

SOMMAIRE

Présentation du Module.....	7
RESUME THEORIQUE.....	8
HYDRAULIQUE ET ELECTROHYDRAULIQUE.....	9
1. HISTORIQUE ET EVOLUTION DE L'HYDRAULIQUE.....	9
2. GENERALITES.....	16
2.1. Unités de mesure.....	16
2.1.1. Débit.....	16
2.1.2. Pression.....	18
2.1.3. Force.....	19
2.1.4. Travail.....	20
2.1.5. Puissance.....	20
2.2. Symboles.....	22
3. LOIS ET PHENOMENES HYDRAULIQUES.....	22
3.1. Loi de Pascal.....	23
3.2. Ecoulement des liquides.....	25
3.2.1. Régimes d'écoulement des liquides.....	25
3.2.2. Expérience de Reynolds.....	27
3.3. Loi de conservation de l'énergie.....	29
4. FLUIDES DE TRANSMISSION DE PUISSANCE.....	32
4.1. Introduction.....	32
4.2. Caractéristiques des fluides de transmission de puissance.....	33
4.2.1. Densité.....	33
4.2.2. Viscosité.....	34
4.3. Classification des fluides de transmission de puissance à base minérale.....	36
5. RESERVOIRS ET FILTRES.....	37
5.1. Réservoirs.....	37
5.1.1. Symboles.....	37
5.1.2. Rôle du réservoir.....	37
5.1.3. Capacité du réservoir.....	38
5.1.4. Système de régulation thermique.....	40
5.2. Filtre.....	41
5.2.1. Rôle du filtre.....	41
5.2.2. Degré ou niveau de filtration d'un filtre.....	41
5.2.3. Types de filtres.....	42
5.2.4. Choix du filtre.....	43
5.2.5. Types et constitutions des éléments de filtration.....	43
6. CANALISATIONS.....	43
6.1. Symboles et choix de canalisation.....	44
6.1.1. Symboles.....	44
6.1.2. Choix de canalisation.....	44
6.2. Types de canalisations.....	44
6.2.1. Canalisations rigides.....	44
6.2.2. Canalisations souples.....	46
6.3. Raccords.....	48
7. POMPES HYDRAULIQUES.....	48
7.1. Symboles.....	50
7.2. Rendement des pompes hydrauliques.....	50
7.2.1. Rendement volumétrique.....	50
7.2.2. Rendement mécanique.....	52
7.2.3. Rendement global.....	53

7.3.	Puissance nécessaire à l'entraînement des pompes hydrauliques	53
7.4.	Types de pompes hydrauliques	54
7.4.1.	Pompes à engrenage à denture extérieure	55
7.4.2.	Pompe à engrenage à denture intérieure	58
7.4.3.	Pompes à palettes	59
7.4.4.	Pompes à pistons	64
8.	DISTRIBUTEURS	69
8.1.	Définition des distributeurs	71
8.1.1.	Distribution du fluide	75
8.1.2.	Différents types de recouvrement	76
8.2.	Choix du calibre d'un distributeur	79
9.	VALVES DE PRESSION	81
9.1.	Valves de limitation de pression	81
9.1.1.	Valves de limitation de pression à action directe	82
9.1.2.	Valves de limitation de pression pilotées	83
9.2.	Valves de séquence	85
9.3.	Valves de régulation ou de réduction de pression	88
9.3.1.	Valves de régulation de pression à action direct	88
9.3.2.	Valves de régulation de pression à clapet auxiliaire	89
9.4.	Valves de progressivité ou de temporisation	90
10.	RECEPTEURS HYDRAULIQUES	90
10.1.	Récepteur linéaire - Vérin	91
10.1.1.	Vérin à simple effet	93
10.1.2.	Vérin à double effet	96
10.2.	Moteurs hydrauliques	98
10.2.1.	Caractéristiques de fonctionnement des moteurs hydrauliques	98
10.2.2.	Principaux types de moteurs hydrauliques	102
11.	ELECTROHYDRAULIQUE	108
11.1.	Solénoïdes	109
11.1.1.	Solénoïde avec espace d'air	109
11.1.2.	Solénoïde avec espace humide	109
11.2.	Situations pratiques en électrohydraulique	110
	GUIDE DE TRAVAUX PRATIQUES	111
	HYDRAULIQUE	112
	TP1 – Machine à estamper (Commande d'un vérin à simple effet)	112
	TP2 – Elévateur à gobet (Commande d'un vérin à double effet)	115
	TP3 – Dispositif de serrage (Variation de la vitesse)	121
	TP4 – Potence hydraulique (Réduction de la vitesse)	124
	TP5 – Perceuse (Régulateur de pression)	128
	ELECTROHYDRAULIQUE	135
	TP6 – Dispositif d'aiguillage des paquets	135
	TP7 – Dispositif de pliage	139
	TP8 – Perceuse	143
	HYDRAULIQUE ASSERVIE	147
	TP9 –	147
	TP10 –	148
	TP11 –	149
	TP12 –	151
	TP13 –	152
	TP14 –	154
	EVALUATION DE FIN DE MODULE	156
	LISTE DE REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	159

MODULE : 20

CIRCUITS HYDRAULIQUES

Durée : 90 heures

OBJECTIF OPERATIONNEL

COMPORTEMENT ATTENDU

Pour démontrer sa compétence le stagiaire doit :
Analyser le fonctionnement d'une machine hydraulique et assurer sa maintenance à partir des catalogues des constructeurs
selon les conditions, les critères et les précisions qui suivent.

CONDITIONS D'EVALUATION

- Travail individuel.
- À partir :
 - de schémas ou de plan de circuits;
 - de manuels techniques;
 - d'abaques et de tableaux.
- À l'aide :
 - de composants, de raccords et de conduits;
 - d'outillage et d'équipement;
 - des instruments de mesure et de contrôle;
 - de bancs d'essais et de montages hydrauliques;
 - de machines et d'équipement industriel.

CRITERES GENERAUX DE PERFORMANCE

- Respect des règles de santé et de sécurité au travail.
- Respect du processus de travail.
- Respect des plans ou des schémas.
- Utilisation appropriée de l'outillage et de l'équipement.
- Travail soigné et propre.
- Exactitude des calculs.
- Respect des normes.

OBJECTIF OPERATIONNEL DE COMPORTEMENT

ELEMENTS DE COMPETENCE

A) *Effectuer le choix et la maintenance d'une centrale hydraulique*

CRITERES DE PERFORMANCE

- ✓ *Choix correct d'une huile hydraulique utilisée pour une application donnée*
- ✓ *Symbolisation correcte d'une centrale hydraulique*
- ✓ *Choix judicieux du type de la pompe*
- ✓ *Calcul exact de la puissance du moteur d'entraînement*
- ✓ *Détermination précise de l'état d'une pompe après sa mise à l'essai*
- ✓ *Branchement correct du moteur électrique sans inverser le sens de rotation de la pompe*
- ✓ *Vidange et entretien satisfaisant de la centrale hydraulique*
- ✓ *Lecture attentive des indications de sécurité*
- ✓ *Stockage adéquat de l'huile de vidange sans nuire à l'environnement*

B) *Etablir un programme de maintenance exhaustive d'une machine hydraulique et assurer sa réparation en cas de panne*

- ✓ *Réglage judicieux d'un composant hydraulique*
- ✓ *Interprétation correcte de la caractéristique d'un composant hydraulique de base*
- ✓ *Utilisation appropriée d'un composant hydraulique*
- ✓ *Symbolisation correcte des composants*
- ✓ *Distinction précise entre la commande directe et indirecte dans les composants hydrauliques*
- ✓ *Choix judicieux des éléments d'une installation hydraulique*
- ✓ *Lecture correcte d'un plan de raccordement hydraulique*

C) *Etablir un programme de maintenance exhaustive d'une machine hydraulique comportant des valves à effet proportionnel et assurer sa réparation en cas de panne*

- ✓ *Analyse exhaustive des anomalies d'un système à partir des plans hydrauliques et électriques*
- ✓ *Proposition d'améliorations adéquates à un problème posé*
- ✓ *Lecture attentive des indications de sécurité*
- ✓ *Stockage adéquat des pièces de rechange usées*

- ✓ *Réglage judicieux d'une valve à effet proportionnel*
- ✓ *Relevé correct de la caractéristique statique ou dynamique d'un composant proportionnel*
- ✓ *Interprétation correcte des caractéristiques d'un composant proportionnel*
- ✓ *Distinction précise entre un signal de courant et un signal de tension*
- ✓ *Réglage précis du point zéro d'un composant proportionnel*
- ✓ *Utilisation appropriée d'un programmeur de rampes*
- ✓ *Analyse correcte d'un système en boucle ouverte ou en boucle fermée*
- ✓ *Distinction précise entre une valve à effet proportionnel et un servo-valve*
- ✓ *Stockage adéquat des pièces de rechanges usées*

Présentation du Module

« **Circuits hydrauliques** » est *un module de deuxième année de formation* qui permet aux stagiaires de la spécialité « Maintenance des Machines Outils et Autres Machines de Production Automatisées » de se familiariser avec les bases de la hydraulique, de l'électro-hydraulique et de l'hydraulique asservie. L'objectif de ce dernier est de traiter également les lois fondamentales, les composants, les raccords et les conduits des circuits pneumatiques, la symbolisation et la composition des schémas. Les stagiaires acquièrent des connaissances au calcul des divers paramètres ainsi qu'à la réalisation des circuits de base. Ils sont placés dans une situation où ils peuvent analyser les circuits, faire des mesures nécessaires et réparer les défaillances à l'aide des outils appropriés.

***Module 20 : CIRCUITS
HYDRAULIQUES
RESUME THEORIQUE***

HYDRAULIQUE ET ELECTROHYDRAULIQUE

1. HISTORIQUE ET EVOLUTION DE L'HYDRAULIQUE

L'eau a une masse, si cette masse se déplace, elle fournit de l'énergie. Ceci fut compris depuis la plus haute antiquité, c'est ce qui explique que l'eau fut domestiquée très tôt pour les besoins et par les moyens les plus divers (applications d'hydraulique pures):

- Vis d'Archimède (élévation d'eau);
- Horloge à eau de Ctésibius;
- Aqueduc (un siècle avant J.C. la consommation d'eau de Rome dépassait un million de mètres cube par jour);
- Roues à aubes pour mettre en mouvement des systèmes de drainage d'irrigation: roues accouplées à des vis d'Archimède, des meules à grains, etc.;
- La noria : godets reliés à une chaîne sans fin, plongeant renversés et remontant pleins;
- Le chadouf : appareil à bascule employé pour tirer l'eau des puits, des fleuves, etc. pour l'irrigation.

A partir du XVI^e siècle l'énergie procurée par l'eau (hydraulique) commence à prendre une part très active dans le développement de certaines activités, non nouvelles pour la plupart, mais activités en phase d'extension considérable. C'est ainsi que les roues à aubes, qui commencent à se sophistiquer, se multiplient pour assurer la mise en mouvement ou l'alimentation:

- des soufflets de fours sidérurgiques;
- des broyeurs de minerai;
- des marteaux à forge;
- des treuils;
- des tours à bois;
- des machines à tréfiler, etc.

Ces installations qui économisent l'énergie humaine ou animale s'implantent à proximité de rivières, de torrents ou de chutes d'eau. Quand les lieux s'y prêtent, les systèmes de ventilation de mines sont également alimentés par l'énergie hydraulique.

Lorsque vers 220 avant J.C., Hiéron roi de Syracuse (306 à 215 av. J.C.), très méfiant quant à l'honnêteté de son orfèvre, confia à son parent Archimède (287 à 215 av. J.C.) le soin de vérifier la teneur en or de sa couronne, nul ne pouvait prévoir les conséquences très lointaines bien sûr, mais néanmoins certaines de ce contrôle.

L'exclamation "Eureka" poussée par Archimède (exclamation qui signifie "j'ai trouvé") confirmait la réussite du savant, les doutes de Hiéron et sonnait du même coup la mort de l'orfèvre.

La découverte d'Archimède devait se concrétiser par un ouvrage intitulé "Traité des corps flottants" dans lequel celui-ci énonçait les lois fondamentales de l'Hydrostatique.

Durant 19 siècles le théorème d'Archimède ainsi que les timides lois d'hydrostatique que le savant grec avait énoncé, laissèrent les milieux scientifiques totalement indifférents.

Vers 1580, apparaît en Italie la première pompe à palettes (quatre disposées à 90°) coulissant dans un rotor cylindrique excentré dans un carter lui-même cylindrique. Cette pompe est due à Agostino Ramelli.

Au début du XVIIe siècle le physicien flamand Stevin (1548 - 1629) fut le premier à établir la valeur de la pression exercée par un liquide sur les parois du récipient qui le contient.

En France Henri IV fit construire en 1603 la célèbre pompe de la Samaritaine qui permettait de fournir journallement 700 m d'eau de Seine au Louvre et aux Tuileries.

En 1630 Galilée (1564 - 1642) se proposa de vérifier le théorème d'Archimède et conçut à cet effet la première balance hydrostatique. Conclusion des expériences de Galilée: Archimède avait parfaitement raison, c'est tout.

Aux alentours de 1635 la pompe à engrenage (deux pignons de six dents chacun) est conçue par l'Allemand Pappenheim.

Avant 1655 Blaise Pascal (1623 - 1662) imagine la première presse hydraulique et énonce dans les termes suivants le principe "d'égalité des pressions" base de l'hydrostatique:

"Si un vaisseau plein d'eau, clos de toutes parts a deux ouvertures, dont l'une est centuple de l'autre, en mettant à chacune un piston qui lui est juste, un homme poussant le petit piston égalera la force de cent hommes qui pousseront celui qui est cent fois plus large, et en surmontera quatre-vingt-dix-neuf" (fig. 1-1).

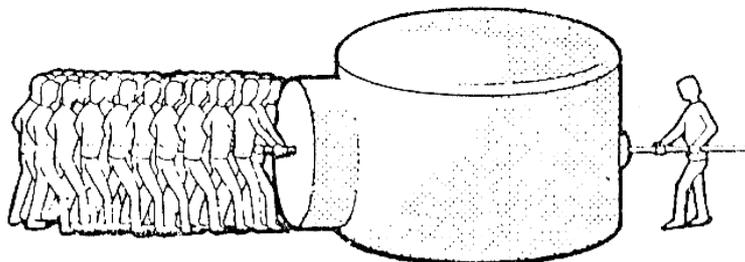


Fig. 1-1

Si Pascal laissa à Bramah le soin de réaliser la première presse hydraulique, il effectua d'autres expériences d'une grande importance:

- du soufflet qui permet de montrer l'égalité de la pression dans les fluides;
- de la balance pour mesurer la pression exercée sur le fond des vases par les liquides.

De nombreux mathématiciens et physiciens apportèrent des éléments nouveaux:

- Issac Newton (1642 - 1727), lois relatives au mouvement des fluides en 1687;
- James Jurin (1684 - 1750), lois et formules sur la capillarité en 1718;
- Daniel Bernoulli (1700 - 1782), traités d'hydrodynamique en 1738;
- L'Abbé Nollet (1700 - 1770), Etude de la transmission des pressions dans les liquides;
- Lénhart Euler (1707 - 1783), qui travailla avec Bernoulli et le remplaça dans la chaire de mathématiques de St-Petersbourg en 1732;
- Jean Le Rond d'Alembert (1717 - 1783), traité de dynamique en 1743;
- Christian Oersted (1777 - 1851), étude de la compressibilité des liquides et des solides en 1822;
- Adhémar de Saint Venant (1797 - 1886), étude relative à la coordination entre les variations de vitesse et de pression d'un fluide en écoulement sans frottement dans la canalisation;
- Henri Darcy (1803 - 1858), étude sur le mouvement de l'eau dans les tuyaux relatifs aux pertes de charge.

En 1795 l'anglais Joseph Bramah (1749 - 1814) dépose un brevet dans lequel on retrouve, non seulement le principe de Pascal, mais aussi la réalisation de la première presse hydraulique. A cette époque Bramah pouvait bénéficier des progrès réalisés dans le domaine d'alésage par James Watt (1736 - 1819), mais surtout par l'industriel anglais John Wilkinson (1728 - 1808) reconnu encore de nos jours comme le père de l'industrie lourde anglaise.

La presse de Bramah était alimentée par une pompe à piston. Cet organe avait été inventé par les romains, lesquels en faisaient un usage fréquent. A l'époque les pompes étaient mues par la force musculaire des hommes ou par celle de chevaux. Très peu de temps après la réalisation de Bramah les pompes à pistons multiples qui actionnaient les presses étaient mues par des machines à vapeur.

En 1849 Bourdon invente le manomètre métallique. La même année l'industriel britannique William Armstrong (1810 - 1900) faisait breveter et construisait le premier accumulateur hydraulique "à poids". Quoique très encombrant cet accumulateur avait

l'avantage de fournir une pression constante durant toute la durée de sa décharge. De nos jours cet appareil est encore employé.

En 1883 l'ingénieur anglais Osborne Reynolds (1842 - 1912) met en évidence la turbulence des écoulements fluides. Il démontre l'existence d'une vitesse critique et souligne l'importance d'un rapport connu sous "le nombre de Reynolds".

En 1884 un vaste réseau alimentait en eau l'industrie en Europe qui faisait fonctionner des vérins et des moteurs hydrauliques. A cette époque il existait déjà des constructeurs de moteurs hydrauliques à cylindrée fixe et même variable.

Dans le même ordre d'idée, les ascenseurs de la Tour Eiffel, sont actionnés jusqu'à ces derniers temps par un immense vérin hydraulique alimenté en eau de Seine.

En 1905 un bouleversement total des techniques hydrauliques voit le jour. Pour la première fois l'huile minérale remplace l'eau en tant que fluide de transmission de puissance. Deux ingénieurs de la firme américaine Waterbury Tool Company, Reynolds Janney et Narvey Williams, dessinent et mettent en fabrication la première pompe hydraulique fonctionnant à l'huile. Il s'agit d'une pompe à neuf piston axiaux à arbre droit et plateau incliné, à débit variable (caractéristiques: débit maximal 120 l/mn sous 25 bar - régime d'entraînement 300 tr/mn, masse 300 kg). Cette pompe adjointe à un moteur du même type mais à cylindrée constante constitue la première transmission hydrostatique (transmission Waterbury) qui en 1906 est utilisée pour l'équipement du pointage des canons de la marine.

En 1921 voit naître en Californie la firme Vickers. Harry Vickers est l'inventeur de la pompe équilibrée à palettes. En 1925 la firme fait sortir les premières directions hydrauliques assistées pour automobiles et camions.

En 1928 Georges Messier adapte de freins hydrauliques sur les roues des avions et surgit le premier avion (Potes 54) doté d'un train d'atterrissage escamotable à commande hydraulique.

Il faut noter que les transmissions hydrostatiques à pompes et moteurs à pistons axiaux se développent actuellement sérieusement grâce aux travaux effectués par le professeur Thomas.

Le dernier temps les firmes commencent à s'intéresser aux problèmes spatiaux d'aéronautique (sièges éjectables, régulateurs de freinage, etc.).

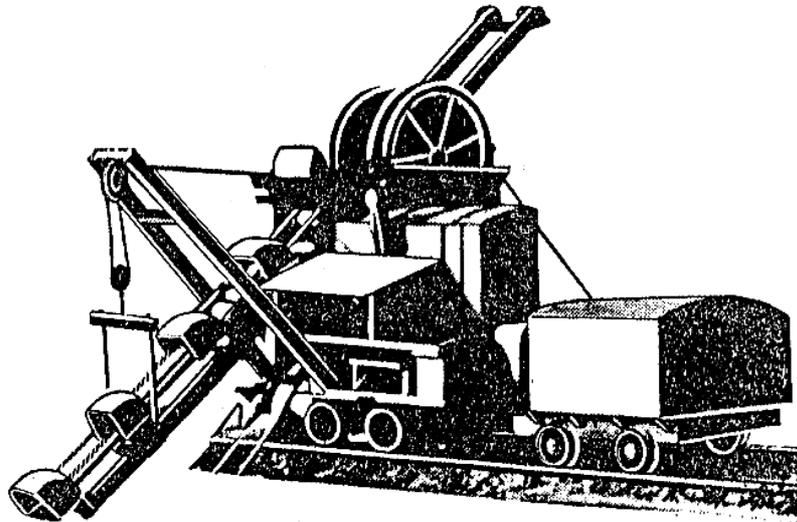
Les premiers convertisseurs hydro cinétiques de couple étaient construits en 1905 par le professeur allemand Herman Föttinger (1877 - 1944) pour la marine du Keiser. Plus tard, en 1920, l'allemand Bauer les simplifie et modifie encore pour la jonction entre les moteurs Diesel et les hélices (suppression des à-coups et des vibrations). Dès 1926 les autobus londoniens sont équipés par les coupleurs hydrauliques simples de l'anglais Harold Sinclair.

La première transmission automatique a été construite par l'ingénieur français Pleischel (1885 - 1965). Pendant la Deuxième guerre mondiale les américaines s'emparèrent de tous les brevets déposés aux Etats-Unis. C'est seulement en 1947 qu'il peut les récupérer.

L'hydraulique composée d'un ensemble classique, mais limité : pompe, distributeur et vérin, fut d'abord utilisée sur les tracteurs agricoles dans le seul but de permettre la levée des outils. A l'heure actuelle, tous les tracteurs agricoles sont pourvus d'une ou souvent de plusieurs prises de pression spéciales, pour commander à distance, les nombreux instruments traînés et plus souvent portés, dotés de vérins qu'ils soient à simple ou à double effet.

Bon nombre d'autres réalisations pourraient être citées. A cet effet, pensons aux moissonneuses - batteuses automotrices, véritables centrales mobiles d'énergie hydraulique.

On peut considérer que la modernisation des matériels de travaux publics et par conséquent de la quasi généralisation des équipements hydrauliques est postérieure à la Deuxième guerre mondiale.



Excavateur de Couvreux.

Fig. 1-2

Il faut noter que la première machine réellement conçue pour les travaux publics a été réalisée en 1866 par Couvreux, afin d'activer la percée du canal de Suez. Il s'agissait d'un excavateur à godets (fig. 1-2). C'était un appareil mu par la vapeur.

Conjointement aux commandes hydrauliques d'équipement les applications hydrauliques se manifestent également au niveau de la mécanique traditionnelle. C'est ainsi que commence à apparaître : les coupleurs et les convertisseurs de couple et les transmissions power shift (transmissions semi-automatiques).

En 1928, sortie de la transmission suédoise "Lysholm - Smith" première dans le genre (convertisseur de couple à plusieurs étages, embrayage à prise directe), qui à partir de 1935 va équiper les autobus suédois.

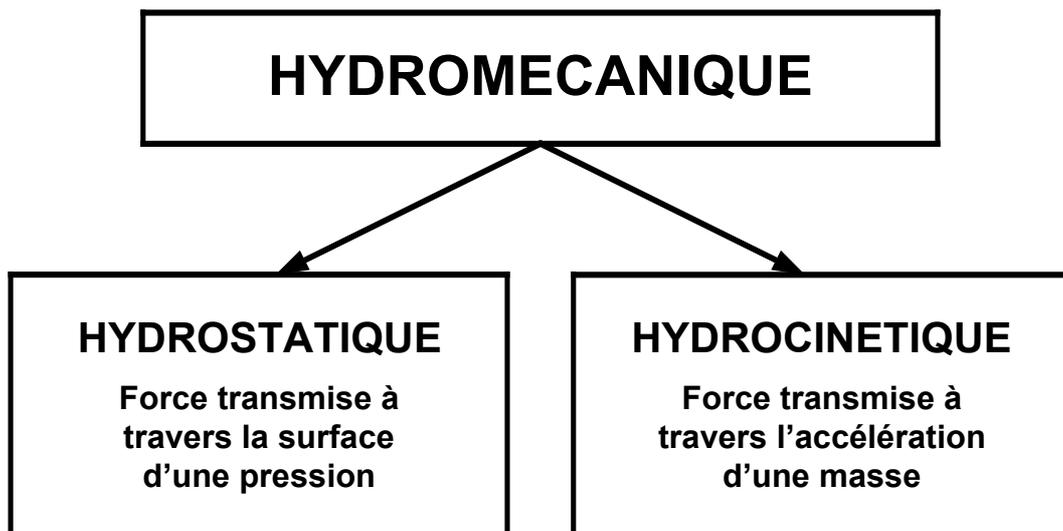
En 1929 ont lieu les essais, très satisfaisants, du premier convertisseur hydrocinétique de couple, avec réacteur monté sur roue libre.

Les années comprises entre 1940 et 1945 accélèrent le développement des techniques hydrauliques. Des circuits des plus spéciaux furent réclamés par l'armée, qui servit bien souvent de banc d'essai.

Pour visualiser l'évolution de la transmission hydrostatique, disons que c'est aux U.S.A., vers 1950, que certains engins militaires commencent à en être dotés. Aux alentours de 1960, toujours aux Etats-Unis, quelques constructeurs de machines agricoles équipent timidement leurs matériels de ces transmissions. Ce n'est que vers 1970 qu'on entreprend toujours avec méfiance, en Europe l'application de la transmission hydrostatique sur des appareils de manutention et des petits engins de travaux publics.

Cette technique est donc jeune. Qui dit développement, donc augmentation de la production, conduit à dire, amélioration des techniques et diminution des prix de revient.

2. GENERALITES



2.1. Unités de mesure

2.1.1. Débit

En hydraulique, le *débit* caractérise la rapidité de mouvement. Compte tenu des nouvelles unités de mesure le débit doit s'exprimer en m^3/s (mètre cube par

seconde). En pratique, ont été calculés des coefficients de sorte à conserver un débit en l/mn (litres par minute).

Il faut préciser, pour faciliter la compréhension :

Q (l/mn) = le débit

q (l/tr ou cm^3/tr) = le débit ou la cylindrée des pompes et des moteurs

$Q = v \times S$, où: v = vitesse de déplacement, mm/s

S = surface de la section perpendiculaire au déplacement, mm^2

$q_v = V / t = \text{Volume} / \text{temps} = l \cdot S / t = v \cdot S = \text{m}^3/\text{s} \Rightarrow$ le débit volumique

$v = l / t = \text{vitesse} = \text{m/s}$, où : l – chemin (longueur) de déplacement, m

A noter!

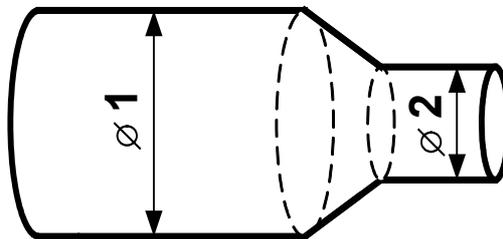
1 gallon américain (US gallon) = 3,785 l

1 gallon britannique (Imperial gallon) = 4,546 l

$1 \text{ l} = 10^{-3} \text{ m}^3$ $1 \text{ s} = 1/60 \text{ mn}$

$1 \text{ m}^3/\text{s} = 6.10^4 \text{ l/mn}$

a) Influence du diamètre des sections



Si $q_v = \text{Cte} \Rightarrow v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2 \Rightarrow v_1 \cdot \text{Ø}1^2 = v_2 \cdot \text{Ø}2^2 \Rightarrow v_1 / v_2 = \text{Ø}2^2 / \text{Ø}1^2$

b) Vitesse, suction, refoulement

Dans une pompe la vitesse du fluide doit être contrôlée. Comment assurer ? Avec les dimensions qui assure une vitesse déterminée.

V_{\max} conduit d'aspiration = 4 pi/s = 121,92 cm/s = 1,219 m/s

1 pouce = 2,54 cm

1 pied = 30,48 cm

2.1.2. Pression

Dans un système hydraulique fermé le phénomène physique qu'est la *pression* fait son apparition proportionnellement à l'opposition qu'offre le circuit à la circulation du fluide.

L'unité légale de pression est le *Pascal (Pa)*. Le Pascal est la pression exercée par une force de 1 N agissant sur une surface de 1 m². Dans la pratique on utilise le *bar*:

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$$

Antérieurement la pression s'exprimait en kg/cm² (kilogramme par centimètre carré).

A noter!

P.S.I. (Pound per Square Inch : livre par pouce carré) =

$$453,592 \text{ g} / 25,4^2 \text{ mm}^2 = 453,592 \text{ g} / 645,16 \text{ mm}^2 = 0,07 \text{ kg/cm}^2 = 0,0689 \text{ bar}$$

Pound = 453,592 g

Inch = 25,4 mm

$$1000 \text{ P.S.I.} = 70 \text{ kg/cm}^2 = 68,9 \text{ bar}$$

En hydraulique, la pression c'est la force.

$p = F / S$, où: p = pression en bar ou en kg/cm²

F = force en daN (décanewton) ou kg (kilogramme-force)

S = surface en cm²

Tableau de conversion des unités de pression

	kg/cm ²	Pascal	Bar	Atmosphère
1 kg/cm ²	1	98000	0,98	-
1 Pascal	1,02 x 10 ⁻⁵	1	10 ⁻⁵	0,99 x 10
1 Bar	1,02	10 ⁵	1	0,99
1 Atmosphère	1,033	101325	1,013	1

La pression provoque des fuites indésirables dans le système et il faut prendre des précautions pour les éviter.

Les aspects déterminant l'état du système qui influencent le choix des composants sont les suivants :

- Pression de travail $p_t \Rightarrow$ la pression dans les composants d'activation ;
- Pression maximale $p_{max} \Rightarrow$ contrôle de pression adéquat à atteindre ;
- Pression d'éclatement $p_e \Rightarrow$ détermine le facteur de sécurité du système f_s nécessaire pour les calculs.

$$f_s = \text{Pression d'éclatement } (p_e) / \text{Pression de travail } (p_t)$$

2.1.3. Force

Une force peut être définie comme toute cause capable, soit de déformer un corps, soit de provoquer ou de modifier son mouvement.

Une force est définie par:

- son point d'application
- sa direction
- son sens
- son intensité

En hydraulique :

$F = p \times S$, où $F =$ force en N ou kg, en pratique daN

$S =$ surface (par exemple d'un vérin) en cm²

$p =$ pression qui agit sur cette surface en Pa ou bar

$$1 \text{ N} = 1 \text{ Pa} \cdot 1 \text{ m}^2$$

$$1 \text{ lb} = 1 \text{ lb/po}^2 \text{ ou } 1 \text{ psi.po}^2$$

2.1.4. Travail

Le travail (W) est égal au produit d'une force (F) par le déplacement que cette force provoque (d).

$$W = F \times d$$

Le travail est exprimé en joules (J) ou N.m (Newton.mètre).

Le travail hydraulique peut être exprimé comme :

$$W = p \cdot S \cdot d, \quad \text{où : } F = p \cdot S$$

$$1 \text{ lb-pi} = 1 \text{ lb/po}^2 \cdot 1 \text{ po}^2 \cdot 1 \text{ pi}$$

$$1 \text{ lb-pi} = 1 \text{ lb} \cdot 0,454 \text{ kg/lb} \cdot 9,81 \text{ N/kg} \cdot 1 \text{ po}^2 \cdot 2,54^2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{po}^2 \cdot 1 \text{ pi} \cdot 30,48 \cdot 10^{-2} \text{ m/pi}$$

$$1 \text{ lb-pi} = 1,356 \text{ N.m}$$

2.1.5. Puissance

La puissance permet à définir la rapidité d'exécution d'un travail donné (la quantité de travail pour 1 seconde) :

$$P = W_{\text{hy}} / t$$

L'unité légale de puissance est le Watt (W). Dans la pratique on utilise le kilo -Watt (kW): 1 kW = 1000 W. Le Watt est la puissance qui produit un travail de 1 Joule par seconde.

Le Joule (J) est le travail produit par une force de un Newton, dont le point d'application se déplace de un mètre dans la direction de la force.

Le Newton (*N*) est la force qui communique à un corps ayant une masse de un kilogramme une accélération de un mètre seconde par seconde.

Le cheval (*ch*) était la puissance nécessaire au soulèvement d'une masse de 75 kg à un mètre de hauteur en une seconde (*75 kg.m/s*). Aux Etats-Unis et dans les pays anglo-saxons, l'unité de puissance est le Horse Power (*HP*).

1 HP (Horse Power) mécanique = 550 lb.pi/s

1 HP = 550 lb . 0,454 kg/lb . 9,81 N/kg . 12 po . 2,54 cm/po . 0,01 m/cm / 1 s

1 HP = 746 N.m/s = 746 W ⇒ 1 N.m/s = 1 W

$P_{ch} = C$ (couple en m.kg) x N (vitesse de rotation en tr/mn) / 716

(716 est un dénominateur obtenu par simplification des formules développées de puissance.)

Tableau de conversion des unités de puissance

	W	kW	Ch	H.P.
1 Watt	1	0,001	0,00136	0,00134
1 kiloWatt	1000	1	1,359	1,341
1 Cheval	736	0,736	1	0,986
1 Horse Power (H.P.)	746	0,746	1,014	1

La puissance hydraulique est exprimée par la formule :

$$P = p \times S \times d / t$$

$$P = p \times Q$$

où: P = puissance, en W

F = force, en N

d = déplacement, en m

t = temps, en s

p = pression, en Pa

S = surface d'application de la force, en cm²

Q = S x d / t = débit, en m³/s

Compte tenu que les débitmètres sont gradués en l/mn et que les manomètres indiquent la pression en bar :

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} \quad 1 \text{ l/mn} = 10^{-3} (\text{m}^3/\text{s}) / 60$$

$$P (\text{kW}) = Q (\text{l/mn}) \times p (\text{bar}) / 600$$

2.2. Symboles

Les symboles hydrauliques sont présentés dans la norme NF E 04-056 de l'AFNOR et ils sont conformes aussi à la norme ISO 1219 (voir Annexe).

Sur les branchements des composants hydrauliques apparaissent des lettres dont la signification est la suivante:

P : Pression (entrée dans l'appareil)

A-B-C : conduites de travail

R, S ou T : retour - sortie - réservoir

X et Y : pilotage

L : drain

3. LOIS ET PHENOMENES HYDRAULIQUES

L'hydraulique englobe l'étude relative à l'équilibre et au mouvement des liquides. C'est donc la science qui traite des lois ayant un rapport direct avec l'équilibre et l'écoulement des liquides.

La partie relative à l'équilibre des liquides et à la pression qu'ils exercent sur les récipients qui les contiennent s'appelle hydrostatique, celle concernant le mouvement des liquides et de ce fait leur écoulement est nommée hydrodynamique.

3.1. Loi de Pascal

Que ce soit en hydrostatique ou en hydrodynamique les lois sont établies pour des liquides dits parfaits, des hypothèses ont été formulées de façon à les considérer comme étant:

- incompressibles (1810 - le piézomètre d'Oersted : à pression égale les fluides de transmission sont légèrement plus compressibles que l'eau) ;
- isotropes (présentent les mêmes caractéristiques dans toutes les directions) ;
- d'une fluidité parfaite (caractérise la facilité d'un liquide à s'écouler ou à se répandre sur une surface ; contraire à la viscosité ; unité de mesure - degré Barbey ou C.G.S. le rhé) ;
- soumis à un régime d'écoulement permanent (laminaire), ce qui n'est jamais possible dans les installations modernes où les régimes laminaire, critique et turbulent coexistent en fonction des conditions.

Principe de Pascal : Les liquides, en raison de leur quasi - incompressibilité, transmettent les pressions dans toutes les directions. En conséquence, la pression communiquée à un liquide au repos dans un réservoir s'exerce en tout point du liquide.

Dans un circuit fermé, la pression se propage dans tout le liquide et ceci perpendiculairement aux parois qui le retiennent. Ce phénomène permet de calculer la résistance des parois des actionneurs ou des vérins, qu'ils soient linéaires ou rotatifs.

En hydraulique la pression c'est la force.

La pression dynamique est la pression due à la vitesse dont on constate l'existence en opposant un obstacle au mouvement.

La mesure des pressions qui se manifestent dans un espace fermé est réalisée au moyen de manomètres par opposition aux baromètres qui mesurent la pression de

l'atmosphère libre. Les premiers manomètres datent de 1705 (Pierre Varignon), il faut attendre 1849 pour connaître le manomètre de Bourdon.

Mesure de la pression. La mesure de la pression atmosphérique réalisée pour la première fois en 1645 par Viviani d'après les données de Torricelli.

Pression atmosphérique : Huile - 11,4 m
Eau - 10,3 m
Mercure - 0,76 m

Pression relative: Cette pression est celle indiquée par les manomètres. Elle ne tient pas compte de la pression atmosphérique. Pour les mesures on utilisait au début les manomètres à liquide et maintenant les manomètres métalliques - tube de Bourdon ou à lame d'acier (principe de Blondelle).

Pression absolue: Cette pression est égale à la somme:

Pression relative + Pression atmosphérique

Il ne peut y avoir de pression que s'il y a une résistance. Dans un liquide en équilibre, la pression est la même en tous les points d'un plan horizontal.

La différence des pressions entre deux points quelconques d'un liquide en équilibre est égale au poids d'un cylindre de ce liquide ayant pour base l'unité de surface et pour hauteur la distance verticale comprise entre ces deux points.

Débit. Le débit était défini comme étant la quantité de liquide fournie dans l'unité de temps.

$Q = V / t$, où: Q = débit
V = volume
t = temps

En hydraulique, le débit caractérise la rapidité de mouvement. Compte tenu de cette information, il ne faut pas confondre débit et vitesse, car pour un débit déterminé la vitesse est d'autant plus grande que la section qui reçoit ce débit est plus petite.

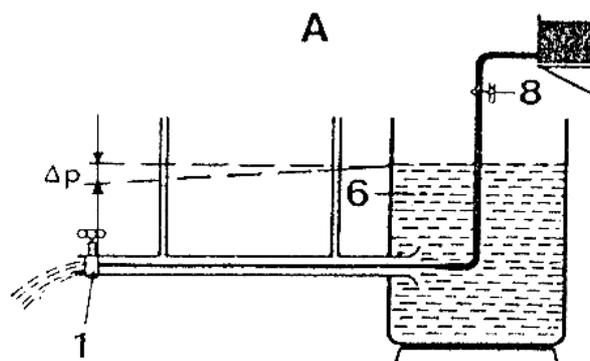
3.2. Ecoulement des liquides

3.2.1. Régimes d'écoulement des liquides

A partir du moment où il y a un régime d'écoulement, il y a un déplacement et l'état statique pur est rompu. Or, un déplacement lent de fluide laisse le système encore dans la catégorie « hydrostatique » et seulement une vitesse supérieure à 100 m/s (exemple, les coupleurs et les convertisseurs de couple) les intègre dans l'hydrodynamique.

Selon l'importance de la valeur d'écoulement on détermine trois régimes :

- **Laminaire** : un écoulement est dit laminaire quand aucun tourbillon important ne vient perturber le trajet effectué par le fluide. Les particules, constituant le fluide, circulent parallèlement entre elles (fig. 3-1) ;

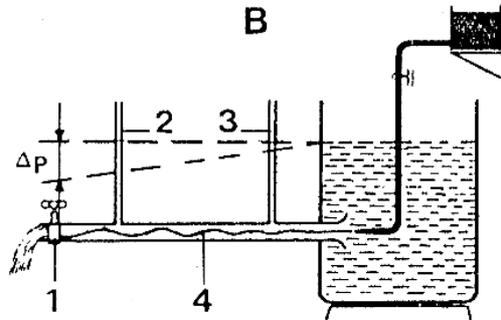


Très faible ouverture du robinet (1) = faible perte de charge =
écoulement laminaire

Fig. 3-1

- **Turbulent** : lorsque les filets du fluide en circulation tendent à se séparer avec une ampleur plus ou moins grande et rapide. Le fluide s'agite. On distingue deux types d'écoulement turbulent :

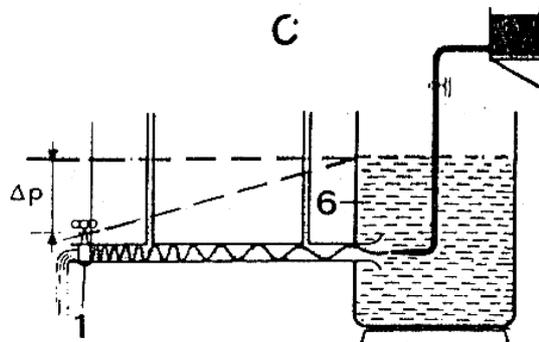
- *Lisse* – dans lequel les filets du fluide en circulation ne se séparent qu'après un certain temps (fig. 3-2) ;



L'ouverture du robinet (1) a été légèrement augmenté =
perte de charge plus élevée = écoulement turbulent lisse

Fig. 3-2

- *Rugueux* – dans lequel les filets de fluide se séparent immédiatement les uns les autres (fig. 3-3) ;



Le robinet (1) a encore été davantage ouvert, la perte de
charge a été très sensiblement augmenté, l'écoulement est
alors turbulent rugueux

Fig. 3-3

- *Critique* (zone de transition) : lorsque l'écoulement se situe entre les deux écoulements précédents. Pour cette raison on l'appelle « zone de transition ».

3.2.2. Expérience de Reynolds

En 1883 l'ingénieur anglais Osborne Reynolds (1842 – 1912) réalise pour la première fois son expérience sur l'écoulement de l'eau dans les tubes de sections différentes et qu'il détermine le paramètre connu aujourd'hui sous le nom de « nombre de Reynolds ».

Le nombre de Reynolds est déterminé à l'aide de la formule suivante :

$$Re = v_t \times D / V_c \quad , \quad \text{où : } Re = \text{nombre de Reynolds}$$
$$v_t = \text{vitesse d'écoulement du fluide en cm/s}$$
$$V_c = \text{viscosité cinématique en stokes}$$

La vitesse d'écoulement peut être déterminée par abaque ou calculée de la façon suivante :

$$v_t = Q / S \quad , \quad \text{où } Q = \text{débit en cm}^3/\text{s}$$
$$S = \text{section de la canalisation en cm}^2$$

La viscosité cinématique en Stokes peut être trouvée sur un document ou bien calculer par la formule de Ubbelohde :

$$V_c = 0,0731 \times ^\circ E - 0,0631 / ^\circ E \quad , \quad \text{en Stokes}$$
$$V_c = 7,31 \times ^\circ E - 6,31 / ^\circ E \quad , \quad \text{en Centistokes}$$

Théoriquement un écoulement est dit:

- Laminaire, si $Re < 2300$;
- Critique, si $2250 < Re < 2350$;
- Turbulent, si $Re > 2350$,

parce qu'en industrie on peut obtenir des courants fluides laminaires avec un nombre de Reynolds approchant 20000.

Effets de la rugosité interne des canalisations dans les différents types d'écoulement.

La valeur de la rugosité relative interne est donnée par le rapport d / D , où d - le

diamètre des aspérités et D – le diamètre interne de la canalisation. Les expériences de Nikuradse ont démontré que :

- La rugosité n'a aucune action dans un écoulement laminaire, le nombre de Reynolds n'est nullement affecté par la discontinuité superficielle de la paroi ;
- Dans un écoulement turbulent « lisse » elle a une importance négligeable, parce que tout au long de la paroi de la canalisation existe un film laminaire qui recouvre et aplanit les aspérités internes ;
- Dans un écoulement « rugueux » l'importance est très sensible et le nombre de Reynolds augmente immédiatement.

Pertes de charge. Les pertes de charge constituent les causes de la diminution de pression d'un fluide à l'intérieur d'une canalisation ou d'un composant. Cet abaissement de pressions est dû à l'énergie nécessaire au maintien du débit. Le frottement donne naissance aux pertes de charge.

Les pertes de charge sont indiquées comme :

- *Distribuées*, lorsqu'elles se produisent dans les canalisations de section circulaire et parfaitement remplies ;
- *Localisées*, quand elles se révèlent à la suite de la traversée par le fluide de coudes d'étranglement, de robinets, de distributeurs, etc. Les pertes de charge localisées sont déterminées empiriquement

Dans un liquide en mouvement la perte de charge tend à augmenter et la pression à diminuer lorsque l'on s'éloigne de la source d'alimentation.

Il faut noter qu'un écoulement, qui ne rencontre aucune pression (écoulement libre), subit aussi une perte de charge à cause de la résistance des canalisations. L'énergie potentielle du liquide est transformée en énergie calorifique.

« *Coup de bélier* ». Il se manifeste d'abord par des vibrations et des bruits martelés dans les canalisations qui accusent ses effets. Le « *coup de bélier* » est la conséquence d'une brusque modification du régime d'écoulement dans une canalisation.

3.3. Loi de conservation de l'énergie

La loi de la conservation de l'énergie, ou *la loi de Bernoulli*, démontre que l'énergie totale d'un liquide en mouvement est constante. La pression totale, c'est-à-dire la valeur de la pression statique additionnée à celle de la pression dynamique est constante pour toute section d'une canalisation si l'effet du frottement est négligé.

Néanmoins que les problèmes sont très compliqués, on peut tirer les conclusions nécessaires d'après l'exemple ci-dessous (fig. 3-4) :

- les masses représentées par les pistons et le frottement de ces derniers sur les parois internes des cylindres sont considérés comme négligeables ;
- l'étanchéité entre pistons et cylindres est absolue ;
- les deux surfaces réceptrices des pistons et en conséquence leurs alésages sont identiques.

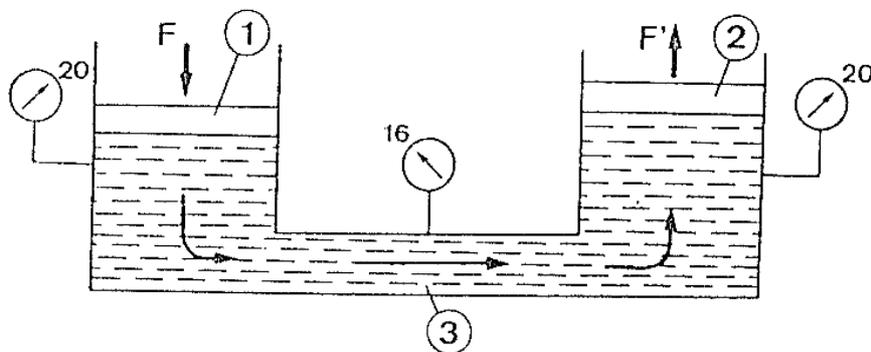


Fig. 3-4

Si on exerce une force (F) sur le piston (1) suffisante pour créer dans son cylindre une pression de 20 bar et pour le déplacer vers le bas en contrebalançant la force F' , le liquide chassé du cylindre gauche se voit dans l'obligation de pénétrer dans le cylindre de droite soulevant le piston (2). Il emprunte le canal de jonction (3) d'une section plus faible que celle des cylindres.

On constate alors que si les manomètres branchés sur les cylindres indiquent 20 bar, celui qui est connecté sur le canal (3) n'en signe que 16 bar. Que se passe-t-il ?

Lors du passage du liquide dans le canal (3) sa vitesse augmente considérablement, compte tenu du fait que dans un même temps une quantité très conséquente de liquide doit traverser sa faible section. Il en suit qu'une partie de la pression statique (20 bar) se transforme en pression dynamique.

En conclusion :

- la pression statique d'un liquide en mouvement varie en sens inverse de sa vitesse ;
- la vitesse augmente quand l'énergie de pression diminue ; mais la somme des énergies de mouvement et de pression reste constante.

Conditions d'équilibre :

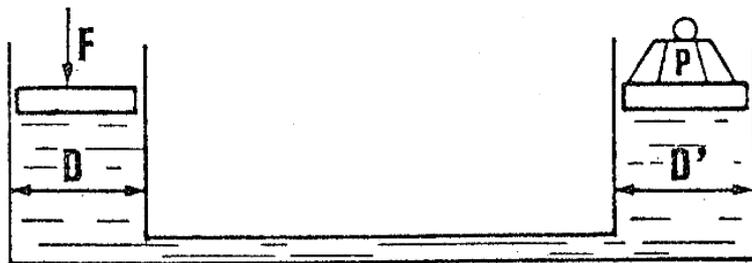


Fig. 3-5

Si $D = D'$ (fig. 3-5) $\Rightarrow F = P$



Fig. 3-6

Si $d \neq D$ (fig. 3-6)

\Rightarrow

$$F = d^2 / D^2 \cdot P \text{ et } P = D^2 / d^2 \cdot F$$



Fig. 3-7

Si $D = D'$ (fig. 3-7)

\Rightarrow

Une force supplémentaire f , aussi minime soit-elle, produit la rupture d'équilibre qui se traduit par le déplacement du piston de gauche vers le bas et de celui de droite vers le haut : la vitesse de déplacement est égale pour les deux pistons

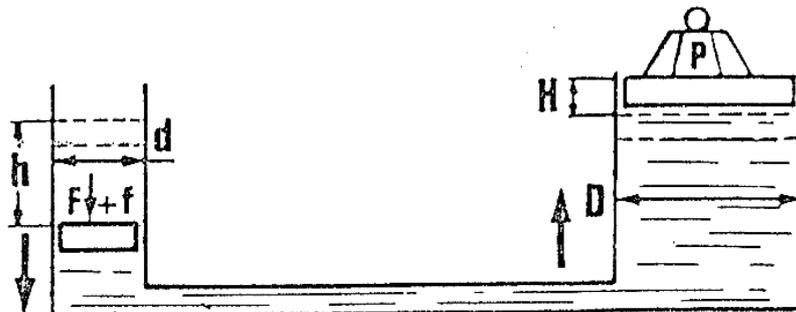


Fig. 3-8

Si $d \neq D$ (fig. 3-8)

\Rightarrow

Une force supplémentaire f , aussi minime soit-elle, produit la rupture d'équilibre qui se traduit par le déplacement du piston de gauche vers le bas et de celui de droite vers le haut : la vitesse de déplacement est différente pour les deux pistons. Pour un

certain déplacement de h, le déplacement
de H correspond à :
 $H = d^2 / D^2 \cdot h$

Si la multiplication de l'effort avec levier mécanique nécessite un point d'appui et elle est limitée en longueur de bras, l'ensemble d'un système hydraulique est en équilibre sans l'utilité du point d'appui et quelle que soit la longueur de la canalisation.

4. FLUIDES DE TRANSMISSION DE PUISSANCE

4.1. Introduction

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

Les fluides de transmissions de puissance sont généralement constitués par des huiles de pétrole dans lesquelles il a été ajouté des additifs chimiques appelés « DOPES ». Certains fluides hydrauliques en renferment jusqu'à 20%. Les dopes contenus dans les fluides hydrauliques répondent à des spécifications bien particulières.

Les dopes permettent de rehausser et d'apporter aux huiles de pétrole certaines propriétés qu'elles ne possédaient après le raffinage, compte tenu des approvisionnements de provenances diverses en « bruts ».

Les dopes sont incorporés à l'huile minérale pure par différents procédés :

- *Par venturi* : l'huile à doper passe au travers un venturi et crée une dépression qui entraîne les dopes contenus dans un bac relié par canalisation au venturi ;
- *Par mélange* : dilution d'une « solution mère » dans l'huile à doper suivie de brassage.

Dans les deux cas, l'opération s'effectue lorsque l'huile est portée à une température comprise entre 40° et 80°C.

4.2. Caractéristiques des fluides de transmission de puissance

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

- Densité ou masse volumique ;
- Viscosités : conventionnelle ou empirique ; absolues : dynamique et cinématique ;
- Indice de viscosité ;
- Indice de désémulsion : huile et eau ;
- Pouvoir anti-mousse : huile et air ; effet Lohrenz ;
- Pouvoir anticorrosif et action antirouille ;
- Point de congélation ou de figeage ;
- Point d'aniline ;
- Résistance au feu.

4.2.1. Densité

Tout d'abord, il est utile de faire le point entre :

- Le densité ou masse spécifique relative ;
- La masse spécifique absolue ou volumique.

La densité est le rapport qui existe entre la masse d'un certain volume du corps étudié et celle du même volume d'eau pris à 4°C. La densité est également appelée masse spécifique relative.

La masse spécifique absolue ou volumique est égale au quotient de la masse d'une substance par son volume (kg / m^3).

La densité d'une huile est indiquée d'ordinaire à 15°C. Le volume d'une huile augmente lorsque sa température augmente et vice-versa.

4.2.2. Viscosité

C'est Newton qui le premier a donné la définition de la viscosité dans le termes suivants : « La viscosité est la résistance qu'opposent les molécules d'un corps à son déplacement par rapport aux molécules voisines ».

Une goutte d'huile contient 5×10^6 molécules en mouvement continuels les unes par rapport aux autres.

La définition classique de la viscosité d'une huile peut se résumer comme : « La viscosité est la résistance qu'oppose le fluide à tout glissement de ses molécules les unes sur les autres. Plus la résistance au mouvement, c'est-à-dire plus les frottements entre les molécules constituant le fluide sont grands, plus grande est la viscosité. Autrement dit, la viscosité d'un fluide est caractérisée par sa plus ou moins grande facilité d'écoulement.

- Les pertes de charge sont proportionnelles à la viscosité ;
- La longévité des organes très souvent appariés au 100° de millimètre. Le remplacement de l'une des pièces entraîne automatiquement le changement de l'autre.

Si la viscosité est trop élevée, à la mise en route, la progressivité des organes récepteurs est profondément affectée. Aucune souplesse de fonctionnement ne peut être attendue avant que tout le fluide en circulation ait atteint une température suffisante. Le film d'huile entre les parties en mouvement est lentement établi.

Si la viscosité est trop faible, la lubrification des organes est insuffisante : une usure prématurée est à craindre et des risques de grippage dus à la rupture du film d'huile. L'étanchéité n'est pas assurée correctement.

Dans le langage courant, la dénomination SAE (Society of Automotive Engineers) suivie d'un nombre, est couramment employée pour désigner la viscosité d'une huile

(par exemple: VI 30, VI 100, etc.). En principe, plus le nombre, arbitraire d'ailleurs, placé après l'appellation est grand, plus l'huile est visqueuse. Cependant cette règle n'est pas absolue. D'une marque de lubrifiants à l'autre, l'indice SAE n'a pas la même valeur.

La *viscosité conventionnelle* ou *empirique* (encore, *cinématique*) est déterminée à l'aide d'appareils appelés *viscosimètres*. Ils sont de type "à entonnoir".

En Europe, la viscosité conventionnelle est donnée en degrés "ENGLER". Elle est définie à température choisie par le rapport suivant:

$$V^{\circ}E = \frac{\text{temps d'écoulement en seconde de } 200 \text{ cm}^3 \text{ de fluide à analyser}}{\text{temps d'écoulement en seconde de } 200 \text{ cm}^3 \text{ d'eau distillée à } 20^{\circ}\text{C}}$$

En Angleterre, on la détermine en secondes "REDWOOD". Elle est égale au temps mis par 50 cm³ du fluide pour traverser le canal d'évacuation (∅ 1,62 x 10 mm) du viscosimètre.

Aux Etats-Unis, on la donne en secondes "SAYBOLT" (S.S.U. ou S.U.S. - Seconds Saybolt Universal). L'essai porte à 60 cm³ et la longueur du canal est 12,2 mm pour un diamètre de 1,75 mm.

Engler	Redwood	Saybolt	Engler	Redwood	Saybolt
1,140	30,35	32,6	9,210	284,3	323,4
1,350	36,68	40,7	10,000	308,4	351,1
1,791	50,31	57,1	10,790	332,5	378,8
2,020	57,94	65,9	11,320	348,7	397,3
2,540	74,69	85,1	11,840	365,0	415,8
3,100	92,97	106,0	12,110	373,1	425,0
3,820	115,9	132,1	12,900	397,4	452,8
4,320	131,7	149,7	13,160	405,5	462,0
5,080	155,4	176,7	14,480	446,1	508,2
5,845	179,4	203,8	15,790	486,6	554,4
6,105	187,5	213,0	17,110	527,2	600,6
6,890	211,6	240,6	18,420	567,7	646,8
7,370	227,7	259,0	25,000	771,0	878,à
8,160	251,9	286,6	59,220	1825,0	2079,0
8,950	276,2	314,2	105,300	3244,0	3696,0

Pour la *viscosité absolue* on distingue deux unités:

- L'unité de viscosité absolue *dynamique*
- L'unité de viscosité absolue *cinématique*.

La viscosité absolue dynamique est mesurée par aspiration et son unité de mesure est le poise (en souvenir du physicien français Poiseuille) et le sous-multiple, centipoise.

$$\text{Viscosité absolue dynamique } cP \text{ (centipoise)} = \text{Viscosité absolue cinématique } cSt. \text{ (centistokes)} \times \text{densité}$$

La viscosité absolue cinématique est mesurée par écoulement et son unité de mesure est le stokes (en souvenir du physicien anglais Stokes).

$$\text{Viscosité absolue cinématique en centistokes (cSt)} = \text{Viscosité absolue dynamique en centipoise (cP)} / \text{Masse spécifique}$$

Indice de viscosité. L'indice de viscosité ou « viscosity index » (VI) est le coefficient qui permet de juger du comportement de la viscosité d'un fluide en fonction de l'élévation ou de la diminution de la température à laquelle il est soumis. Plus l'indice de viscosité est élevé, moins la viscosité de ce fluide varie avec les variations de la température. C'est en 1935 que les premiers travaux relatifs à l'indice de viscosité furent entrepris aux Etats-Unis par les ingénieurs américains Dean et Davis.

4.3. Classification des fluides de transmission de puissance à base minérale

Le CETOP (Comité Européen des Transmissions Oléohydrauliques et Pneumatiques) a classé les fluides en quatre catégories :

- Fluide de catégorie HH : huiles minérales non inhibées ;
- Fluide de catégorie HL : huiles minérales possédant des propriétés anti-oxydantes et anticorrosion particulières ;
- Fluide de catégorie HM : huiles de catégorie HL possédant des propriétés anti-usure particulières ;
- Fluide de catégorie HV : huiles de catégorie HM possédant des propriétés viscosité / température améliorées.

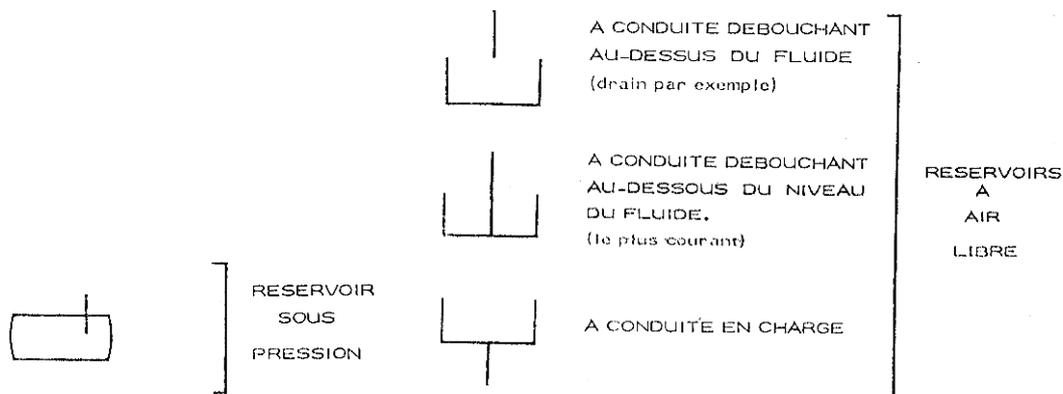
Chaque catégorie est divisée en huit classes : 10, 15, 22, 32, 46, 68, 100 et 150 correspondant à la viscosité moyenne de la classe définie par un intervalle de viscosités minimales exprimées à 40°C.

5. RESERVOIRS ET FILTRES

Généralement construits en tôle d'acier, en fonte aciérée ou d'aluminium, les réservoirs ou les bâches peuvent être à air libre ou sous pression.

5.1. Réservoirs

5.1.1. Symboles



5.1.2. Rôle du réservoir

Dans une installation hydraulique le réservoir sert à :

- Stocker le fluide de transmission de puissance ;
- Compenser les fuites possibles ;
- Agir en tant que régulateur thermique ;
- Mettre le fluide à l'abri des pollutions ;
- Permettre la décantation du fluide et autoriser sa désémulsion ;
- Parfaire le rôle des filtres, etc.

5.1.3. Capacité du réservoir

La détermination de la capacité d'un réservoir est un cas particulier, propre à chaque installation. En règle générale, il serait souhaitable de se baser sur les données suivantes :

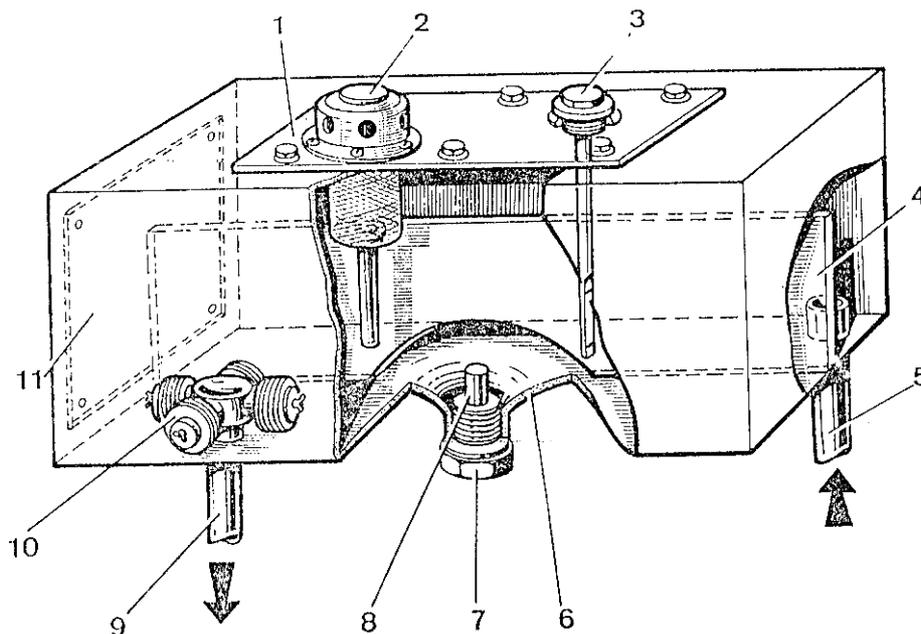
- Installation hydraulique (voir le tableau ci-dessous) ;
- Transmissions hydrostatiques :
 - Circuit ouvert : Capacité trois ou quatre fois supérieure à la valeur du débit maximal de la pompe hydraulique principale ;
 - Circuit fermé : Capacité égale au débit maximal de la pompe de gavage ;
 - Circuit semi fermé : Capacité trois à quatre fois supérieure à la valeur du débit maximal de la pompe hydraulique principale.

Installation			
Service sévère		Service normal	
<i>Fixe</i>	<i>Mobile</i>	<i>Fixe</i>	<i>Mobile</i>
Capacité 2 fois supérieure au débit de la pompe en l/mn	Capacité 10 fois supérieure à celle des vérins	Capacité égale au débit de la pompe en l/mn	Capacité 5 fois supérieure à celle des vérins

Un réservoir doit comporter obligatoirement (fig. 5-1) :

- Une porte de visite pour les nettoyages périodiques. La dimension de cette porte doit permettre le passage d'un bras humain ;
- Un vaste orifice de remplissage doté d'un tamis amovible ;
- Une jauge parfaitement accessible ou un niveau optique (voir même les deux systèmes) ; Un séparateur placé entre les orifices d'alimentation et de retour (ralentissement de la vitesse d'écoulement qui favorise la dépose des impuretés) ;
- Une crépine ou un filtre sur l'alimentation, sauf pour les composants à pistons ;

- Un capteur magnétique dans la zone où les impuretés se déposent (point précis où la vitesse d'écoulement est la plus faible) ;
- Une plaque signalétique, indiquant la contenance et la norme du fluide à utiliser ;
- Les orifices d'alimentation et de refoulement doivent être le plus éloignés possible l'un de l'autre (de part et d'autre du séparateur) ;
- La canalisation de retour doit déboucher très nettement au-dessous du niveau d'huile, de sorte à pallier les phénomènes d'émulsion et par suite de cavitation de la pompe ;
- L'alimentation ou le filtre doivent se situer à plusieurs centimètres du fond (5 à 8 cm).



Eclaté d'un réservoir rencontré dans les installations fixes de faible puissance :

1 – Porte de visite avec filtre de remplissage et reniflard ; 2, 3 – Jauge ; 4 – Séparateur ; 5 – Canalisation de retour (souvent pourvue d'un filtre) ; 6 – Partie concave destinée à retenir les impuretés et permettre une meilleure vidange du réservoir ; 7 – Bouchon de vidange avec son plot magnétique (8) ; 9 – Canalisation d'alimentation ; 10 – Filtre sur l'alimentation (ce réservoir n'alimente donc pas une transmission hydrostatique (pompe à pistons) ; 11 – Porte de visite latérale

Fig. 5-1

Si le réservoir est à l'air libre, il doit comporter un reniflard (compensation des variations du niveau) avec filtre à air incorporé : niveau de filtration absolu 3 à 5 microns. La dimension du filtre incorporé au reniflard dépend de la valeur du débit maximal de retour.

5.1.4. Système de régulation thermique

Pour réaliser la fonction du réservoir d'agir en régulateur thermique et d'accomplir les échanges thermiques entre le fluide et l'air extérieur il est indispensable de rester modeste dans le choix de l'épaisseur des parois sans toutefois que la sélection soit incompatible avec la rigidité et la résistance du réservoir. A cet effet, l'épaisseur des tôles périphériques constituant un réservoir doit être de l'ordre de 2 mm pour une capacité de bache inférieure à 100 litres, de 3 mm pour les réservoirs d'un volume compris entre 100 et 300 litres et de 5 à 6 mm pour des capacités de 400 à 500 litres. Le fond ainsi que le couvercle supérieur doivent avoir une épaisseur entre 3 et 5 fois celles des tôles périphériques, ceci pour assurer la rigidité de l'ensemble et réduire les vibrations, mais aussi pour permettre la fixation de la centrale (moteur électrique – pompe – distributeurs – valves, etc.) sur le couvercle.

Certains réservoirs peuvent être dotés de systèmes annexes tels que :

- *Echangeur ou régulateur thermique* : lorsque la pompe est entraînée par un thermique le fluide dans le réservoir peut bénéficier d'un réchauffage rapide sous l'action de l'eau de refroidissement du thermique et d'une stabilisation à sa température ;
- *Refroidisseur à air (ventilateur) ou à eau* : il refroidit le fluide durant le fonctionnement de la centrale ;
- *Réchauffeur* : souvent électrique, il est utilisé sur certaines centrales et en particulier sur les bancs d'essais pour porter avant la mise en route de l'installation le fluide de transmission de puissance à une température adéquate.

5.2. Filtre

5.2.1. Rôle du filtre

Filtrer, c'est tenter de séparer d'un fluide les impuretés qu'il véhicule. Cette opération se réalise au moyen d'un ou de plusieurs filtres. Théoriquement il faut placer les filtres partout, mais en pratique il y a trois emplacements principaux :

- Sur l'alimentation, en amont de la pompe ;
- Sur la ligne de pression de sortie, en aval de la pompe ;
- Sur le retour, de sorte à ne pas recycler dans le réservoir les impuretés en circulation.

On distingue deux types de pollution :

- La pollution consécutive à la réalisation de l'installation : mise en place des composants et raccordements de ceux-ci entre eux, la pollution primaire ;
- La pollution causée par le fonctionnement et par l'entretien plus ou moins sérieux, la pollution secondaire.

La pollution primaire doit être contrôlée après les premier cinquante heures de travail. Normalement on fait le changement de l'huile et le rinçage pour éliminer définitivement les effets désastreux et s'assurer du bon fonctionnement à l'avenir.

5.2.2. Degré ou niveau de filtration d'un filtre

Trois définitions sont consacrées à l'identité du degré ou du niveau de filtration :

- *Niveau nominal de filtration* : Ce niveau donne une valeur arbitraire de rétention, par exemple 92 à 98%, de particules sphériques (suivant la norme MIL-F 5504 A/B).
- *Niveau de filtration moyen* : Ce niveau indique la dimension moyenne des mailles ou des pores de l'élément filtrant. Bien que fréquemment utilisé il n'a guère de signification.

- *Niveau de filtration absolue* : Ce niveau est défini comme étant le diamètre de la plus grosse particule solide sphérique qui passe au travers un élément filtrant.

En quelque sorte, le niveau de filtration absolue donne une indication précise sur la dimension du plus grand pore constituant la toile ou la matière de la partie filtrante. En hydraulique les degrés ou les niveaux de filtration absolue employés sont compris entre 5 et 60 μm .

5.2.3. Types de filtres

Dans cette appellation sont englobés:

- Les reniflards (respiration des réservoirs);
- Les tamis (sur les orifices de remplissage en fluide);
- Les capteurs magnétiques (dans les réservoirs, sur l'alimentation, les lignes de pression et de retour). Les capteurs peuvent être incorporés à certaines cartouches filtrantes, près des zones où la circulation du fluide est la plus lente, aux bouchons de vidange, etc.
- Les crépines (sur l'alimentation des pompes à l'exception des composants à pistons);
- Les cartouches, lavables ou irrécupérables, placées dans des cuves et disposées sur les circuits d'alimentation de pression ou de retour;
- Les éléments de filtration autonomes irrécupérables;
- Les auto-nettoyeurs à lamelles (machines outils).

Le rôle des filtres est d'absorber quantitativement au mieux tout ce qui est consécutif à la pollution: les poussières, impuretés et vapeurs atmosphériques, les écaillages de soudage, les calamines résultant du cintrage des canalisations, les pigmentations de fonderie, les gommes et les laques provenant de la rupture de stabilisation du fluide, les corpuscules métalliques liés à l'usure inévitable et normale des pièces en mouvement.

5.2.4. Choix du filtre

Le filtre doit être choisi en fonction:

- du débit;
- de la viscosité du fluide;
- des températures minimale et maximale de fonctionnement;
- de la nature des corps étrangers à retenir;
- du calibre des corps étrangers véhiculés;
- de l'emplacement qui lui est réservé (alimentation, pression ou retour).

De par sa conception tout filtre crée une perte de charge. Toutefois elle doit être la plus réduite possible. La perte de charge dans un filtre est une fonction de :

- la dimension des mailles de l'élément;
- du débit qui traverse l'élément;
- de la viscosité du fluide utilisé;
- de la densité ou de la masse volumique du fluide employé.

Le coefficient de perte de charge varie dans le temps, c'est-à-dire avec le pourcentage de colmatage de l'élément filtrant. Tout cas de filtration pose un problème particulier!

5.2.5. Types et constitutions des éléments de filtration

Les éléments de filtration sont:

- Nettoyables (des métaux frittés, du fil métallique bobiné sur un tube alvéolé, tamis perforé, tissage métallique ou plastique, aimants permanents, etc.) ;
- Consommables (des papiers, du feutre, des fibres de verre ou d'amiante, des tissus synthétiques imprégnés de résine Epoxy, des cotons bobiné, etc.).

6. CANALISATIONS

Les canalisations, quelles soient *rigides* ou *souples*, assurent le transport de l'énergie hydraulique délivrée par la pompe vers le ou les récepteurs. On peut

comparer les canalisations d'un circuit hydraulique aux fils ou aux câbles d'une installation électrique.

6.1. Symboles et choix de canalisation

6.1.1. Symboles

Sur la fig. 6-1 sont montrés les différents symboles utilisés pour la représentation des canalisations et leurs raccords.

6.1.2. Choix de canalisation

La détermination du choix d'une canalisation est fonction des deux paramètres suivants :

- Débit d'écoulement dans l'unité de temps ;
- Pression supportée par les parois.

Qu'il s'agisse d'une canalisation rigide ou souple, le débit définit la section de la canalisation. Pour un même débit, cette section peut être différente en fonction des vitesses de fluide désirées (alimentation, lignes de pression, conduites de retour). Quand il est question de canalisations rigides, la pression fixe l'épaisseur de la paroi de la canalisation. Lorsqu'il s'agit de canalisations souples, c'est le plus souvent le nombre de nappes métalliques que comporte ce conduit qui est pris en considération. En pratique souvent pour le choix des dimensions des canalisations on utilise des abaques (fig. 6-2).

6.2. Types de canalisations

6.2.1. Canalisations rigides

Les tubes utilisés en hydraulique sont en fer doux (teneur de carbone de 0,15 à 0,25%) de type sans soudure, obtenus par étirage à froid ou à chaud. Lorsque le

coût d'installation n'est pas soumis à un budget serré elle peut être réalisée en acier inoxydable.

SYMBOLES DES CANALISATIONS EN HYDRAULIQUE

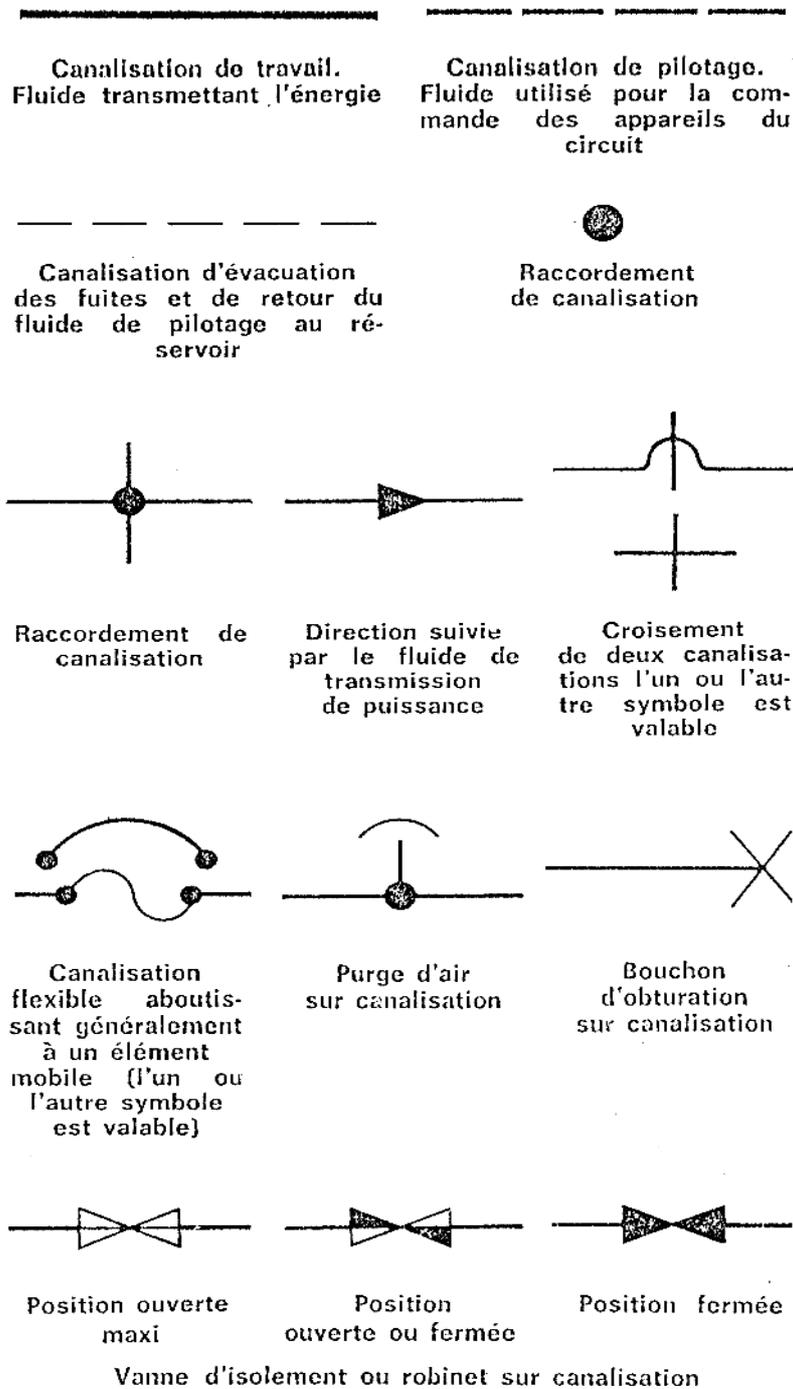


Fig. 6-1

Les tubes doivent être cintrés de façons spéciales pour assurer le meilleur écoulement du liquide. Sur une installation rigide il est nécessaire d'ajouter au moins un coude de sorte à pallier les effets dus à la dilatation. Il est nécessaire aussi de prévoir des supports à coussinets en caoutchouc pour réunir les tubes. Ces supports réduisent la fatigue des canalisations et des raccords par réduction sensible des vibrations.

6.2.2. Canalisations souples

Les canalisations souples sont plus communément appelées tuyauteries flexibles, ou « flexibles ». Ces canalisations souples ont pris une extension telle qu'il ne serait plus possible aujourd'hui de réaliser une installation hydraulique sans les faire intervenir.

Les flexibles permettent entre autres :

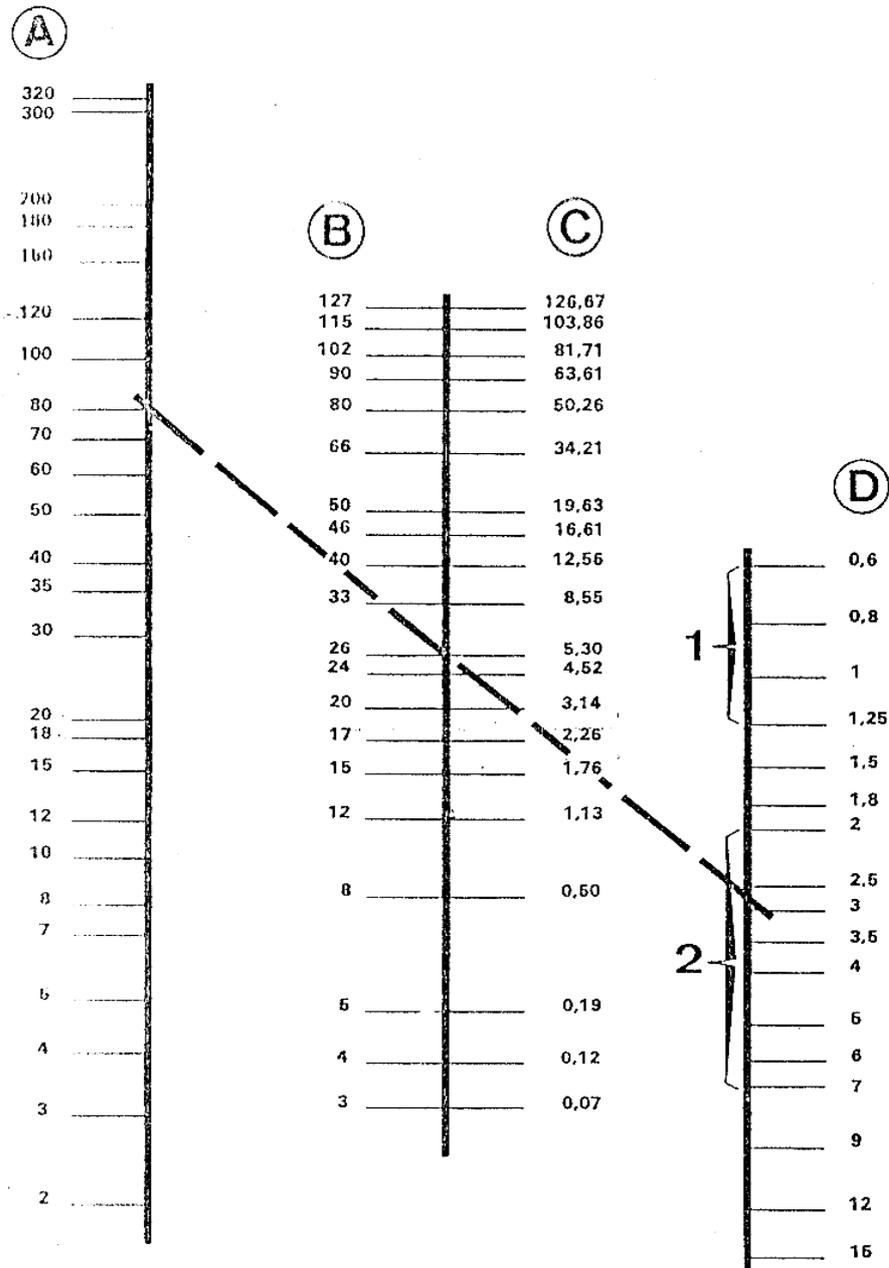
- de véhiculer un fluide entre un point fixe et un autre mobile ;
- d'absorber les vibrations.

A cet effet les flexibles sont montés fréquemment à la sortie et à l'entrée des unités hydrostatiques (pompes et moteurs).

La mise en place de flexibles nécessite une étude complexe et propre à chaque installation :

- Leur longueur doit être judicieusement déterminée.
- Ils ne doivent jamais travailler en torsion.

Les canalisations, qu'elles soient rigides ou souples, sont assemblées entre elles sur les différents composants du circuit par l'intermédiaire de raccords.



Abaque des vitesses d'écoulement des fluides de transmission de puissance dans les circuits hydrauliques

A. Débits en litres par minute - B: \varnothing interne réel de la canalisation en mm - C. Section de la canalisation en cm² - D. Vitesse en mètres par seconde - 1. Vitesses recommandées dans la canalisation d'alimentation - 2. Vitesses recommandées dans la canalisation de refoulement - Exemple : pour un écoulement de 80 l/mn et une vitesse de 3 m/s, choisir une canalisation de 26 mm de diamètre intérieur correspondant à 1 "

Fig. 6-2

6.3. Raccords

Les raccords ou les systèmes de jonction entre les canalisations ou entre les canalisations et les composants divers d'une installation sont on ne peut plus nombreux.

Les raccords sur les canalisations rigides doivent répondre aux conditions suivantes :

- Tous les raccordements doivent être conçus et installés de façon à permettre un démontage et un remontage rapide ;
- Le type de raccordement utilisé doit être au moins aussi résistant (à la pression) que les canalisations ;
- Les raccordements ne doivent pas provoquer des pertes de charge sensibles ;
- Pour éviter les risques de corrosion électrolytique, les raccords ou le métal d'apport doit avoir la même nature que celui des canalisations.

« L'accrochage » de l'embout (raccord) sur un flexible dépend en tout premier lieu du type de flexible utilisé. Les performances en résistivité de l'embout doivent être égales et même supérieures à celles du flexible. A la pression d'éclatement du flexible l'embout doit résister. Les embouts peuvent être soit « vissés » dans le flexible, soit sertis sur celui-ci. Les embouts vissés peuvent être démontés et réutilisés, ceci n'est pas sans intérêt dans le cadre de dépannage. Généralement, les embouts sertis équipent les flexibles réalisés en grande production.

7. POMPES HYDRAULIQUES

Une pompe hydraulique a pour rôle de transformer l'énergie mécanique ou électrique qui lui est communiquée en énergie hydraulique. Cette transformation est effectuée en deux phases :

- Phase désignée improprement : *aspiration* ;
- Phase de *refoulement*.

On dit que le terme « *aspiration* » est impropre parce que c'est la pression atmosphérique (760 mm de mercure), prépondérante sur le vide partiel créé par les

organes en mouvement de la pompe, qui autorise le transfert du fluide du réservoir vers la pompe.

Il existe des pompes hydrauliques qui présentent une inaptitude totale à créer un vide suffisant pour s'alimenter d'elles-mêmes. Dans ce cas, elles doivent être dotées d'un réservoir en charge ou alimentées par une pompe dite de gavage.

Du fait que la pompe constitue le cœur d'une installation hydraulique, c'est d'après ses caractéristiques et le régime auquel on se propose de la faire fonctionner que sont déterminés les composants de base :

- filtres ;
- distributeurs ;
- vérins ;
- moteurs ;
- régulateurs de débit ;
- valves de régulation et de limitation de pression ;
- refroidisseur ;
- accumulateurs ;
- canalisations souples ou rigides ;
- raccords, etc.

La puissance mécanique ou électrique de la source d'entraînement est déterminée en fonction :

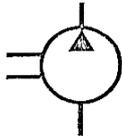
- du débit de la pompe ;
- de son rendement volumétrique ;
- de son rendement mécanique ;
- de la pression sollicitée par les organes récepteurs (vérins, moteurs) pour effectuer leur travail.

Si une pompe produit un débit directement proportionnel :

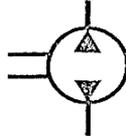
- à sa cylindrée par tour ou par alternance ;
- à son régime de rotation ou de translation ;
- à son rendement volumétrique,

elle ne peut créer d'elle-même une pression. La pression est créée par un étranglement sur le refoulement, ce sont les résistances occasionnées par les vérins ou les moteurs.

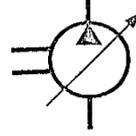
7.1. Symboles



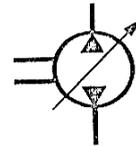
POMPE A DEBIT
CONSTANT A UN
SENS DE FLUX



POMPE A DEBIT
CONSTANT A DEUX
SENS DE FLUX.



POMPE A DEBIT
VARIABLE A UN
SENS DE FLUX



POMPE A DEBIT
VARIABLE A DEUX
SENS DE FLUX

Symboles des pompes hydrauliques

7.2. Rendement des pompes hydrauliques

Selon le principe de la conservation de l'énergie toute l'énergie se transforme, mais on peut dire aussi qu'elle se « dégrade ». Pour caractériser et comparer l'économie énergétique entre deux ou plusieurs systèmes on fait appel à la notion de rendement :

$$\text{Rendement} = \text{Energie obtenue} / \text{Energie fournie}$$

Le bilan énergétique d'une pompe hydraulique est caractérisé par le rendement global. Ce rendement global est égal au produit des rendements volumétrique et mécanique.

7.2.1. Rendement volumétrique

Il exprime le rapport entre le débit réel enregistré au refoulement et le débit théorique qui aurait dû se manifester compte tenu de la cylindrée et de la vitesse de rotation ou de translation des organes de pompage. Les fuites qui se sont acheminées durant le fonctionnement de la zone de refoulement vers celle d'alimentation constituent la cause essentielle de la « perte en débit ».

Le rendement volumétrique, propre au débit, est exprimé en pourcentage par la relation :

$$R_v = Q_r / Q_t \quad , \quad \text{où : } R_v = \text{rendement volumétrique}$$
$$Q_r = \text{débit réel}$$
$$Q_t = \text{débit théorique}$$

On appelle le débit perdu Q_p la différence entre le débit théorique Q_t et le débit réel Q_r :

$$Q_p = Q_t - Q_r$$

Pour le rendement volumétrique on peut écrire encore :

$$R_v = Q_r / Q_t = Q_r / (Q_r + Q_p)$$

L'augmentation de la pression accusée par une pompe classique se traduit par une diminution plus ou moins sensible de son débit, donc de son rendement volumétrique, qui est très différent d'un type de pompe à l'autre.

Pour un même type de pompe le rendement volumétrique diffère en fonction de plusieurs paramètres :

- température du fluide de transmission de puissance ;
- vitesse de rotation ;
- viscosité et index de viscosité du fluide.

Plus la température de l'huile s'élève, plus celle-ci devient fluide et plus les fuites prennent de l'importance. Plus la vitesse de rotation est élevée et plus le taux de remplissage risque de diminuer.

Le rendement volumétrique des principaux types de pompes hydrauliques est donné ci-dessous :

- pompes à engrenage 70 à 98%
- pompes à palettes 75 à 85%
- pompes à pistons 90 à 98%

7.2.2. Rendement mécanique

Les frottements sont les conséquences de la perte en rendement mécanique. Ils se traduisent par des forces perdues. Du fait qu'en hydraulique la force est synonyme de pression, les frottements (arbre sur paliers, joints de piston de vérin sur cylindre, pistons de pompe dans leurs alésages, fluide en circulation dans les canalisations) se concrétisent par des pertes de pression.

Le rendement mécanique propre à la pression est exprimé par la relation :

$$R_m = P_r / P_t = P_r / (P_r + P_p), \quad \text{où : } R_m = \text{rendement mécanique}$$

P_r = pression réelle

P_t = pression théorique

P_p = pression perdue

Le rendement mécanique n'est pratiquement jamais mentionné par les constructeurs parce qu'il peut être déterminé en utilisant la formule :

$$R_m = R_g / R_v, \quad \text{où: } R_m = \text{rendement mécanique}$$

R_g = rendement global

R_v = rendement volumétrique

Un faible rendement mécanique se traduit par une inertie importante des pièces en mouvement et par un frottement exagéré des organes mobiles sur les éléments fixes. En conséquence, on peut estimer qu'une pompe hydraulique à faible rendement mécanique présente une usure plus rapide.

Le rendement mécanique des principaux types de pompes hydrauliques est donné ci-dessous :

- pompes à engrenage 75 à 80%
- pompes à palettes 80 à 85%
- pompes à pistons 80 à 90%

7.2.3. Rendement global

Le rendement global d'une pompe hydraulique est égal au produit des rendements volumétrique et mécanique.

$$R_g = R_v \times R_m, \quad \text{où : } R_g = \text{rendement global}$$
$$R_v = \text{rendement volumétrique}$$
$$R_m = \text{rendement mécanique}$$

Le rendement global est aussi égal à :

$$R_g = P_h / P_m = P_h / (P_h + P_p), \quad \text{où : } P_m = \text{puissance mécanique}$$
$$P_h = \text{puissance hydraulique}$$
$$P_p = \text{puissance perdue}$$

7.3. Puissance nécessaire à l'entraînement des pompes hydrauliques

La connaissance de la puissance nécessaire à l'entraînement d'une pompe hydraulique est une tâche primordiale pour le constructeur. La puissance hydraulique, développée par une pompe est égale à :

$$P = p \times Q \times \eta$$

Généralement, le constructeur de pompes fournit toutes les indications nécessaires pour assurer d'une façon satisfaisante l'entraînement de ce composant. Néanmoins, l'expérience acquise dans ce domaine depuis des années a amené à faire le commentaire suivant. Que ce soit sur les centrales fixes ou sur les engins mobiles de tous les types, nombreuses sont les pompes hydrauliques qui souffrent des sollicitations radiales, axiales et torsionnelles que l'accouplement n'absorbe pas. Dans certains cas, l'entraînement répercute sur la pompe des malaises qui ont une influence directe sur sa durée de vie.

Les caractéristiques des accouplements sont une fonction :

- du couple à transmettre ;
- du taux d'irrégularité ;
- de la vitesse de rotation.

Il convient de multiplier le couple nominal nécessaire par un coefficient de sécurité ou « facteur de charge » donné par le constructeur de l'accouplement.

Plus la vitesse de rotation désirée est proche du régime maximal donné par le constructeur de l'accouplement, plus il y a lieu de soigner le montage entre la source mécanique ou électrique et la pompe.

7.4. Types de pompes hydrauliques

Les pompes disponibles sur le marché peuvent être classées comme suit :

- pompes à engrenage à denture extérieure avec ou sans compensation hydrostatique ;
- pompes à engrenage à denture intérieure ou à engrènement intérieur avec ou sans compensation hydrostatique. Ces types de pompes sont toujours à débit constant.
- pompes à palettes, pompes équilibrées ou non équilibrées. Une pompe équilibrée est forcément à débit constant, une pompe non équilibrée peut être à débit variable ;
- pompes à pistons (radiaux ou axiaux).

Les pompes à pistons radiaux ou en étoile peuvent être :

- à bloc cylindre tournant ;
- à cylindres fixes.

Les pompes à pistons axiaux peuvent être :

- à bielles et à arbre incliné ;
- à plateau et arbre en ligne ;
- à barillet fixe.

Les pompes axiales ou radiales peuvent être à débit constant ou variable. Il faut noter que les pompes hydrauliques à pistons qui ne comportent ni bille, ni clapet, ni ressort sont généralement en mesure de fonctionner en moteur.

7.4.1. Pompes à engrenage à denture extérieure

La denture des engrenages, constituant les pompes, peuvent avoir une taille :

- droite ;
- oblique ;
- à chevrons.

Les pompes à engrenage à denture droite sont les plus utilisées (fig. 7-1). Une pompe à engrenage est constituée par un carter en fonte ou en alliage d'aluminium. Ce carter est muni de deux orifices : l'un d'alimentation (admission), l'autre de refoulement. Pour réduire les pertes de charge l'orifice d'alimentation a souvent une section plus importante que celui de refoulement.

A l'intérieur du carter prennent place deux pignons. L'un est menant, l'autre mené.

Le type de pompe à engrenage "classique" n'est pas en mesure de contrebalancer des pressions supérieures à 20 bar. En conséquence, son application se trouve limitée:

- au graissage des moteurs à combustion interne;
- à l'alimentation des circuits Power Shift, Power reverse;
- aux circuits de vidange ou de récupération, etc.

Ces pompes ont aussi un rendement volumétrique extrêmement faible. Les deux sources de fuite, donc de perte en rendement volumétrique des pompes à engrenage et, par là, inaptitude à maintenir une pression à partir d'une certaine valeur, sont les suivantes:

- jeu entre le sommet des dentures (diamètre de tête des pignons) et l'alésage du carter;
- jeu entre les flancs des pignons et les couvercles latéraux du corps de pompe.

Compte tenu de la précision qu'on est en mesure d'attendre des machines-outils actuelles, le jeu entre le sommet des dentures et les alésages du carter pourraient être, à l'état statique, réduit à quelques microns. Cependant, durant le

fonctionnement d'une pompe à engrenage, le centre de pression dans la chambre de refoulement se situe au point C (fig. 7-2). Les poussées qui s'exercent sur les pignons, donc sur les axes, les bagues et les roulements, ont pour direction F1 et F2 et l'intensité qui résulte de la surface des pignons recevant la pression unitaire enregistrée au refoulement de la pompe. Cette surface est variable suivant le débit théorique de la pompe.

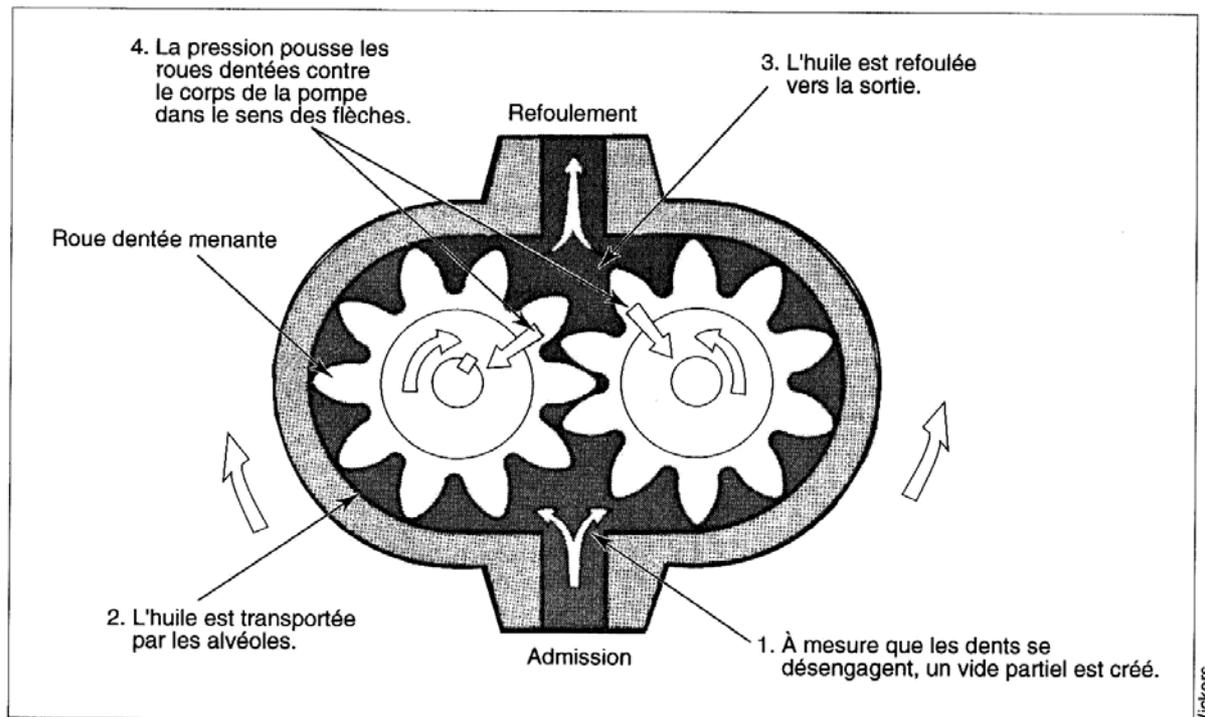
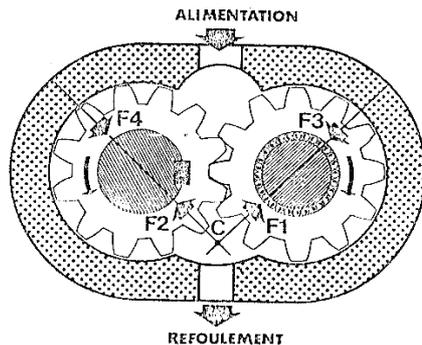


Fig. 7-1

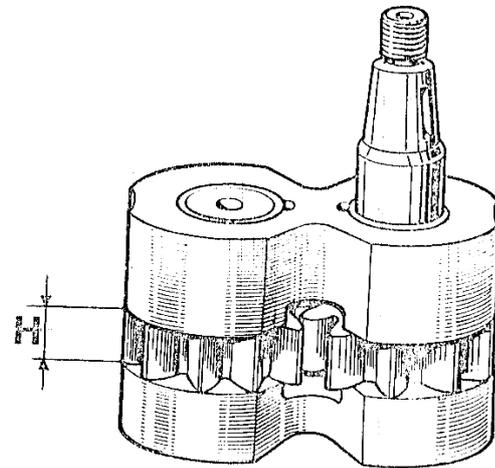
Supposons qu'une pompe à engrenage tourne à 2000 tr/mn et débite à ce régime 260 litres sous une pression de 125 bar. La surface de chaque pignon qui reçoit la pression unitaire (côté refoulement) est approximativement de 10 cm², ce qui revient à dire que chacune des forces F1 et F2 a une intensité de 10 x 125, soit 1250 kgf ou daN (à 2% près).

Devant une telle poussée on conçoit qu'il peut y avoir une flexion momentanée des arbres sur lesquels sont montés les pignons et, de ce fait, rapprochement du sommet des dentures par rapport au carter de pompe côté alimentation. Ce rapprochement se constate visuellement lors du démontage d'une pompe pour révision. On peut

remarquer que les dentures ont joué le rôle de fraise et ont entaillé les alésages du carter de la pompe côté alimentation, dans le prolongement exact des forces F1 et F2.



Action des forces nuisibles et compensatrices durant le fonctionnement d'une pompe à engrenage. Les forces « F1 » et « F2 » prennent naissance au point (C) de la chambre de refoulement. Si des forces égales et opposées « F3 » et « F4 » étaient créées, les forces « F1 » et « F2 » seraient sans effet.



Jumelles montées sur pignons.

Hauteur (H) des pignons d'une pompe à engrenage. On remarque ici les deux pignons de la pompe ceinturés des deux jumelles classiques de compensation hydrostatique. A régime constant, l'augmentation de la hauteur (H) de la denture autorise une élévation du débit.

Fig. 7-2

Pour pallier ce phénomène on peut faire appel à des stratagèmes qui permettent de créer des poussées F3 et F4 égales à celles occasionnées, F1 et F2. On a une *pompe équilibrée radialement*.

Même si à l'état statique le jeu entre le sommet des dentures et le carter doit être très faible, pratiquement il ne peut pas être inférieur à quelques centièmes de millimètres. Il faut retenir aussi qu'une veine liquide s'écoulant trop rapidement attaque la fonte d'aluminium.

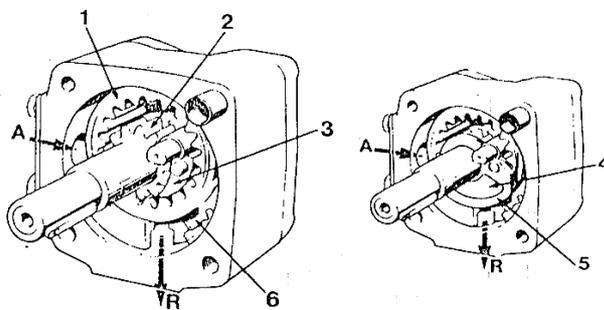
Le *jeu entre les flancs des pignons et les couvercles* du corps dans les pompes classiques à engrenage est toujours supérieur à celui qui est compris entre le sommet des dentures et les alésages du carter. Ce jeu a généralement une valeur moyenne située entre un et trois dixièmes de millimètre. Sous basse pression l'influence des pertes en rendement volumétrique par ces jeux "axiaux" est faible, par contre, sous une moyenne pression ces pertes prennent une certaine importance et

contribuent considérablement, par laminage, à élever la température du fluide en circulation.

Pour remédier aux conséquences énumérées, les constructeurs font appel à différents systèmes dont le plus répandu est celui dénommé à "équilibrage" ou à "compensation hydrostatique". Avec ce système le jeu entre les flancs des pignons et les parties latérales en contact avec eux est pratiquement constant et on peut supposer que l'étanchéité latérale est proportionnelle à la pression de refoulement.

7.4.2. Pompe à engrenage à denture intérieure

Ces pompes peuvent être réalisées avec ou sans compensation hydrostatique axiale ou radiale. Le fluide parvient à la pompe (fig. 7-3) par l'orifice (A) et pénètre à l'intérieur de l'élément de pompage par des forages radiaux pratiqués sur la couronne à denture intérieure (1).



Pompe à engrenage à denture intérieure.

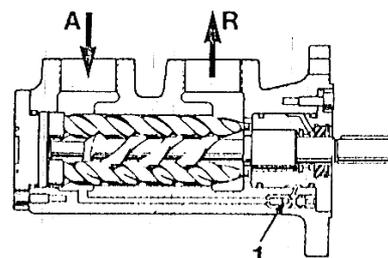
A. Alimentation - R. Refoulement.

1. Couronne menée à denture intérieure. Elle est dotée de forages radiaux qui assurent l'alimentation en huile de la chambre de pompage. - 2. Pignon moteur (menant). - 3. Croissant de répartition du flux d'huile (refoulement) - 4. Zone d'action de la pression de refoulement - 5. Flasque de compensation axiale - 6. Piston de compensation radiale.

POMPE A VIS

Ces composants s'apparentent aux pompes à engrenage.

Les avantages de ce type de transformateur d'énergie sont nombreux. Faible niveau sonore (utilisation pour cette raison dans les installations hydrauliques de sous-marins), hauteur d'aspiration importante, régimes de rotation possibles élevés — débit de sortie uniforme (très faible fluctuation).



Pompe à vis.

Fig. 7-3

Le pignon (2) étant moteur et la couronne (1) menée, l'huile qui parvient dans l'élément de pompage s'achemine vers le refoulement (R) en empruntant le canal bilatéral réalisé par le croissant (3). C'est sur la zone (4) du flasque (5) qu'agit la

pression de refoulement (compensation axiale). La compensation radiale est assurée par le piston (6).

7.4.3. Pompes à palettes

Les pompes à palettes peuvent être classées en deux groupes:

- pompes non équilibrées;
- pompes équilibrées.

Les pompes non équilibrées autorisent une seule alimentation et unique refoulement par tour, par opposition aux pompes équilibrées qui permettent deux alimentations et deux refoulements par révolution, d'où un débit deux fois supérieur à encombrement égal et, surtout, un équilibrage du rotor (chambres de refoulement opposées).

Les pompes à palettes non équilibrées sont en mesure de fonctionner à débit constant ou variable, par contre, les pompes équilibrées ne peuvent travailler qu'à débit constant (le fait de modifier la position des orifices de refoulement produit la rupture de l'équilibrage).

Ces pompes, équilibrées ou non, peuvent fonctionner dans les deux sens sans pour autant que l'écoulement du fluide en soit affecté. Le changement de sens de rotation impose la modification de la position de certaines pièces.

Une pompe à palettes comporte les principaux éléments suivants:

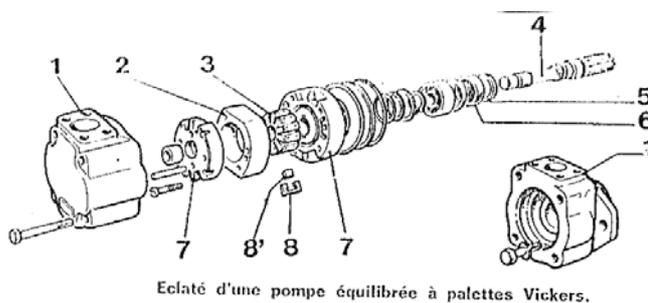
- un rotor pourvu de rainures dans lesquelles prennent place des palettes coulissantes ;
- un arbre doté de joints d'étanchéité ;
- un anneau dénommé stator ou Ring ;
- un carter, fréquemment en deux parties, et des flasques latéraux dans lesquels sont pratiquées une ou deux lumières d'alimentation et une de refoulement pour les pompes équilibrées.

Dans le rotor sont usinées des rainures permettant le coulisement des palettes (fig. 7-4). Lors de la mise en route de la pompe, les palettes sont projetées contre la piste intérieure de l'anneau sous l'action de la force centrifuge. Durant le fonctionnement les palettes sont commandées par la pression du fluide en circulation et non par la force centrifuge. Le rotor est pourvu de forages radiaux (1) avec des continuités latérales (2). A partir du moment où les palettes entrent dans la zone de refoulement, le fluide sous pression emprunte ces forages et parvient dans une zone bien déterminée aménagée sous chacune des palettes.

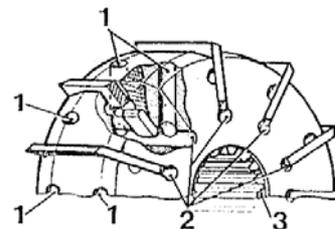
La poussée qui résulte de cette action permet un contact contrôlé des palettes sur la piste intérieure de l'anneau.

Les rainures du rotor recevant les palettes peuvent être (fig. 7-5) :

- radiales (utilisation en basse ou moyenne pression) ;
- orientées suivant un angle bien déterminé (pression plus élevée).



Eclaté d'une pompe équilibrée à palettes Vickers.



Ecorché d'un rotor avec palettes.

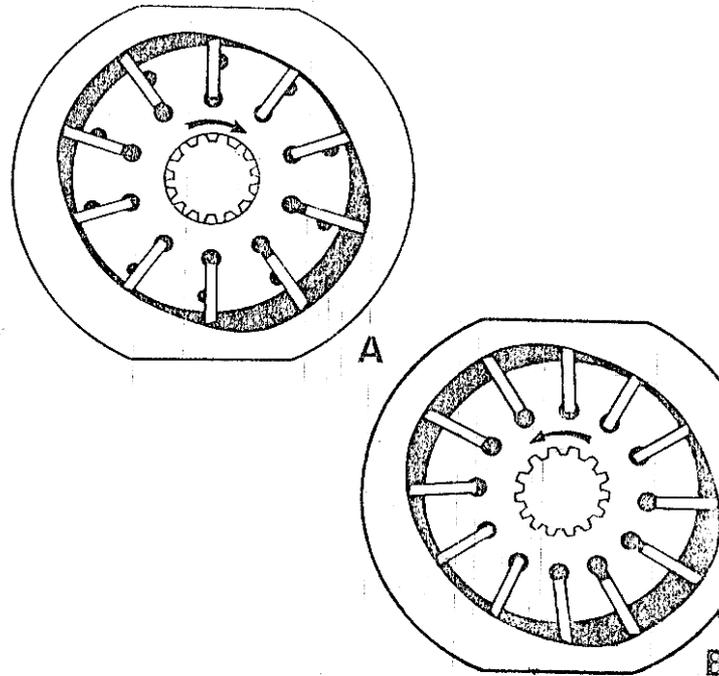
On peut remarquer ici la chambre annulaire à volume variable comprise entre l'intra-vanne et le fraisage central pratiqué dans la palette principale. A noter que durant le fonctionnement, la pression de refoulement exerce en permanence son action dans cette chambre.

Fig. 7-4

L'angle d'usinage varie suivant le débit de la pompe, de 6° pour les pompes à grand débit jusqu'à 15° pour les producteurs d'énergie à faible débit. Cette disposition minimise le frottement des palettes dans leurs rainures respectives.

Les extrémités des palettes en contact avec l'anneau peuvent avoir une forme différente suivant la pression de fonctionnement prévue :

- arrondie pour les pompes travaillant sous faible pression;
- chanfreinée pour les transformateurs d'énergie appelés à fonctionner sous pressions plus importantes.



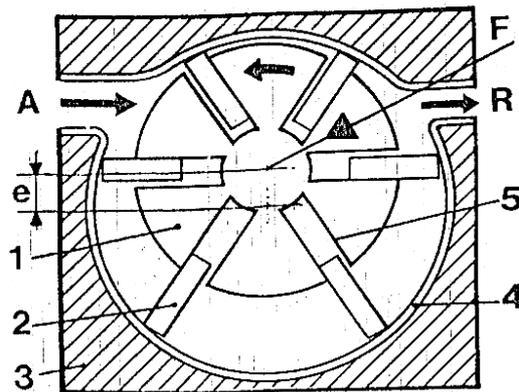
Rotor - Palettes - Anneau.
Ces deux dessins nous montrent d'une part, la position à donner aux chanfreins de palettes en fonction du sens de rotation, et d'autre part :
En A les rainures sont usinées radialement.
En B les rainures sont usinées suivant un angle rigoureusement déterminé.

Fig. 7-5

Lorsque les palettes sont chanfreinées (côté piste intérieure de l'anneau), cette partie doit être dirigée à l'opposé de la rotation. Une telle conception minimise la section de portée de la palette sur l'anneau et améliore l'étanchéité entre ces deux organes.

a) Pompes non équilibrées

Une seule alimentation et un refoulement unique par révolution (fig. 7-6). Durant le fonctionnement la chambre comprise entre deux palettes successives commence à augmenter de volume au niveau de l'orifice d'alimentation et la réduction du volume devient minimale dans la zone de l'orifice de refoulement.



A. Alimentation - R. Refoulement - e. Désaxage entre rotor et anneau (facteur déterminant quant au débit) - F. Poussée exercée par l'huile sur l'arbre et ses roulements. Cette poussée est égale à la surface du rotor soumise aux flux sous pression, multipliée par la pression unitaire de fonctionnement - 1. Rotor - 2. Palettes - 3. Corps de pompe - 4. Anneau - 5. Rainures de palettes.

Fig. 7-6

La pression qui règne au refoulement exerce sur la surface extérieure du rotor, en présence dans cette zone de pression, une poussée F qui se manifeste sur les roulements et l'arbre d'entraînement, d'où une pression de fonctionnement limitée.

En déplaçant l'axe de l'arbre du rotor par rapport à celui de l'anneau on obtient une variation de débit (fig. 7-7).

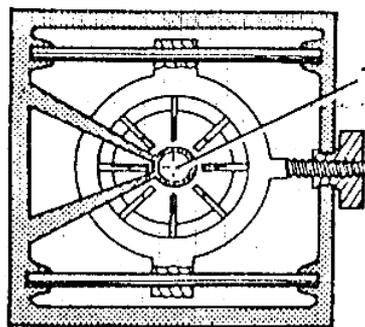


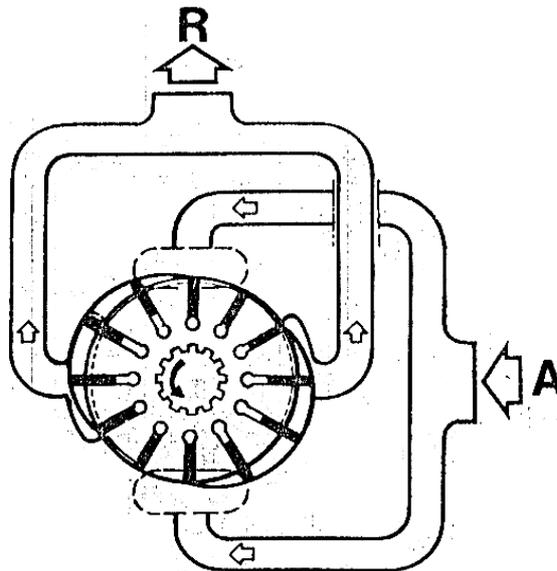
Schéma d'une pompe à palettes à débit variable.

Ici l'axe du rotor est dans l'axe de l'anneau. Par conséquent, lorsque le rotor tourne, le débit délivré par la pompe est nul. On constate ici la possibilité de faire varier les positions d'axes aussi bien à droite qu'à gauche. Cette pompe est bien entendu non équilibrée.

Fig. 7-7

b) Pompes équilibrées

Ces pompes se caractérisent par leur principe de fonctionnement (fig. 7-8) : deux alimentations et deux refoulements par tours, d'où l'équilibrage des poussées radiales sur l'arbre de commande, les roulements ou les bagues. Le débit fourni par ces pompes est assez surprenant, si l'on tient compte du volume extérieur qu'ils représentent. Les interventions sur ces pompes sont simplifiées au maximum, grâce à l'existence d'un lot de pièces d'usure rassemblées dans un seul et même colis qui porte l'appellation de « cartouche ».



Principe de fonctionnement d'une pompe équilibrée à palettes.

Fig. 7-8

Une cartouche renferme les pièces principales suivantes :

- flasques latéraux ;
- rotor ;
- anneau ;
- palettes ;
- tiges de centrage (permettant de déterminer le sens de rotation).

La mise en place des pièces désignées ne nécessite aucun outillage spécial. Les pompes équilibrées à palettes autorisent en toute sécurité des pressions de refoulement atteignant 130 bar et plus.

7.4.4. Pompes à pistons

Les pompes à pistons peuvent être radiales (ou en étoile) à bloc cylindres tournant ou à cylindres fixes, et axiales, à bielles et arbre incliné, à plateau et arbre en ligne, à barillet fixe.

Technologiquement ces pompes peuvent être réalisées en débit constant ou variable. Les pompes radiales sont celles qui permettent sous un débit moyen d'accepter les pressions les plus élevées (au-dessus de 700 bar).

a) Pompes radiales ou en étoile

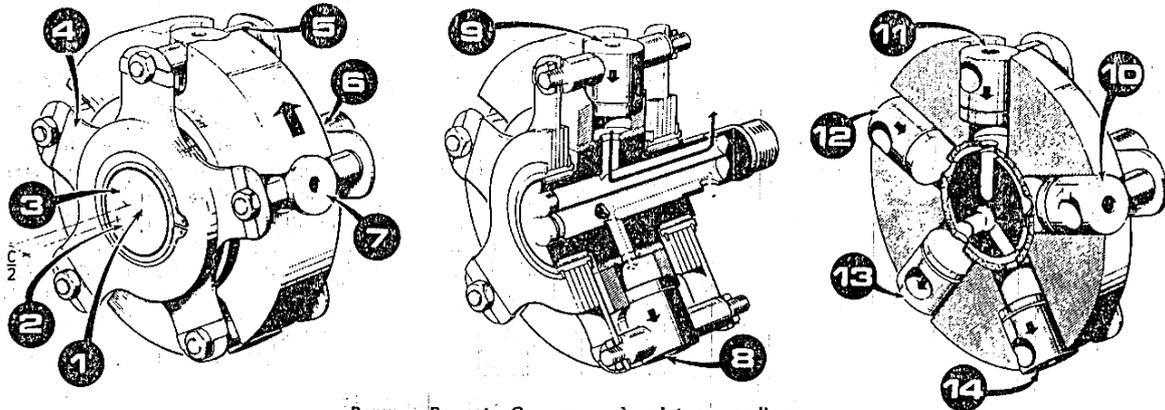
Les pompes radiales à bloc cylindres tournant ne sont pas très répandues, compte tenu des forces d'inertie importantes mises en jeu durant leur fonctionnement.

La pompe Peguet – Guyennon (fig. 7-9) a été utilisée souvent dans les applications agricoles jusqu'aux environs de 1960. C'est son aspect pédagogique qui est intéressant.

Ici le vilebrequin est fixe et le bloc cylindres, qui est mis en rotation par la source d'entraînement.

La seule pompe à bloc cylindres tournant qui présente encore un intérêt c'est la pompe Bosch. Construite en module maxi de 63 cm³ par tour, elle est en mesure de supporter des pressions de l'ordre de 280 bar en service continu. De plus, conçue en débit variable, elle peut recevoir différents systèmes de commande et de régulation.

Dans le domaine des composants radiaux c'est la pompe à cylindres fixes qui est la plus répandue.



Pompe Peguet Guyennon à pistons radiaux.
1. Point de centre du vilebrequin - 2. Bouchon d'obturation du forage d'alimentation - 3. Bouchon d'obturation du forage de refoulement - 4. Bielles - 5. Axes de pistons - 6. Partie du vilebrequin comportant les forages d'admission et de refoulement - 7. à 14. Pistons.

Fig. 7-9

b) Pompes à pistons axiaux

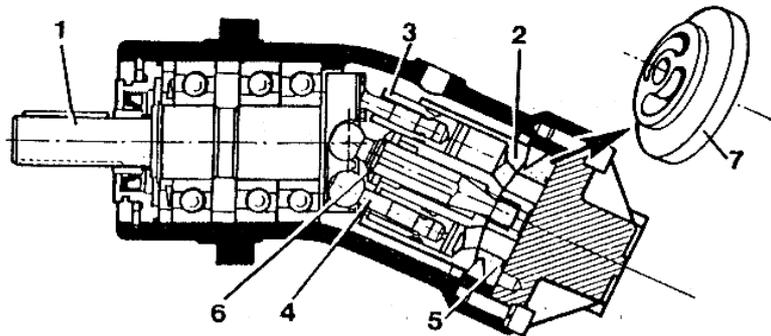
Pour rappeler, les pompes à pistons axiaux sont trois types :

- à bielles et à arbre incliné (barillet tournant) ;
- à plateau incliné et arbre en ligne (barillet tournant) ;
- à plateau incliné tournant et arbre en ligne avec barillet fixe.

Dans les *pompes à bielles et à arbre incliné* (fig. 7-10) le barillet est tournant. Le barillet constitue la pièce dans laquelle sont usinés les alésages destinés à recevoir les pistons. Elles peuvent travailler en circuit ouvert et en circuit fermé.

Elles peuvent être en débit constant ou en débit variable. Quand les pompes à débit constant travaillent en circuit ouvert elles doivent être alimentées par un réservoir en charge.

Le nombre de pistons est impair et plus couramment de sept. Ce choix minimise les effets de fluctuation à la sortie de la pompe.



Pompe Hydromatik Rexroth à débit constant pour circuit ouvert.

Fig. 7-10

Une particularité très importante à signaler dans ce genre de pompe : les pistons ne sont soumis à aucun mouvement alternatif. C'est l'angle formé par l'arbre d'entrée et le barillet qui conditionne la cylindrée (pour un alésage déterminé).

Les pistons ne subissent aucun effet d'accélération et de décélération et peuvent être conçus robustes. Le contact entre la face arrière du barillet et la glace de distribution (5) est réalisée par différents systèmes qui sont conditionnés par des brevets.

Dans le cas examiné cette action est réalisée par des rondelles Belleville (6) et la glace de distribution (7), qui est fixe, comporte deux orifices en forme d'haricots séparés par deux zones d'étanchéité (fig. 7-11).

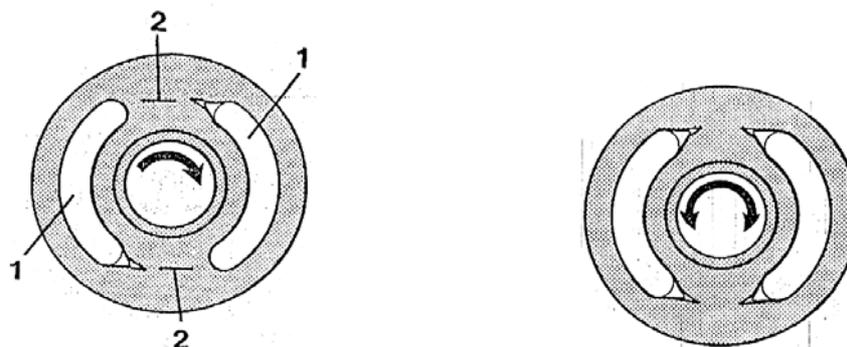


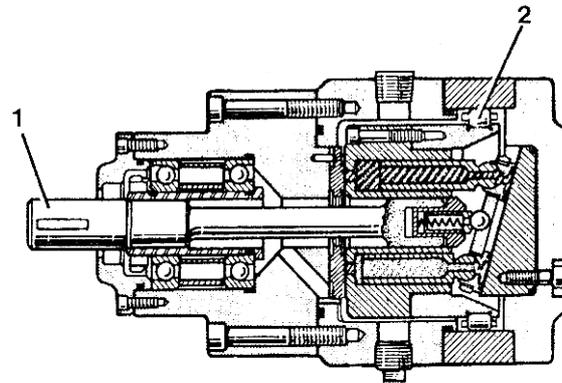
Schéma d'une glace de distribution - 1. Orifices circonférentiels
- 2. Zones d'étanchéité. Compte tenu de la position des
« becs » il s'agit d'une glace de distribution de pompe
tournant à droite.

Schéma d'une glace de distribution. Ici, compte tenu du nombre de « becs » (quatre), il s'agit d'une glace de moteur donnant la possibilité de tourner dans les deux sens.

Fig. 7-11

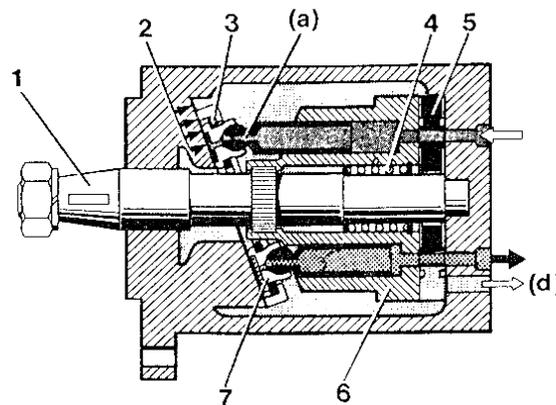
Le fonctionnement d'une pompe à bielle à débit variable est similaire à celui d'une pompe à débit constant. La variation angulaire du barillet, qui provoque la réduction ou l'augmentation du débit, pose certains problèmes de réalisation.

Dans les *pompes à plateau incliné et arbre en ligne* le barillet est également tournant. Elle travaille généralement en circuit fermé et doit être gavée. Elle est réalisée en débit constant (fig. 7-12a et b), et variable et, tout comme le système à bielles, est en mesure de travailler en moteur.



Pompe Denison à débit constant.

a)



Pompe Bosch à plateau et arbre en ligne à débit constant.
(d) drain externe.

b)

Fig. 7-12

Qu'elle soit à débit fixe ou à débit variable, l'angle maximal formé entre l'arbre et le plateau ne dépasse pas 18° .

Le fonctionnement des pompes est pratiquement similaire : le barillet (6) est solidaire généralement par cannelures de l'arbre d'entrée (1). Cet arbre assure la rotation du barillet, ainsi que celle des pistons. Les têtes sphériques des pistons sont serties sur les patins (7) qui glissent en rotation sur le plateau incliné fixe (2). Une bague (3) assure la jonction entre les patins (7) et le plateau incliné (2).

Ce système d'attelage est fragile, c'est la raison pour laquelle ces pompes travaillent en circuit fermé et elles sont gavées. Le gavage évite le décollement des patins du plateau incliné.

La distribution du fluide est assurée de la même manière que dans les pompes à bielles, par haricots circonférentiels dans la glace de distribution (5). Le ressort (4) plaque la face arrière du barillet contre la glace.

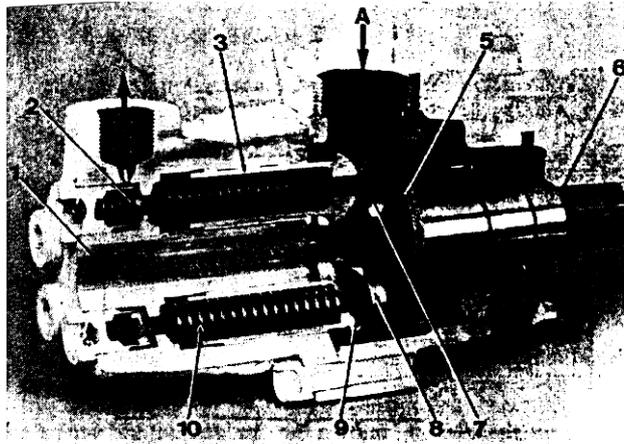
Si dans la conception à bielles les pistons ne subissent aucun déplacement longitudinal ici ils sont animés d'un mouvement axial de va et vient dont la vitesse est proportionnelle au régime d'entrée de l'arbre (1). Pour réduire leur masse les pistons sont construits creux ou parfois remplis d'une matière plastique pour augmenter leur rigidité.

Le forage (a) pratiqué dans la tête sphérique des pistons autorise à l'huile sous pression d'accéder dans une cavité déterminée judicieusement.

Les *pompes axiales à barillet fixe* sont de conception et de construction exceptionnellement simples, leur fiabilité est remarquable. La firme Leduc est le principal constructeur de ce type de composant (fig. 7-13). Ces pompes sont exclusivement à débit constant et ne peuvent en aucun cas être utilisées en moteur, compte tenu des clapets qu'elles comportent.

L'arbre de commande (6) solidaire par construction du plateau incliné (5) assure durant sa rotation le mouvement alternatif des pistons (3) dans les alésages du barillet fixe (1).

Le réservoir de l'installation est relié à l'orifice (A). L'introduction du fluide dans les cylindres s'effectue au travers des haricots circonférentiels (7) pratiqués dans le plateau incliné (5), lorsque les pistons (3) sont dans la position la plus éloignée des clapets de refoulement (2).



Pompe Leduc

Fig. 7-13

L'alimentation des cylindres correspondant étant réalisée, la rotation du plateau (5) – consécutivement à son excentration – produit le déplacement des pistons vers la gauche. Il suit l'ouverture des clapets : c'est la phase de refoulement.

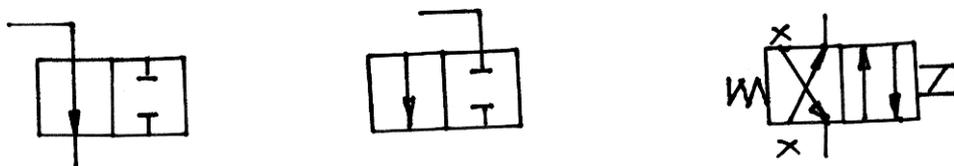
La partie hémisphérique (9) usinée à l'extrémité de chaque piston prend appui sur un plot (8), lui-même au contact du plateau incliné (5) par l'intermédiaire des ressorts (10).

8. DISTRIBUTEURS

Le distributeur permet au fluide d'être dirigé dans différentes directions, sans pour autant lui imposer de longues distances de détournement.

En langage technique, le distributeur est un composant qui assure l'ouverture et la fermeture d'une ou plusieurs voies d'écoulement. Suivant son affectation, le distributeur peut être à deux, trois, quatre ou à une multitude d'orifices (ceux-ci déterminent le nombre de voies) et à deux, trois, quatre ou plus de positions.

Le plus simple, un robinet tout ou rien, est un distributeur à deux orifices (une voie d'écoulement) et deux positions (ouvert ou fermé) (fig. 8-1). Dans la position ouverte les deux orifices sont en communication: l'écoulement du fluide se produit, dans la seconde position fermée les orifices sont isolés et le fluide ne peut plus s'écouler.



A gauche (position ouverte) la voie est ouverte: le fluide s'écoule. A droite, le déplacement des cases a provoqué l'isolement des orifices et du même coup, l'élimination de la voie: le fluide a cessé de s'écouler. Dans la pratique, ce genre de distributeur se présente plus souvent sous la forme d'un 4/2 croisé parallèle avec deux orifices obturés.

Fig. 8-1

Un distributeur peut être à boisseau (rotatif), à tiroir (alternatif coulissante, à sièges, à billes (dernier système d'avant garde dit: valves logistor). La commande des distributeurs à tiroir est souvent musculaire. Cependant on rencontre de plus en plus des commandes électromagnétiques, hydrauliques, pneumatiques ou encore l'association des combinaisons de ces différents systèmes.

De part sa conception qui exige un mouvement de commande rotatif, le distributeur à boisseau est essentiellement manœuvré par un système manuel ou mécanique.

Quand aux distributeurs à billes, ils sont pilotés. Leur centre peut être ouvert ou fermé et leur recouvrement : positif, négatif ou nul. De plus, ils peuvent alimenter des récepteurs simple effet ou double effet.

8.1. Définition des distributeurs

Un distributeur hydraulique est toujours défini par son nombre d'orifices et son nombre de positions (comme ceux pneumatiques). La pression nominale ainsi que celle de pointe qu'il peut supporter doit être indiquée par le constructeur.

Le nombre de positions caractérise le nombre d'emplacements utiles susceptibles d'être pris par le tiroir, le boisseau, etc. du distributeur principal ou par le tiroir pilote.

Chaque position correspond à une fonction bien définie. En symbolisation, chacune des positions est représentée par une case carrée (fig. 8-2). Dans un croquis normalisé les conduites doivent en principe aboutir à la case correspondant à la position de repos (neutre). On obtient les autres positions par déplacement latéral des cases.

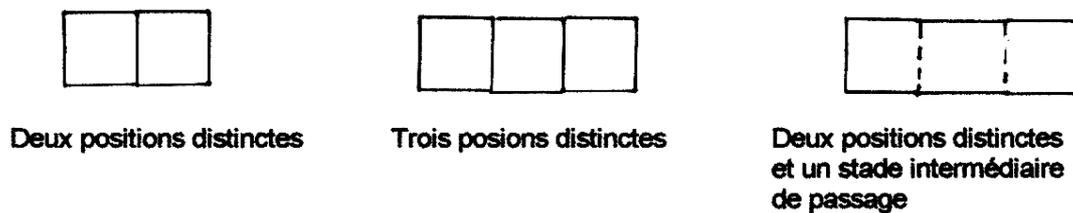
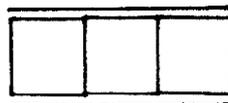


Fig. 8-2

Il existe des distributeurs qui ont la faculté de pouvoir délivrer un débit proportionnel au déplacement du tiroir (fig. 8-3). Ils sont dits "à étranglement" ou « proportionnels ».



Etranglement à degré variable: Ce genre de symbole représente deux positions extrêmes et une infinie de stades intermédiaires correspondant à des degrés différents d'étranglement. Le débit est variable suivant le déplacement des cases.

Fig. 8-3

Le nombre d'orifices correspond en principe au nombre de connexions extérieures (tubes venant se raccorder au distributeur) (fig. 8-4). En ce qui concerne les distributeurs des mobiles cette particularité cesse d'être réelle. Les orifices de pilotage et ceux de drainage ne sont pas pris en considération dans le nombre d'orifices.

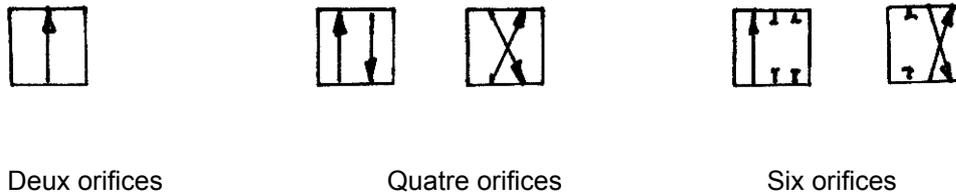


Fig. 8-4

Bien que le nombre de voies d'écoulement n'est que rarement avancé on conçoit que la présence d'une voie nécessite en principe deux orifices (fig. 8-5).

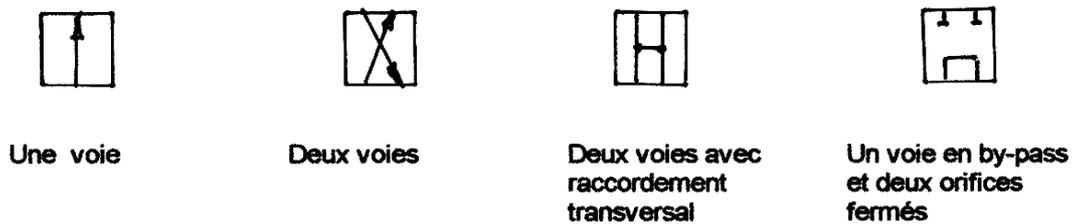
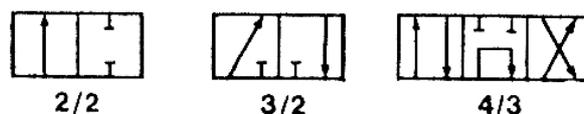


Fig. 8-5

Dans la symbolisation, le premier chiffre de la désignation indique le nombre d'orifices, le second le nombre de positions distinctes (fig. 8-6). Les deux chiffres sont séparés par une barre : 4/3; 2/2; 4/3 etc.



DESIGNATION DES DISTRIBUTEURS

Le nombre d'orifices apparaît toujours à gauche de la barre transversale et le nombre de positions à droite

Fig. 8-6

Dans la normalisation de reconnaissance les différents orifices sont repérés par des lettres normalisées (fig. 8-7) :

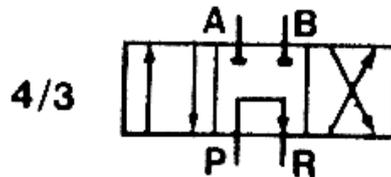


Fig. 8-7

P : correspond à l'arrivée du flux d'huile au distributeur ;

R ou T : au retour au réservoir ;

A - B, etc. : aux conduits de travail.

Dans l'état actuel il peut apparaître des chiffres en remplacement de ces lettres:

1 : correspond à P ;

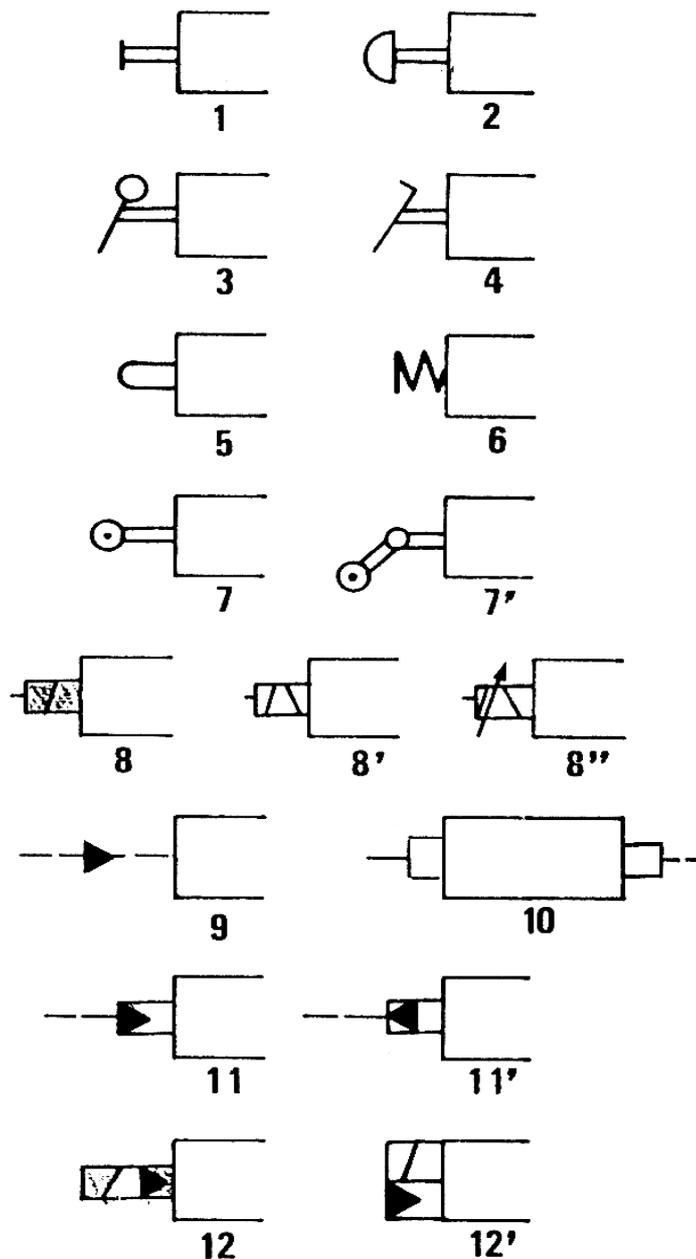
2 - 4 - 6 : correspondent aux conduites de travail A - B - C ;

3 : conduit de retour R ou T.

Si la commande comporte des pilotes, leurs orifices seront indiqués par les lettres X et Y, et aux drains est réservée la lettre L.

Les commandes de distributeurs sont nombreuses (fig. 8-8) et leur détermination n'est pas une question de prix, mais de fonction à remplir.

Les plus simples sont musculaires (manuelles, à pédale, par bouton-poussoir, etc.). Elles peuvent être aussi hydraulique (directe ou par pression pilotée) ou électrique (par solénoïde). Les dernières portent le nom d'électro-valves, mais il ne faut pas les confondre avec "servo-valves". Dans les servo-valves la valeur du débit délivré est proportionnelle à l'intensité réglable d'un courant électrique qui parcourt un moteur couple ou moteur "force".



LES SYMBOLES DES COMMANDES DE DISTRIBUTEURS

1. Symbole de base d'une commande musculaire (sans indication du mode de commande) - 2. Par bouton poussoir - 3. Par levier manuel - 4. Par pédale (pied) - 5. Par palpeur - 6. Par ressort - 7. Par galet - 7'. Par galet escamotable avec effet dans une seule direction - 8. Commande électro-magnétique à un seul enroulement (simple action) - 8'. Id. à deux enroulements agissant en sens contraire (double action) - 8''. Id. à 8' mais à action variable progressive - 9. Commande hydraulique directe - 10. Par action différentielle. Le grand rectangle représente le côté d'action prioritaire - 11. Commande hydraulique pilotée - 11' Par baisse de pression pilotée - 12. Commande combinée : solénoïde et distributeur pilote. Le distributeur pilote est actionné par un solénoïde - 12'. Par solénoïde ou distributeur pilote. L'une des commandes peut agir seule, indépendamment de l'autre

Fig. 8-8

8.1.1. Distribution du fluide

Trois genres de distribution du fluide, définis sous le nom de “centres”, sont envisagés dans la réalisation des distributeurs (fig. 8-9) :

a) Centre ouvert

En position neutre, le centre ouvert autorise à l’huile en provenance de la pompe de traverser le distributeur et de retourner au réservoir. C’est le système le plus courant, le laminage est de faible importance relative.

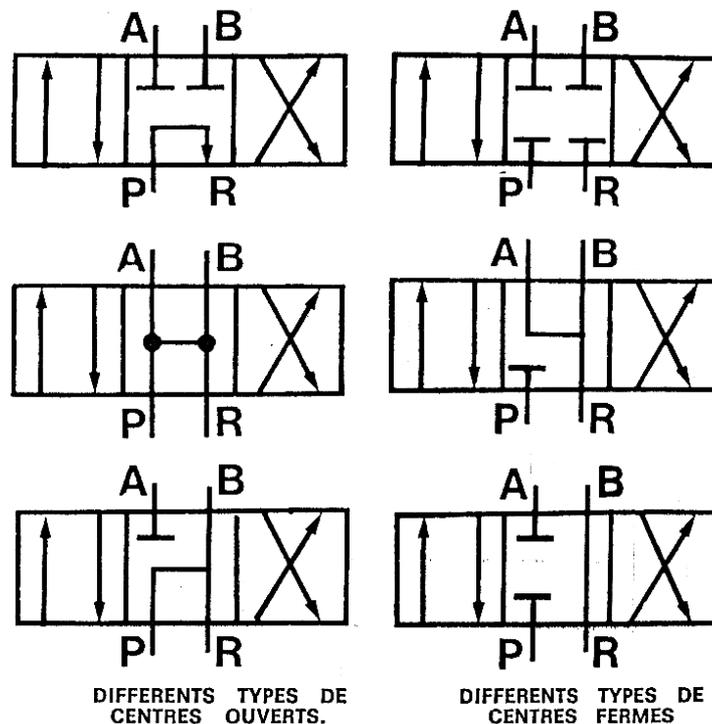


Fig. 8-9

b) Centre fermé

En position neutre, le centre fermé ne permet pas à l’huile en provenance de la pompe de retourner au réservoir. Il faut cependant noter, que certains distributeurs, dits à centre fermé, n’obturent pas totalement ce retour mais le freine sensiblement.

On peut considérer que le circuit est toujours sous pression et de ce fait la réaction d’intervention est très rapide.

L'utilisation des centres fermés est limitée en principe aux faibles puissances, vu le laminage qu'ils occasionnent. Les installations comportant des accumulateurs utilisent ce genre de distribution.

c) *Centre à suivre*

En position neutre de tous les tiroirs, le centre à suivre autorise à l'huile de provenance de la pompe d'alimenter un second distributeur monté en ligne à distance.

8.1.2. Différents types de recouvrement

Sur un distributeur à tiroir, le recouvrement peut être défini comme étant la longueur d'étanchéité comprise entre les arêtes des fentes d'alimentation et de refoulement usinées dans le corps du distributeur et les arêtes (redans) du tiroir (fig. 8-10).

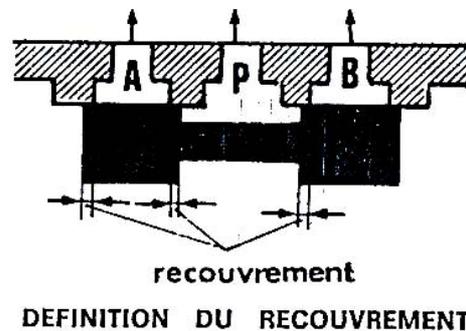


Fig. 8-10

C'est le recouvrement associé au jeu diamétral entre le tiroir et son alésage, auquel s'ajoute le film d'huile qui assure l'étanchéité du tiroir.

On distingue deux sortes de recouvrement:

- le recouvrement en position "arrêt" (stabilisation du tiroir) ;

Ce recouvrement caractérise le taux des fuites. Il faut noter que pour les distributeurs de petites tailles un recouvrement supérieur à 10% du diamètre du tiroir peut

provoquer le collage de celui-ci. Pour les distributeurs de tailles supérieures sont tolérés 20 à 25%.

- le recouvrement en phase de transfert (ou d'inversion) du tiroir.

En phase de transfert existent deux recouvrements :

a) *Recouvrement négatif*

Dans ce genre de recouvrement et durant la phase de transfert ou d'inversion tous les orifices sont en communication durant un court instant (fig. 8-11). Comme conséquences il y a l'élimination des pointes de pression, d'où douceur de fonctionnement (le débit de la pompe est relié avec le retour) et une pression chutant dans le circuit. La charge pendue baisse (montage classique du moteur) et l'accumulateur se vide.

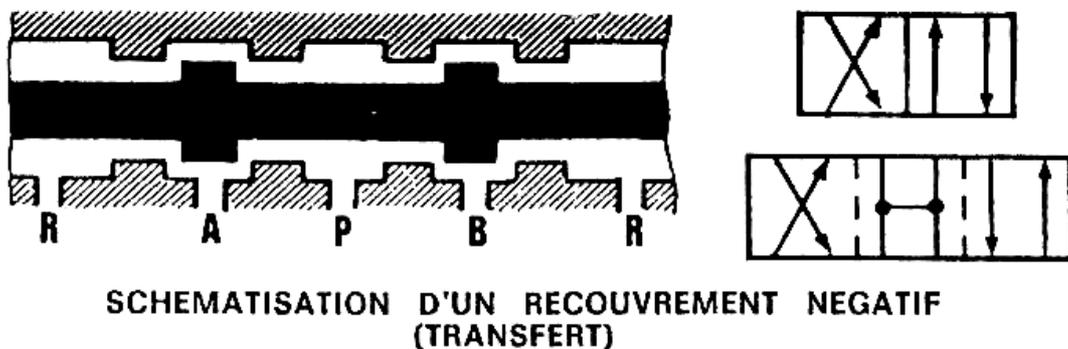


Fig. 8-11

b) *Recouvrement positif*

Dans ce genre de recouvrement et durant la phase de transfert ou d'inversion tous les orifices sont isolés les uns des autres durant un court instant (fig. 8-12). Comme conséquence il y a une pointe de pression d'où choc d'inversion et fonctionnement de la valve de sécurité générale, laminage.

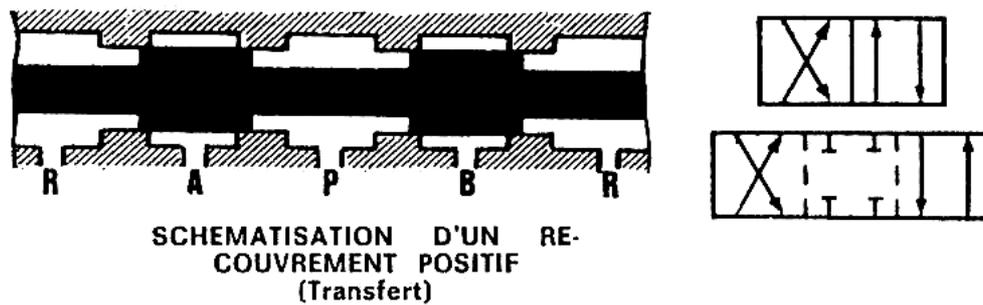


Fig. 8-12

En recouvrement positif existent deux conceptions : à avance à l'ouverture de pression et à avance à l'ouverture de débit (fig. 8-13).

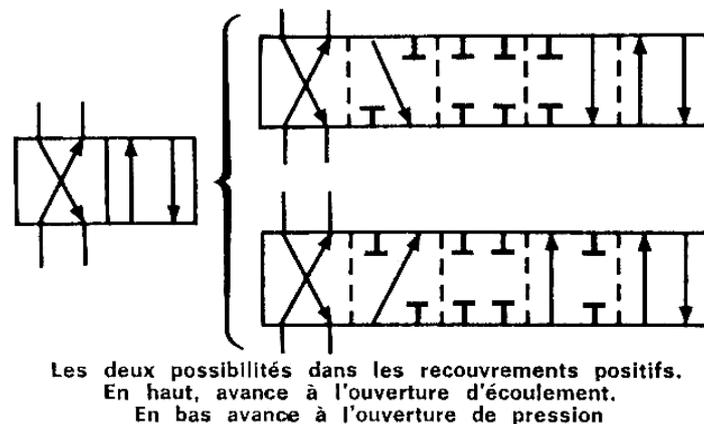


Fig. 8-13

c) *Recouvrement nul*

Dans le cas bien précis où une hypersensibilité de commande est exigée (système à piston poursuite : organe de commande d'une pompe à débit variable), apparaît un recouvrement "nul". La longueur de recouvrement est réduite au minimum (environ 1% par rapport au diamètre). Ce recouvrement exige une grande précision d'usinage. Il est à la base d'une fuite minimale mais pratiquement constante en position neutre.

8.2. Choix du calibre d'un distributeur

Ce choix est uniquement lié au débit en circulation dans le système hydraulique. Plus le débit est important et plus bien entendu la section des canalisations ainsi que celle des orifices des composants (particulièrement distributeurs) doit être grande.

Des canalisations ou des orifices de trop faible section entraînent une augmentation de vitesse du fluide et du même coup une élévation des pertes de charge, d'où une réduction importante de rendement.

De plus, pour certains distributeurs (à tiroir à commande direct électromagnétique) un surcroît de débit admissible crée au niveau du tiroir une force hydraulique de frottement d'une intensité supérieure à la force électromotrice du solénoïde, d'où une impossibilité de réaliser la manœuvre du composant.

La vitesse du fluide dans une installation bien conçue doit se situer aux alentours de 7 m/s. C'est ainsi que les diamètres en fonction des débits devraient théoriquement et approximativement se situer comme suit :

9 mm	:	30 l/mn
12 mm	:	50 l/mn
17 mm	:	100 l/mn
22 mm	:	150 l/mn

Pour plus de précision on peut utiliser le tableau ci-dessous (fig. 8-14) qui donne les diamètres moyens normalisés.

Quand au débit maximal, il est donné par le constructeur. Pour chaque composant et dans chacun des cas il faut consulter les courbes débit / perte de charge dans les catalogues des producteurs (fig. 8-15).

Il est à noter que les niveaux de pertes donnés comportent seulement celles du composant. S'il y a des suppléments il faut les prendre en considération à part.