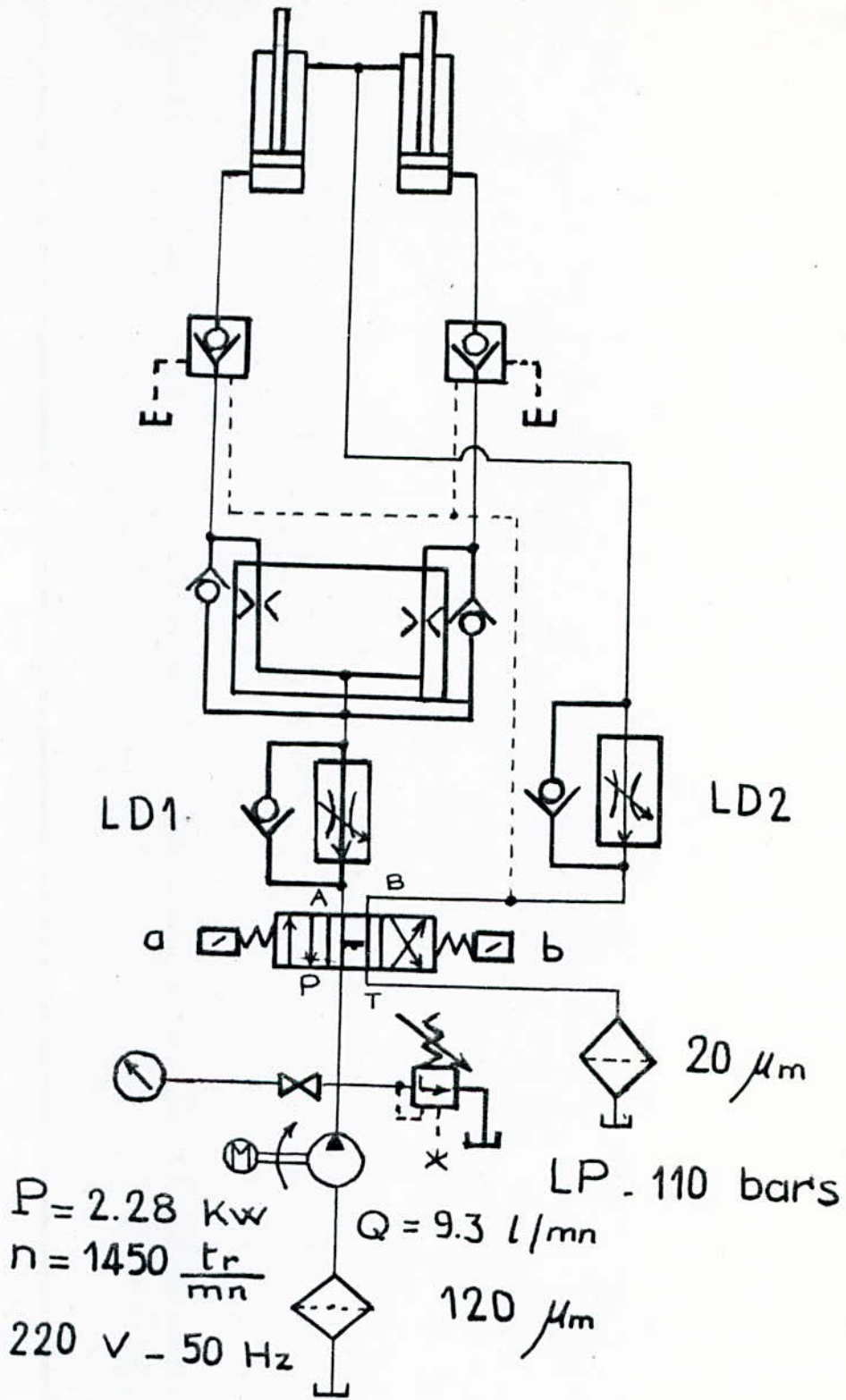


Schéma de principe

Verins	alésage en mm	$\phi 63$
	section en cm^2	31,17
	tige en mm	$\phi 45$
	section annulaire en cm^2	15,27
	type	Double effet
	Serie	CD: 70
	Course en mm	1250
	Pression de service en bar	74,2
Débit	Aller en L/mn	9,3
	Retour en L/mn	4,6
Tuyau- -terie	Dimension en mm	$\phi 10 \times 1$
	vitesse d'écoulement en m/s	3,10
Valve	Limiteur de pression en bar	110
Pompe	cyindrée en cm^3 .	6,5
	Rendement volumétrique en %	93
	Rendement mécanique en %	95
	Rendement total en %	88
	Débit en L/min	9,3
	Puissance absorbée en Kw.	1,94
Moteur	Rendement	0,85
	Puissance	2,28
Reservoir	capacité en l	30
Fluide	Viscosité cinématique en m^2/s	$3 \cdot 10^{-6}$
	densité en kg/m^3	900

Tableau récapitulatif des résultats de dimensionnement du système automatique de la vanne - secteur de vidange de fond du barrage de "HAMIZ".

Conclusion :

L'automatisation hydraulique est marquée par un avantage très important qui est le coût d'exploitation très réduit. Ainsi à travers cette application, on peut réduire le coût d'énergie de 50% et même d'avantage.

Dans le chapitre "sixième", l'application traitée de l'automatisation de la manoeuvre de la vidange de fond du barrage "HAMIZ", nous donne un aperçu assez bon sur la fiabilité et l'exploitation très économique de ce système.

Donc le remplacement d'un moteur électrique absorbant une puissance de $380 \text{ V} - 9 \text{ A}$, soit $3,4 \text{ Kw}$, par un groupe générateur de débit qui absorbe une puissance de $1,94 \text{ Kw}$. On diminue le coût d'exploitation d'énergie d'environ 43% .

annexe

1 (

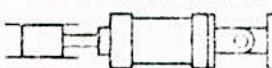
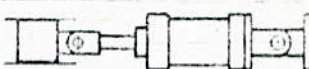


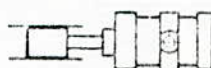
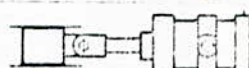

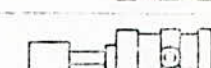
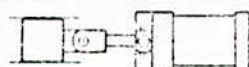

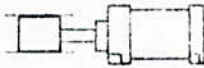
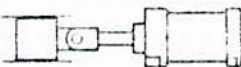
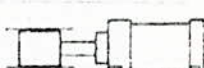
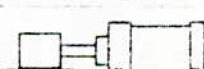
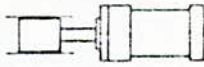
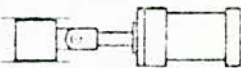
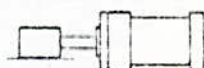
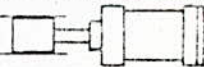
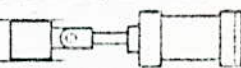
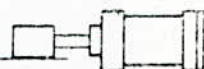
annexe - I

Alésages	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250										
Section (cm ²)	8,04	12,56	19,63	31,17	50,26	78,54	122,72	201	314	490										
Tige (°)	16	22	28	36	45	56	70	90	110	140	160									
Section annulaire en cm ²	6,03	4,24	8,76	6,41	13,48	9,46	21	15,27	34,36	25,63	53,91	40	84,24	59,11	137,4	106	219,1	160,2	336,9	289,8
(gaz)	3/8	1/2		3/4			1			1 1/4			1 1/2							
S (cm ²)	1,17	1,94		3,54			5,72			10			13,3							
Longueur (*)	20	23	25	29	31	33	35	41	64	75										
(*) Section (*) annulaire en cm ²	20	26	32	40	50	61	75	95	115	145	190									
	4,86	2,7	7,2	4,5	11,6	7,1	18,5	11,4	30,4	20,8	49,2	34,1	78,5	51,8	130	97	210	149	328	207

Les caractéristiques des amortisseurs varient selon les constructeurs. Les valeurs mentionnées se trouvent dans la moyenne et correspondent à un amortisseur avant. Les amortisseurs arrière ont souvent un diamètre légèrement plus petit, d'où une section annulaire un peu plus grande.

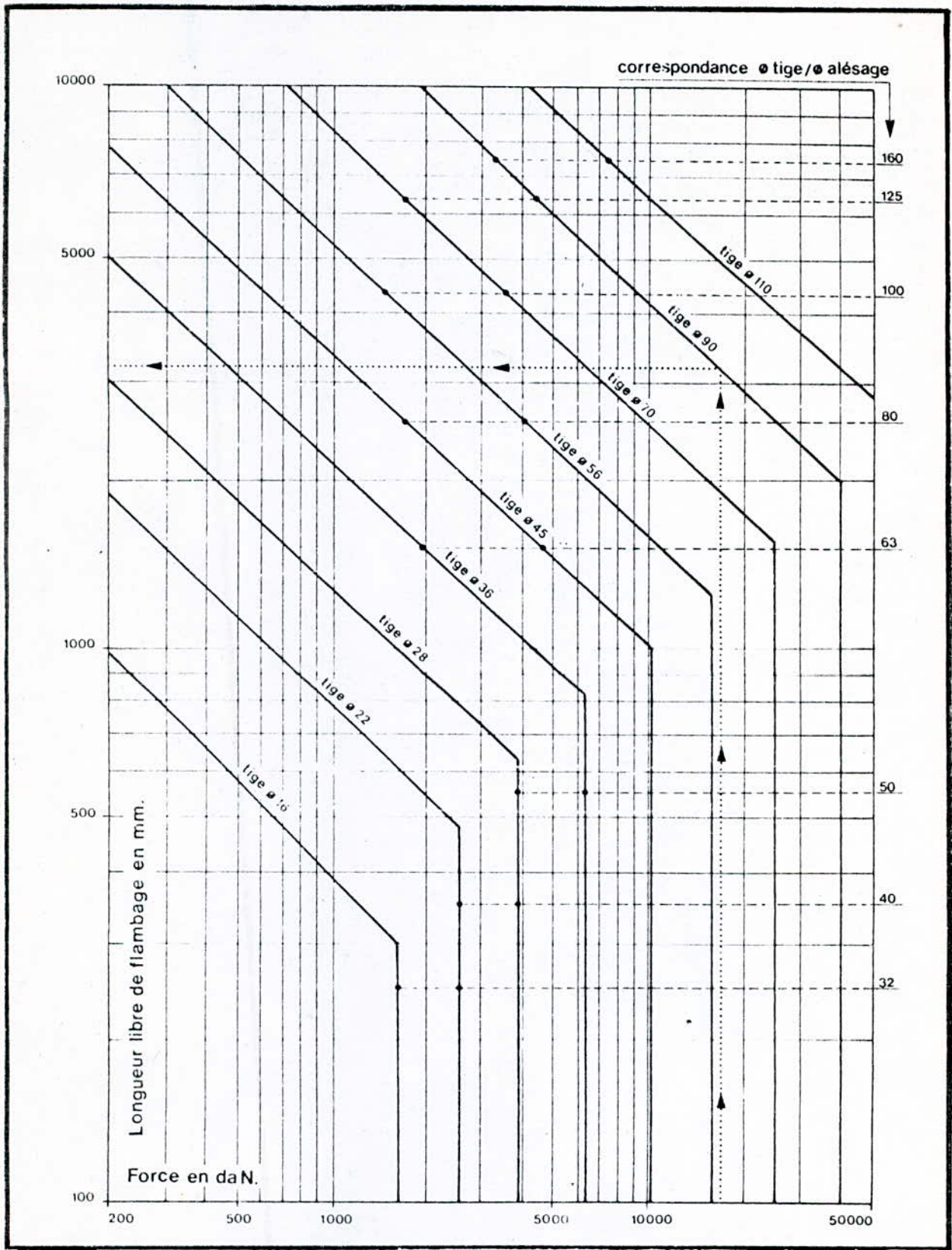
Caractéristiques des vérins.

annexe - II

Designation	Extrémité de tige	Type de montage	Coefficient K
articulations arriere	tenon guidé		2
	articulation guidée		2
	filetage guidé		1,5
	filetage ou tenon non guidé		4
tourillons intermédiaires (placés sur le 1/3 avant du corps)	tenon guidé		1,5
	articulation guidée		1,5
	filetage guidé		1
	filetage ou tenon non guidé		3
tourillons avant	articulation guidée		1
	articulation non guidée		2
equerres pattes basses pattes medianes	tenon guidé		0,7
	articulation guidée		0,7
	filetage guidé		0,5
	filetage ou tenon non guidé		2
bride avant	fixée rigidement, guidée		0,5
	articulée rigidement, guidée		0,7
	supportée - non guidée		2
bride arriere	fixée rigidement, guidée		1
	articulée rigidement, guidée		1,5
	supportée - non guidée		4

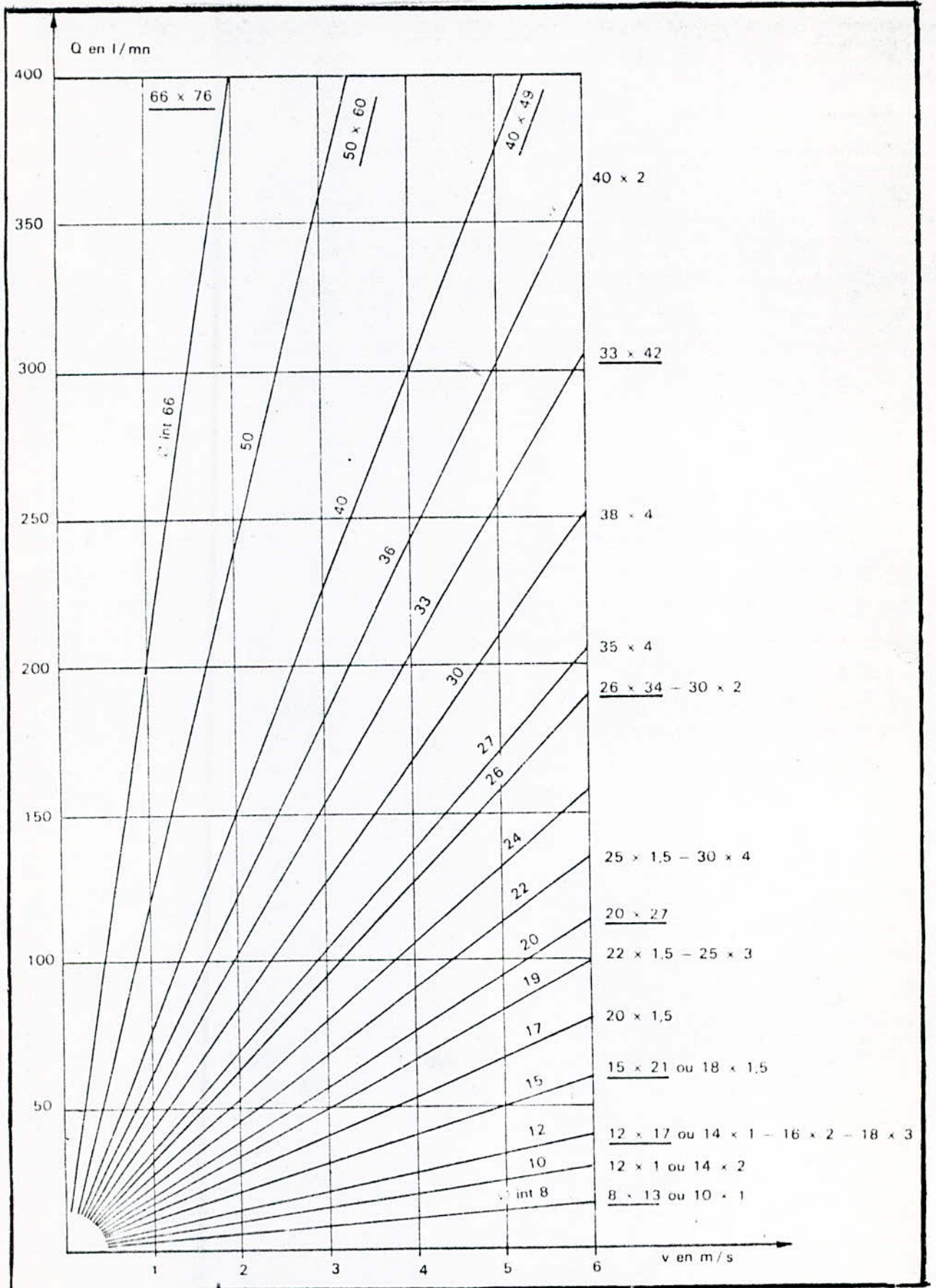
Détermination du facteur de course K en fonction des fixations.

annexe - III



Détermination des tiges au flambage.

annexe - IV



Détermination du \varnothing d'un tube. (Les tubes en cotes pouce sont soulignés)

annexe - V

Application	TUBE GAZ		SCHEDULE 40				SCHEDULE 80				SCHEDULE 160				SCHEDULE 200			
	Designation usuelle	Epaisseur	Interieur	Epaisseur	Pressions		Interieur	Epaisseur	Pressions		Interieur	Epaisseur	Pressions		Interieur	Epaisseur	Pressions	
					Eclaircie (bars)	Service (bars)			Eclaircie (bars)	Service (bars)			Eclaircie (bars)	Service (bars)			Eclaircie (bars)	Service (bars)
1/8	5 x 10	10,30	6,84	1,73	1 460	240	5,48	2,41	2 030	338								
1/4	8 x 13	13,72	9,26	2,23	1 410	235	7,68	3,02	1 900	320								
3/8	12 x 17	17,14	12,52	2,31	1 150	195	10,74	3,20	1 600	270								
1/2	15 x 21	21,34	15,80	2,77	1 100	188	13,88	3,73	1 500	250	11,84	4,75	1 900	320	6,40	7,47	3 050	510
3/4	21 x 27	26,67	20,93	2,87	930	155	18,85	3,91	1 280	215	15,61	5,53	1 800	300	11,03	7,82	2 550	420
1	26 x 34	33,40	26,64	3,38	880	147	24,30	4,55	1 150	190	20,70	6,25	1 600	280	15,22	9,09	2 350	295
1 1/4	33 x 42	42,16	35,04	3,56	730	122	32,46	4,85	1 000	165	29,46	6,35	1 300	215	27,76	9,70	2 000	330
1 1/2	40 x 49	48,26	40,90	3,68	660	110	38,10	5,08	910	150	34,00	7,13	1 280	212	27,94	10,16	1 830	300
2	50 x 60	60,32	52,50	3,91	560	94	49,24	5,54	800	135	42,90	8,71	1 260	210	38,18	11,07	1 600	265
2 1/2	66 x 76	73,00	62,70	5,16	610	103	59,00	7,01	835	140	53,98	9,52	1 130	190	44,98	14,02	1 670	275
3	80 x 90	88,90	77,92	5,49	530	89	73,66	7,62	740	125	66,70	11,10	1 080	180	58,42	15,24	1 490	248
3 1/2	90 x 102	101,60	90,12	5,74	490	82	85,44	8,08	690	115					69,40	16,10	1 380	230
4	102 x 114	114,30	102,26	6,02	460	76	97,18	8,56	645	107	87,34	13,48	1 030	170	80,06	17,12	1 300	215
5	127 x 140	141,30	128,20	6,55	400	67	122,26	9,52	585	97	109,56	15,87	970	160	103,20	19,05	1 170	195
6	152 x 165	168,27	154,05	7,11	370	61	146,33	10,97	565	94	131,81	18,23	940	155	124,37	21,95	1 130	188

Dimensions des tubes en cotes pouce.

Eclaircie	Epaisseur	Interieur	Designation normalisee	Section de passe mm ²	Pressions eclaircie en bars	Pressions maxi d'utilisation en bars	Poids en kg	Interieur	Epaisseur	Interieur	Designation normalisee	Section de passe mm ²	Pressions eclaircie en bars	Pressions maxi d'utilisation en bars	Poids en kg
4	1	2	4 x 1	3,1	3 700	820	0,074	20	1,5	17	20 x 1,5	226,9	650	145	0,684
6	1	4	6 x 1	12,5	1 850	410	0,123	20	3	14	20 x 3	153,9	1 580	350	1,258
8	1	6	8 x 1	28,2	1 230	275	0,172	22	1,5	19	22 x 1,5	283,5	580	130	0,758
8	2	4	8 x 2	12,5	3 700	820	0,294	22	3	16	22 x 3	201	1 380	300	1,410
10	1	8	10 x 1	50,2	925	205	0,221	25	1,5	22	25 x 1,5	380,1	500	110	0,870
10	2	6	10 x 2	28,2	2 460	545	0,392	25	3	19	25 x 3	283,5	1 160	260	1,628
12	1	10	12 x 1	78,5	740	160	0,270	30	2	26	30 x 2	530,9	565	125	1,372
12	2	8	12 x 2	50,2	1 850	410	0,490	30	4	22	30 x 4	380,1	1 350	290	2,560
14	1	12	14 x 1	113	615	135	0,319	35	2	31	35 x 2	754,9	470	105	1,617
14	2	10	14 x 2	78,5	1 480	325	0,588	35	4	27	35 x 4	572,6	1 095	240	3,050
15	1	13	15 x 1	132,7	565	125	0,343	38	2	34	38 x 2	907,9	430	95	1,764
15	2	11	15 x 2	95	1 345	295	0,637	38	4	30	38 x 4	706,9	985	215	3,350
16	1	14	16 x 1	153,9	525	115	0,368	40	2	36	40 x 2	1 018	400	90	1,861
16	2	12	16 x 2	113	1 055	230	0,686	40	4	32	40 x 4	804,2	925	200	3,550
18	1,5	15	18 x 1,5	176,7	740	160	0,610	45	2	41	45 x 2	1 319,5	360	80	2,106
18	3	12	18 x 3	113,0	1 850	410	1,110	45	4	37	45 x 4	1 074,7	800	175	4,030

Dimensions des tubes en cotes metriques

annexe - VI

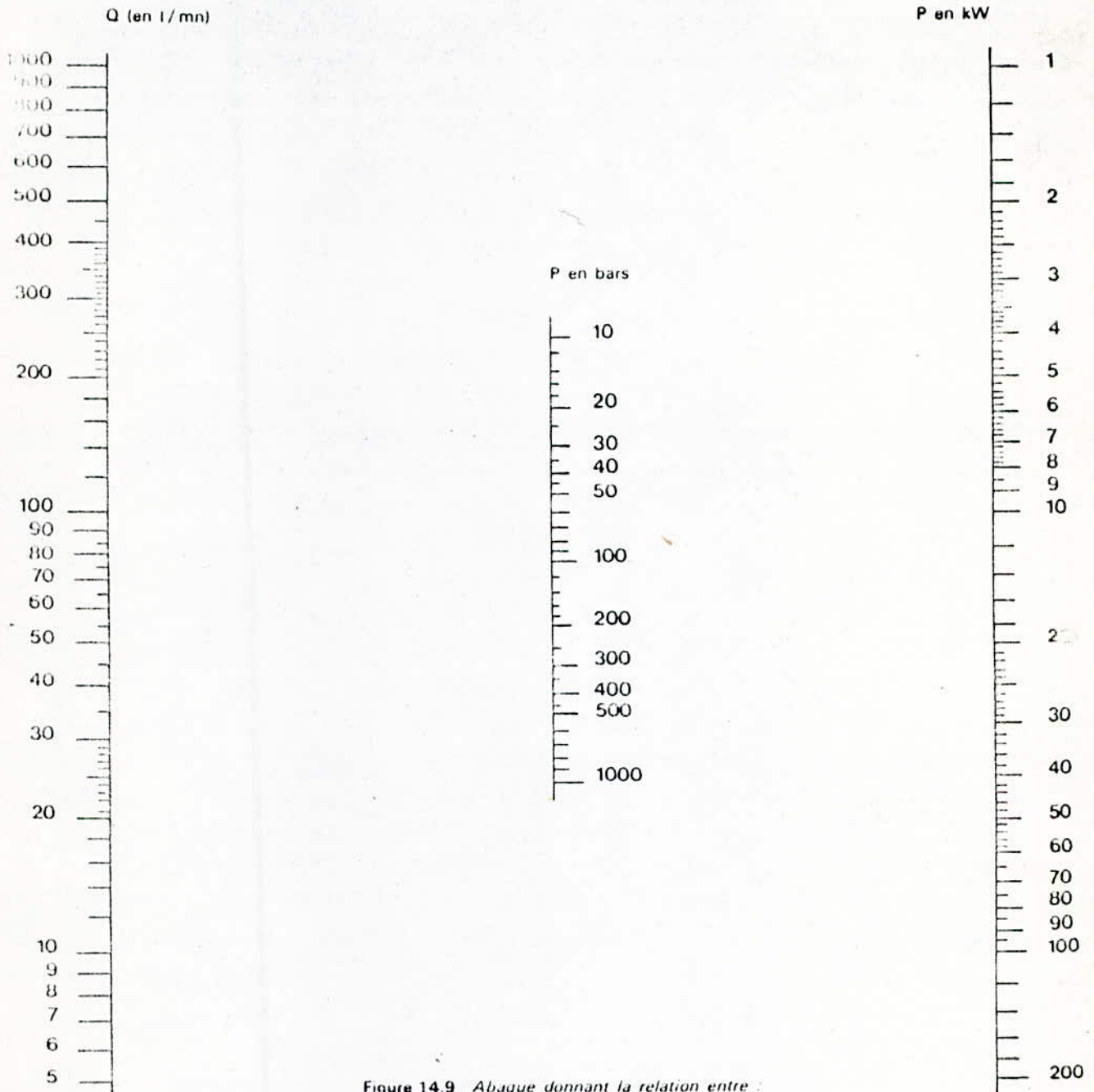


Figure 14.9 Abaque donnant la relation entre :
- le débit Q (en litres / mn)
- la pression P (en bars),
- la puissance théorique P (en kW).
Il reste à introduire le rendement.

annexe - VII

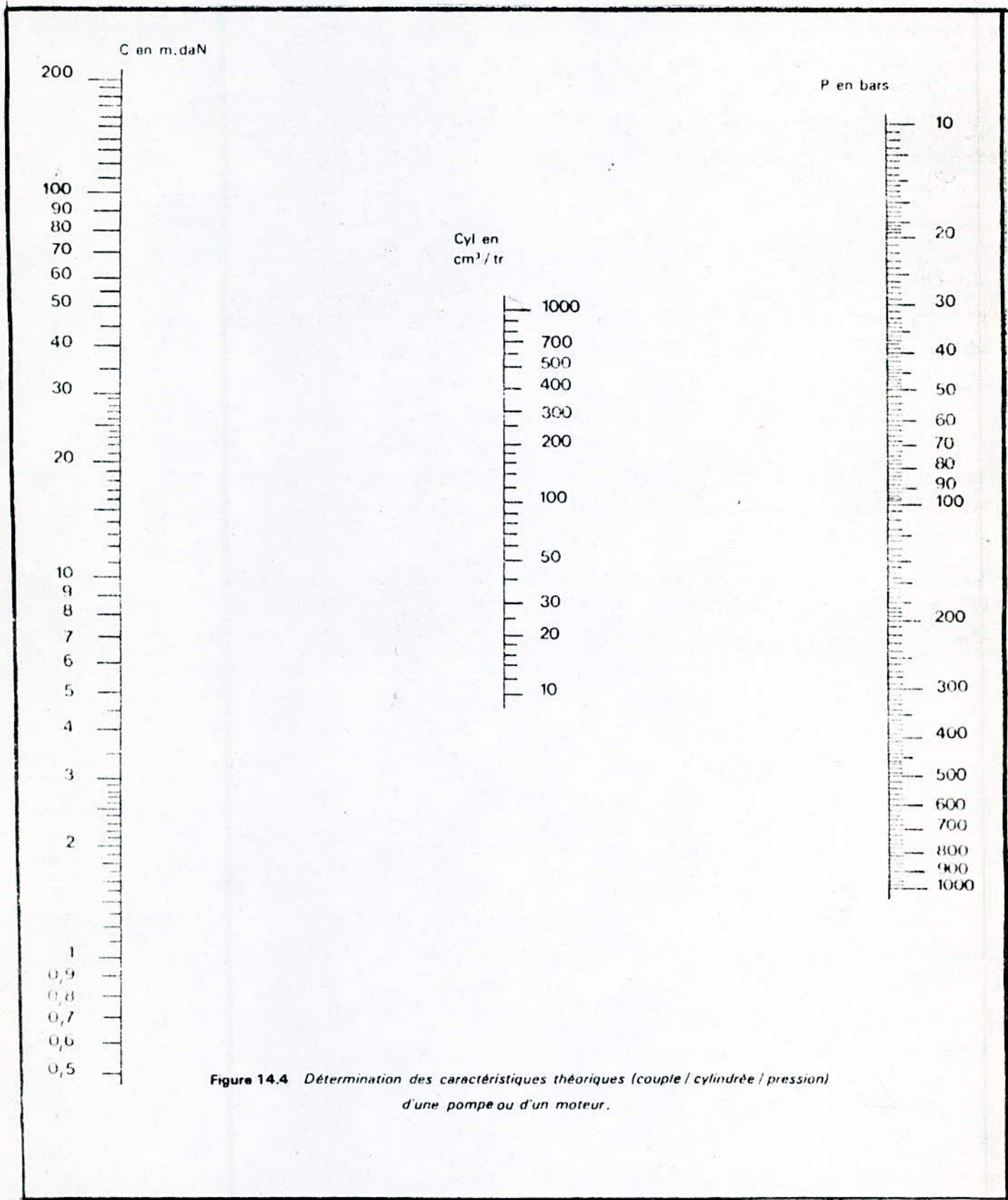


Figure 14.4 Détermination des caractéristiques théoriques (couple / cylindrée / pression) d'une pompe ou d'un moteur.

annexe - VIII

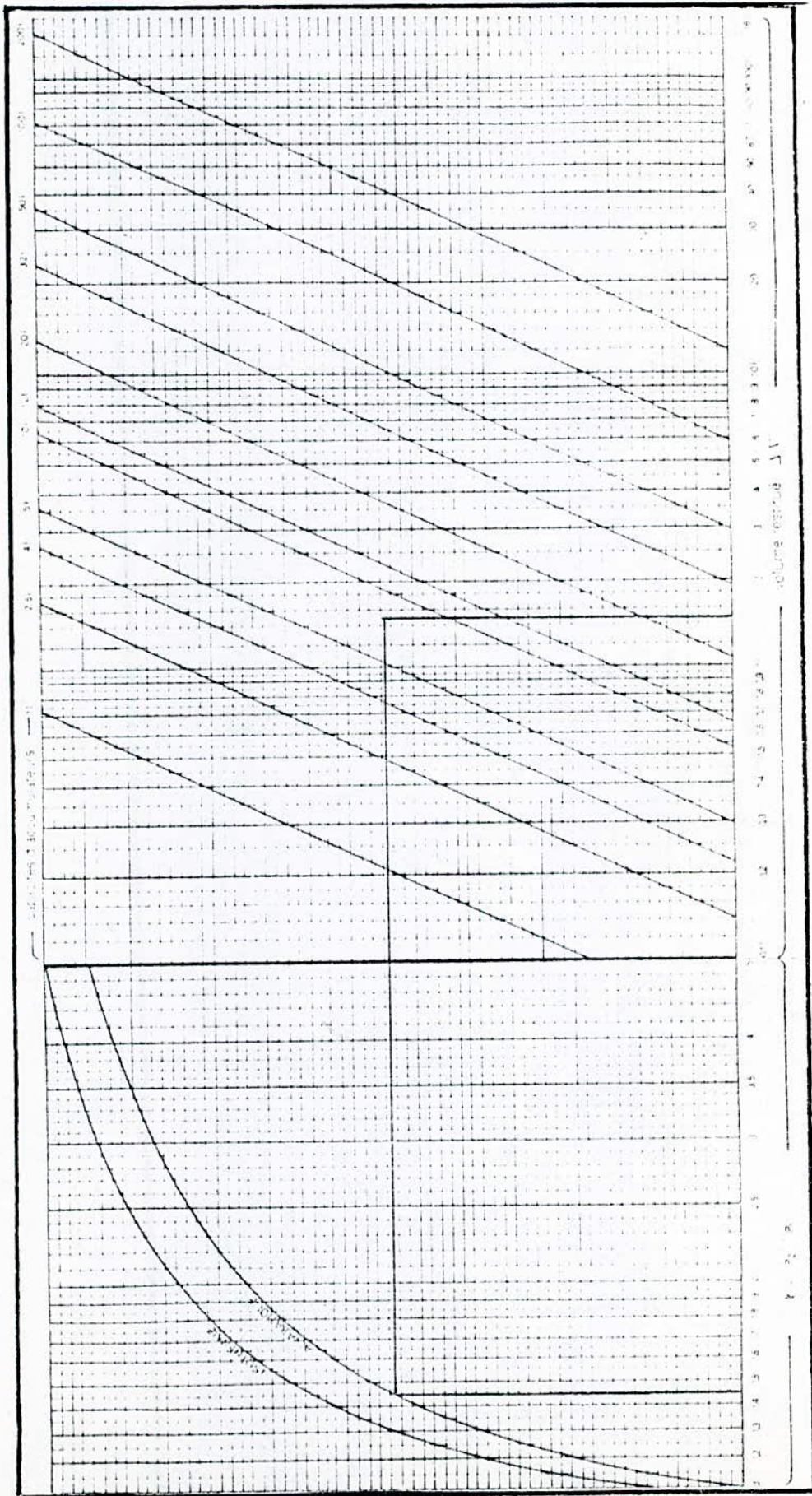
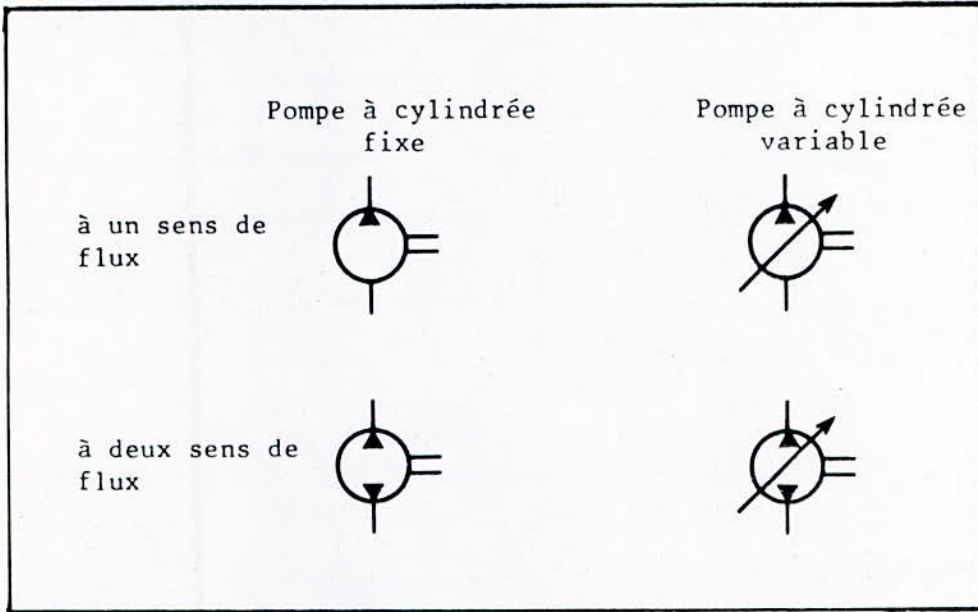


Figure 12.16 (continued) showing the relationship between the volume of water remaining in the reservoir and the energy and capacity of the reservoir.

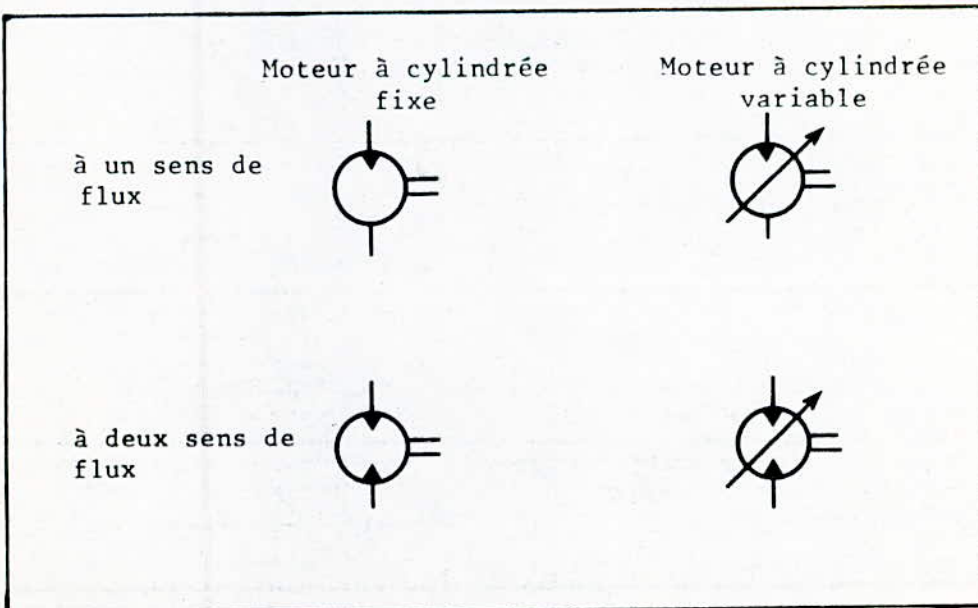
SYMBOLISATION

SYMBOLES PRINCIPAUX ISSUS DE LA NORME ISO R 1219

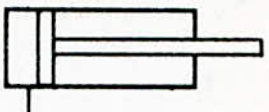
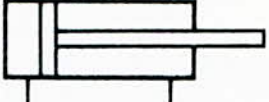
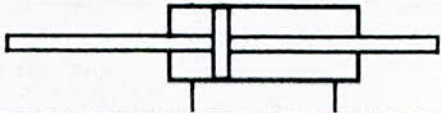
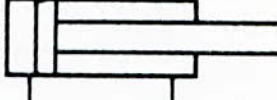
Pompes



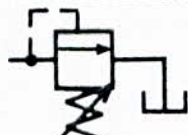
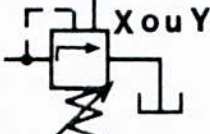

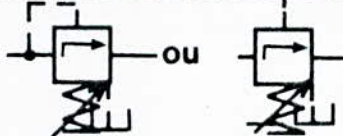

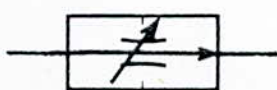

Moteurs



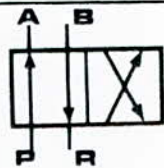
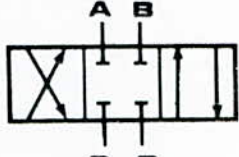
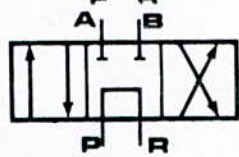
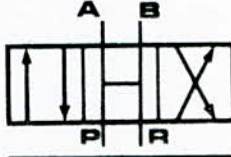
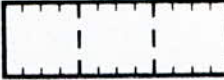






Vérins













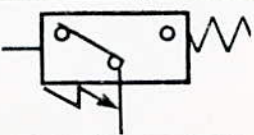
à simple effet	
à double effet, simple tige	
à double effet, double tige	
vérin différentiel à double effet	

Organes de commande

limiteur de pression à action directe	
limiteur de pression à tiroir équilibré ou valve de décharge	
réducteur de pression	
soupape de séquence	
étrangleur de débit réglable	
régulateur de débit réglable	
clapet anti-retour simple	

clapet anti-retour taré	
clapet anti-retour piloté	
distributeur 4/2 (4 orifices, 2 positions)	
distributeur 4/3 à centre fermé	
distributeur 4/3 à centre tandem	
distributeur 4/3 à centre ouvert	
position intermédiaire de passage	

Organes auxiliaires et accessoires	accumulateur	
	filtre, crépine	
	réservoir (conduite débouchant au- dessous du niveau du fluide)	
	symbole général simplifié du groupe générateur de débit	

manomètre	
conduite de travail	
conduite de pilotage	
conduite de drain	
encadrement de plusieurs appareils réunis dans un seul bloc (facultatif)	
raccordement de conduites	
croisement de conduites	
bouchon	
moteur électrique	
ressort	
bobine	
robinet d'isolement	
contact électrique à pression ou mano-contact	

Bibliographie :

1. E.A. Brun: Mécanique des fluides; Dunod.
2. Idel 'cik: Memento des pertes de charge; Eyrolles.
3. R. Molle: composants hydrauliques et pneumatiques de l'automatique; Dunod.
4. J. Faisandier: Mécanismes hydrauliques; Dunod.
5. A. Sperry: Manuel d'hydraulique.
6. G.L. Rexroth: Cours d'hydraulique; Volume 1.
7. C. Ducos: Recueil de schéma d'hydraulique industrielle; Tech et doc.
8. W. Deppert: La commande pneumatique; Eyrolles.
9. J. Diez: L'hydraulique industrielle appliquée; l'usine nouv.
10. J. Faisandier: Mécanismes oléo-pneumatiques; Dunod.

