electricite-info.blogspot.com

OFPPT

ROYAUME DU MAROC

مكتب التكوين المهني وإنعاش الشغل

Office de la Formation Professionnelle et de la Promotion du Travail

DIRECTION RECHERCHE ET INGENIERIE DE FORMATION

RESUME THEORIQUE
&
GUIDE DE TRAVAUX PRATIQUES

MODULE N 24 : ANALYSE DE CIRCUITS PNEUMATIQUES, ELECTROPNEUMATIQUES, HYDRAULIQUES ET ELECTROHYDRAULIQUES

SECTEUR : ELECTROTECHNIQUE

SPECIALITE : ELECTRICITE DE MAINTENANCE INDUSTRIELLE

NIVEAU : TECHNICIEN

ANNEE 2007

PORTAIL DE LA FORMATION PROFESSIONNELLE AU MAROC

Télécharger tous les modules de toutes les filières de l'OFPPT sur le site dédié à la formation professionnelle au Maroc : **www.marocetude.com**

Pour cela visiter notre site www.marocetude.com et choisissez la rubrique :

MODULES ISTA

Document élaboré par :

Nom et prénom	EFP	DR
KISSIOVA-TABAKOVA Raynitchka	CDC Génie Electrique	DRIF

Révision linguistique

-
-
-

Validation

-
-
-

SOMMAIRE

Présentation du Module 8
RESUME THEORIQUE 9
PNEUMATIQUE ET ELECTROPNEUMATIQUE *10*
1. LOIS PRINCIPALES *10*
1.1. Base de la pneumatique 14
1.1.1. Unités de base 14
1.1.2. Unités dérivées 15
1.2. Lois fondamentales 16
1.2.1. Loi de Boyle - Mariotte 16
1.2.2. Loi de Charles – Gay-Lussac 17
1.2.3. Loi de Pascal 20
2. AIR COMPRIME – PRODUCTION ET DISTRIBUTION *22*
2.1. Production de l'air comprimé 23
2.2. Compresseurs 26
2.2.1. Compresseur à piston 27
2.2.2. Compresseur à membrane 27
2.2.3. Compresseur à pistons rotatifs 28
2.2.4. Compresseur à vis 28
2.3. Réservoir d'air 28
2.4. Déshydrateur 30
2.4.1. Dessiccateur d'air par le froid 30
2.4.2. Déshydrateur à adsorption 31
2.4.3. Déshydrateur par absorption 32
2.5. Groupe de conditionnement 33
2.5.1. Lubrification de l'air comprimé 35
2.5.2. Filtre à air comprimé 37
2.5.3. Régulateur de pression (manodétendeur) 39
3. DISTRIBUTEURS *43*
3.1. Distributeurs 2/2 48
3.2. Distributeurs 3/2 49
3.2.1. Distributeurs 3/2 à bille 49
3.2.2. Distributeurs 3/2 à clapet 50
3.2.3. Distributeurs 3/2 à tiroir 53
3.3. Distributeurs 4/2 55
3.3.1. Distributeur 4/2 à siège plan 56
3.3.2. Distributeur 4/2 à tiroir 57
3.4. Distributeurs 4/3 58
3.5. Distributeurs 5/2 59
4. CLAPETS *61*
4.1. Valves d'arrêt 61
4.1.1. Clapet antiretour 62
4.1.2. Eléments de liaison 62
4.1.3. Soupape d'échappement rapide 65
4.2. Réducteurs de débit 66
4.2.1. Réducteur de débit dans les deux sens 66
4.2.2. Réducteur de débit unidirectionnel 67
4.3. Réducteurs de pression 68
4.3.1. Régulateur de pression 68
4.3.2. Limiteur de pression 68
4.3.3. Soupape de séquence 68

4.4. Distributeurs combinés 69
4.5. Séquenceur pneumatique 71
5. ACTIONNEURS *76*
5.1. Vérins 77
5.1.1. Vérin à simple effet 77
5.1.2. Vérin à double effet 78
5.1.3. Vérin à double effet à amortissement en fin de course 81
5.1.4. Vérin tandem 82
5.1.5. Vérin sans tige 82
5.1.6. Modes de fixation 83
5.1.7. Caractéristiques des vérins 85
5.2. Moteurs 87
5.2.1. Moteurs à piston 87
5.2.2. Moteurs à palettes 88
5.2.3. Moteurs à engrenages 89
5.2.4. Moteurs à turbine 89
5.3. Moteurs oscillants 91
5.3.1. Moteurs oscillants à crémaillère 91
5.3.2. Moteurs oscillants à aube 91
6. ELECTROPNEUMATIQUE *92*
6.1. Eléments d'introduction des signaux électriques 93
6.1.1. Bouton-poussoir 93
6.1.2. Commutateur à poussoir 95
6.1.3. Détecteurs de fin de course 96
6.1.4. Capteurs sans contact selon le principe de Reed 97
6.1.5. Capteurs de proximité inductifs 99
6.1.6. Capteurs de proximité capacitifs 102
6.1.7. Détecteurs de proximité optiques 104
6.2. Eléments électriques de traitement des signaux 106
6.2.1. Relais 106
6.2.2. Contacteurs 109
6.2.3. Convertisseurs électropneumatiques (électrodistributeurs) 110
7. MAINTENANCE D'UN SYSTEME PNEUMATIQUE *114*
7.1. Maintenance du lubrificateur 114
7.2. Maintenance du filtre 115
7.3. Fiabilité des distributeurs 115
HYDRAULIQUE ET ELECTROHYDRAULIQUE *116*
8. HISTORIQUE ET EVOLUTION DE L'HYDRAULIQUE *116*
9. GENERALITES *124*
9.1. Unités de mesure 124
9.1.1. Débit 124
9.1.2. Pression 125
9.1.3. Force 127
9.1.4. Travail 127
9.1.5. Puissance 128
9.2. Symboles 129
10. LOIS ET PHENOMENES HYDRAULIQUES *130*
10.1. Loi de Pascal 130
10.2. Ecoulement des liquides 132
10.2.1. Régimes d'écoulement des liquides 132
10.2.2. Expérience de Reynolds 134
10.3. Loi de conservation de l'énergie 136
11. FLUIDES DE TRANSMISSION DE PUISSANCE *139*
11.1. Introduction 139

11.2. Caractéristiques des fluides de transmission de puissance 140
11.2.1. Densité 141
11.2.2. Viscosité 141
11.3. Classification des fluides de transmission de puissance à base minérale 144
12. RESERVOIRS ET FILTRES 144
12.1. Réservoirs 145
12.1.1. Symboles 145
12.1.2. Rôle du réservoir 145
12.1.3. Capacité du réservoir 145
12.1.4. Système de régulation thermique 147
12.2. Filtre 148
12.2.1. Rôle du filtre 148
12.2.2. Degré ou niveau de filtration d'un filtre 149
12.2.3. Types de filtres 149
12.2.4. Choix du filtre 150
12.2.5. Types et constitutions des éléments de filtration 151
13. CANALISATIONS 151
13.1. Symboles et choix de canalisation 151
13.1.1. Symboles 151
13.1.2. Choix de canalisation 151
13.2. Types de canalisations 153
13.2.1. Canalisations rigides 153
13.2.2. Canalisations souples 153
13.3. Raccords 155
14. POMPES HYDRAULIQUES 156
14.1. Symboles 157
14.2. Rendement des pompes hydrauliques 157
14.2.1. Rendement volumétrique 158
14.2.2. Rendement mécanique 159
14.2.3. Rendement global 160
14.3. Puissance nécessaire à l'entraînement des pompes hydrauliques 160
14.4. Types de pompes hydrauliques 161
14.4.1. Pompes à engrenage à denture extérieure 162
14.4.2. Pompe à engrenage à denture intérieure 165
14.4.3. Pompes à palettes 166
14.4.4. Pompes à pistons 171
15. DISTRIBUTEURS 177
15.1. Définition des distributeurs 178
15.1.1. Distribution du fluide 183
15.1.2. Différents types de recouvrement 184
15.2. Choix du calibre d'un distributeur 187
16. VALVES DE PRESSION 189
16.1. Valves de limitation de pression 189
16.1.1. Valves de limitation de pression à action directe 190
16.1.2. Valves de limitation de pression pilotées 191
16.2. Valves de séquence 193
16.3. Valves de régulation ou de réduction de pression 196
16.3.1. Valves de régulation de pression à action direct 196
16.3.2. Valves de régulation de pression à clapet auxiliaire 197
16.4. Valves de progressivité ou de temporisation 198
17. RECEPTEURS HYDRAULIQUES 198
17.1. Récepteur linéaire - Vérin 199
17.1.1. Vérin à simple effet 201
17.1.2. Vérin à double effet 204

17.2. Moteurs hydrauliques 206
17.2.1. Caractéristiques de fonctionnement des moteurs hydrauliques 206
17.2.2. Principaux types de moteurs hydrauliques 210
18. ELECTROHYDRAULIQUE *216*
18.1. Solénoïdes 217
18.1.1. Solénoïde avec espace d'air 217
18.1.2. Solénoïde avec espace humide 217
18.2. Situations pratiques en électrohydraulique 218
GUIDE DE TRAVAUX PRATIQUES 219
PNEUMATIQUE ET ELECTROPNEUMATIQUE 220
TP1 – Pilotage direct d'un vérin 220
TP2 – Pilotage indirect d'un vérin 224
TP3 – Fonctions logiques ET et OU 229
TP4 – Circuit mémoire et commande en fonction de la vitesse 236
TP5 – Soupape d'échappement rapide 240
TP6 – Commande en fonction de la pression 243
TP7 – Module de temporisation 248
TP8 – Déplacement coordonné 252
TP9 – Contradiction d'effet 255
TP10 – Coupure du signal à l'aide d'un distributeur d'inversion 258
TP11 – Commande électrique d'un vérin pneumatique 264
TP12 – Commande d'un vérin pneumatique à l'aide d'un distributeur bistable 272
TP13 – Inversion automatique d'un vérin 274
TP14 – Commande temporisée d'un vérin 277
HYDRAULIQUE ET ELECTROHYDRAULIQUE 282
TP15 – Machine à estamper (Commande d'un vérin à simple effet) 282
TP16 – Elévateur à gobet (Commande d'un vérin à double effet) 285
TP17 – Dispositif de serrage (Variation de la vitesse) 291
TP18 – Potence hydraulique (Réduction de la vitesse) 294
TP19 – Perceuse (Régulateur de pression) 298
TP20 – Dispositif d'aiguillage des paquets 305
TP21 – Dispositif de pliage 309
TP22 – Perceuse 313
EVALUATION DE FIN DE MODULE 317
ANNEXE 321
A. SYMBOLES *321*
B. EXERCICES *327*
C. TRAVAIL PRATIQUE *332*
LISTE DE REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES 337

MODULE : 24	ANALYSE DE CIRCUITS PNEUMATIQUES, ELECTROPNEUMATIQUES, HYDRAULIQUES ET ÉLECTROHYDRAULIQUES

Durée : 90 heures

OBJECTIF OPERATIONNEL

COMPORTEMENT ATTENDU

Pour démontrer sa compétence le stagiaire doit :
analyser des circuits pneumatiques, électropneumatiques, hydrauliques et électrohydrauliques
selon les conditions, les critères et les précisions qui suivent.

CONDITIONS D'EVALUATION

- *Travail individuel.*
- *À partir :*
  - *de schémas, de plan de circuits et de cahiers de charge*
  - *de manuels techniques*
- *À l'aide :*
  - *de l'équipement, de l'outillage et du matériel appropriés*

CRITERES GENERAUX DE PERFORMANCE

- *Respect des règles de santé et de sécurité au travail.*
- *Respect des normes.*
- *Respect des modes d'utilisation de l'équipement et de l'outillage.*
- *Installation conforme aux normes en vigueur.*
- *Qualité des travaux.*
- *Respect de l'environnement.*

OBJECTIF OPERATIONNEL DE COMPORTEMENT	
PRECISIONS SUR LE COMPORTEMENT ATTENDU	**CRITERES PARTICULIERS DE PERFORMANCE**
A) *Interpréter les schémas et les plans.*	✓ *Identification juste des symboles* ✓ *Description juste de la fonction des composants.*
B) *Calculer les principaux paramètres d'un circuit*	✓ *Exactitude des calculs*
C) *Élaborer des schémas.*	✓ *Respect du cahier de charge* ✓ *Choix pertinent des symboles.* ✓ *Tracé correct du schéma.*
D) *Sélectionner les composants, les raccords et les conduits.*	✓ *Choix judicieux des composants, des raccords et des conduits.*
E) *Monter des circuits de base :* • *pneumatiques et électropneumatiques.* • *hydrauliques et électrohydrauliques.*	✓ *Montage des circuits conforme au schéma.*
F) *Vérifier le fonctionnement des circuits:* • *pneumatiques et électropneumatiques.* • *hydrauliques et électrohydrauliques.*	✓ *Vérification adéquate du fonctionnement.* ✓ *Fonctionnement correct du circuit.*

Présentation du Module

« Analyse de circuits pneumatiques, électropneumatiques, hydrauliques et électrohydrauliques » est *un module de première année de formation* qui permet aux stagiaires de la spécialité « Électricité de Maintenance Industrielle » de se familiariser avec les bases de la pneumatique, de l'électropneumatique, de l'hydraulique et de l'électrohydraulique. L'objectif de ce dernier est de traiter également les lois fondamentales, les composants, les raccords et les conduits des circuits pneumatiques et hydrauliques, 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 24 : ANALYSE DE CIRCUITS PNEUMATIQUES, ELECTROPNEUMATIQUES, HYDRAULIQUES ET ELECTROHYDRAULIQUES

RESUME THEORIQUE

PNEUMATIQUE ET ELECTROPNEUMATIQUE

1. LOIS PRINCIPALES

Depuis bien longtemps déjà, on fait appel aux technologies de la pneumatique pour l'exécution de tâches mécaniques. Aujourd'hui, la pneumatique trouve de nouveaux champs d'application grâce au développement de l'automatisation. Sa mise en œuvre dans ce domaine, permet l'exécution d'un certain nombre de fonctions parmi lesquelles:

- la détection d'états par le biais de capteurs ;
- le traitement d'informations au moyen de processeurs ;
- la commande d'actionneurs par le biais de préactionneurs ;
- l'exécution d'opérations à l'aide d'actionneurs.

Le pilotage des machines et des installations implique la mise en place d'un réseau logique souvent très complexe, d'états et de conditions de commutation. C'est l'action conjuguée des différents capteurs, processeurs, préactionneurs et actionneurs qui permet d'assurer le déroulement des enchaînements dans les systèmes pneumatiques ou semi pneumatiques.

Le formidable bond technologique réalisé, autant pour ce qui concerne les matériaux que dans les méthodes de conception et de production, a permis d'une part d'améliorer la qualité et la variété des composants pneumatiques et d'autre part d'élargir les champs d'application des techniques d'automatisation.

Les organes d'entraînement pneumatiques permettent de réaliser des déplacements du type:

- linéaire ;
- oscillant ;
- rotatif.

Un aperçu ci-dessous donne quelques domaines d'application dans lesquels on fait appel à la pneumatique:

- pour tout ce qui touche à la manutention en général ;
    - serrage de matière d'œuvre ;
    - transfert de matière d'œuvre ;
    - positionnement de matière d'œuvre ;
    - orientation de matière d'œuvre ;
    - aiguillage du flux de matière d'œuvre.

- mise en œuvre dans divers domaines technologiques :
    - emballage ;
    - remplissage ;
    - dosage ;
    - verrouillage ;
    - entraînement d'axes ;
    - ouverture et fermeture de portes ;
    - transfert de matière d'œuvre ;
    - travail sur machines-outils : tournage de pièces, perçage, fraisage, sciage, finissage, formage) ;
    - démariage de pièces ;
    - empilage de matière d'œuvre ;
    - impression et emboutissage de matière d'œuvre.

Pour rappeler on donne les caractéristiques et les avantages de la pneumatique:

- *Quantité*: L'air est disponible pratiquement partout en quantité illimitée.
- *Transport*: L'air peut être facilement transporté par canalisations, même sur de grandes distances.
- *Stockage*: L'air comprimé peut être stocké dans un réservoir d'où il est prélevé au fur et à mesure. Le récipient lui-même peut en outre être transporté (bouteilles).
- *Température*: L'air comprimé est pratiquement insensible aux variations de la température, d'où la fiabilité d'utilisation même en conditions extrêmes.
- *Sécurité*: Aucun risque d'incendie, ni d'explosion avec l'air comprimé.

- *Propreté*: Des fuites d'air comprimé non lubrifié n'ont aucune conséquence sur l'environnement.
- *Structure des différents équipements* : La conception des différents équipements est simple, donc peu onéreuse.
- *Vitesse*: L'air comprimé est un fluide de travail qui s'écoule rapidement, ce qui permet d'atteindre des vitesses de piston et des temps de réponse très élevés.
- *Surcharge*: Les outils et les équipements pneumatiques admettent la charge jusqu'à leur arrêt complet, donc aucun risque de surcharge.

Pour déterminer avec précision les domaines d'utilisation de la pneumatique, il importe de connaître aussi ses éventuels inconvénients:

- *Préparation*: L'air comprimé doit subir un traitement préalable de façon à éviter toute usure immodérée des composants pneumatiques par des impuretés ou de l'humidité.
- *Compressibilité*: L'air comprimé ne permet pas d'obtenir des vitesses de piston régulières et constantes.
- *Force développée*: L'air comprimé n'est rentable que jusqu'à un certain ordre de puissance. Pour une pression de service normale de 6 à 7 bar (600 à 700 kPa) et selon la course et la vitesse, la force développée limite se situe entre 20000 et 30000 Newton.
- *Echappement*: L'échappement de l'air est bruyant, mais ce problème est aujourd'hui en majeure partie résolu grâce à la mise en œuvre de matériaux à bonne isolation phonique et à des silencieux.

Avant d'opter pour le pneumatique comme fluide de commande ou de travail, il convient de procéder à une comparaison avec d'autres sources d'énergie. Une telle démarche doit prendre en compte l'ensemble du système, depuis les signaux d'entrée (capteurs) jusqu'aux préactionneurs et actionneurs, en passant par la partie commande (processeur).

Les énergies de travail sont:

- l'électricité ;

- l'hydraulique ;
- la pneumatique ;
- une combinaison des énergies ci-dessus.

Critères de choix et caractéristiques du système dont il faut tenir compte pour la mise en œuvre des énergies de travail:

- force ;
- course ;
- type de déplacement (linéaire, oscillatoire, rotatif) ;
- vitesse ;
- longévité ;
- sécurité et fiabilité ;
- coûts énergétiques ;
- facilité de conduite ;
- capacité mémoire.

Les énergies de commande sont:

- la mécanique ;
- l'électricité ;
- l'électronique ;
- la pneumatique ;
- la dépression ;
- l'hydraulique.

Critères de choix et caractéristiques du système dont il faut tenir compte pour la mise en œuvre des énergies de commande:

- fiabilité des composants ;
- sensibilité à l'environnement ;
- maintenabilité et facilité de réparation ;
- temps de réponse des composants ;
- vitesse du signal ;
- encombrement ;
- longévité ;

- possibilités de modification du système ;
- besoins en formation.

La pneumatique se décompose en plusieurs groupes de produits:

- actionneurs ;
- capteurs et organes d'entrée ;
- processeurs ;
- accessoires ;
- automatismes complets.

1.1. Base de la pneumatique

L'air est un mélange gazeux composé des éléments suivants:

- Azote: environ 78 vol. % ;
- Oxygène: env. 21 vol. % ;

On y trouve en outre des traces de gaz carbonique, d'argon, d'hydrogène, de néon, d'hélium, de krypton et de xénon.

Afin d'aider à la compréhension des différentes lois, on indiquera ci-dessous les grandeurs physiques selon le "Système international" dont l'abréviation est SI.

1.1.1. Unités de base

Grandeur	Symbole	Unité
Longueur	*L*	Mètre (m)
Masse	*M*	Kilogramme (kg)
Temps	*t*	Seconde (s)
Température	*T*	Kelvin (K, O°C = 273 K)

1.1.2. Unités dérivées

Les unités dérivées ont été obtenues à partir des lois fondamentales en physique. Parfois on a attribué aux unités les noms des savants qui ont découvert et exprimé les lois.

Loi de Newton: *force = masse x accélération* **F = m . a**

En chute libre, on remplace ***a*** par l'accélération due à la pesanteur ***g = 9,81 m/s²***

Grandeur	Symbole	Unité
Force	*F*	Newton (N) 1 N = 1 kg. m/s²
Surface	*A*	Mètre carré (m²)
Volume	*V*	Mètre cube (m^3)
Débit	*Q*	m^3/s
Pression	*p*	Pascal (Pa) 1Pa = 1N/m² 1 bar = 10^5 Pa

La pression qui s'exerce directement sur la surface du globe terrestre est appelée pression atmosphérique (P_{amb}) et représente la pression de référence (fig. 1-1). Au-dessus se trouve la plage des pressions effectives ($+P_e$), au-dessous se trouve la plage de dépression ($-P_e$).

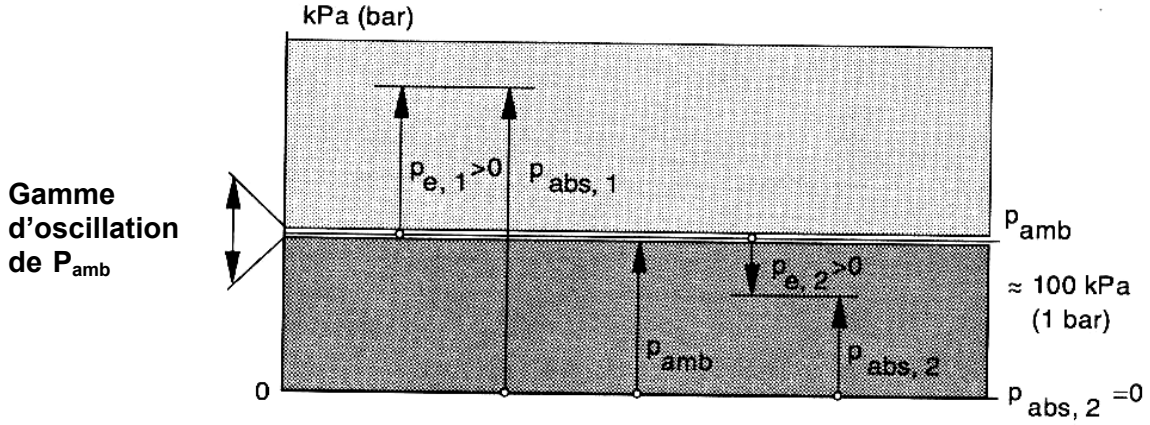


Fig. 1-1

La pression atmosphérique n'est pas constante. Sa valeur varie en fonction de la position géographique et du temps.

La pression absolue p_{abs} est la valeur rapportée à la pression zéro (le vide). Elle correspond à la somme de la pression atmosphérique et de la pression effective ou de la dépression. Les appareils de mesure utilisés dans la pratique n'indiquent que la pression effective $+p_e$. La pression absolue p_{abs} lui est supérieure d'env. 1 bar (100 kPa).

1.2. Lois fondamentales

Il est caractéristique de voir à quel point l'air manque de cohésion, c'est-à-dire de force entre les molécules dans les conditions d'exploitation habituellement rencontrées en pneumatique. Comme tous les gaz, l'air n'a pas de forme déterminée. Il change de forme à la moindre sollicitation et occupe tout l'espace dont il peut disposer. Enfin, l'air est ***compressible***.

1.2.1. Loi de Boyle - Mariotte

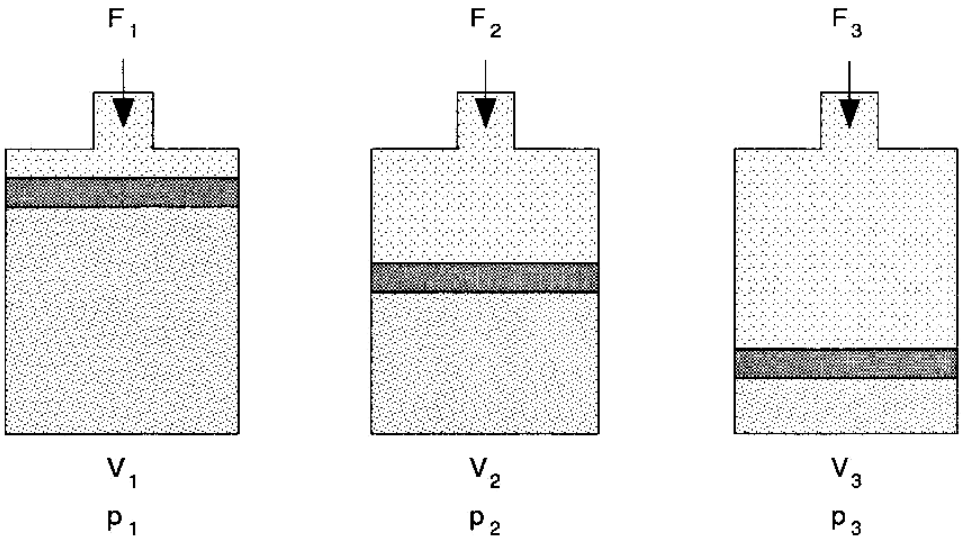


Fig. 1-2

Cette propriété est mise en évidence par la **loi de Boyle - Mariotte**: A une *température constante, le volume d'un gaz est inversement proportionnel à sa pression absolue ou, en d'autres termes, le produit du volume par la pression absolue est constant pour une quantité de gaz déterminée* (fig. 1-2).

$$\mathbf{p_1 .V_1 = p_2 .V_2 = p_3 .V_3 = Constant}$$

Exemple

A la pression atmosphérique, l'air peut être compressé au 1/7 de son volume. Quelle sera la pression, si la température reste constante?

Solution :

$$\mathbf{p_1 .V_1 = p_2 .V_2}$$

$p_2 = (p_1 / V_2).V_1$

On sait que : $V_1 / V_1 = 1/7$ et $p_1 = p_{amb} = 1$ bar = 100 kPa
Donc : $p_2 = 1 . 7 = 7$ bar = 700 kPa (absolu)

Il en résulte: $p_e = p_{abs} - p_{amb} = (7 - 1)$ bar = 6 bar = 600 kPa

Le taux de compression d'un compresseur fournissant une pression de 6 bar (600 kPa) est de 7 : 1.

1.2.2. Loi de Charles – Gay-Lussac

La dilatation des corps est l'un des effets de la chaleur, conséquence immédiate de l'élévation de la température. L'observation montre en effet que le plus souvent, lorsqu'on chauffe un gaz, son volume augmente; on dit qu'il se dilate, et ce phénomène est appelé ***dilatation***. La dilatation s'explique par l'amplitude de l'agitation moléculaire: plus la température s'élève, plus les molécules s'agitent et

s'éloignent, l'agitation moléculaire étant à la base de la théorie de la chaleur. La contraction, par contre, est due à l'abaissement de la température, qui entraîne une diminution du mouvement moléculaire.

Cette propriété est mise en évidence par la **loi de Charles – Gay-Lussac**: *Le coefficient de dilatation cubique d'un gaz est l'accroissement du volume que subit l'unité de volume de ce gaz pour une élévation de température de un degré*.

On peut déterminer la valeur du coefficient de dilatation cubique d'un gaz à l'aide de l'équation suivante :

$$K=\frac{V2-V1}{V1(T2-T1)}$$

dans laquelle : **K** représente le coefficient de dilatation cubique d'un corps ;

V2 est le volume du corps à la température **T2** ;

V1 est le volume du même corps à la température **T1.**

On appelle la dilatation par unité de volume pour une élévation de température de 1°C sous pression constante, le coefficient de dilatation α (alpha) ou le « coefficient d'expansion volumique ». Le coefficient est le même pour tous les gaz : il vaut 1/273. Il existe aussi un coefficient β (bêta) pour l'augmentation de la pression à volume constant. Ce coefficient de pression a la même valeur que celui d'expansion volumique, soit 1/273.

Puisque le volume d'un gaz à 0°C, maintenu à pression constante, varie de 1/273 pour chaque variation de 1°C, si l'on refroidit fortement le gaz, le volume devrait diminuer au point de devenir nul lorsqu'on atteindra la température de –273°C. La température de –273°C est vraiment la limite la plus basse qu'il soit possible d'imaginer, de laquelle on ne se rapproche que très difficilement. La température de –273°C est appelée **zéro absolu**. Si la température T d'un gaz est donnée en degrés Celsius, la température absolue T de ce corps est déterminée en ajoutant 273.

T = T (°C) + 273

Il est d'usage de remplacer le T par K et d'exprimer la température absolue en degrés kelvins : K = T+ 273.

Il est nécessaire de convertir la température en degrés kelvins lorsqu'on a à résoudre un problème où l'inconnue est la pression ou le volume.

La relation entre la pression et la température d'un gaz maintenu à volume constant s'exprime comme suit:

$$\frac{P1}{P2}=\frac{T1}{T2}$$

De même, la relation entre le volume et la température d'un gaz maintenu à pression constante est la suivante:

$$\frac{V1}{V2}=\frac{T1}{T2}$$

Ce qui donne, comme équation générale :

$$\frac{P1.V1}{T1}=\frac{P2.V2}{T2}$$

Exercice

1. Un ballon de football est gonflé d'air à 193 kPa et la température est de 21°C. Quelle sera la pression effective de l'air dans le ballon à °C ?

Solution :

$$\frac{P1}{P2}=\frac{T1}{T2} \quad \Rightarrow \quad P2=\frac{P1.T2}{T1}$$

P_1 = 193 + 101 = 294 kPa (la pression absolue)

T_1 = 21°C + 273 = 294 K (la température initiale)

T_2 = 5°C + 273 = 278 K (la température atteinte)

P_2 = 294 kPa . 278 K / 294 K = 278 kPa (la pression absolue)

P_2 = 278 –101 = 177 kPa (la pression effective)

2. Un compresseur aspire l'air à la pression atmosphérique et le comprime dans un réservoir d'une capacité de 1,5 m^3. A partir du réservoir plein, quel volume d'air faut-il extraire pour que la pression atteigne 550 kPa, sachant que la température est passée de 22°C à 38°C ?

Solution :

$$\frac{P1.V1}{T1}=\frac{P2.V2}{T2} \quad \Rightarrow \quad V1=\frac{P2.V2.T1}{T2.P1}$$

P_1 = 101 kPa (la pression atmosphérique)
P_2 = 550 + 101 = 651 kPa (la pression absolue)
V_2 = 1,5 m^3 (le volume après la compression)
T_1 = 22°C + 273 = 295 K (la température initiale)
T_2 = 38°C + 273 = 311 K (la température finale)

V_1 = 651 kPa . 1,5 m^3 . 295 K / 311 K . 101 kPa
V_1 = 9,17 m^3 (le volume extrait)

1.2.3. Loi de Pascal

On sait que, contrairement aux liquides, les gaz sont compressibles. Toutefois, pour une pression donnée à l'intérieur d'un vase clos, que ce soit pour un liquide ou un gaz, cette pression est égale et s'exerce intégralement sur tous les points des parois avec un angle de 90°C (**principe de Pascal** : « *Toute pression exercée sur un fluide renfermé dans un vase clos est transmise intégralement à tous les points du fluide et des parois* »).

Comme on peut le voir à la fig. 1-3, l'air emprisonné dans un réservoir à une pression donnée transmet cette pression à un système pneumatique considéré comme étant étanche, donc un vase clos. Le principe de Pascal s'applique à tous les points des conduits et des composants du système pneumatique.

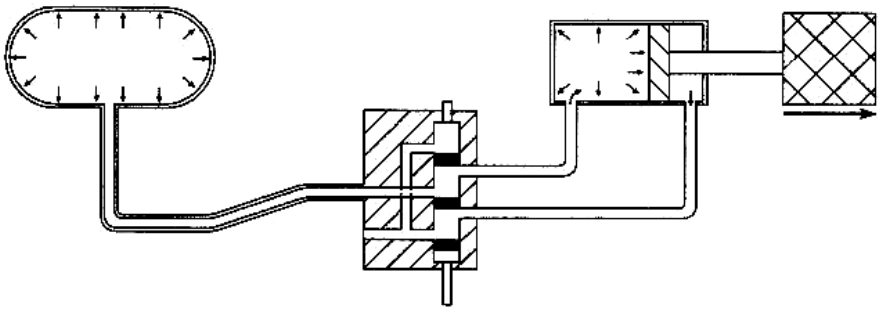


Fig. 1-3

Généralement, les systèmes d'air comprimé des usines ont des pressions effectives de 620 à 760 kPa. La charge à soulever est généralement connue, car on construit un système en fonction d'un travail à faire.

Dans un vérin, la pression exercée sur la surface du piston crée une force qui est le résultat du produit de la pression du système par la surface du piston. On peut donc écrire la relation suivante:

$F = p \times A$

Les unités utilisées pour appliquer cette formule sont les suivantes :

Force :

- en *newtons* dans le système international ;
- en *livres* dans le système impérial.

Pression :

- en *pascals* dans le système international ;
- en *livres* par pouce carré dans le système impérial.

Surface :

- en *mètres* carrés dans le système international ;
- en *pouces* carrés dans le système impérial

Pour déterminer la force nécessaire pour lever une charge à l'aide d'un vérin, on doit connaître deux des trois paramètres de la formule.

Exemple

La réserve d'air d'un réservoir est sous une pression de 825 kPa. Elle fait partie d'un circuit pneumatique commandant un vérin. Ce vérin doit pousser une charge de 827 kg. Quel sera le diamètre du vérin nécessaire pour déplacer la charge ?

Solution :

Conversion des données :
Pour résoudre ce problème, il faut convertir la pression en pascals et la masse en newtons.
Pression: 825 000 Pa
Force: 827 kg X 10 N/kg = 8 270 N

Calcul du diamètre du vérin :
$F = p \times A \quad \Rightarrow \quad A = F / p = 8270\ N / 825000\ Pa = 0{,}010\ m^2$

$A = \pi . r^2 = \pi . D^2 / 4 \quad \Rightarrow \quad D = \sqrt{4\ A / \pi} = \sqrt{4 . 0{,}010 / \pi} = 0{,}112\ m = 11{,}2\ cm$
$D \approx 11\ cm$

2. AIR COMPRIME – PRODUCTION ET DISTRIBUTION

Pour qu'un automatisme pneumatique soit fiable, il est indispensable de disposer d'un air comprimé d'alimentation de bonne qualité. Cette exigence implique l'observation des facteurs suivants:

- pression correcte ;
- air sec ;
- air épuré.

Un non respect de ces exigences peut entraîner une augmentation des temps d'immobilisation des machines et, par conséquent, une augmentation des coûts d'exploitation.

2.1. Production de l'air comprimé

La production de l'air comprimé commence dès la phase de compression. L'air comprimé doit traverser toute une série de sous-ensembles avant d'atteindre l'organe moteur. Le type de compresseur utilisé, ainsi que sa situation géographique peuvent avoir une influence plus ou moins grande sur la quantité d'impuretés, d'huile et d'eau pouvant atteindre le système pneumatique. Pour éviter ce genre d'inconvénients, le dispositif d'alimentation en air comprimé doit comporter les éléments suivants:

- un filtre d'aspiration ;
- un compresseur ;
- un réservoir d'air comprimé ;
- un déshydrateur ;
- un filtre à air comprimé avec séparateur de condensat ;
- un régulateur de pression ;
- un lubrificateur ;
- des points de purge du condensat.

Un air comprimé mal conditionné peut contribuer à augmenter le nombre de pannes et à réduire la durée de vie des systèmes pneumatiques. Ceci peut se manifester de plusieurs manières:

- augmentation de l'usure au niveau des joints et des pièces mobiles dans les distributeurs et les vérins ;
- suintement d'huile au niveau des distributeurs ;
- encrassement des silencieux.

D'une manière générale, les composants pneumatiques sont conçus pour supporter une pression de service maximum de 8 à 10 bar. Si l'on veut exploiter l'installation avec un maximum de rentabilité, une pression de 6 bar sera amplement suffisante. En raison d'une certaine résistance à l'écoulement au niveau des composants (p.ex. au passage des étranglements) et dans les canalisations, il faut compter avec une perte de charge comprise entre 0,1 et 0,5 bar. Il faut donc que le compresseur soit en mesure de fournir une pression de 6,5 à 7 bar pour assurer une pression de service de 6 bar.

Toute chute de pression entre le compresseur et le point d'utilisation de l'air comprimé constitue une perte irrécupérable. Par conséquent, le réseau de distribution est un élément important de l'installation d'air comprimé.

En général, on doit respecter les règles suivantes (fig. 2-1) :

- Les dimensions des tuyaux doivent être calculées assez largement pour que la perte de charge entre le réservoir et le point d'utilisation n'excède pas 10% de la pression initiale.
- Une ceinture de distribution qui fait le tour de l'usine doit être prévue. Cela afin d'assurer une bonne alimentation au point où la demande d'air est la plus forte.
- Toute canalisation principale doit être munie de prises situées aussi près que possible du point d'utilisation. Cela permet d'utiliser des dispositifs de raccordement plus courts, et par conséquent, d'éviter les fortes pertes de charge qui se produisent dans les tuyaux souples.

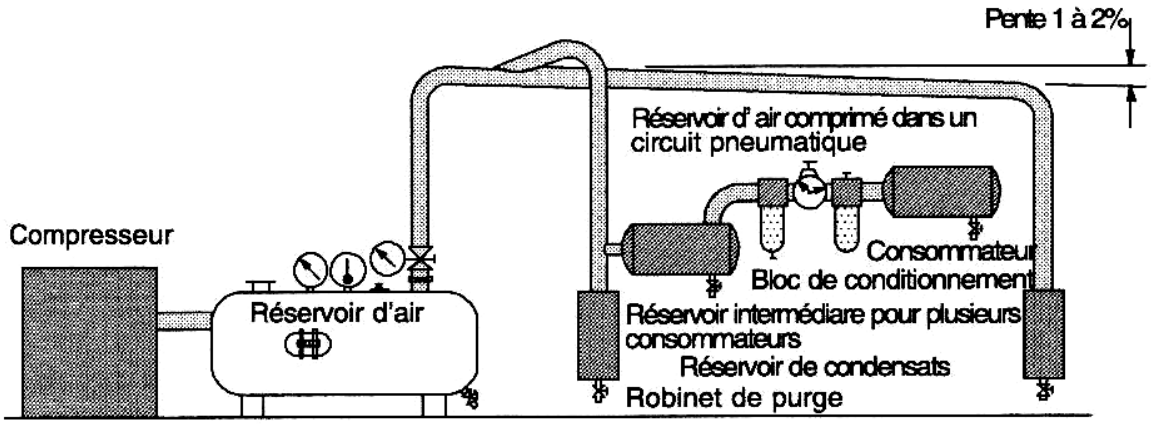


Fig. 2-1

- Les prises doivent toujours être situées au sommet de la canalisation afin d'éliminer l'entraînement d'eau de condensation dans l'équipement.
- Toutes les canalisations doivent être installées en pente descendante, vers une tuyauterie de purge, afin de faciliter l'évacuation de l'eau et empêcher qu'elle ne pénètre dans les appareils où elle aurait un effet nuisible.

- La pente doit toujours être descendante, en s'éloignant du compresseur, pour éviter que l'eau de condensation ne retourne dans le réservoir.

L'air comprimé doit être stabilisé. Le compresseur doit pour cela comporter un réservoir monté en aval. Ce réservoir sert à compenser les variations de pression lorsque le système prélève de l'air comprimé pour son fonctionnement. Dès que la pression dans le réservoir passe en deçà d'une certaine valeur, le compresseur se met en marche et remplit le réservoir jusqu'à ce que le seuil supérieur de pression soit atteint. Ceci permet en outre au compresseur de ne pas avoir à fonctionner en permanence.

La fig. 2-2 montre l'installation adéquate d'un réseau de distribution d'air comprimé.

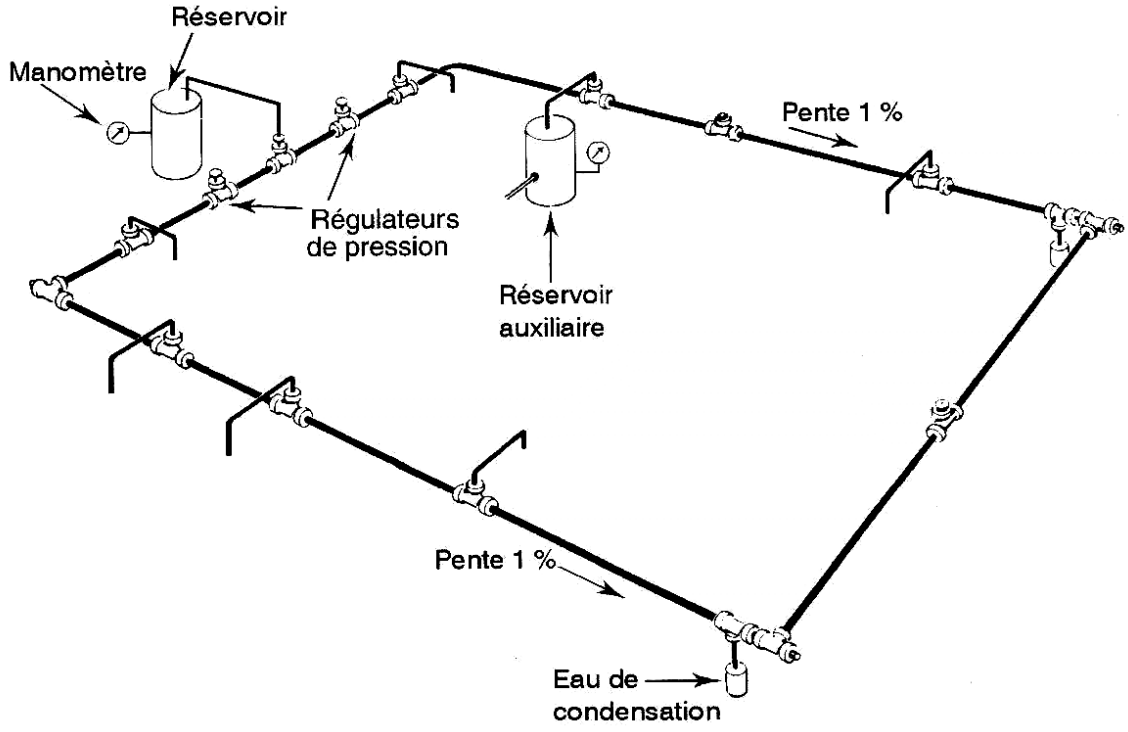


Fig. 2-2

Le facteur de marche recommandé pour un compresseur est de l'ordre d'environ 75%. Il est pour cela indispensable de déterminer la consommation moyenne et maximum de l'installation de façon à pouvoir orienter en conséquence le choix du compresseur. S'il est prévu une extension du réseau et, par conséquent une

augmentation de la consommation d'air comprimé, il convient d'opter pour un bloc d'alimentation plus important dès le départ car une extension de ce poste est une opération toujours onéreuse.

L'air aspiré par le compresseur contient toujours un taux d'humidité se présentant sous forme de vapeur d'eau et que l'on exprime en % relatif d'humidité. L'humidité relative est fonction de la température et de la pression atmosphérique. Plus la température est élevée, plus l'air ambiant peut absorber de l'humidité. Lorsque le taux de saturation de 100 % relatifs d'humidité d'air est atteint, l'eau se condense sur les parois.

Si l'élimination de l'eau de condensation est insuffisante, cette eau peut passer dans le système et occasionner les problèmes suivants:

- corrosion des tuyauteries, des distributeurs, des vérins et autres composants ;
- rinçage du lubrifiant sur les composants mobiles.

Ceci tend à altérer le fonctionnement des composants et anticiper l'apparition d'une panne du système. En outre, les fuites qui peuvent en résulter sont de nature à provoquer des effets indésirables sur la matière d'œuvre (p.ex. produits alimentaires).

2.2. Compresseurs

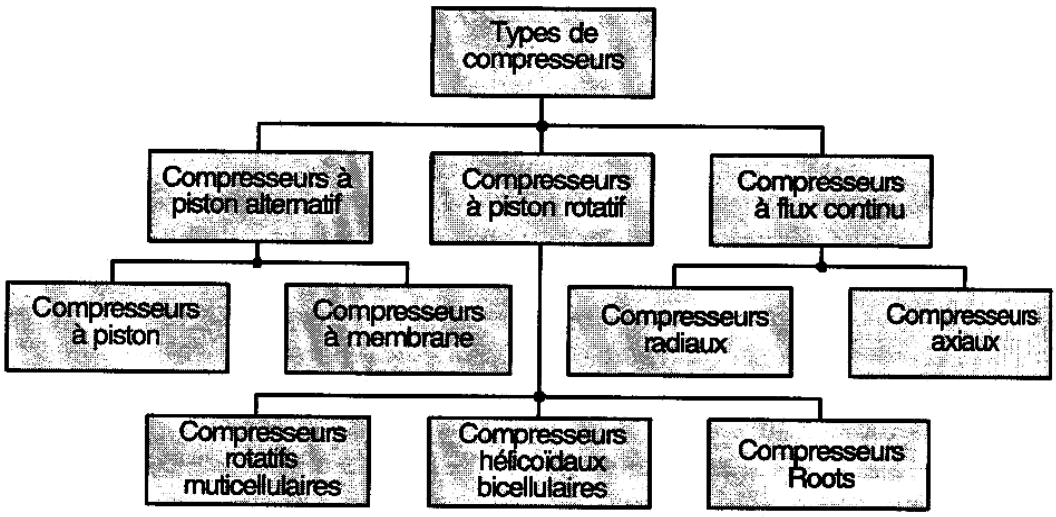


Fig. 2-3

Le choix d'un compresseur dépend de la pression de travail et du débit d'air dont on a besoin. Les compresseurs sont classés selon leur type de construction (fig. 2-3).

2.2.1. Compresseur à piston

L'air aspiré par une soupape d'admission est comprimé par un piston puis envoyé dans le circuit par une soupape d'échappement.

Les compresseurs à piston sont fréquemment utilisés en raison de l'importante plage de pressions qu'ils offrent. Pour la production de pressions encore plus importantes on fera appel à des compresseurs à plusieurs étages, le refroidissement de l'air se faisant dans ce cas entre les étages du compresseur.

Plages de pression optimales des compresseurs à piston :

Jusqu'à 400 kPa	(4 bar)	mono étagé
Jusqu'à 1500 kPa	(15 bar)	bi étagé
Au-dessus de 1500 kPa	(15 bar)	trois étages ou plus

Les pressions suivantes peuvent être atteinte, cependant au détriment de la rentabilité :

Jusqu'à 1200 kPa	(12 bar)	mono étagé
Jusqu'à 3000 kPa	(30 bar)	bi étagé
Au-dessus de 3000 kPa	(30 bar)	trois étages et plus

2.2.2. Compresseur à membrane

Le compresseur à membrane fait partie du groupe des compresseurs à piston. La chambre de compression est ici séparée du piston par une membrane. L'avantage majeur est d'empêcher tout passage d'huile du compresseur dans le flux d'air. C'est

la raison pour laquelle le compresseur à membrane est fréquemment utilisé dans les industries alimentaire, pharmaceutique et chimique.

2.2.3. Compresseur à pistons rotatifs

Sur le compresseur à pistons rotatifs, la compression de l'air s'effectue au moyen de pistons animés d'un mouvement de rotation. Pendant la phase de compression, la chambre de compression est en réduction permanente.

2.2.4. Compresseur à vis

Deux arbres (rotors) à profil hélicoïdal tournent en sens opposé. L'engrènement des profils provoque l'entraînement et la compression de l'air.

2.3. Réservoir d'air

Le réservoir est chargé d'emmagasiner l'air comprimé refoulé par le compresseur. Il permet de stabiliser l'alimentation en air comprimé sur le réseau et de compenser les variations de pression (fig. 2-4).

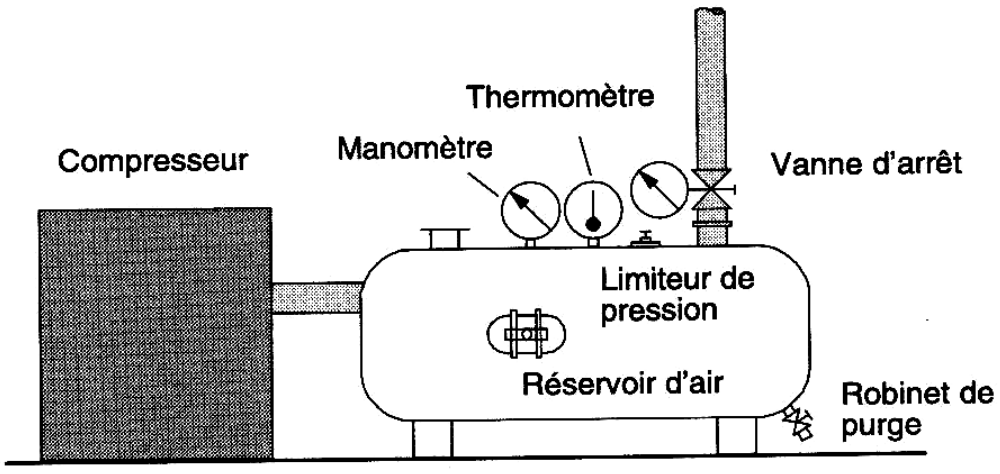


Fig. 2-4

Diagramme: détermination du volume du réservoir

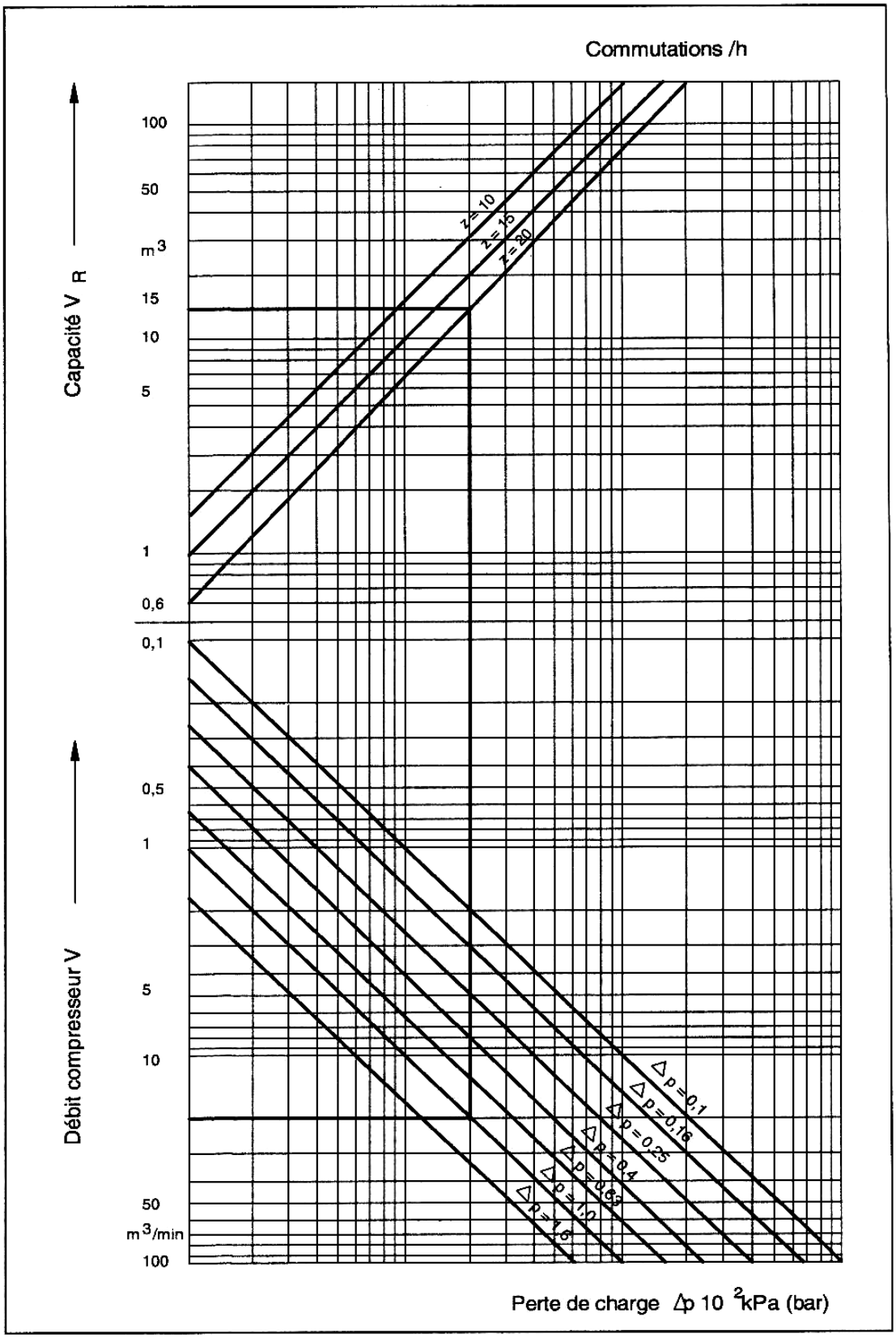


Fig. 2-5

La surface relativement importante du réservoir permet de refroidir l'air comprimé. L'eau de condensation est ainsi éliminée et doit être régulièrement purgée au moyen du robinet de purge.

La capacité du réservoir est fonction:

- du débit du compresseur ;
- de la consommation du réseau ;
- de la longueur du réseau de distribution (volume supplémentaire) ;
- du mode de régulation ;
- des variations de pression admissibles à l'intérieur du réseau.

Sur le diagramme (fig. 2-5) on peut déterminer graphiquement le volume du réservoir.

2.4. Déshydrateur

Un taux d'humidité trop important dans l'air comprimé peut contribuer à réduire la durée de vie des systèmes pneumatiques. Il est donc indispensable de monter sur le réseau un déshydrateur qui permet d'abaisser l'humidité de l'air au taux voulu. La déshydratation de l'air peut être réalisée par :

- dessiccation par le froid ;
- déshydratation par adsorption ;
- séchage par absorption.

Une réduction des coûts de maintenance, des temps d'immobilisation et une augmentation de la fiabilité des systèmes permettent d'amortir relativement vite les coûts supplémentaires engendrés par la mise en œuvre d'un déshydrateur.

2.4.1. Dessiccateur d'air par le froid

Le déshydrateur le plus fréquemment employé est le dessiccateur d'air par le froid (fig. 2-6). L'air qui le traverse est porté à une température inférieure au point de

rosée. L'humidité contenue dans le flux d'air est ainsi éliminée et recueillie dans un séparateur.

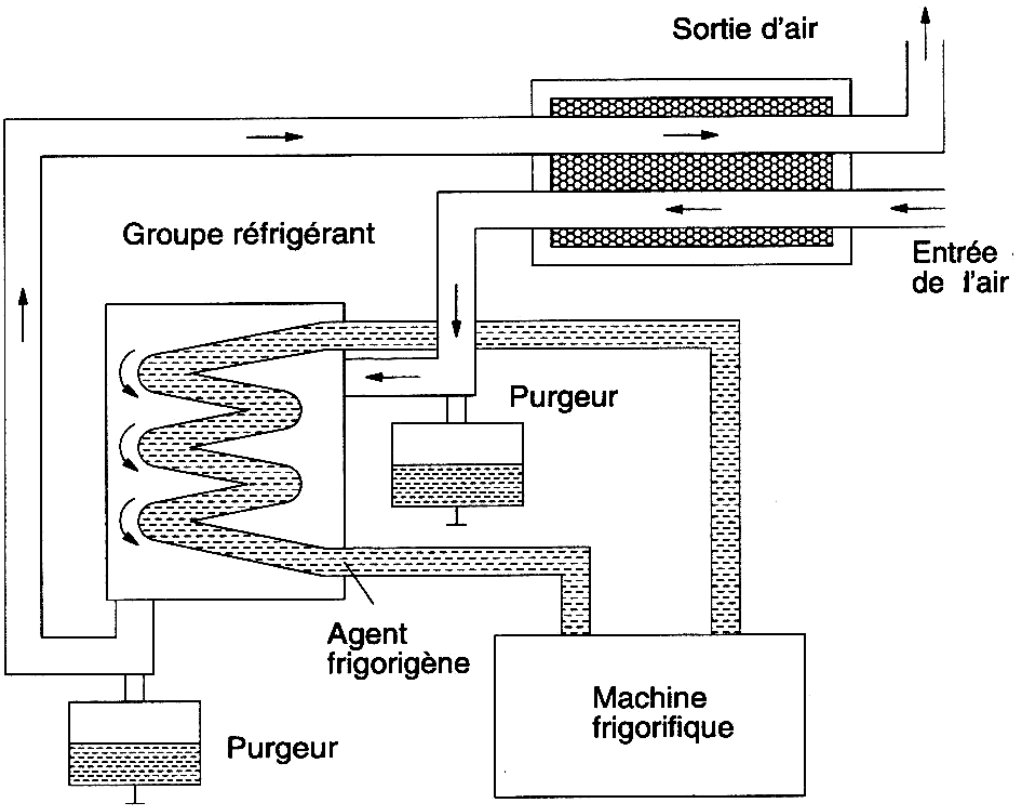


Fig. 2-6

L'air qui entre dans le dessinateur d'air est pré refroidi dans un échangeur thermique par l'air frais qui en sort puis porté à une température inférieure au point de rosée dans le groupe frigorifique. On appelle « point de rosée » la température à laquelle il faut refroidir l'air pour provoquer la condensation de la vapeur d'eau.

Plus la différence de température par rapport au point de rosée est importante, plus l'eau aura tendance à se condenser. Grâce à la dessiccation par le froid, on arrive à atteindre des points de rosée situés entre 2°C et 5°C.

2.4.2. Déshydrateur à adsorption

On appelle l'adsorption la fixation de substances sur la surface de corps solides. L'agent de dessiccation, également appelé gel, est un granulat composé essentiellement de bioxyde de silicium.

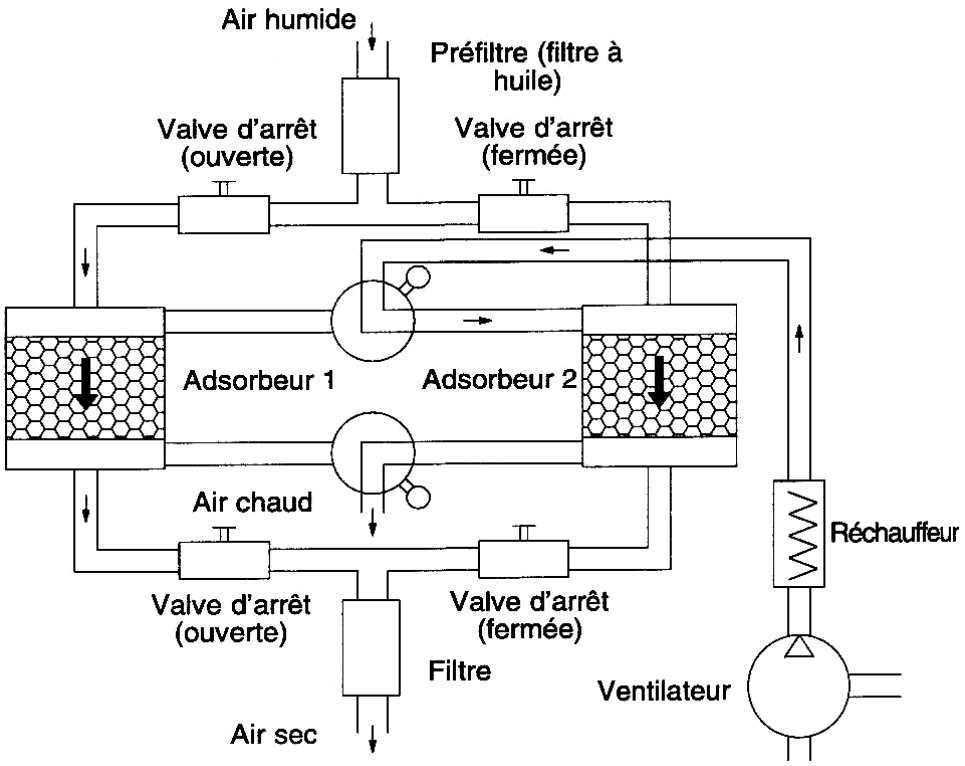


Fig. 2-7

La déshydratation par adsorption est le procédé qui permet d'atteindre les points de rosée les plus bas (jusqu'à –90°C).

Les déshydrateurs par adsorption (fig. 2-7) sont toujours utilisés par deux. Lorsque le gel du premier est saturé, on passe sur le second pendant que l'on procède à la régénération du premier par un séchage à l'air chaud.

2.4.3. Déshydrateur par absorption

Absorption: Une substance solide ou liquide provoque une réaction chimique de déliquescence sur un corps gazeux.

L'air comprimé est débarrassé des grosses gouttes d'eau et d'huile dans un préfiltre. A son entrée dans le déshydrateur (fig. 2-8), l'air comprimé est entraîné en rotation et traverse la chambre de séchage remplie d'un produit fondant (dessiccateur).

L'humidité se combine au dessiccateur et le dilue. La combinaison liquide qui en résulte est ensuite recueillie dans le réceptacle inférieur. Le mélange doit être vidangé régulièrement et le dessiccateur consommé doit être remplacé.

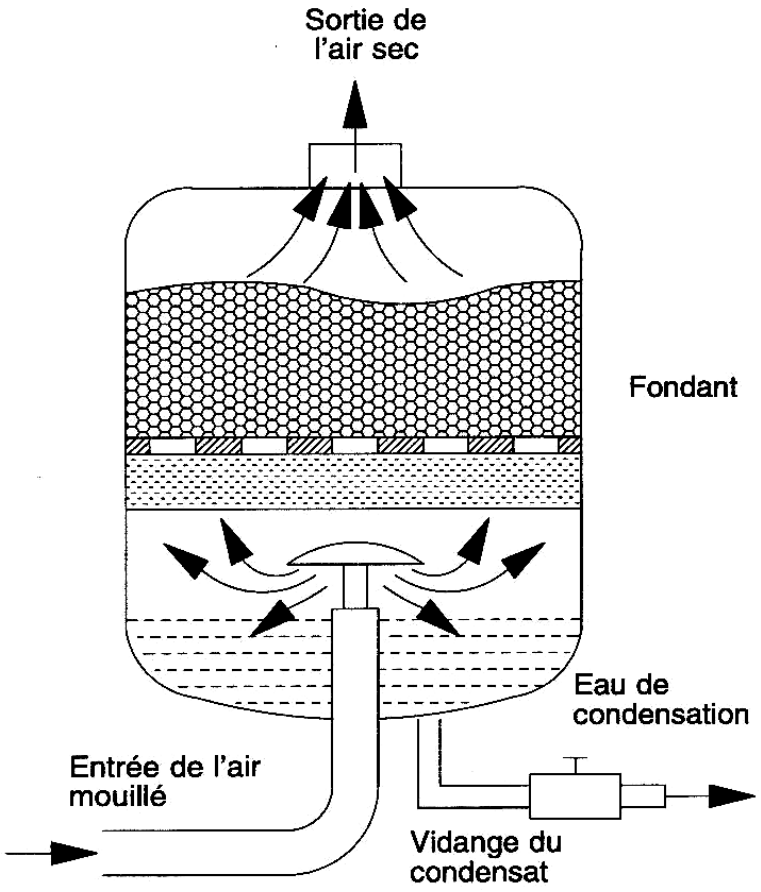


Fig. 2-8

Le procédé par absorption se distingue par:

- sa simplicité de mise en œuvre ;
- une moindre usure mécanique (pas de pièces mobiles) ;
- une faible consommation d'énergie.

2.5. Groupe de conditionnement

Le groupe de conditionnement (fig. 2-9) sert à préparer l'air comprimé. Il est monté en amont des commandes pneumatiques.

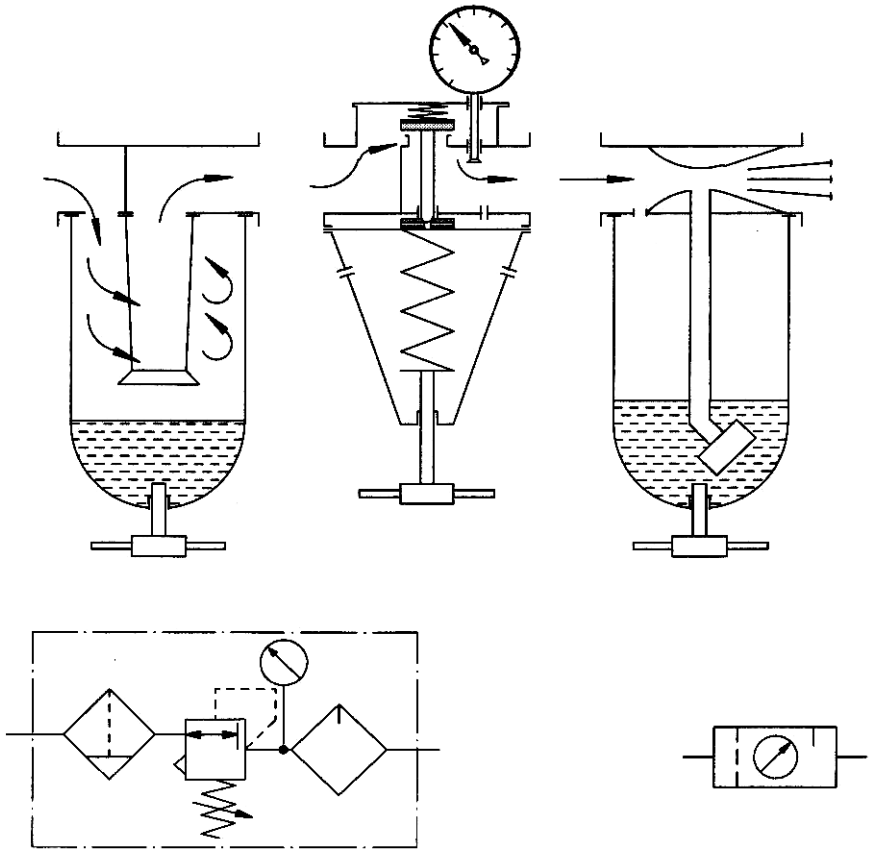


Fig. 2-9

Le groupe de conditionnement est constitué de :

- un filtre à air comprimé ;
- un régulateur de pression ;
- un lubrificateur.

Concernant le groupe de conditionnement, il faut tenir compte du fait que :

- La taille du groupe de conditionnement est une fonction de l'importance du débit (en m^3/h). Un débit trop important peut provoquer une importante chute de pression dans les appareils. Il est donc primordial de respecter scrupuleusement les indications des constructeurs.
- La pression de service ne doit pas dépasser la valeur donnée pour le groupe de conditionnement. La température ambiante ne doit en principe pas être supérieure à 50°C (valeur maximale pour les bols en matière plastique).

Dans une installation industrielle, l'air est généralement asséché à la sortie du compresseur et accumulé dans un réservoir. La pression de distribution est contrôlée à la sortie du réservoir et l'air circule dans un réseau de tuyaux d'acier de différentes dimensions. Ce type de conduit se dégrade partiellement lorsqu'il entre en contact avec l'humidité. Il se forme alors de la rouille qui se détache et contamine le réseau de distribution.

Les poussières et les débris de pâte à raccord, provenant d'un manque de soin au montage, s'y ajoutent fréquemment. Malheureusement, dans un système pneumatique typique contenant des métaux ferreux, la contamination engendre la contamination. La présence d'eau dans un système propre au départ peut, en très peu de temps, produire de l'oxyde de fer à l'intérieur des canalisations.

L'air est de plus en plus utilisé pour la commande des instruments et des systèmes. Les circuits pneumatiques logiques, faisant usage de soupapes de conception diverse, sont aussi utilisés en nombre croissant. Ces applications s'ajoutent à l'utilisation de l'air pour alimenter les nombreux outils pneumatiques. C'est pourquoi il est nécessaire d'utiliser, à chaque poste de travail, une unité de conditionnement d'air. D'autant plus que chaque application exige un traitement particulier de l'air. En général, une unité de conditionnement d'air est composée d'un filtre, d'un régulateur de pression et parfois d'un lubrificateur.

2.5.1. Lubrification de l'air comprimé

D'une manière générale, il *faut éviter de lubrifier* l'air comprimé. Par contre, si certaines pièces mobiles des distributeurs et des vérins nécessitent une lubrification extérieure, il faut prévoir un apport d'huile suffisant et continu dans l'air comprimé. La lubrification de l'air comprimé doit se limiter aux parties d'une installation nécessitant un air comprimé lubrifié. L'huile mêlée à l'air comprimé par le compresseur ne convient pas pour la lubrification des éléments pneumatiques.

Il ne faut pas faire fonctionner avec un air comprimé lubrifié les vérins dotés de joints résistants à la chaleur car leur graisse spéciale pourrait être rincée par l'huile.

Si des réseaux auparavant lubrifiés doivent être transformés pour fonctionner avec de l'air comprimé non lubrifié, il faut remplacer le système de graissage d'origine des distributeurs et des vérins car celui-ci a pu éventuellement être rincé.

L'air comprimé doit être lubrifié dans les cas suivants:

- nécessité de déplacements extrêmement rapides ;
- utilisation de vérins à grand alésage (dans ce cas il est conseillé de monter le lubrificateur immédiatement en amont du vérin).

Une lubrification excessive peut entraîner les problèmes suivants:

- mauvais fonctionnement de certains composants ;
- pollution de l'environnement ;
- gommage de certains éléments après une immobilisation prolongée.

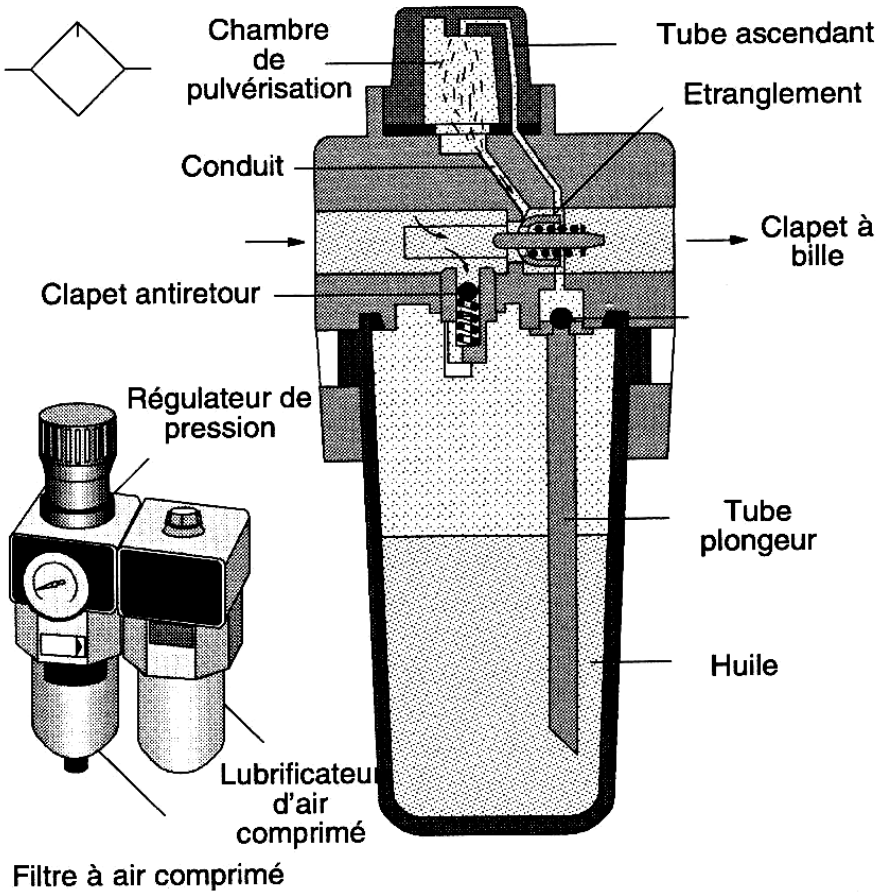


Fig. 2-10

L'air comprimé traverse le lubrificateur (fig. 2-10) et provoque au passage d'un venturi une dépression utilisée pour aspirer l'huile arrivant par un tube vertical relié au réservoir. L'huile passe ensuite dans une chambre où elle est pulvérisée par le flux d'air avant de continuer son parcours.

Le réglage du dosage d'huile se fait de la façon suivante: A titre indicatif, le dosage est d'environ 1 à 10 gouttes par mètre cube. Pour vérifier si le dosage est correct, on peut procéder de la façon suivante: maintenir un morceau de carton à une distance de 20 cm de l'orifice de refoulement du distributeur le plus éloigné. Même au bout d'un certain temps, il ne doit pas y avoir d'écoulement d'huile sur le carton.

2.5.2. Filtre à air comprimé

L'eau de condensation, l'encrassement et un excès d'huile peuvent provoquer une usure des pièces mobiles et des joints des composants pneumatiques. Il peut arriver que ces substances s'échappent par des fuites. Sans l'utilisation de filtres à air comprimé, des matières d'œuvre telles que les produits des industries alimentaire, pharmaceutique et chimique peuvent être polluées et, par conséquent, rendues inutilisables.

Le choix d'un filtre à air comprimé est très important pour l'alimentation du réseau en air comprimé de bonne qualité. Les filtres à air se caractérisent en fonction de leur porosité. C'est elle qui détermine la taille de la plus petite particule pouvant être filtrée.

En entrant dans le filtre à air (fig. 2-11), l'air comprimé est projeté contre un déflecteur qui l'entraîne en rotation. Les particules d'eau et les particules solides sont séparées du flux d'air par l'effet de la force centrifuge et sont projetées sur la paroi intérieure de la cuve du filtre avant de s'écouler dans le collecteur. L'air pré nettoyé traverse la cartouche filtrante dans laquelle doit encore avoir lieu la séparation des particules solides de taille supérieure à la taille des pores. Sur les filtres normaux, la porosité se situe entre 5 *µm* et 40 *µm*.

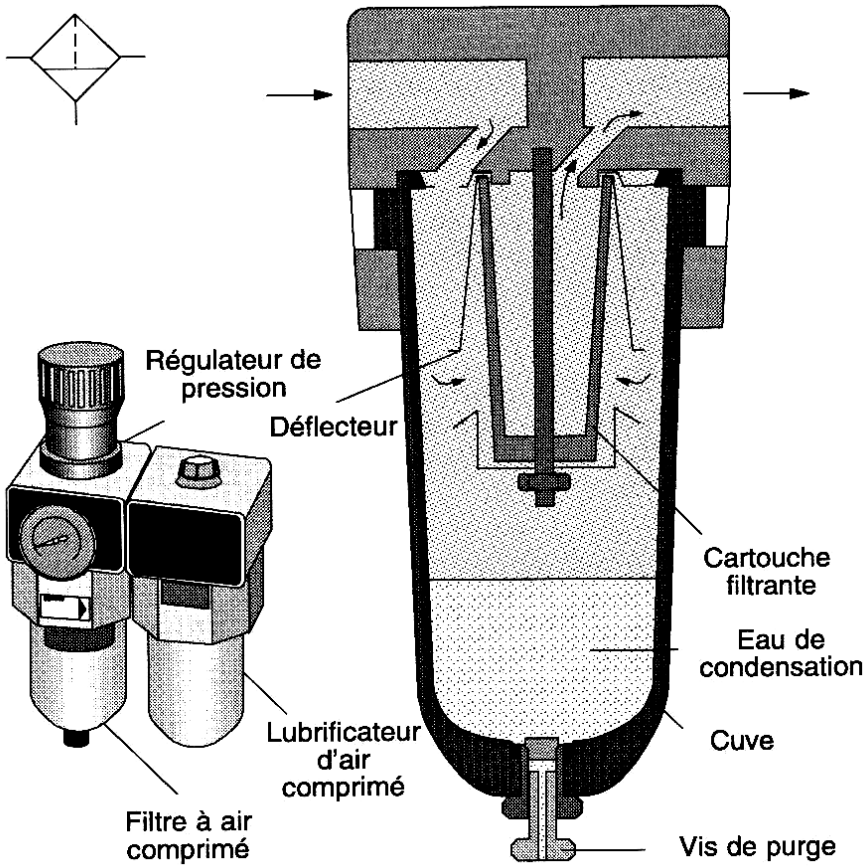


Fig. 2-11

On entend par taux de filtration le pourcentage de particules retenues par le filtre au passage du flux d'air. En se basant sur une largeur de pore de 5 µm, le taux de filtration atteint en général 99,99%.

Certaines versions de filtre sont même capables de filtrer les condensats. L'air de condensation accumulé doit être vidangé avant d'atteindre le repère car il pourrait sinon être réaspiré par le flux d'air.

Si la quantité de condensat est relativement importante, il convient de remplacer le purgeur manuel à robinet par un dispositif de purge automatique. Ce dernier se compose d'un flotteur qui ouvre le passage d'une buse d'air comprimé reliée à un système de leviers lorsque le condensat atteint son niveau maximum. L'afflux d'air comprimé provoque l'ouverture de l'orifice de purge par le biais d'une membrane. Lorsque le flotteur atteint le niveau bas du condensat, la buse se ferme et arrête la

vidange. Le réservoir peut en outre être vidangé au moyen d'une commande manuelle.

Au bout d'un certain temps de fonctionnement, il faut remplacer la cartouche filtrante car elle pourrait être obturée par un trop fort encrassement. En fait, le filtre continue à fonctionner malgré l'encrassement mais il risque d'opposer une trop grande résistance au flux d'air et, par conséquent, augmenter la chute de pression.

Le moment opportun pour le remplacement du filtre peut être déterminé par un contrôle visuel ou par une mesure de la différence de pression. Il faut remplacer la cartouche filtrante si la différence de pression est de 40 à 60 kPa (0,4 à 0,6 bar).

2.5.3. Régulateur de pression (manodétendeur)

L'air comprimé produit par le compresseur est soumis à des variations. En se répercutant sur le réseau, ces variations de pression peuvent affecter les caractéristiques de commutation des distributeurs, le facteur de marche des vérins et le réglage des réducteurs de débit et distributeurs bistables.

Un niveau de pression constant est un préalable au fonctionnement sans problème d'une installation pneumatique. Afin de garantir un maintien constant de ce niveau de pression, on raccorde au circuit des manodétendeurs, montés de façon centrale, qui assurent une alimentation en pression constante du réseau (pression secondaire), ce, indépendamment des variations de pression pouvant se manifester dans le circuit de commande principal (pression primaire). Le réducteur de pression, encore appelé manodétendeur, est monté en aval du filtre à air comprimé et maintient constante la pression de service. Le niveau de pression doit toujours être ajusté en fonction des exigences de chaque installation.

L'expérience a démontré qu'une pression de service de

- 6 bar sur la partie puissance et
- 4 bar sur la partie commande

s'avérait être le compromis le plus rentable et, techniquement parlant, le plus adapté entre la production d'air comprimé et le rendement des composants.

- *Régulateur de pression avec orifice d'échappement*

Une pression de service trop importante peut entraîner une dépense d'énergie excessive et une augmentation de l'usure. Par contre, une pression trop faible peut être à l'origine d'un mauvais rendement, en particulier dans la partie puissance.

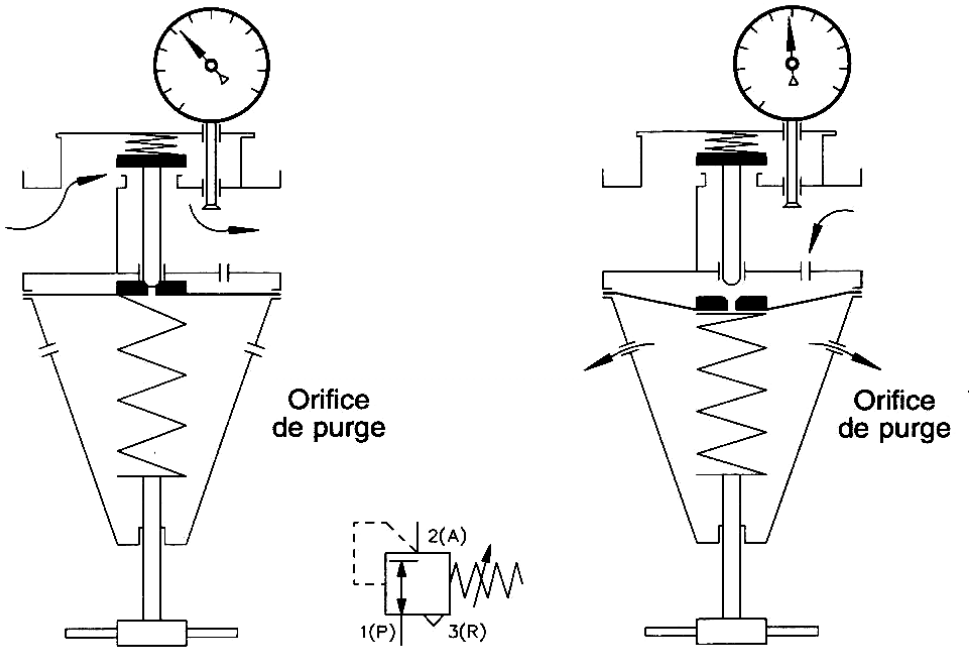


Fig. 2-12

Principe de fonctionnement (fig. 2-12): La pression d'entrée (pression primaire) du réducteur de pression est toujours supérieure à la pression de sortie (pression secondaire). La régulation de la pression se fait par l'intermédiaire d'une membrane. La pression de sortie s'exerçant sur un côté de la membrane s'oppose à la force d'un ressort s'exerçant de l'autre côté. La force du ressort peut être réglée par l'intermédiaire d'une vis.

Lorsque la pression secondaire augmente, p. ex. en cas d'alternance de charge sur le vérin, la membrane est poussée contre le ressort, ce qui a pour effet de réduire,

voire de fermer complètement la section de sortie du clapet. Le clapet de la membrane s'ouvre et l'air comprimé peut s'échapper à l'air libre par les orifices d'échappement pratiqués dans corps du régulateur.

Lorsque la pression secondaire baisse, le ressort ouvre le clapet. Le fait de pouvoir obtenir, grâce à une régulation de l'air comprimé, une pression de service pré-ajustée signifie donc que le clapet effectue un mouvement d'ouverture et de fermeture permanent commandé par le débit d'air. La pression de service est indiquée par un manomètre.

- *Régulateur de pression sans orifice d'échappement*

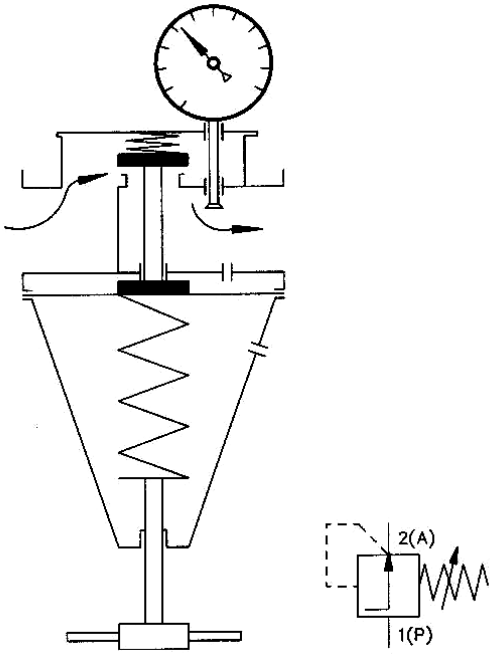


Fig. 2-13

Principe de fonctionnement : Lorsque la pression de service (pression secondaire) est trop haute (fig. 2-13), la pression augmente au niveau du clapet et pousse la membrane à l'encontre de la force du ressort. Simultanément, la section de sortie du clapet se réduit ou se ferme, ce qui a pour effet de réduire ou de stopper le débit. L'air comprimé ne pourra recirculer que lorsque la pression de service sera redevenue inférieure à la pression primaire.

On peut trouver sur la fig. 2-14 les symboles des éléments de production et de distribution d'énergie.

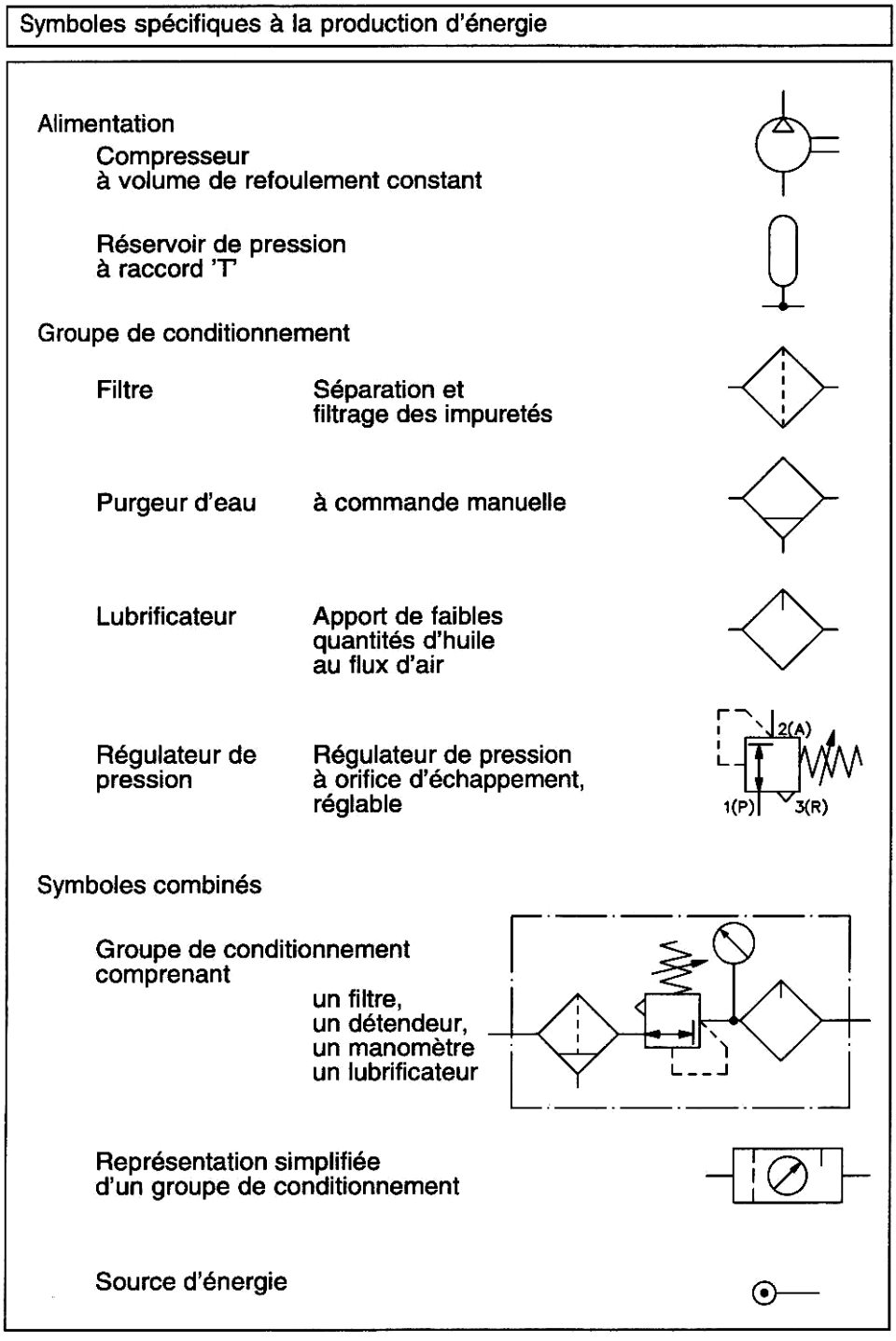


Fig. 2-14

3. DISTRIBUTEURS

Les distributeurs sont des appareils qui permettent d'agir sur la trajectoire d'un flux d'air, essentiellement dans le but de commander un démarrage, un arrêt ou un sens de débit. Il existe plusieurs types de distributeurs (fig. 3-1).

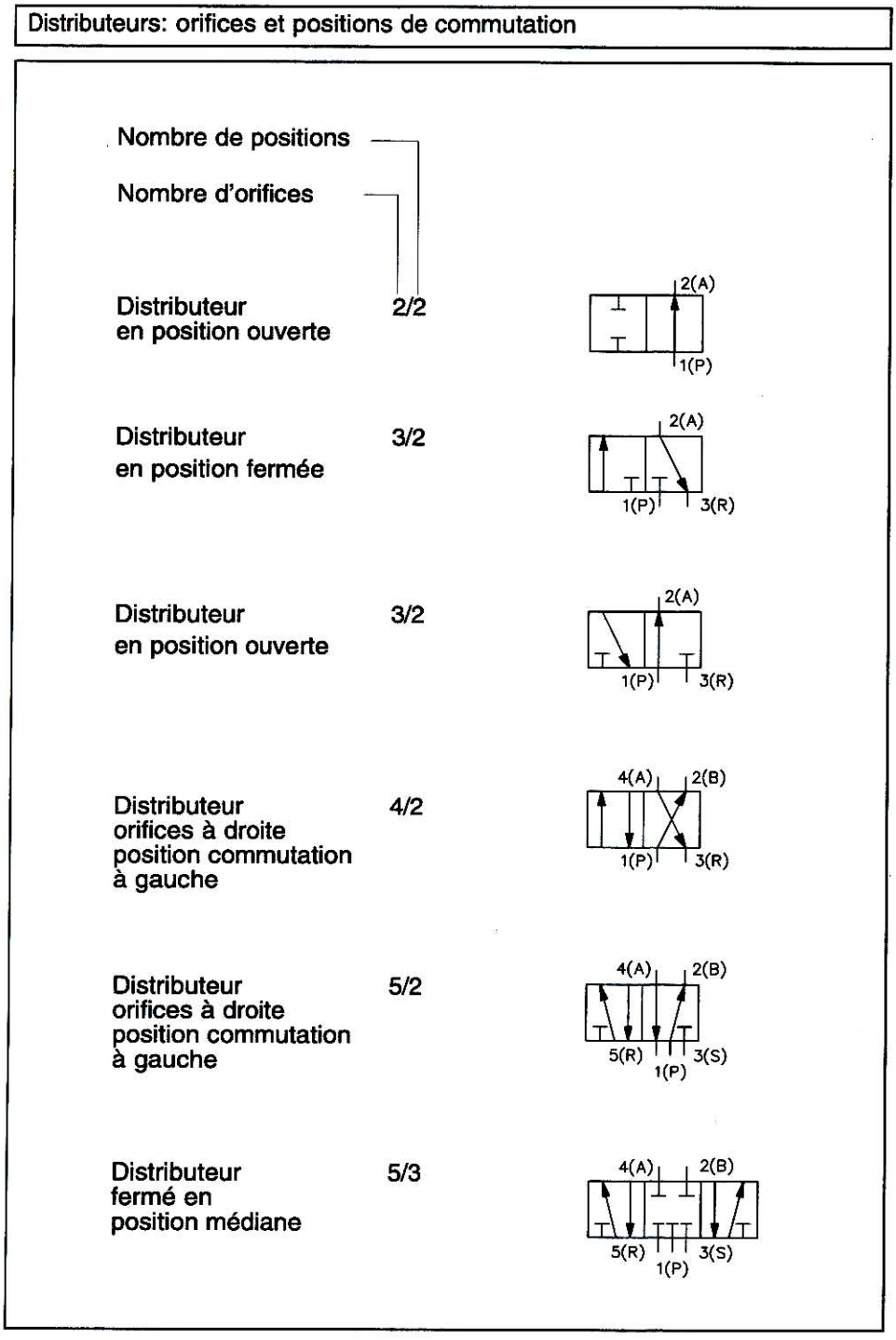


Fig. 3-1

On représente les différents modèles de distributeurs à l'aide de symboles. Le symbole représentant le distributeur indique le *nombre de ses orifices*, ses *positions de commutation* et son *mode de commande*. Aucune indication n'est donnée en ce qui concerne sa technologie de construction, l'accent étant mis uniquement sur ses fonctions.

Par position « zéro » on entend, dans le cas des distributeurs à rappel, la position que les pièces mobiles occupent lorsque le distributeur n'est pas actionné.

Par position de « repos » (ou « position initiale ») on entend la position qu'occupent les pièces mobiles du distributeur après leur montage dans l'installation et leur mise sous pression ou, le cas échéant, sous tension électrique. C'est la position par laquelle commence le programme de commutation.

Chaque symbole est constitué d'une case rectangulaire à l'intérieur de laquelle on trouve deux ou trois carrés. Ces carrés désignent le nombre de positions que peut prendre le distributeur symbolisé. À l'intérieur de chaque carré, des flèches indiquent le sens de la circulation du fluide pour chacune des positions du distributeur.

La fig. 3-2 montre le début de la création des symboles de distributeurs. Le nombre de carrés juxtaposés correspond au nombre de positions que peut prendre le distributeur. Il faut ensuite ajouter, dans chaque carré, les lignes qui schématisent les canalisations internes du distributeur :

- les orifices sont tracés sur le carré de la position de repos ;
- une flèche indique le sens du passage de l'air ;
- un trait transversal indique une canalisation fermée.

Pour un distributeur à deux positions, l'état de repos est indiqué par la case de droite (carré b). Pour un distributeur à trois positions, la position médiane constitue la position de repos (carré 0). On ajoute ensuite les orifices (branchement des entrées et des sorties) qui sont tracés sur le carré schématisant la position de repos.

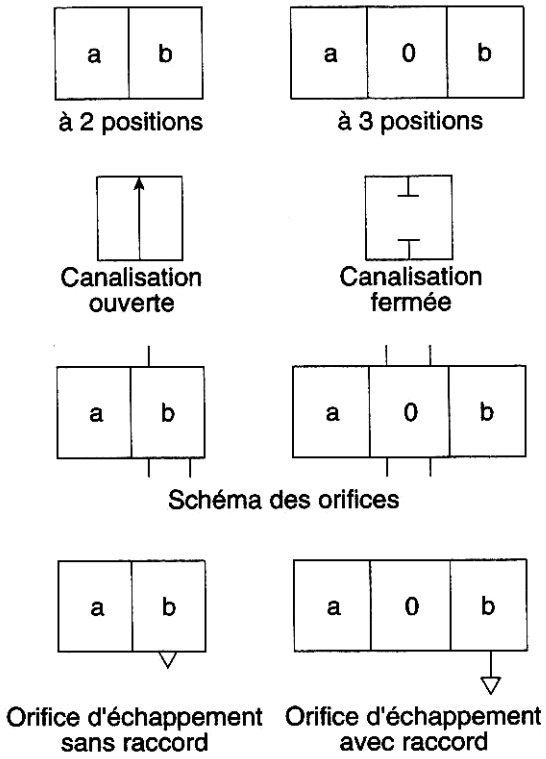


Fig. 3-2

Généralement les orifices sont identifiés par des lettres. Ainsi, selon la norme ISO 1219, les orifices d'un distributeur sont identifiés comme suit :

- Pression d'alimentation (source d'énergie) : P
- Sortie ou utilisation (travail) : A, B, C…
- Echappement (évacuation de l'air l libre) : R, S, T…
- Commande (pilotage) : Z, Y, X…

Il existe des distributeurs à deux, trois, quatre ou cinq orifices. Il faut faire preuve de vigilance lors de l'interprétation des symboles des distributeurs N.O. et N.F., car avec ceux munis de plus de trois orifices, il y a presque toujours une canalisation qui conduit l'air. La fig. 3-3 contient une liste des symboles des distributeurs les plus répandus.

Chaque distributeur est muni d'un moyen de commande et d'un moyen de rappel :

- le moyen de commande constitue le mode d'actionnement et est dessiné, par convention, à la gauche du symbole du distributeur ;
- le moyen de rappel constitue le mode de désactivation du distributeur et est dessiné, par convention, à la droite du symbole.

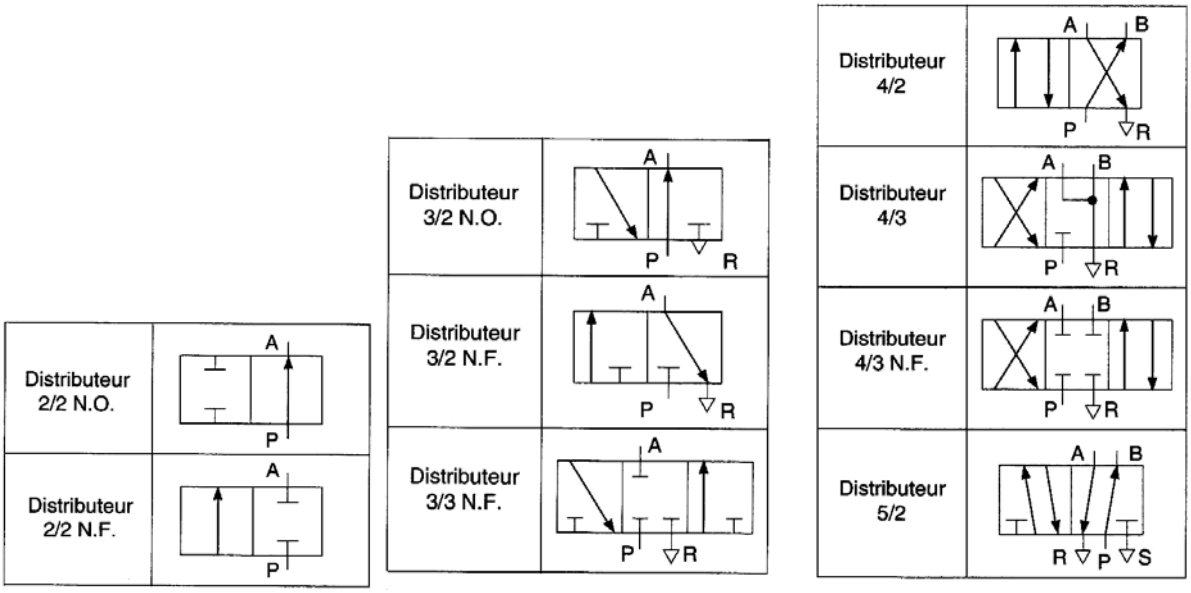


Fig. 3-3

Le ressort constitue fréquemment le moyen de rappel. Ce n'est toutefois pas la règle générale, car selon leur emploi et leur localisation, les distributeurs peuvent être actionnés des deux côtés de différentes manières.

Si l'on considère que chaque distributeur de la fig. 3-4 peut être actionné d'un côté ou de l'autre par un des modes de commande, on obtient une quantité assez impressionnante de combinaisons possibles.

Pour les modèles à commande pneumatique, il faut noter que les orifices de pilotage ne servent pas au compte qui sert à désigner les distributeurs (3/2 ou 4/2, par exemple). On considère uniquement les orifices d'alimentation, d'utilisation et d'échappement.

Par ailleurs, on distingue deux principales classes de distributeurs selon le nombre de positions stables qu'ils possèdent :

- *Monostable* : possède une seule position stable, soit celle de repos. Le mode d'actionnement doit être activé en permanence pour toute la durée de l'actionnement du distributeur. C'est le cas d'un modèle à bouton-poussoir et à rappel par ressort.
- *Bistable* : possède deux états stables, ce qui signifie qu'un actionnement momentané ou une seule impulsion sert à commuter le distributeur. On dit aussi qu'un distributeur bistable agit comme une mémoire, car il a la capacité de conserver sa position. C'est le cas d'un modèle muni d'un pilotage pneumatique de chaque côté.

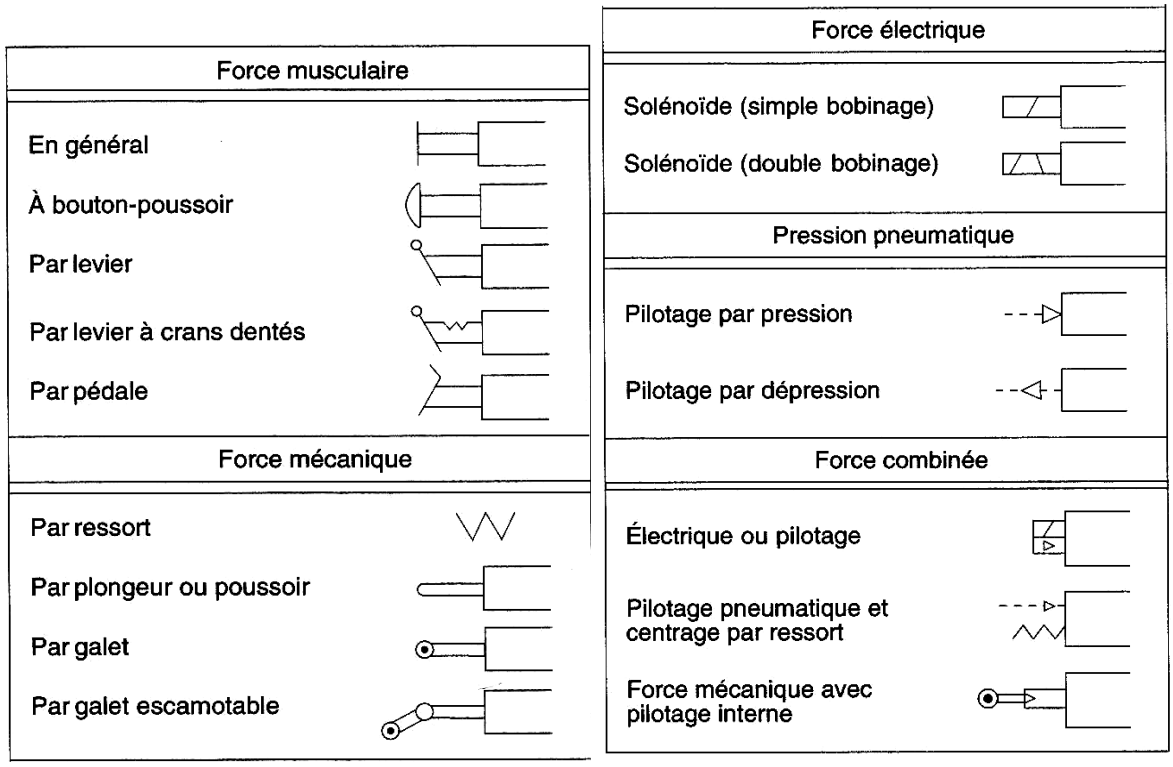


Fig. 3-4

Les caractéristiques de construction des distributeurs sont déterminantes pour la longévité, le temps de réponse, le mode de commande, les types de raccordement et l'encombrement.

Types de construction des distributeurs :

- Distributeurs à clapet :
    - distributeurs à bille ;
    - distributeurs à siège plane (à clapet ou à disque) ;
- Distributeurs à tiroir :
    - distributeurs à tiroir longitudinal ;
    - distributeurs à tiroir longitudinal plat ;
    - distributeurs à plateau tournant.

Sur les distributeurs à siège, les orifices sont ouverts et fermés à l'aide de billes, de disques, de plateaux ou de cônes. L'étanchéité des sièges est généralement réalisée par des joints de caoutchouc. Les distributeurs à siège n'ont pratiquement pas de pièces d'usure, d'où leur plus grande longévité. Ils sont en outre insensibles à l'encrassement et très résistants. Ils demandent cependant une force d'actionnement relativement élevée pour pouvoir vaincre la résistance du ressort de rappel et de l'air comprimé.

Sur les distributeurs à tiroir, les différents orifices sont reliés ou obturés par des pistons, associés à des tiroirs plats ou par des plateaux rotatifs.

3.1. Distributeurs 2/2

Le distributeur 2/2 (fig. 3-5) dispose de deux orifices et de deux positions (ouvert, fermé).Sur ce distributeur, il n'est pas prévu d'échappement en position fermée. Le type de construction le plus couramment rencontré est le distributeur à bille.

Le distributeur 2/2 est rarement employé dans un circuit pneumatique. On l'utilise surtout pour ouvrir ou fermer une ligne d'alimentation. Un distributeur peut prendre différentes positions. On dit qu'il est « ouvert » ou « fermé ». Son état à la position de repos le caractérise comme étant « normalement ouvert » ou « normalement fermé ».

3.2. Distributeurs 3/2

Les distributeurs 3/2 permettent l'activation ou la remise à zéro des signaux. Le distributeur 3/2 dispose de 3 orifices et 2 positions de commutation. Le troisième orifice 3(R) sert à la mise à l'échappement de la voie du signal.

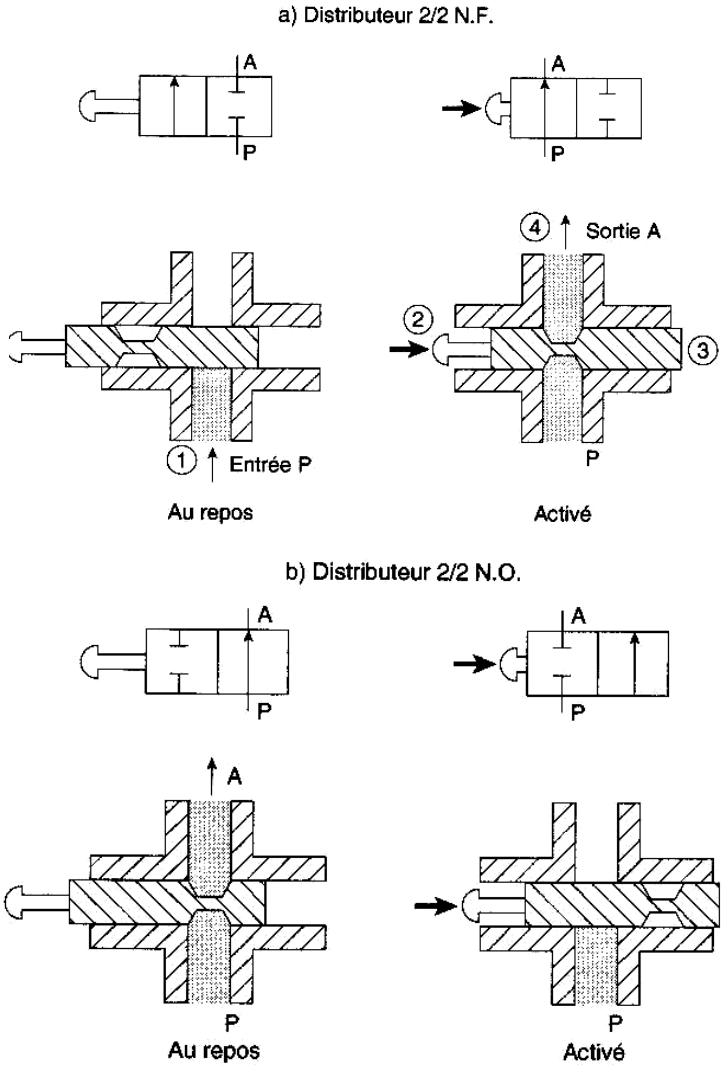


Fig. 3-5

3.2.1. Distributeurs 3/2 à bille

Une bille est maintenue contre le siège du distributeur par la force d'un ressort (fig. 3-6), ce qui stoppe le passage entre l'orifice d'alimentation 1(P) et l'orifice de

travail 2(A). L'orifice 2(A) est mis à l'échappement vers l'orifice 3(R) en traversant le poussoir.

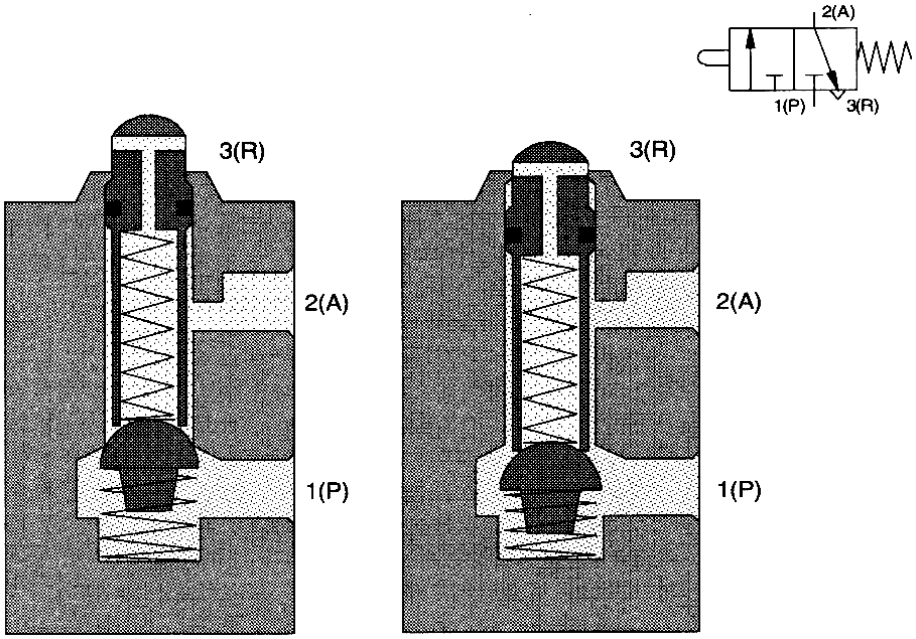
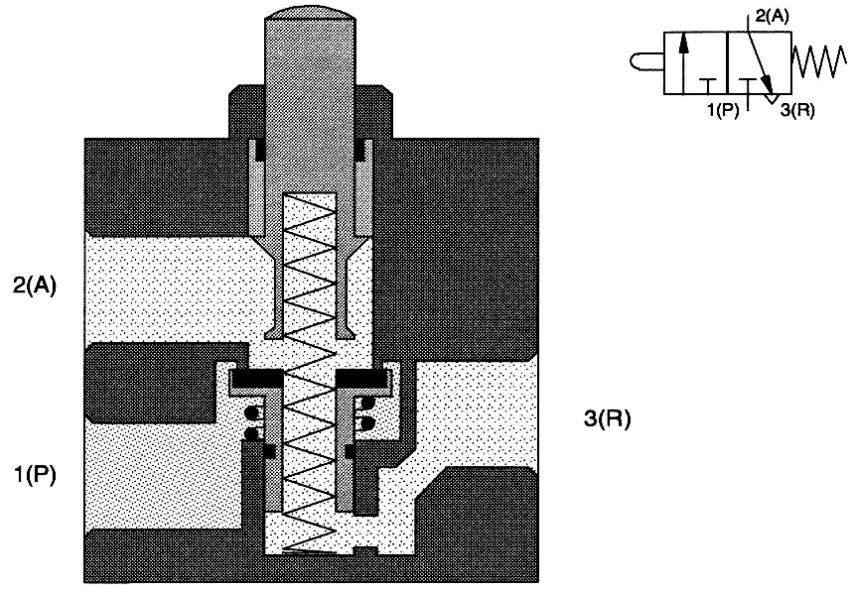


Fig. 3-6

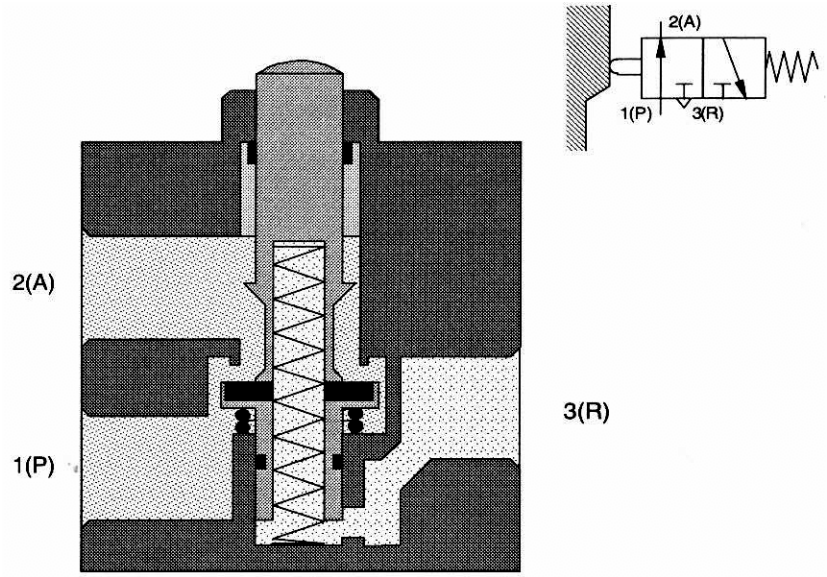
Une action sur le poussoir du distributeur fait décoller la bille de son siège. Il faut pour cela vaincre la force du ressort de rappel et la force de la pression présente. A l'état actionné, les orifices 1 (P) et 2(A) sont reliés et le distributeur ainsi commuté libère le débit. Dans ce cas, le distributeur est commandé soit manuellement, soit mécaniquement. La force d'actionnement dépend de la pression d'alimentation et du frottement à l'intérieur du distributeur. La taille du distributeur est de la sorte limitée. Les distributeurs à bille sont de conception simple et compacte.

3.2.2. Distributeurs 3/2 à clapet

Les distributeurs à clapets (fig. 3-7) sont conçus sur le principe du clapet à siège plan. De conception simple, ils assurent aussi une bonne étanchéité. Leur temps de réponse est court, le moindre déplacement du clapet libère un large passage pour l'écoulement de l'air. Comme le distributeur à bille, ces appareils sont insensibles à l'encrassement, d'où leur grande longévité.



Distributeur 3/2, fermé au repos, à siège plan, non actionné

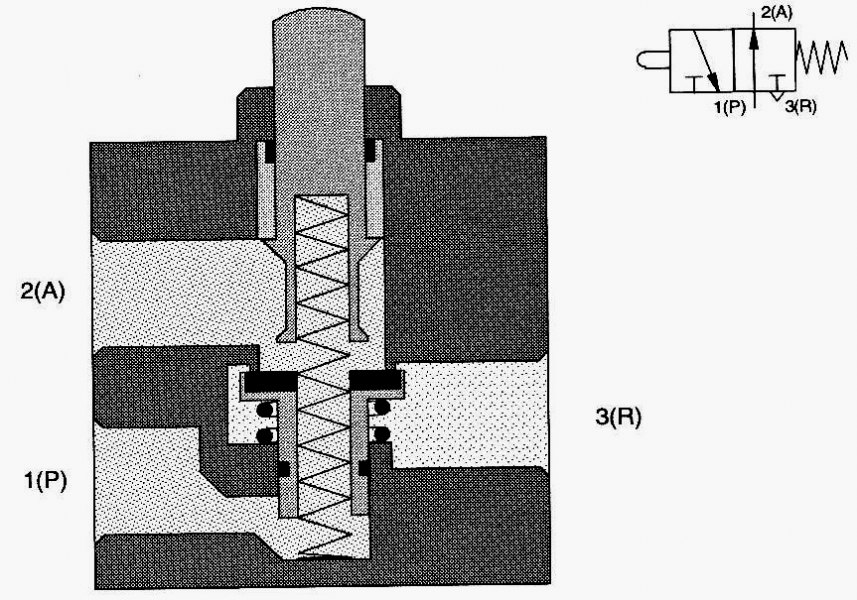


Distributeur 3/2, fermé au repos, à siège plan, actionné

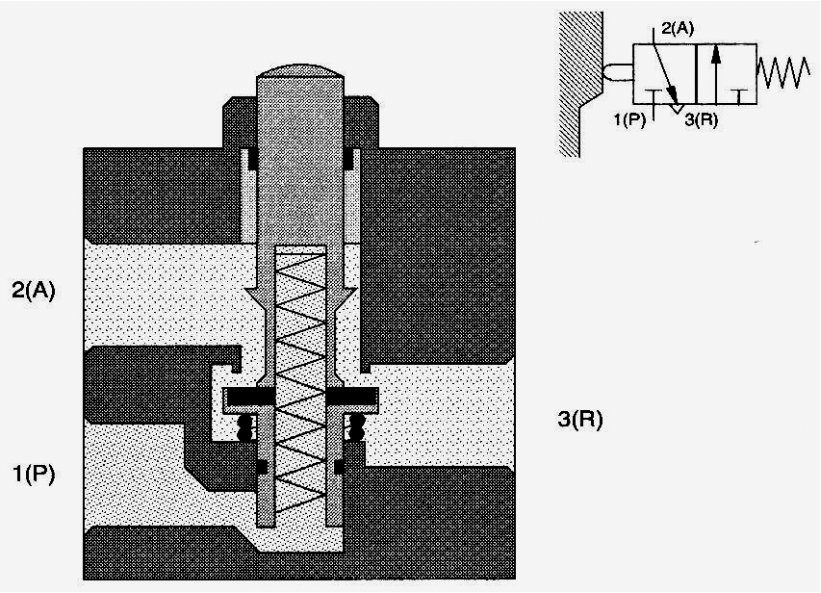
Fig. 3-7

Sur les distributeurs ouverts en position de repos (fig. 3-8), le passage entre les orifices 1(P) et 2(A) est libre en position de repos. Le clapet obture l'orifice 3(R). Le fait d'actionner le bouton-poussoir provoque l'obturation de l'alimentation en air comprimé 1(P) et le clapet se soulève de son siège. L'air d'échappement peut alors passer de 2(A) vers 3(R). Lorsque le bouton-poussoir n'est plus actionné, le ressort

de rappel ramène le piston à deux joints du distributeur en position initiale. L'air comprimé peut à nouveau circuler de 1 (P) vers 2(A).



Distributeur 3/2, ouvert au repos, à siège plan, non actionné



Distributeur 3/2, ouvert au repos, à siège plan, actionné

Fig. 3-8

3.2.3. Distributeurs 3/2 à tiroir

Le principe de fonctionnement (fig. 3-9a et b) de ce distributeur est basé sur un genre de piston qui libère ou obture les différents orifices lorsqu'il effectue un déplacement longitudinal. Si l'on observe la construction du distributeur 3/2 N .F. de la figure, on voit que l'air sous pression arrive à l'orifice d'entrée (1) et ne passe pas. Quant à l'air emprisonné du côté travail (5), il peut s'échapper par l'orifice de sortie (4).

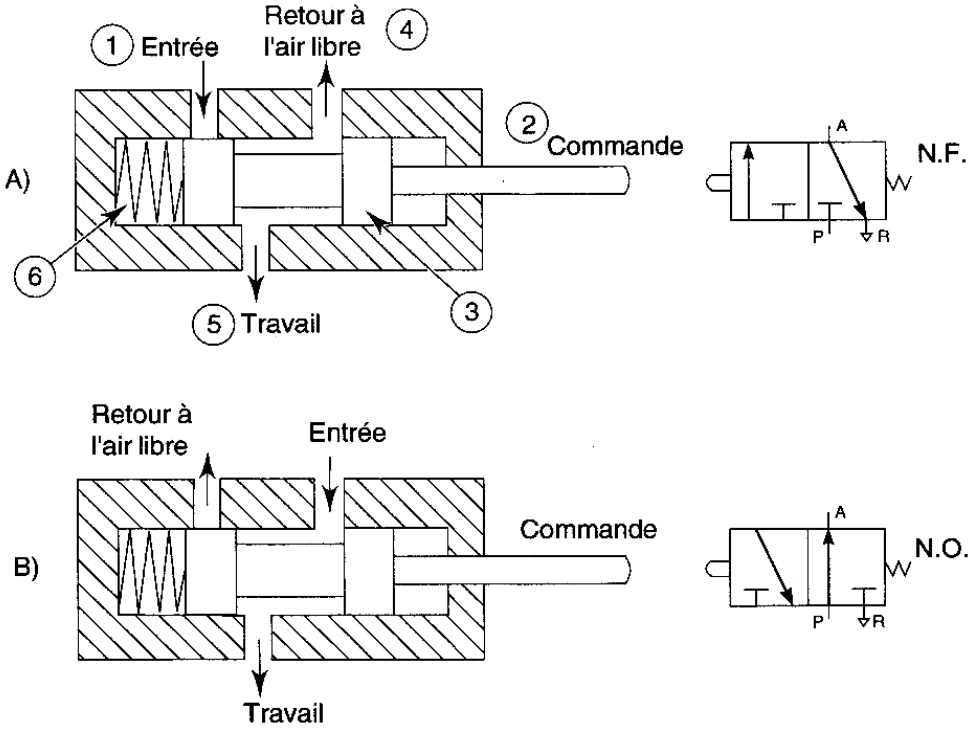
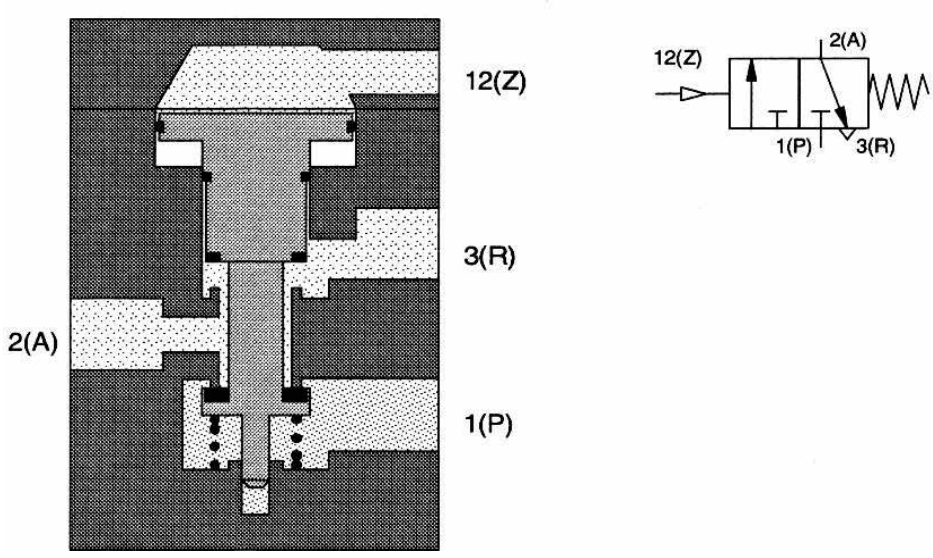


Fig. 3-9

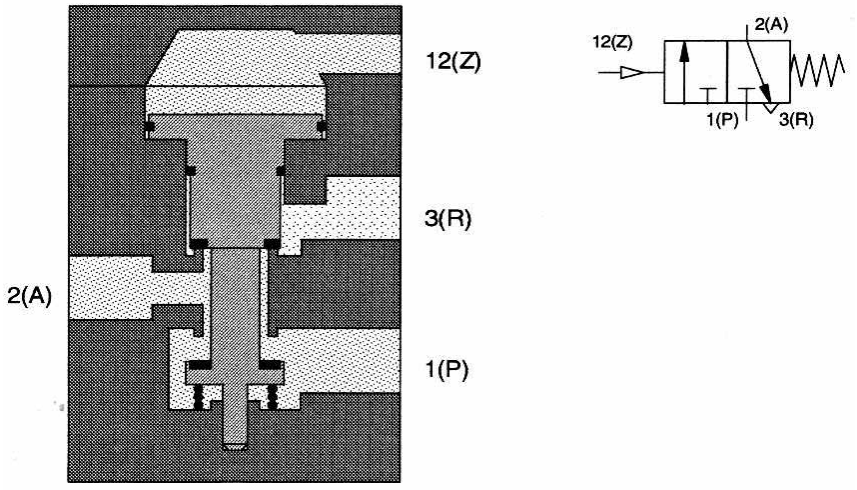
Lorsque l'on actionne la commande (2), le tiroir (3) se déplace vers la gauche, l'orifice d'entrée (1) s'ouvre, l'orifice d'échappement (4) devient bloqué et l'air circule de l'entrée vers la sortie travail. Lorsque l'on relâche la commande (2), le ressort (6) repousse le tiroir (3) à sa position initiale. L'orifice d'entrée (1) est bloqué et l'air emprisonné circule de l'orifice travail (5) vers l'air libre (4). L'étanchéité entre le tiroir et le corps du distributeur est généralement assurée par des joints toriques.

Le modèle à tiroir est très polyvalent, car en inversant simplement le branchement des orifices, on obtient un distributeur 3/2 N .O. (figure B). L'air circule alors librement de l'entrée vers la sortie lorsque le distributeur n'est pas actionné. D'autre part, le principe de construction du tiroir permet de faire circuler la grande quantité d'air nécessaire pour alimenter directement un moteur ou un vérin.



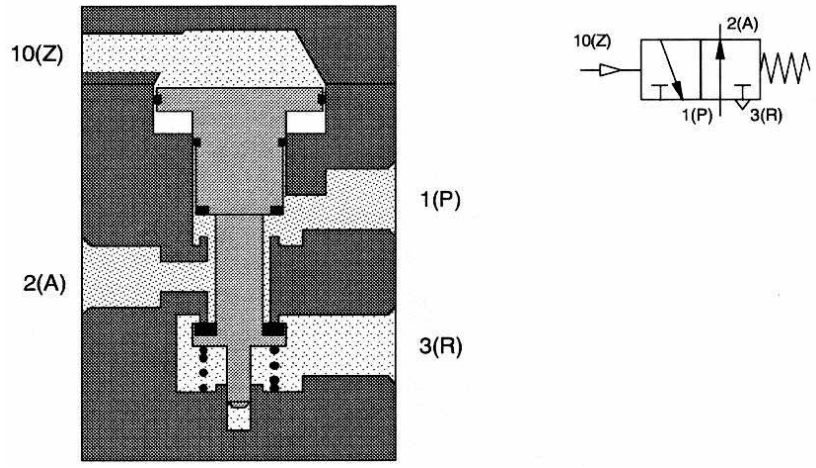
Distributeur 3/2 à commande pneumatique, fermé au repos, non actionné

a)



Distributeur 3/2 à commande pneumatique, fermé au repos, actionné

b)



Distributeur 3/2 à commande pneumatique, ouvert au repos, non actionné

c)

Fig. 3-10

L'usage des distributeurs 3/2 est très répandu. On peut s'en servir pour actionner directement des vérins ou des moteurs, ou simplement pour fournir une impulsion d'air nécessaire au pilotage d'un autre distributeur.

Les distributeurs 3/2 peuvent être à commande manuelle, mécanique, électrique ou pneumatique. Le choix du mode de commande est dicté par le cahier des charges.

Le distributeur 3/2 à commande pneumatique (fig. 3-10a, b et c) est actionné par le biais d'un signal pneumatique envoyé à l'entrée 12(Z). Généralement, il est avec un ressort de rappel.

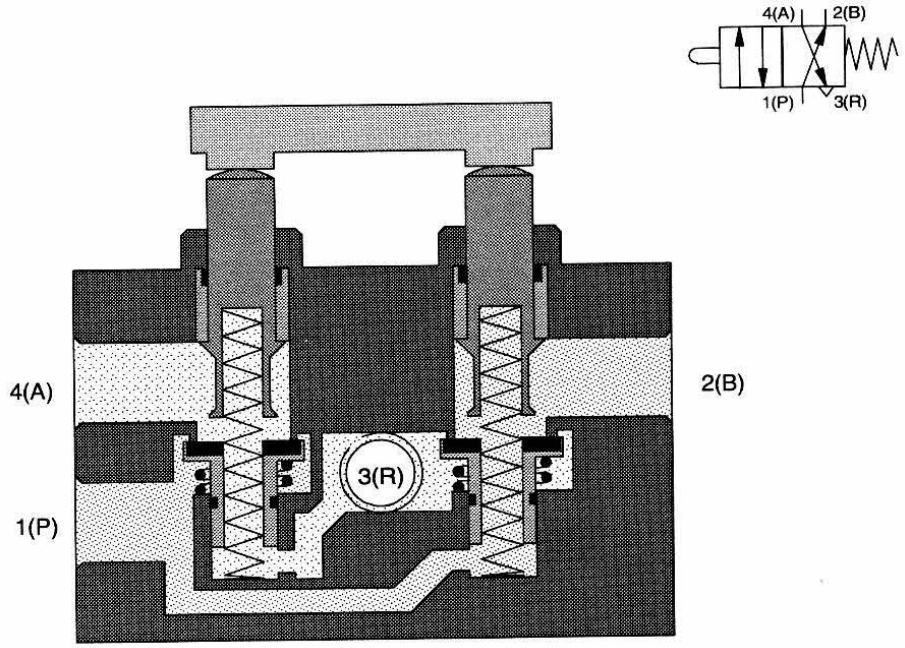
Un distributeur à commande pneumatique peut être utilisé comme préactionneur dans le cas de pilotage indirect.

3.3. Distributeurs 4/2

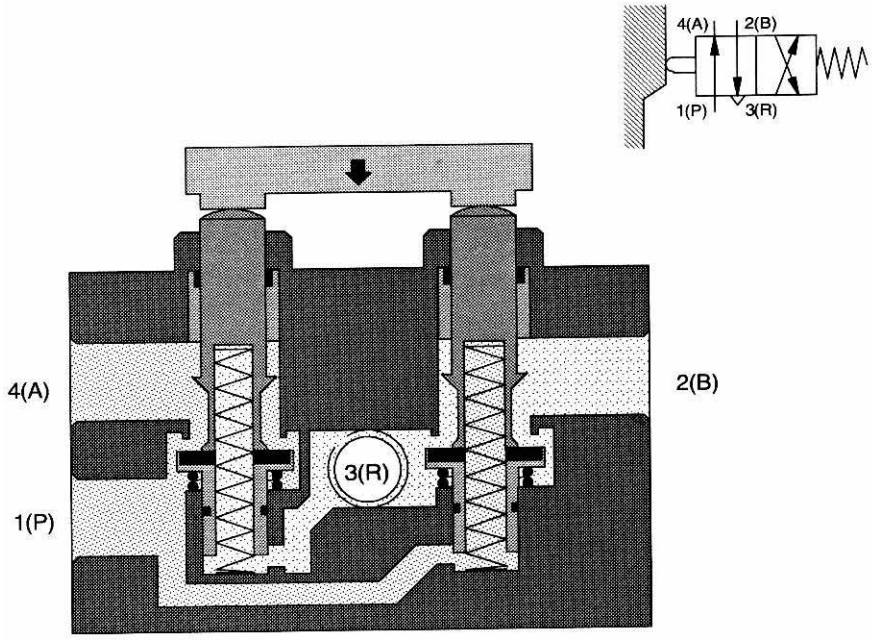
Le distributeur 4/2 dispose de quatre orifices et de deux positions. Il remplit la même fonction qu'une combinaison de deux distributeurs 3/2, l'un des distributeurs devant être fermé au repos et l'autre ouvert au repos.

3.3.1. Distributeur 4/2 à siège plan

Les deux poussoirs (fig. 3-11) sont actionnés simultanément pour fermer tout d'abord les orifices 1(P) vers 2(B) et 4(A) vers 3(R). En continuant à appuyer par le biais des poussoirs sur les clapets et sur les ressorts on obtient la réouverture des orifices 1(P) vers 2(B) et 4(A) vers 3(R).



Distributeur 4/2 à siège plan, non actionné



Distributeur 4/2 à siège plan, actionné

Fig. 3-11

Le distributeur dispose d'un orifice d'échappement sans chevauchement ; il est ramené en position initiale par un ressort de rappel. Ce distributeur est utilisé pour le pilotage de vérin double effet.

Il existe des distributeurs 4/2 à simple pilotage pneumatique et ressort de rappel (distributeur pneumatique) et à double pilotage pneumatique (distributeur à impulsions), à galet avec pilotage et à tiroir plat ou cylindrique.

3.3.2. Distributeur 4/2 à tiroir

En pratique, on considère un distributeur à tiroir comme un préactionneur ou un distributeur de puissance en raison de sa capacité à faire circuler un grand débit d'air. Les sorties A et B sont raccordées directement à un actionneur, un vérin ou un moteur pneumatique.

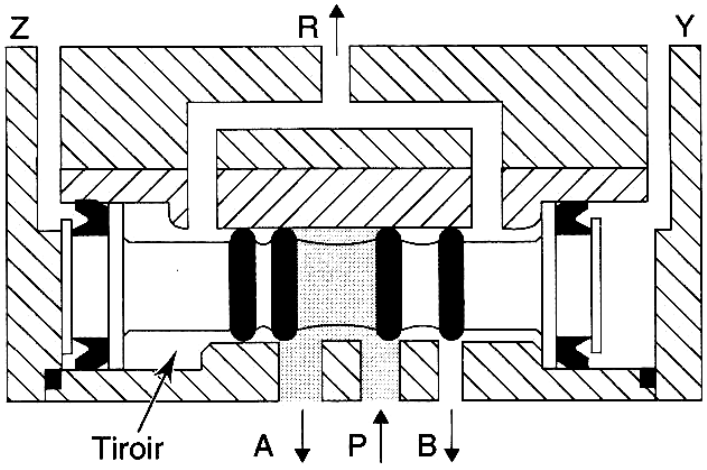


Fig. 3-12

L'air sous pression arrive par l'orifice P (fig. 3-12) et circule autour du tiroir à l'intérieur du distributeur. Selon la position du tiroir, l'air sera dirigé vers la sortie A ou vers la sortie B.

Dans un circuit on peut commander le distributeur à tiroir à l'aide des signaux de pilotage (provenant de distributeurs 3/2 à clapets, par exemple) sur les orifices Z ou Y. On dit qu'un distributeur à tiroir muni d'un double pilotage (sans ressort de rappel) est à mémoire, car il conserve sa position même après le retrait du signal.

Si le distributeur est piloté par le côté Y, l'air sous pression se dirige vers la sortie A et l'air emprisonné du côté B se dirige vers l'échappement R. Au contraire, une impulsion d'air dans l'orifice de pilotage Z déplace le tiroir dans la position opposée. L'air venant de P se dirige alors vers B et le retour d'air libre de A sort par l'échappement R.

3.4. Distributeurs 4/3

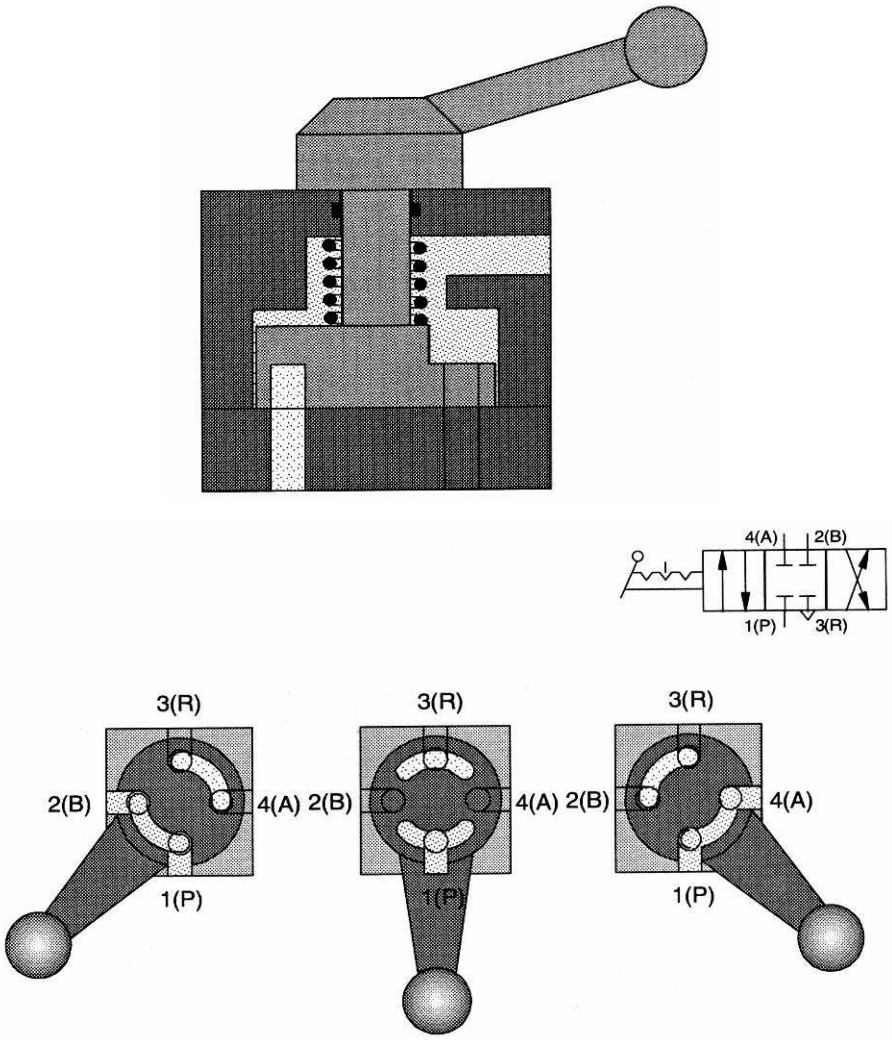


Fig. 3-13

Le distributeur 4/3 est à 4 orifices et 3 positions. Le distributeur à plateaux rotatifs (fig. 3-13) est un exemple. Ce distributeur est généralement à commande manuelle ou par pédale. Une action sur la commande entraîne la rotation de deux plateaux qui relient les canalisations entre elles.

Si les distributeurs sont à double pilotage pneumatique, souvent on remarque la présence des ressorts de rappel. Ces ressorts forcent le tiroir en position médiane en l'absence de signaux de pilotage. Evidemment, la force des signaux de pilotage doit être supérieure à celle des ressorts de rappel.

3.5. Distributeurs 5/2

Le distributeur 5/2 est à cinq orifices et deux positions (fig. 3-14). Il est utilisé principalement pour le pilotage de vérins. Le distributeur à tiroir longitudinal en est un exemple.

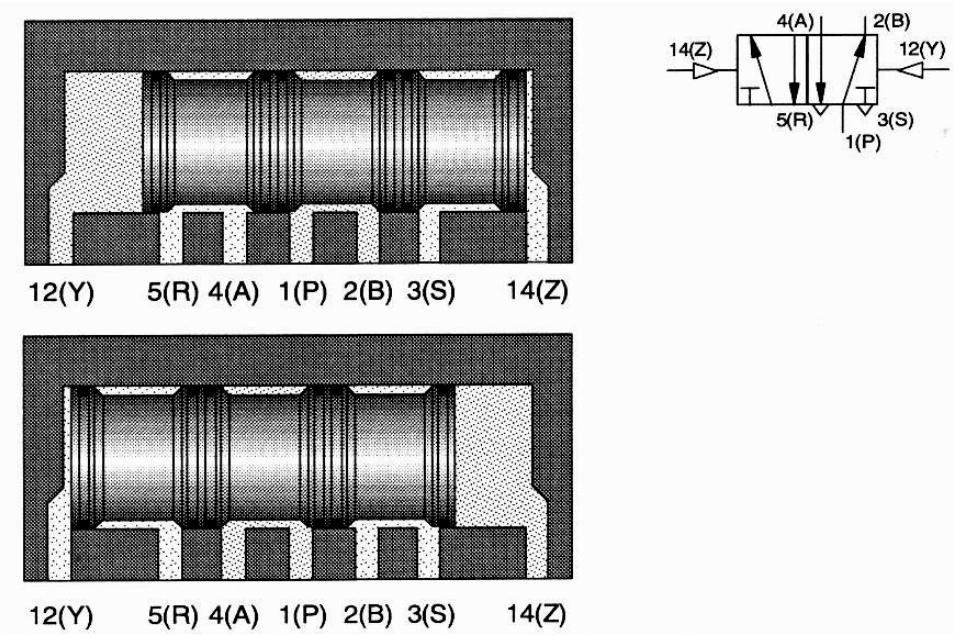
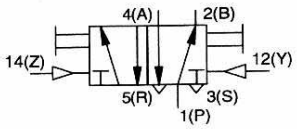
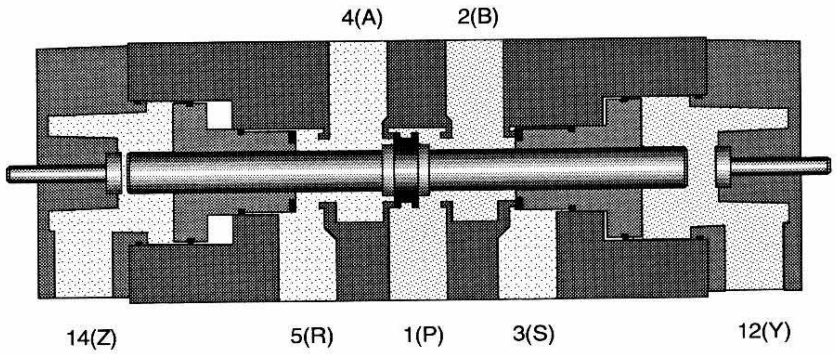


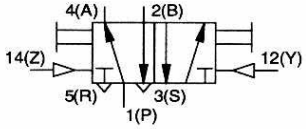
Fig. 3-14

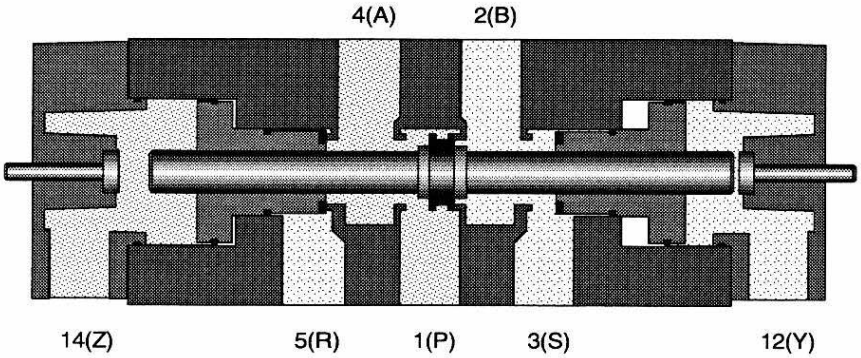
L'élément moteur de ce distributeur est constitué par un piston qui relie entre eux ou isole les différents orifices en exécutant des déplacements longitudinaux. La force de manœuvre est beaucoup plus faible car, contrairement aux distributeurs à bille ou à clapet, aucune résistance ne s'y oppose. Les distributeurs à tiroir longitudinal acceptent tous les modes de commande - manuelle, mécanique, électrique ou pneumatique. Les mêmes moyens peuvent être employés pour le rappel du distributeur dans sa position initiale. Leur course de commutation est nettement plus longue que dans le cas des distributeurs à clapet.





Distributeur 5/2 bistable, passage de 1 vers 2





Distributeur 5/2 bistable, passage de 1 vers 4

Fig. 3-15

Ce type de distributeur à tiroir est cependant sujet à des problèmes d'étanchéité (fig. 3-15). Le système "métal contre métal" utilisé en hydraulique exige un ajustement parfait du tiroir dans l'alésage du corps.

Sur les distributeurs pneumatiques, le jeu entre le tiroir et l'alésage du corps ne doit pas excéder 0,002 à 0,004 mm afin de réduire les fuites au minimum. Pour maintenir les frais de fabrication dans des limites raisonnables on assure, généralement l'étanchéité par des joints toriques ou à manchette double boisseau montés sur le piston ou bien par des joints toriques encastrés dans des gorges sur le corps. Pour prévenir la détérioration des joints on répartit les différents orifices le long du corps.

Une autre façon de réaliser l'étanchéité consiste à utiliser un joint bistable à faible amplitude. Le joint bistable relie l'orifice 1(P) à 2(B) ou 4(A). Les joints secondaires montés sur le piston relient les orifices d'échappement aux orifices de sortie. De part et d'autre du distributeur se trouve une commande manuelle permettant le pilotage du piston.

Le distributeur pneumatique 5/2 peut avoir une fonction de mémorisation. En alternant le côté d'application du signal pneumatique, celui-ci passe de l'orifice 14(Z) à 12(Y). La position demeure après la disparition du signal et jusqu'à apparition d'un signal antagoniste.

4. CLAPETS

4.1. Valves d'arrêt

Les clapets servent à interrompre le passage dans un sens et à l'autoriser dans l'autre sens. La pression exercée du côté de l'écoulement agit sur l'organe d'obturation et contribue ainsi à l'étanchéité du clapet.

4.1.1. Clapet antiretour

Les clapets antiretour peuvent interdire complètement le débit dans un sens cependant que dans l'autre sens l'air comprimé passe avec une perte de charge aussi réduite que possible. L'obturation dans un sens peut être obtenue par un cône, une bille, un clapet plat (fig. 4-1) ou une membrane.

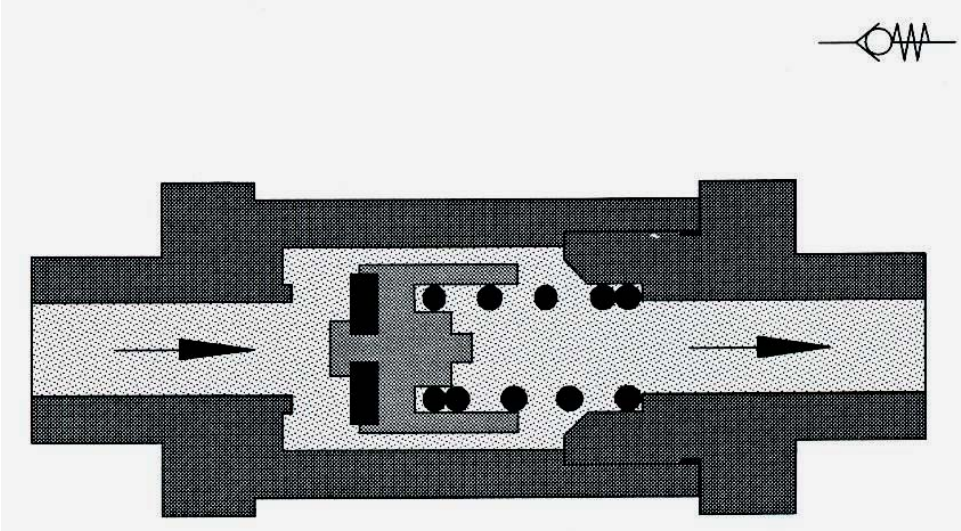


Fig. 4-1

4.1.2. Eléments de liaison

Certains éléments possédant les caractéristiques d'un clapet antiretour peuvent être utilisés comme éléments de liaison dans la commande de signaux. Il existe deux soupapes faisant office d'élément de liaison dans le traitement logique de deux signaux d'entrée et la transmission du signal qui en résulte. Le sélecteur à deux clapets ne transmet de signal en sortie que si un signal est présent à chaque entrée (fonction ET); le sélecteur de circuit transmet un signal si au moins un signal est présent en entrée (fonction OU).

- *Sélecteur à deux clapets – fonction logique ET*

Le sélecteur à deux clapets dispose de deux entrées X et Y et d'une sortie A (fig. 4-2).

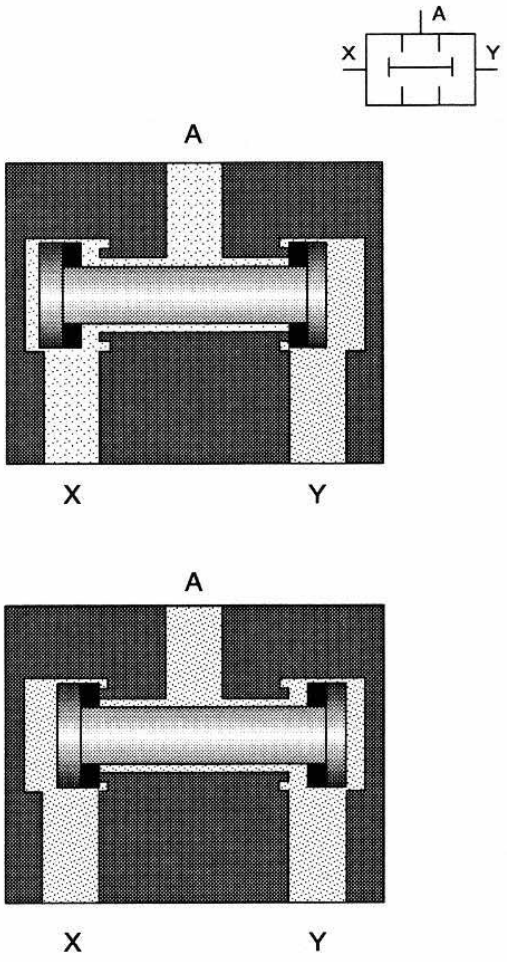


Fig. 4-2

Le passage de l'air ne peut avoir lieu que si un signal est présent à chaque entrée. Un seul signal d'entrée en X ou Y obture le passage en raison des forces différentes s'exerçant sur le tiroir à piston. Lorsque les signaux d'entrée sont décalés dans le temps, c'est le dernier signal apparu en entrée qui atteint la sortie. En cas de différence de pression des signaux d'entrée, la pression la plus forte obture le clapet et la pression la plus faible atteinte la sortie A. Le sélecteur à deux clapets est surtout utilisé dans les commandes de verrouillage, dans les fonctions de contrôle et pour des combinaisons logiques.

L'installation d'un sélecteur à deux clapets dans un circuit équivaut à celle de deux capteurs montés en série (distributeur 3/2 fermé au repos). Il y a un signal en sortie uniquement si les deux capteurs sont actionnés.

- *Sélecteur de circuit – fonction logique OU*

Ce sélecteur dispose de deux entrées X et Y et d'une sortie A (fig. 4-3). Lorsqu'une pression est appliquée à l'entrée X, le piston obture l'entrée Y et l'air passe de X vers A. Si l'air passe de Y vers A, c'est l'entrée X qui est obturée. En cas de reflux d'air, c'est à dire quand un vérin ou un distributeur placé en aval est mis à l'échappement, les conditions de pression maintiennent le piston dans la position qu'il a prise auparavant.

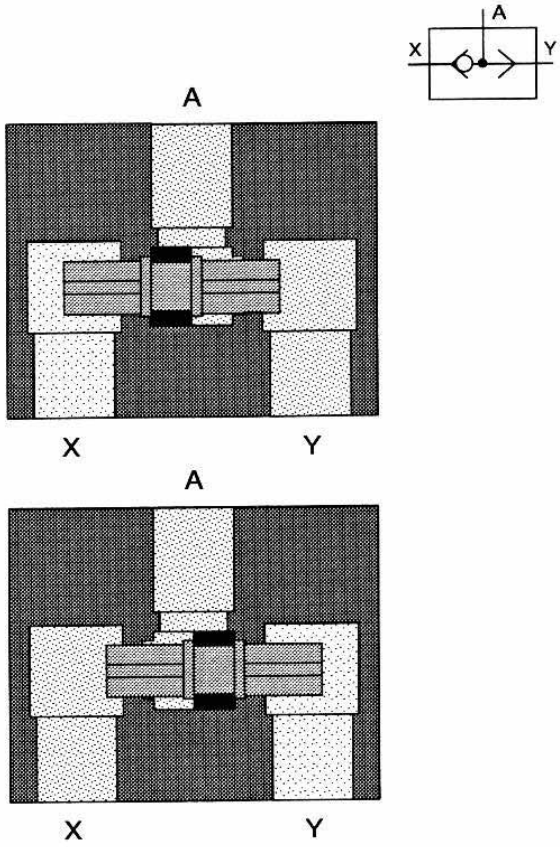
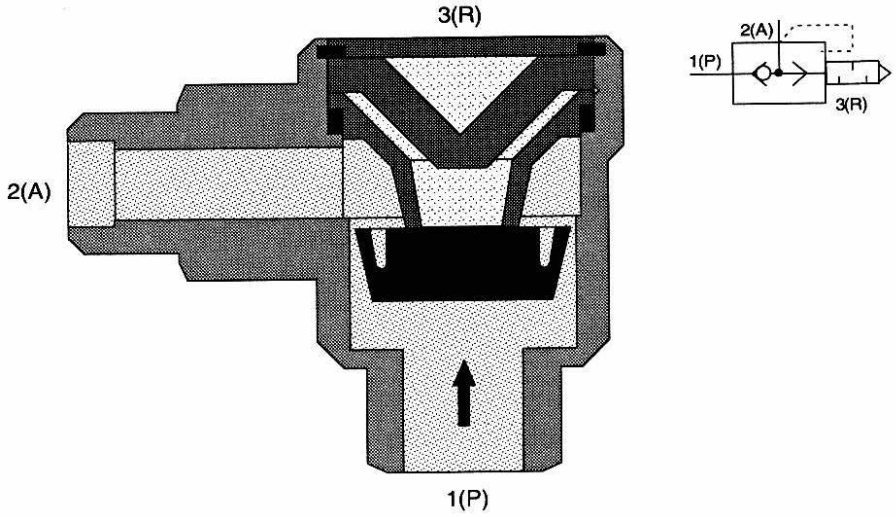


Fig. 4-3

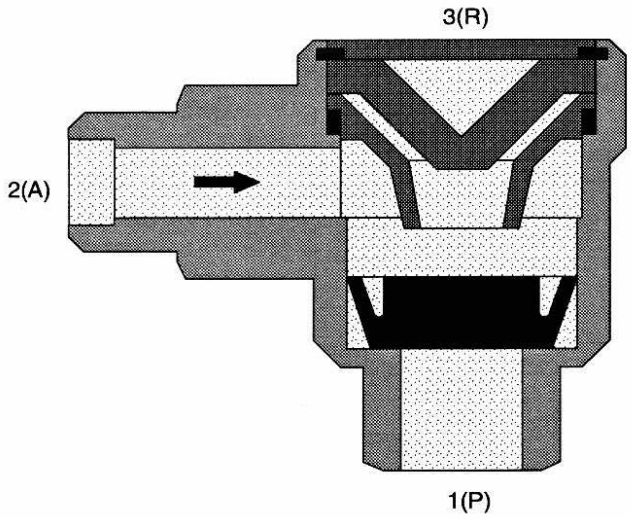
Ce sélecteur est également désigné par opérateur OU. La mise en œuvre d'un ou de plusieurs sélecteurs de circuit est nécessaire lorsqu'on veut actionner un vérin ou un préactionneur à partir de deux (ou plus) endroits.

4.1.3. Soupape d'échappement rapide

Les soupapes d'échappement rapide servent à augmenter la vitesse du piston sur les vérins. On évite ainsi les temps de retour longs, notamment sur les vérins à simple effet. La tige du vérin peut sortir pratiquement à pleine vitesse en raison de la résistance réduite à l'échappement pendant la rentrée de la tige. L'air est évacué par un orifice d'échappement relativement important. Ce clapet dispose d'un orifice de pression P obturable, d'un échappement R obturable et d'une sortie A (fig. 4-4).



Soupape d'échappement rapide – passage de P vers A



Soupape d'échappement rapide – passage de A vers R

Fig. 4-4

Lorsque la pression est établie en P, le disque d'étanchéité obture l'échappement A. L'air comprimé passe de P vers A. Quand il n' y a plus de pression en P, l'air venant de A pousse le disque d'étanchéité contre l'orifice P et le ferme. L'air peut donc s'échapper directement à l'air libre sans avoir à emprunter une trajectoire longue et parfois étroite vers le préactionneur en passant par les conduites de commande. Il est recommandé de monter la soupape d'échappement rapide directement sur le vérin ou aussi près que possible de ce dernier.

4.2. Réducteurs de débit

Les réducteurs de débit servent à modifier le débit de l'air comprimé dans les deux sens. Si l'on ajoute un clapet antiretour à ce réducteur de débit, la réduction de vitesse ne se fera que dans un sens.

4.2.1. Réducteur de débit dans les deux sens

Les réducteurs de débit sont généralement réglables (fig. 4-5). Ce réglage peut être bloqué. On utilise les réducteurs de débit pour le contrôle de la vitesse de déplacement des vérins. Un réducteur de débit ne doit jamais être complètement fermé.

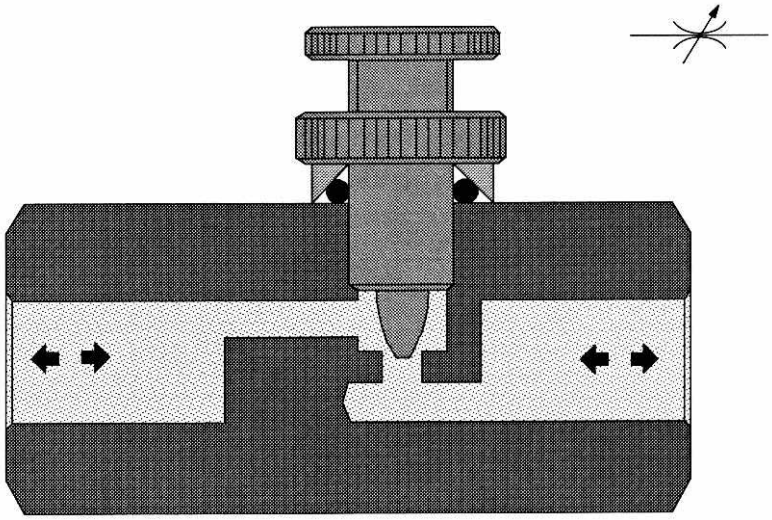


Fig. 4-5

Caractéristiques techniques des réducteurs de débit :

- Pour le réducteur de débit la longueur de l'étranglement est supérieure au diamètre.
- Pour la soupape à diaphragme la longueur de l'étranglement est inférieure au diamètre.

4.2.2. Réducteur de débit unidirectionnel

Dans le cas du réducteur de débit unidirectionnel, l'étranglement du flux d'air n'agit que dans un sens (fig. 4-6). Le clapet antiretour ferme le passage dans un sens, obligeant le flux d'air à passer par la section réglable. Dans le sens opposé, l'air peut passer librement par le clapet antiretour ouvert. Ces réducteurs servent à réguler la vitesse des vérins pneumatiques. Il est recommandé de les monter directement sur le vérin.

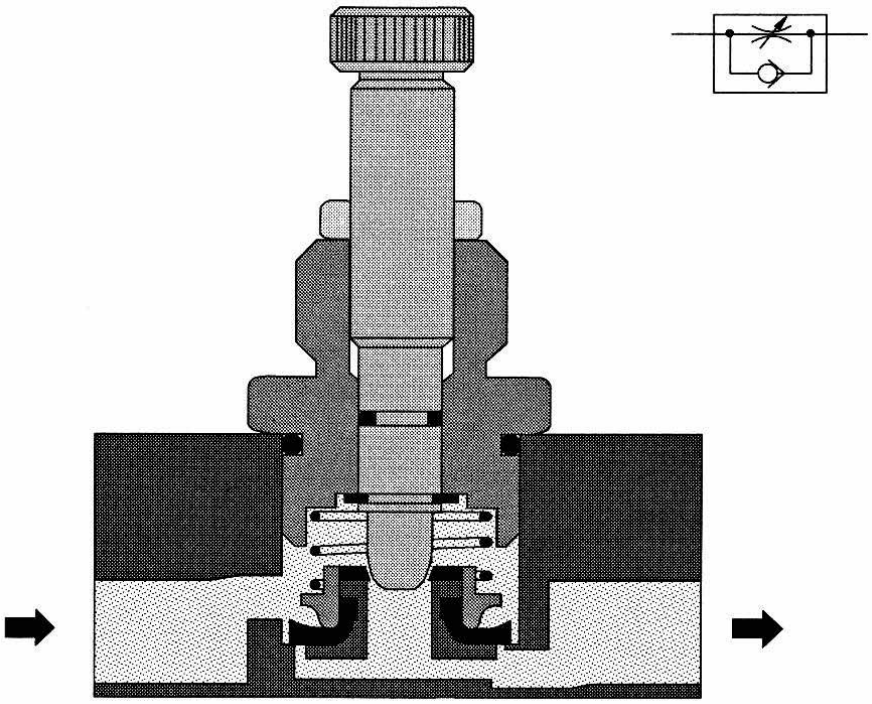


Fig. 4-6

On distingue fondamentalement deux types de réduction sur les vérins double effet :

- réduction à l'alimentation ;
- réduction à l'échappement.

4.3. Réducteurs de pression

Les soupapes de pression sont des éléments agissant essentiellement sur la pression, autrement dit, commandés en fonction du niveau de pression. On en distingue trois types :

- les régulateurs de pression ;
- les limiteurs de pression ;
- les soupapes de séquence.

4.3.1. Régulateur de pression

Le *régulateur de pression* a été traité au paragraphe « Groupe de conditionnement ». Il sert à maintenir une pression constante même en cas de variations sur le réseau. La pression d'entrée minimum doit être supérieure à la pression de sortie.

4.3.2. Limiteur de pression

Les *limiteurs de pression* sont utilisés surtout comme soupapes de sûreté (soupapes de surpression). Elles ne permettent pas que la pression admissible dans un système soit dépassée. Lorsque la pression atteint sa valeur maximale à l'entrée de la soupape, la sortie de la soupape s'ouvre et l'air s'échappe vers l'extérieur. La soupape demeure ouverte jusqu'à ce que le ressort incorporé la referme, la pression étant redescendue à la valeur réglée, compte tenu de la caractéristique du ressort.

4.3.3. Soupape de séquence

Cette soupape fonctionne sur le même principe que le limiteur de pression (fig. 4-7). Elle s'ouvre lorsque la pression dépasse la limite réglée sur le ressort. L'air s'écoule de 1(P) vers 2(A). La sortie 2(A) ne s'ouvre que lorsque la conduite de commande 12(Z) a atteint da pression réglée. Un piston de commande ouvre alors le passage 1(P) vers 2(A).

On utilise des soupapes de séquence dans l'automatisme pneumatique lorsqu'une pression bien déterminée est nécessaire pour effectuer une commutation (commandes fonction de la pression).

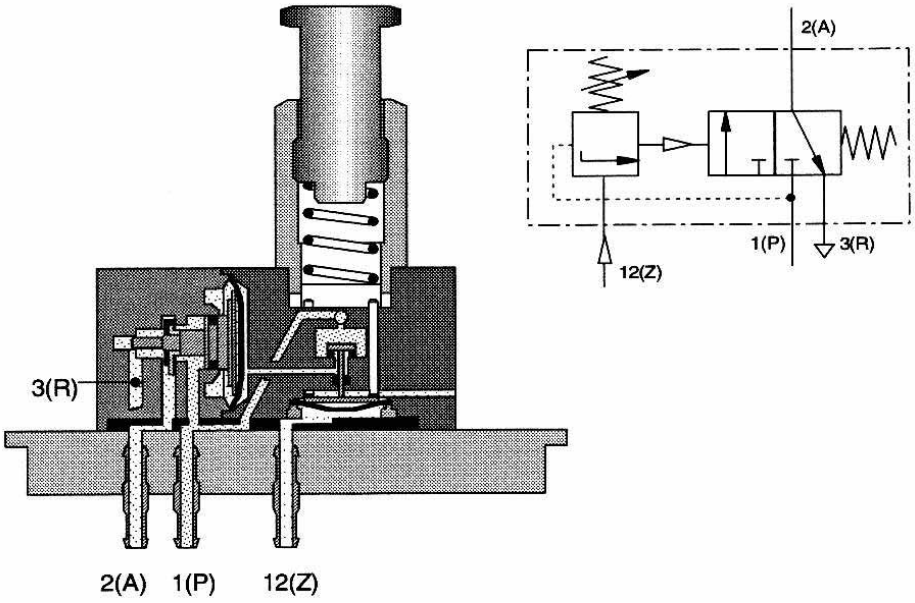


Fig. 4-7

4.4. Distributeurs combinés

En prenant un certain nombre d'éléments issus des différents groupes de commandes que l'on assemble entre eux, on arrive à former des unités possédant à elles seules toutes les caractéristiques et les particularités technologiques d'une combinaison de soupapes. On les appelle d'ailleurs distributeurs combinés. Le schéma regroupe les différents symboles de chacun des éléments. On compte parmi les distributeurs combinés:

- *temporisateurs* : temporisation de la transmission des signaux ;
- *bloc de commande pneumatique* : sert à l'exécution de mouvements simples ou oscillants par des vérins double effet ;
- *distributeur 5/4* : sert à stopper les vérins double effet dans toutes les positions voulues ;
- *distributeur 8 voies à commande pneumatique* : sert à la commande des avances pneumatiques ;

- *générateur de fréquence* : sert à l'exécution de déplacements rapides de vérins ;
- *ventouse avec éjecteur* : préhension et éjection de pièces ;
- *module d'étape* : sert à l'exécution des commandes pas à pas ;
- *modules mémoire* : servent pour le démarrage avec conditions d'entrée du signal.

De tous ces distributeurs combinés les plus employés sont les ***temporisateurs***. Le temporisateur (fig. 4-8) est composé d'un distributeur 3/2 à commande pneumatique, d'un réducteur de débit unidirectionnel et d'un petit réservoir d'air. Le distributeur 3/2 peut être indifféremment ouvert au repos ou fermé au repos. La temporisation varie généralement entre 0 et 30 secondes sur les deux types de distributeurs. Cette durée peut être augmentée par l'adjonction d'un réservoir supplémentaire. A condition d'utiliser un air bien conditionné à pression constante, on parvient à obtenir un point de commutation très précis.

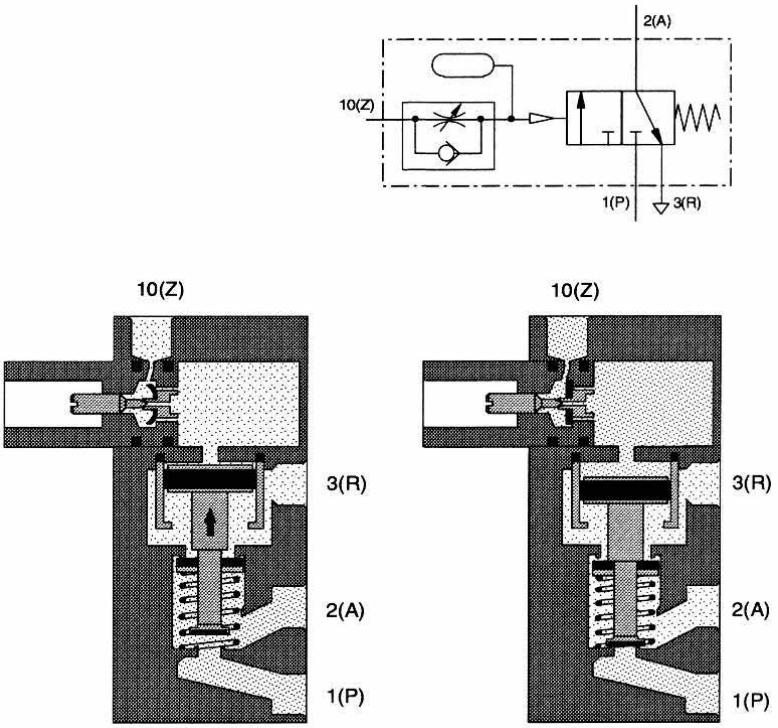


Fig. 4-8

Principe de fonctionnement d'un temporisateur à distributeur 3/2 fermé au repos : l'air comprimé est envoyé à l'orifice 1(P) du distributeur. L'air de commande afflue à l'entrée 12(Z) du temporisateur et traverse le réducteur de débit unidirectionnel. Selon le réglage effectué au niveau de la vis de l'étrangleur, une quantité d'air plus ou moins importante est admise dans le réservoir par unité de temps. Dès que la pression de commande nécessaire y est atteinte, le piston de commande du distributeur 3/2 est abaissé et obture le passage de 2(A) vers 3(R). Le clapet est soulevé de son siège et l'air peut passer de 1(P) vers 2(A). C'est le temps de montée en pression dans le réservoir qui détermine le point de commutation.

La conduite de commande 12(Z) doit être purgée pour que le temporisateur reprenne sa position initiale. L'air s'échappe du réservoir par le réducteur de débit unidirectionnel et la conduite de commande du capteur. Le ressort du distributeur ramène le piston de commande et le clapet du distributeur en position initiale. L'air s'échappe du réservoir à l'air libre en passant par le réducteur de débit unidirectionnel et la conduite de mise à l'échappement du capteur. Le ressort de rappel du distributeur ramène le piston et le clapet du distributeur en position initiale. La canalisation de travail 2(A) se vide vers 3(R) et 1(P) est obturé.

Si le distributeur 3/2 est du type ouvert au repos, un signal est présent à la sortie 2(A) en position initiale. Un signal envoyé à l'entrée 10(Z) provoque l'actionnement du distributeur et la canalisation de travail 2(A) se vide par 3(R). Le signal de sortie se désactive à la fin de la temporisation.

4.5. Séquenceur pneumatique

Le séquenceur pneumatique représente un moyen de réalisation des automatismes séquentiels. Grâce à la structure modulaire d'un séquenceur, chaque module se connecte automatiquement à l'autre en éliminant ainsi les problèmes de branchement des vannes d'inversion. D'autre part, le principe de construction d'un séquenceur empêche les chevauchements de signaux, car à chaque pas du cycle de fonctionnement d'une séquence correspond un module. Ce module émet l'ordre du mouvement prévu à un pas donné, puis reçoit en retour le signal de fin d'exécution

de ce mouvement. De ce fait, un seul et unique module est actif à la fois et la séquence se déroule dans l'ordre, peu importe que des actions contraires se succèdent.

Le séquenceur pneumatique est une association linéaire de modules (fig. 4-9). Chaque module est construit à partir d'une mémoire bistable et de portes logiques. À chaque pas du cycle de fonctionnement d'une séquence correspond un module du séquenceur. Si la séquence nécessite cinq pas, le séquenceur comportera cinq modules.

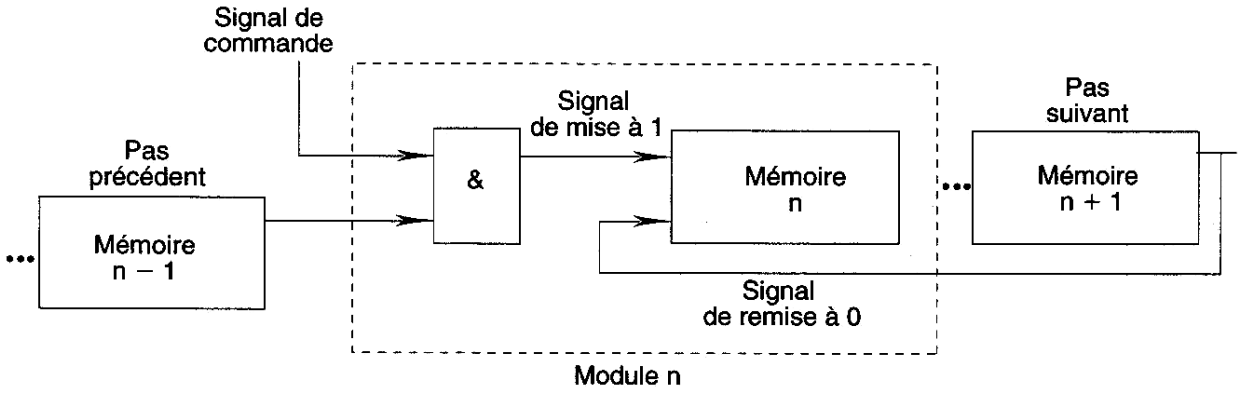


Fig. 4-9

Le déroulement s'effectue comme suit :

- l'action associée à un module a lieu seulement si le module est actif ;
- un module est considéré activé si le module précédent est actif et que le signal de commande devient valide ;
- un module reste activé tant que le module suivant demeure inactif ;
- un module doit être désactivé si le module suivant devient actif.

Les modules des séquenceurs commerciaux peuvent posséder quelques propriétés particulières selon leur fabricant. Par exemple, certains modules comportent un voyant d'activation, un bouton de commande manuelle pour la mise à un ou la remise à zéro de l'ensemble du séquenceur.

La réalisation pratique d'un séquenceur pneumatique se fait par le branchement en cascade de plusieurs modules (fig. 4-10). On installe les modules sur des plaques

d'embase ou on les fixe sur un profilé DIN à l'aide d'attaches métalliques. De plus, des plaques d'extrémité doivent être placées au début et à la fin de la chaîne. La plaque de tête sert à alimenter le séquenceur et à diriger le signal du début du cycle vers le premier module. La plaque de queue capte le signal de la fin du cycle et le renvoie vers le signal de début du cycle, comme le montre la figure ci-dessous.

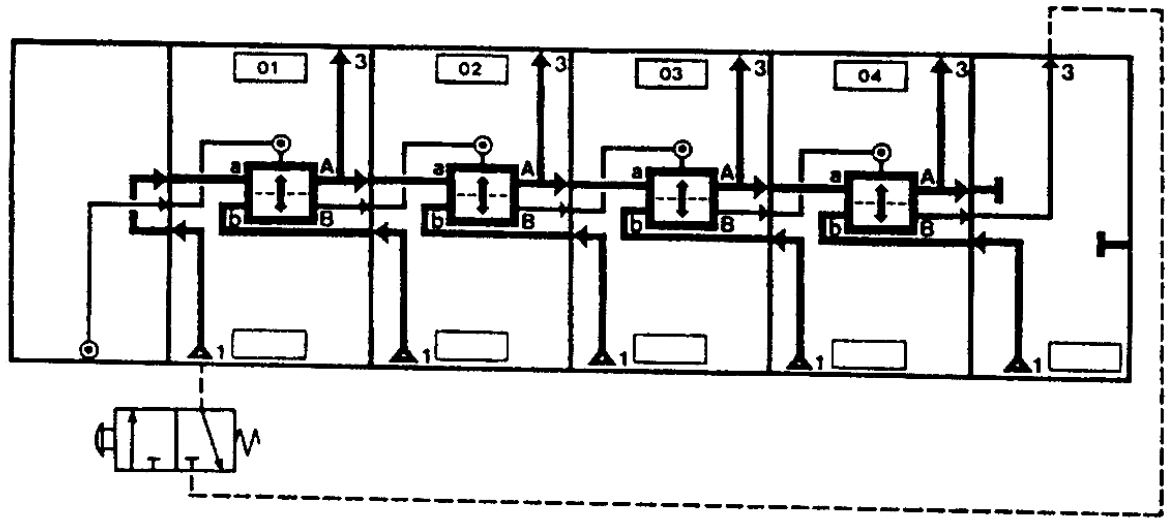


Fig. 4-10

Par ailleurs, il existe un standard pour la symbolisation logique des séquenceurs. Puisque les séquenceurs présentent des particularités différentes selon le fabricant, il est préférable de représenter les séquenceurs par un symbole standard beaucoup plus simple (fig. 4-11).

La lettre « P » désigne l'alimentation en air comprimé de ce séquenceur composé de quatre modules. La sortie de chaque module est désignée par la lettre « S » suivie du chiffre du module correspondant. Ainsi, l'orifice S_1 indique la sortie du module 1 et émet l'ordre du mouvement prévu au premier pas.

D'autre part, les entrées identifiées par la lettre « R » indiquent les signaux d'activation de chaque module. Habituellement, l'entrée du module 1 est réservée au signal de commande du « départ du cycle ». Les entrées des modules qui suivent servent alors à capter les signaux de fin d'exécution des mouvements.

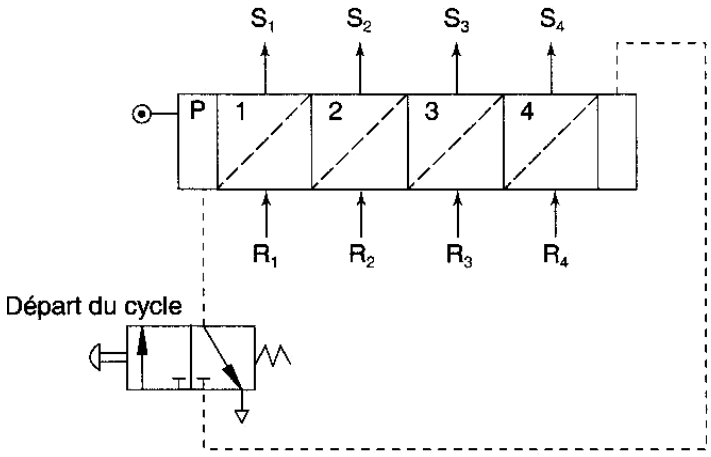


Fig. 4-11

Par *exemple*, l'entrée R_1 (retour de la commande 1) sert à activer le module 2, et ainsi de suite. Il faut noter que c'est la structure de ce modèle de modules qui impose le décalage des signaux. D'autres modèles de modules sont construits différemment et facilitent la compréhension de la séquence. Le signal d'enclenchement du cycle fait partie de la plaque de tête et les signaux des modules respectifs restent alignés.

Ainsi, le bouton de « départ du cycle » autorise le déroulement de la séquence en permettant à l'action S_1 de s'accomplir. Dès que l'entrée R_1 détecte que l'action S_1 a été effectuée, le module 1 est remis à zéro. C'est au tour du module 2 de devenir actif (sortie S_2) jusqu'à l'obtention du signal de retour R_2. La séquence se poursuit ainsi jusqu'à la fin du cycle.

Avec un séquenceur, la résolution d'un cycle séquentiel est immédiate. Chaque mouvement ou chaque pas de commande correspond à un module du séquenceur.

La séquence de vérins à double effet de la figure d'un cycle simple (fig. 4-12) compte six pas de commande. Outre les plaques d'extrémité de tête et de queue, l'ensemble du séquenceur comptera aussi six modules.

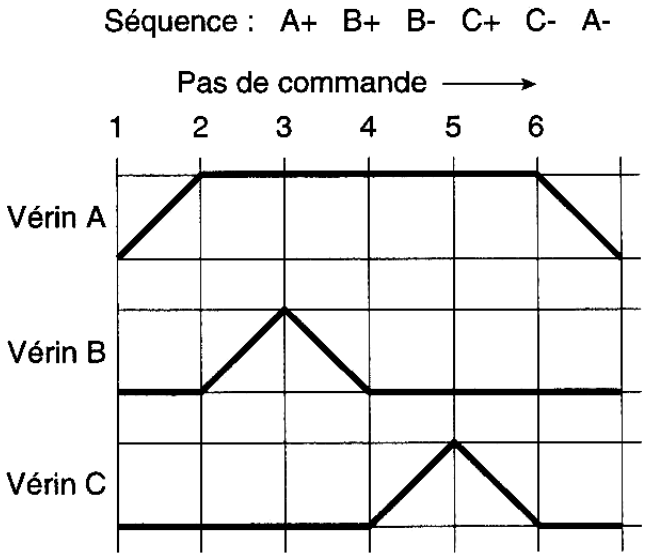


Fig. 4-12

Si l'on considère qu'un bouton-poussoir permet de démarrer le cycle, on obtient un séquenceur composé des signaux de commande apparaissant à la fig. 4-13 :

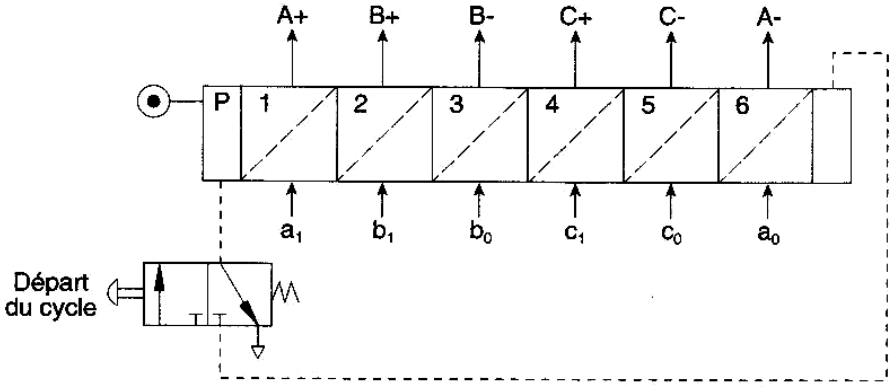


Fig. 4-13

Il suffit ensuite de relier les sorties aux orifices de pilotage des préactionneurs pour commander chacun des vérins. Quant à eux, les signaux d'entrée proviennent des capteurs de fin de course qui envoient un signal de retour pour indiquer que le mouvement a été effectué.

La fig. 4-14 montre le schéma de montage complet de cette séquence.

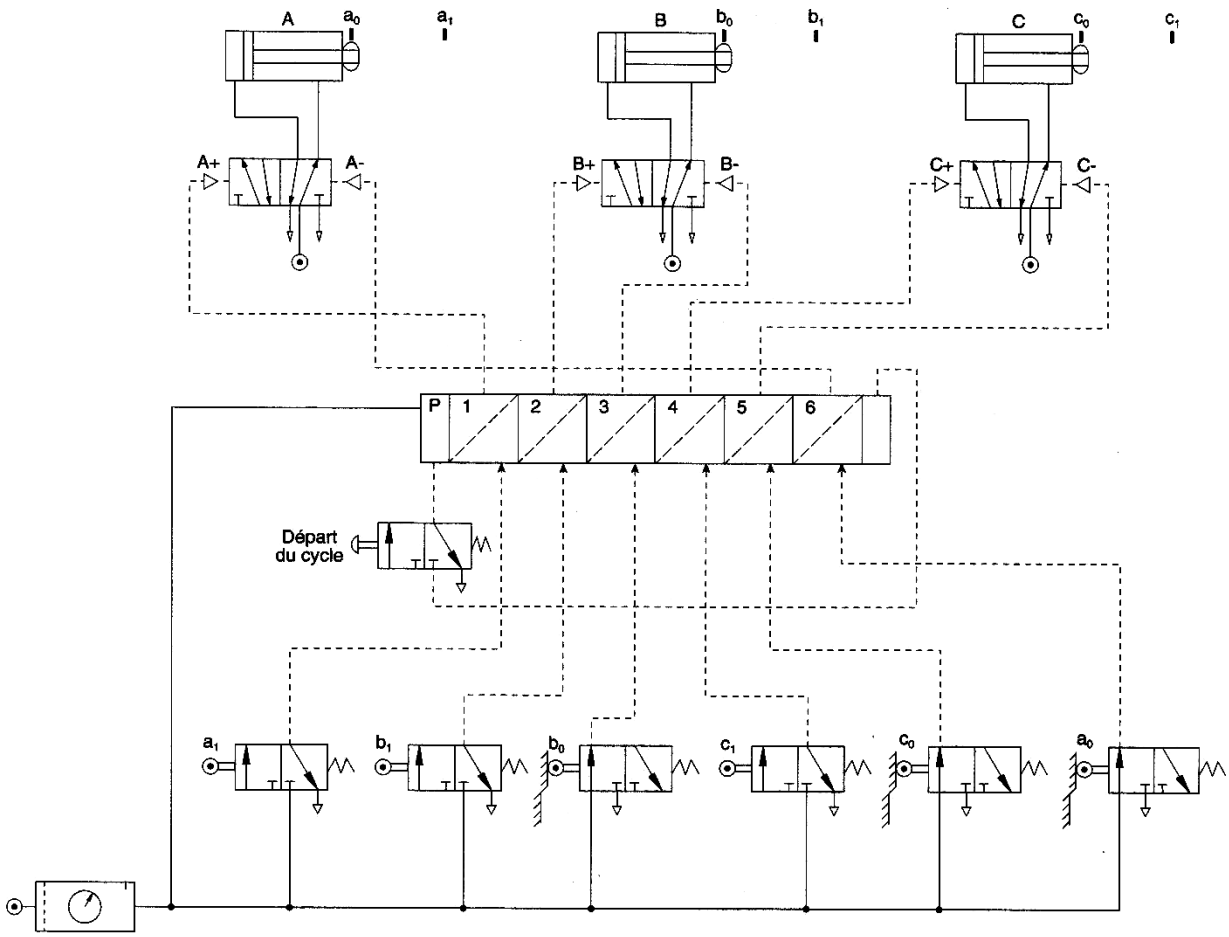


Fig. 4-14

5. ACTIONNEURS

L'actionneur, encore appelé organe moteur, sert à transformer une énergie pneumatique en travail mécanique. Elaboré dans la partie commande, le signal de sortie est ensuite dirigé vers des préactionneurs qui, à leur tour pilotent les actionneurs.

Les actionneurs pneumatiques sont classés en deux groupes selon que leur mouvement est rectiligne ou rotatif :

- mouvement rectiligne (mouvement linéaire)
    - vérin à simple effet
    - vérin à double effet
- mouvement rotatif

- moteur pneumatique
- moteur oscillant

5.1. Vérins

5.1.1. Vérin à simple effet

Les vérins à simple effet ne sont alimentés en air comprimé que d'un seul côté. Ils ne peuvent donc fournir un travail que dans un seul sens. Le rappel de la tige de piston est assuré par un ressort incorporé ou par une force extérieure. Le ressort incorporé est dimensionné de manière à ramener le plus rapidement possible le piston dans sa position initiale.

Sur les vérins à simple effet à ressort incorporé (fig. 5-1), la course est fonction de la longueur du ressort. De ce fait, les vérins à simple effet ne dépassent jamais 80 mm environ.

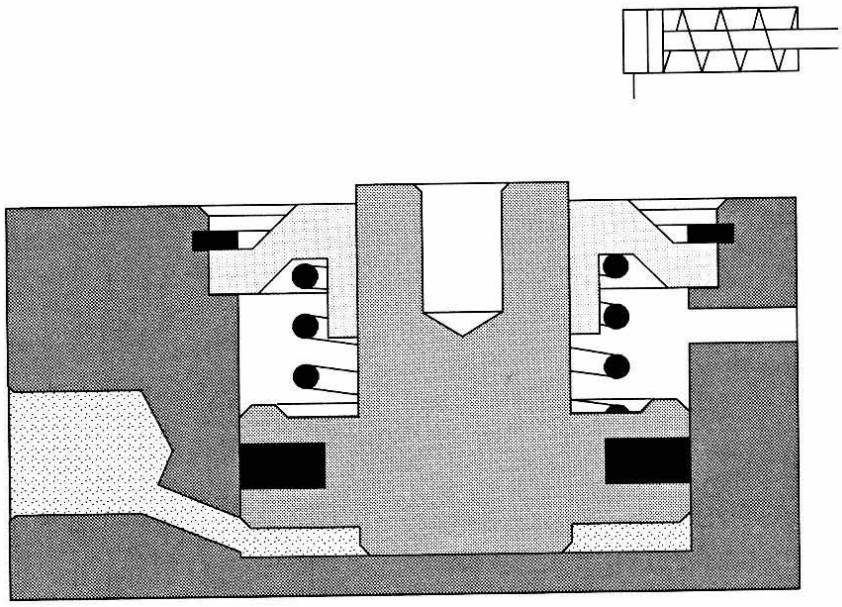


Fig. 5-1

En raison de leur type de construction, les vérins simple effet sont affectés à des tâches dites d'alimentation, du type:

- transfert

- aiguillage
- assemblage
- dosage
- serrage
- distribution

Le vérin à simple effet est doté d'un joint de piston simple, monté sur le côté où s'applique la pression. L'étanchéité est assurée par un matériau flexible (perbunan) encastré dans un piston métallique ou en matière plastique. Pendant le mouvement, les bords d'étanchéité glissent à la surface du cylindre.

Autres types de construction des vérins simple effet :

- vérin à membrane ;
- vérin à membrane à enroulement.

Sur le vérin à membrane, c'est une membrane incorporée en caoutchouc, en matière plastique ou en métal qui assume la fonction du piston. La tige du piston est fixée au centre de la membrane. Il n'y a pas de joint étanche en mouvement; en fait de frottement, seul intervient celui provoqué par la dilatation du matériau. On utilise ces vérins dans des applications demandant des courses réduites (serrage, compression et levage).

5.1.2. Vérin à double effet

Sa construction est similaire à celle du vérin à simple effet, à la différence qu'il ne possède pas de ressort de rappel et que ses deux orifices servent à la fois pour l'alimentation et pour l'échappement (fig. 5-2). L'avantage du vérin à double effet est de pouvoir effectuer un travail dans les deux sens. Ses possibilités d'application sont donc multiples. La force transmise à la tige du vérin est plus importante à la sortie qu'à la rentrée étant donné que la surface sur laquelle s'exerce la pression est plus grande du côté tête que du côté tige du piston.

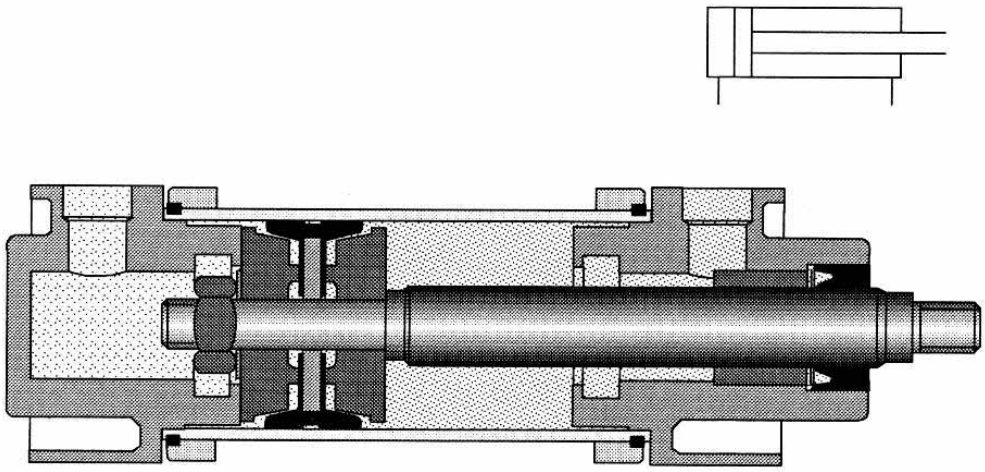


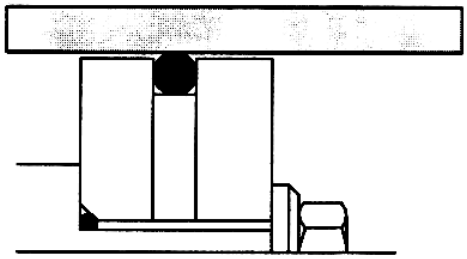
Fig. 5-2

Les tendances dans l'orientation du développement des vérins pneumatiques sont les suivantes:

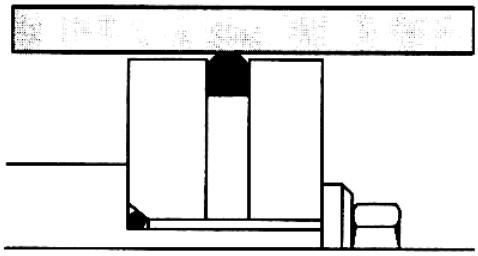
- détection sans contact : utilisation d'aimants sur la tige de piston (interrupteurs Reed) ;
- freinage de charges lourdes ;
- vérins sans tige pour espaces réduits ;
- autres matériaux de fabrication (matériaux synthétiques) ;
- revêtements / enveloppes de protection contre les agents agressifs (par exemple, résistance aux acides) ;
- capacités plus importantes ;
- caractéristiques spéciales pour la mise en œuvre sur des robots (par exemple, tiges de piston anti-rotation ou tiges de piston creuses pour ventouses pneumatiques).

Le vérin se compose d'un cylindre, d'une culasse avant, d'une culasse arrière, d'un piston avec joint (joint à double chevron), d'une tige de piston, d'un coussinet, d'un joint racleur, d'un certain nombre de pièces de liaison et de joints. Le cylindre est généralement constitué d'un tube en acier étiré sans soudure. Pour augmenter la longévité des joints, les surfaces de glissement du cylindre sont généralement superfinies (honing).

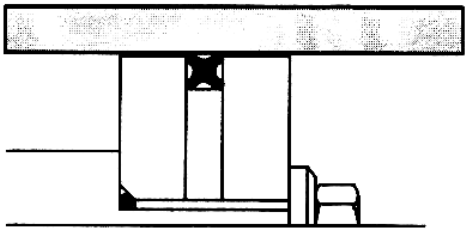
Joint torique



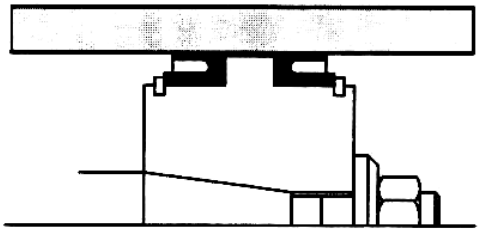
Bague profilée



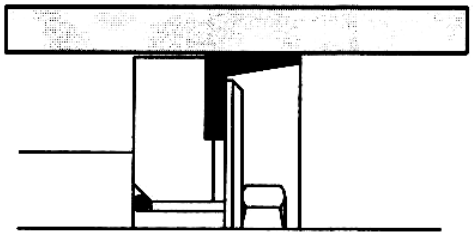
Bague carrée



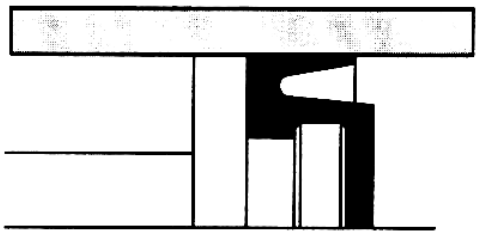
Joint à lèvre de part et d'autre



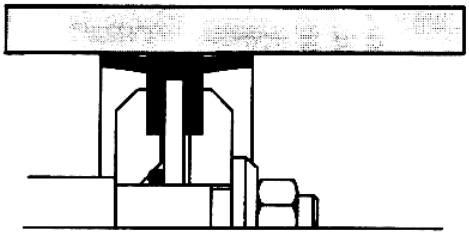
Joint cuvette



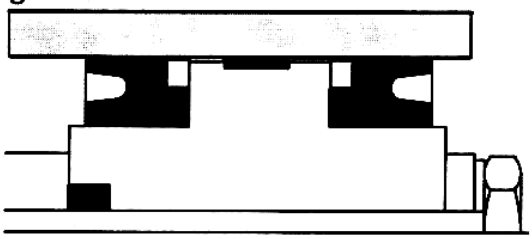
Manchette à double lèvre enclavée



Joint à double lèvre



Joints à double lèvre soutenus avec segment



Joint en L

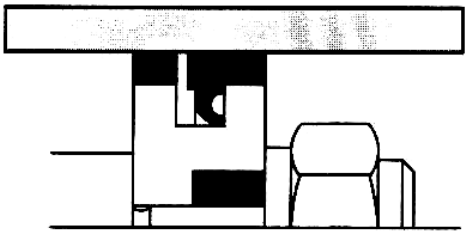


Fig. 5-3

Dans certains cas, le cylindre est en alliage d'aluminium, en laiton ou en tube d'acier; la surface de glissement est alors chromée dur. Ce type d'exécution est utilisé pour protéger les vérins travaillant peu souvent ou en milieu corrosif.

Les culasses sont en principe en fonte (fonte d'aluminium ou fonte malléable). Leur fixation sur le cylindre se fait à l'aide de tirants, de vis ou de brides.

La tige de piston est de préférence en acier traité. Pour éviter la rupture, les filetages sont généralement roulés.

Pour rendre étanche la tige de piston, la culasse côté tige est équipée d'un joint à doubles lèvres (fig. 5-3). Le guidage de la tige de piston est assuré par le coussinet en bronze fritté ou en métal revêtu de matériau synthétique. Devant ce coussinet se trouve le joint racleur. Il empêche que des corps étrangers puissent pénétrer à l'intérieur du corps. Un soufflet est donc inutile.

Matériaux du joint à double chevron :

Perbunan	entre –20°C et + 80°C
Viton	entre –20°C et + 190°C
Teflon	entre –20°C et + 200°C

Pour l'étanchéité statique on utilise des joints toriques.

5.1.3. Vérin à double effet à amortissement en fin de course

Lorsque les masses déplacées sont importantes, on fait appel à des amortisseurs pour éviter les chocs et les détériorations sur les vérins. Avant d'arriver en fin de course, un piston amortisseur interrompt l'échappement direct de l'air à l'air libre en ne laissant libre qu'une faible section d'évacuation, la plupart du temps réglable (fig. 5-4). Ceci permet de réduire progressivement la vitesse de rentrée de la tige pendant la dernière phase de la course. Il faut veiller à ne pas visser complètement les vis de réglage, ce qui empêcherait la tige de piston d'atteindre les fins de course.

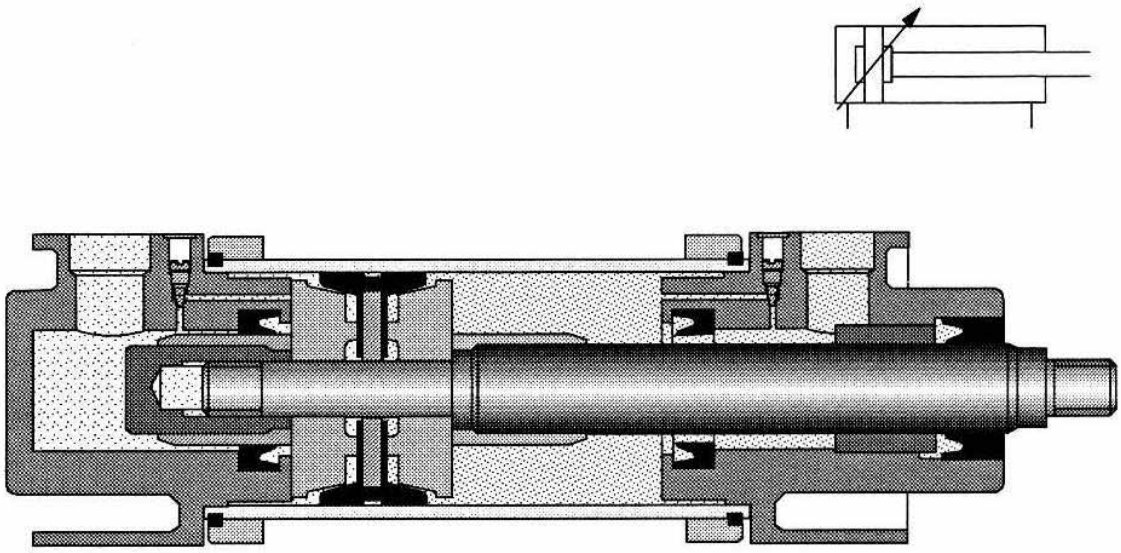


Fig. 5-4

Lorsque les forces et les accélérations sont très importantes, il convient de prendre un certain nombre de mesures spéciales. En l'occurrence, on monte des amortisseurs externes chargés d'amplifier les effets du ralentissement.
Pour obtenir un ralentissement correct, il faut :

- serrer la vis de réglage ;
- desserrer pas à pas la vis de réglage jusqu'à obtention de la valeur désirée.

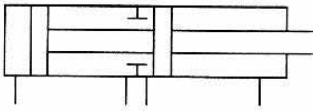
5.1.4. Vérin tandem

Le vérin tandem (fig. 5-5) est constitué de deux vérins à double effet accouplés. En appliquant simultanément une pression sur les pistons, on obtient une force presque double de celle d'un vérin normal. Il est utilisé chaque fois qu'on a besoin de forces considérables, mais que la place disponible interdit l'emploi d'un vérin d'un diamètre relativement grand.

5.1.5. Vérin sans tige

Ce vérin linéaire pneumatique (vérin sans tige) est composé d'un cylindre, d'un piston et d'un coulisseau extérieur qui se déplace sur le cylindre (fig. 5-6). Le piston logé dans le cylindre se déplace librement en fonction de la commande pneumatique

présente. Le piston et le coulisseau extérieur sont dotés d'un aimant permanent. La transmission des mouvements du piston sur le coulisseau extérieur se réalise par adhérence au moyen de l'accouplement magnétique.



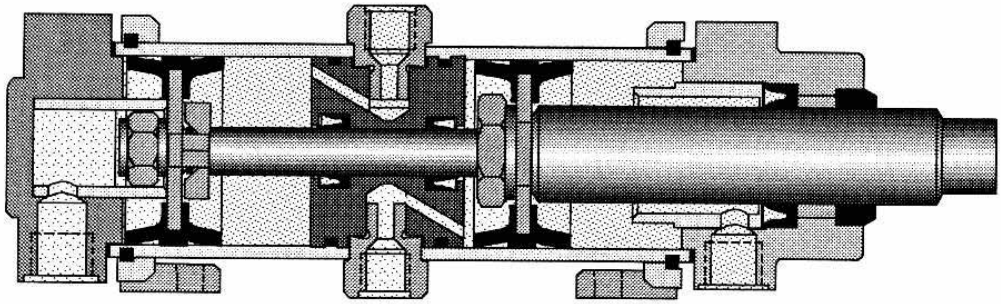


Fig. 5-5

Dès qu'une pression est appliquée au piston, le chariot se déplace en synchronisation avec le piston. Ce type de vérin est utilisé spécialement pour les courses extrêmement longues pouvant aller jusqu'à 10 m. Les dispositifs, charges etc. peuvent être vissés directement sur le plan du coulisseau extérieur de façon absolument hermétique étant donné qu'il n'existe aucune liaison mécanique. Il n'y a par conséquent aucun risque de fuite.

5.1.6. Modes de fixation

Le mode de fixation (fig. 5-7) est fonction de l'implantation du vérin sur les dispositifs et les machines. Lorsque le mode de fixation est déterminé de façon définitive, il faut adapter le vérin en conséquence. Sinon il est possible, au moyen d'accessoires appropriés, de monter ultérieurement à un autre mode de fixation, selon le principe dit modulaire. Ce principe permet de réduire considérablement les stocks nécessaires dans les grandes entreprises qui utilisent beaucoup de vérins pneumatiques, permettant d'adopter au choix sur un même vérin de base I qui convient, les accessoires de fixation respectivement adéquats.

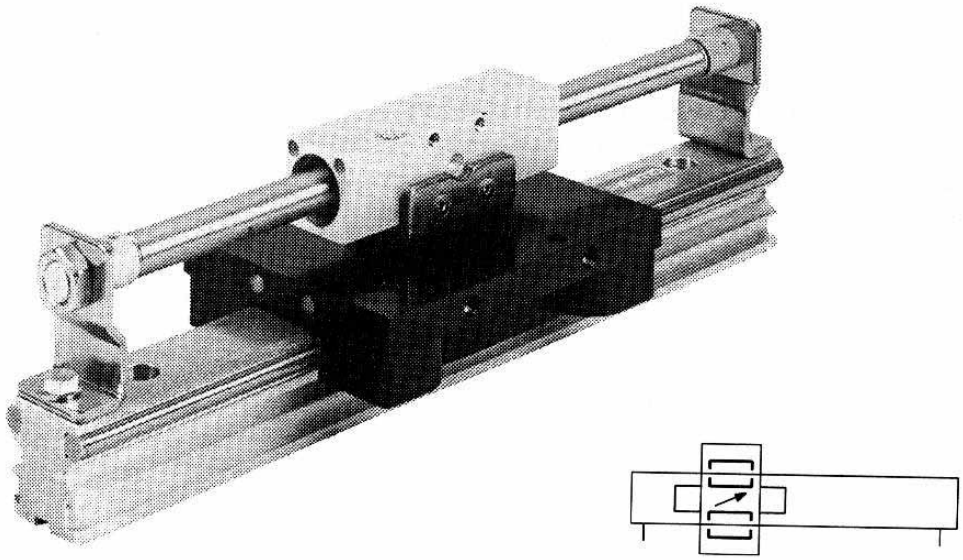


Fig. 5-6

Etant donné que la charge des vérins ne doit être appliquée que dans le sens axial, leur fixation, ainsi que l'accouplement du piston doivent être soigneusement adaptés en fonction des applications visées.

Toute force transmise par une machine se traduit par une charge appliquée au vérin. Des défauts d'adaptation et d'alignement de la tige peuvent également entraîner des contraintes au niveau du palier sur le cylindre et sur la tige, ce qui peut avoir pour conséquence:

- une forte pression latérale sur les coussinets du vérin et, par conséquent une usure plus importante ;
- une forte pression latérale sur les paliers de guidage de la tige de piston ;
- des charges importantes et irrégulièrement réparties sur les joints de la tige du piston et du piston.

Ces contraintes agissent au détriment de la longévité du vérin, la plupart du temps dans des proportions importantes. Le montage de paliers à réglage tridimensionnel permet d'éliminer presque totalement ces énormes contraintes. Le seul couple de torsion subsistant encore est provoqué par le frottement dans les paliers. En

conséquence, le vérin ne sera soumis qu'à des contraintes d'ordre fonctionnel, ce qui évite qu'une usure prématurée ne le rende inutilisable**.**

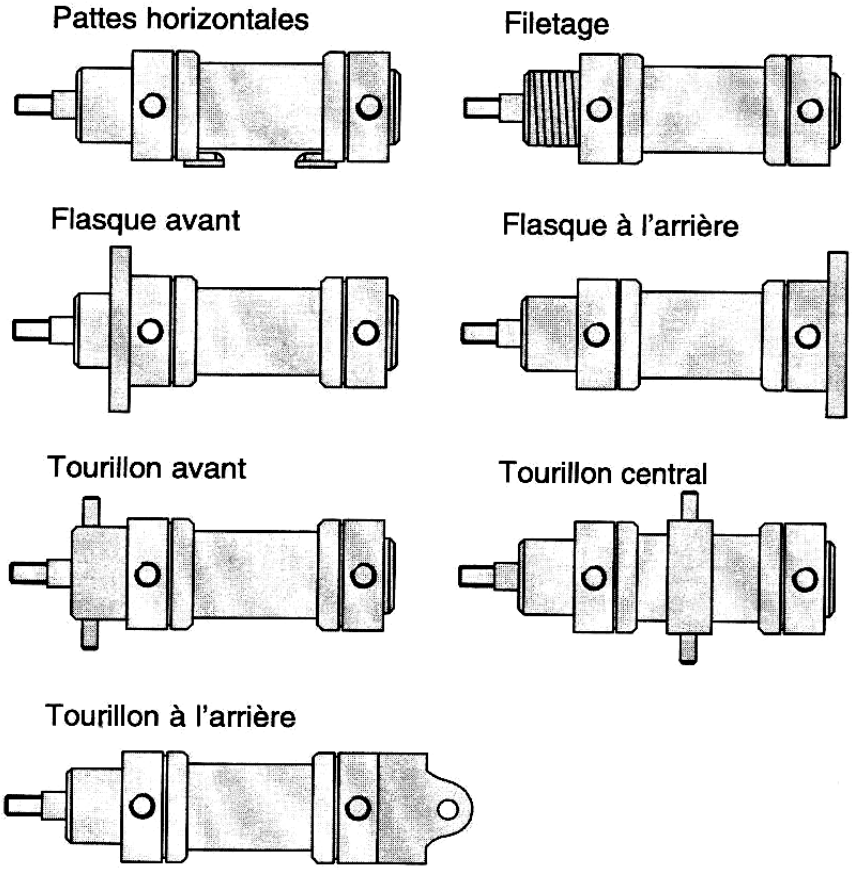


Fig. 5-7

5.1.7. Caractéristiques des vérins

Les caractéristiques des vérins peuvent être calculées soit sur une base théorique, soit à l'aide des données du constructeur. Les deux méthodes sont possibles mais d'une manière générale, les données du constructeur sont plus explicites quand il s'agit d'exécutions ou d'applications bien déterminées.

La ***poussée*** exercée par un vérin est fonction de la pression d'alimentation, du diamètre du vérin et de la résistance de frottement des joints. La poussée théorique est déterminée à l'aide de la formule :

$F_{th} = A. p$

F_{th} = Poussée théorique (N)

A = Surface utile du piston (m²)

p = Pression de service (Pa)

Pour les vérins pneumatiques, la ***course*** ne devrait jamais dépasser 2 m (10 m pour les vérins sans tige).

Lorsque la course dépasse une certaine valeur limite, la fatigue mécanique de la tige de piston et du coussinet devient excessive. Pour éviter tout risque de flambage, il est conseillé d'augmenter le diamètre de la tige de piston pour les courses très longues.

La ***vitesse*** du piston d'un vérin pneumatique est fonction de la résistance rencontrée, de la pression d'air, de la longueur du réseau de distribution, de la section entre le préactionneur et l'organe moteur et du débit du préactionneur. De plus, la vitesse est influencée par l'amortissement en fin de course.

Pour les vérins de série, la vitesse moyenne du piston varie entre 0,1 et 1,5 m/s. Avec les vérins spéciaux tels que les vérins de percussion, on peut atteindre une vitesse de 10 m/s. La vitesse du piston peut être ralentie à l'aide de réducteurs de débit unidirectionnels et augmentée à l'aide de soupapes d'échappement rapide.

Pour disposer de la quantité d'air nécessaire ou pour dresser un bilan énergétique, il importe de connaître avec précision la consommation en air de l'installation. Pour une pression de service déterminée, pour un diamètre de piston et une course donnés, la consommation d'air se calcule comme suit:

Consommation d'air = Taux de compression * Surface du piston * Course

Taux de compression = [1.013 + Pression de service (en bar)] / 1.013

5.2. Moteurs

On appelle *moteurs pneumatiques* des organes dont la particularité est de transformer de l'énergie pneumatique en mouvement de rotation mécanique. Ce mouvement peut être permanent. Le moteur pneumatique procurant une rotation sans limite d'angle compte aujourd'hui parmi les plus utilisés des éléments de travail fonctionnant à l'air comprimé. Selon leur construction, on classe les moteurs pneumatiques en :

- moteurs à pistons ;
- moteurs à palettes ;
- moteurs à engrenages ;
- turbines (moteurs à flux continu).

5.2.1. Moteurs à piston

Ici on distingue encore le moteur radial (fig. 5-8) et le moteur axial (fig. 5-9). Par l'intermédiaire de pistons animés d'un mouvement de va-et-vient, l'air comprimé entraîne, par l'intermédiaire d'une bielle, le vilebrequin du moteur. Plusieurs cylindres sont nécessaires, afin d'assurer une marche sans à-coups. La puissance du moteur est fonction de la pression disponible à l'entrée, du nombre, de la surface, de la course et de la vitesse des pistons.

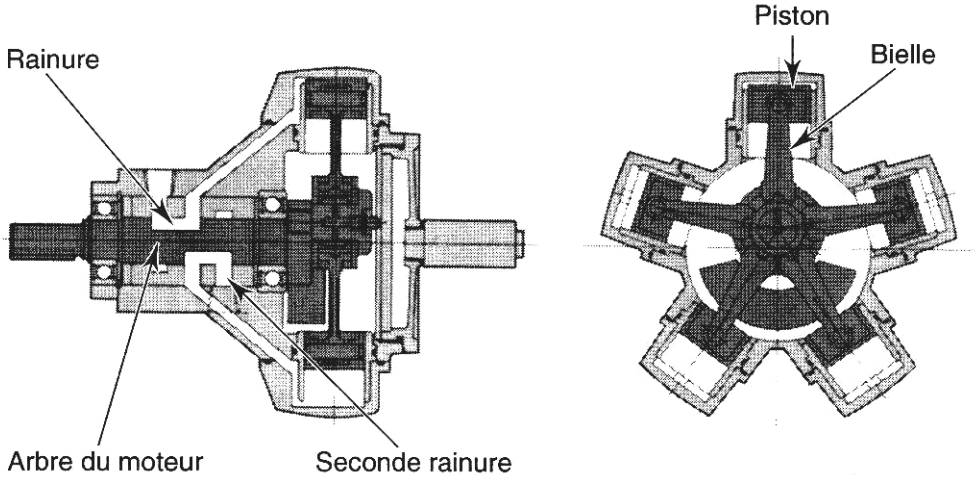


Fig. 5-8

Le fonctionnement des moteurs à pistons axiaux est analogue à celui des moteurs à pistons radiaux. Le mouvement produit par 5 cylindres disposés dans le sens axial est transformé en un mouvement de rotation par l'intermédiaire d'un disque incliné sur l'axe de rotation. Deux pistons reçoivent l'air moteur en même temps, afin d'obtenir un couple équilibré et une marche régulière du moteur. Ces moteurs à air comprimé sont offerts pour l'un ou l'autre sens de rotation. Leur vitesse de rotation maximale est de l'ordre de 5000 tr/min, la gamme des puissances allant de 1,5 à 19 kW (2 à 25 ch).

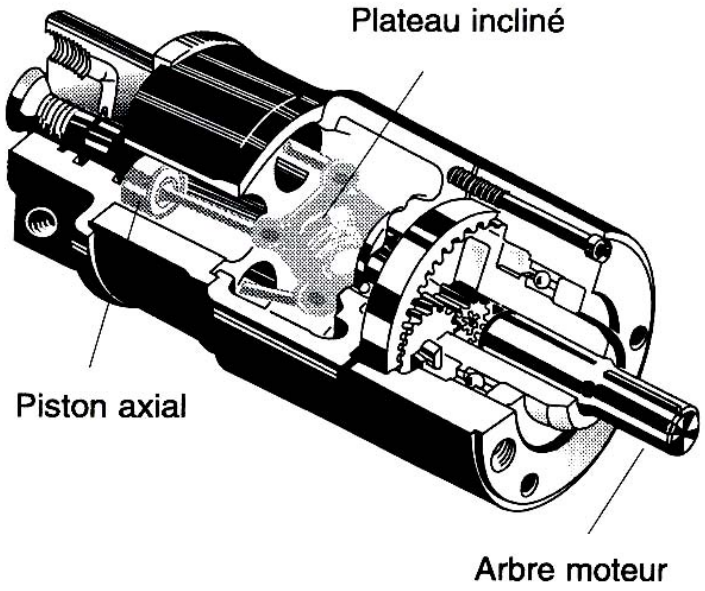


Fig. 5-9

5.2.2. Moteurs à palettes

Afin de réduire le poids et simplifier la construction, les moteurs à air comprimé sont souvent des machines tournantes à palettes (fig. 5-10).

Un rotor est excentré par rapport au centre de gravité d'une enceinte cylindrique. Ce rotor comporte un certain nombre de palettes qui coulissent dans des fentes et sont pressées par la force centrifuge contre la paroi interne de cette enceinte. L'étanchéité

des différentes chambres est ainsi garantie. La vitesse du rotor varie entre 3000 et 8500 tr/min. Moteur disponible en deux versions: sens de rotation à droite ou à gauche. Puissance: 0,1 à 17 kW (0,1 à 24 ch).

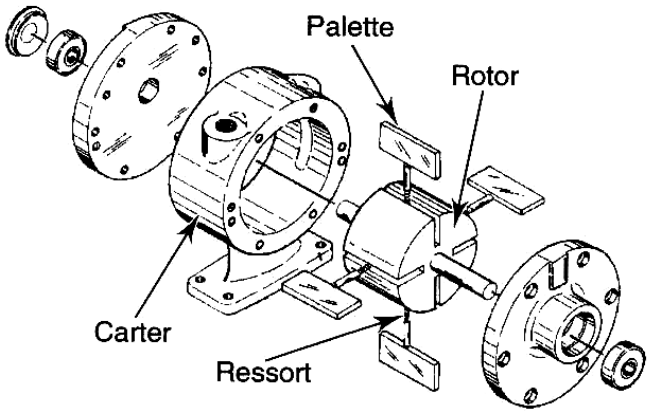


Fig. 5-10

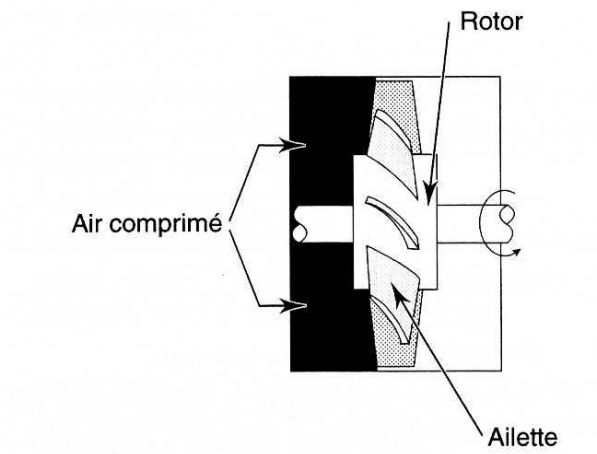
5.2.3. Moteurs à engrenages

Pour ce type de moteurs, le couple de rotation est engendré par la pression qu'exerce l'air sur les flancs de la denture de deux roues dentées s'engrenant l'une dans l'autre. L'une des roues est solidaire de l'arbre moteur.

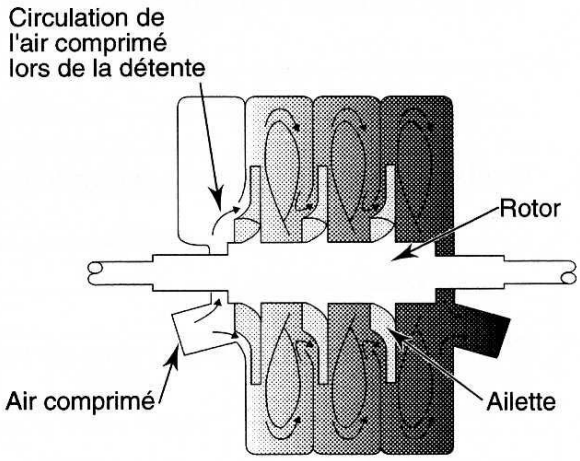
Ces moteurs à engrenages ou pignons permettent d'atteindre des puissances élevées, jusqu'à 44 kW (60 ch). Le sens de rotation de ces moteurs, équipés soit d'une denture droite, soit d'une denture hélicoïdale, est réversible.

5.2.4. Moteurs à turbine

Les moteurs à turbine (fig. 5-11) ne conviennent que pour de faibles puissances. Leur plage de vitesses est très élevée (Les roulettes de dentistes tournent jusqu'à 500000 tr/min). Leur principe est l'inverse de celui des turbo-compresseurs.



TURBOMOTEUR AXIAL



TURBOMOTEUR RADIAL

Fig. 5-11

Caractéristiques des moteurs à air comprimé :

- réglage continu de la vitesse de rotation et du couple
- large gamme de vitesses
- faible encombrement (poids)
- grande fiabilité, même en surcharge
- insensibilité à la poussière, à l'eau, à la chaleur et au froid
- protection antidéflagrante
- entretien presque nul
- réversibilité du sens de rotation

5.3. Moteurs oscillants

Les oscillateurs ont, selon leur conception, la particularité de transformer un mouvement linéaire en mouvement rotatif. Ils peuvent être à aube ou à crémaillère et être montés sur une tige de vérin.

5.3.1. Moteurs oscillants à crémaillère

Le fonctionnement d'un oscillateur à crémaillère est fort simple : la tige du vérin sert de crémaillère sur laquelle est monté un engrenage (fig. 5-12). Lorsque la tige sort ou entre dans le vérin, l'engrenage est entraîné pour effectuer un travail rotatif. Ce type d'oscillateur peut, selon la longueur de la crémaillère, faire plus d'une rotation.

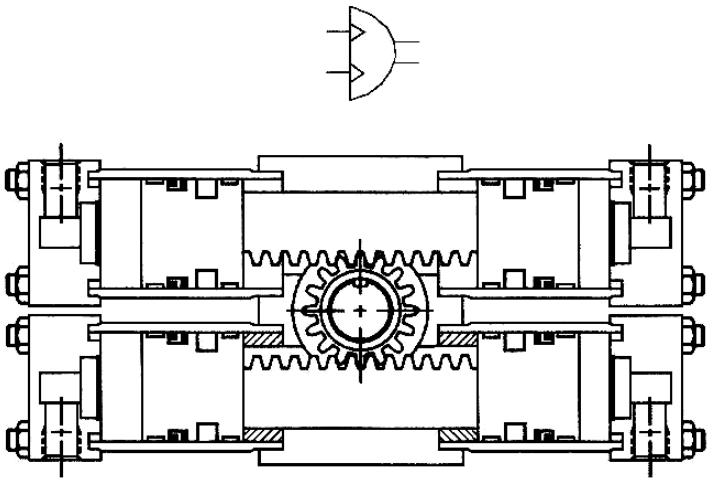


Fig. 5-12

5.3.2. Moteurs oscillants à aube

Selon sa conception, l'oscillateur à aube possède une aube qui pivote dans un cylindre sous l'effet du débit et de la pression pneumatique (fig. 5-13). La plupart de ces oscillateurs sont à double effet.

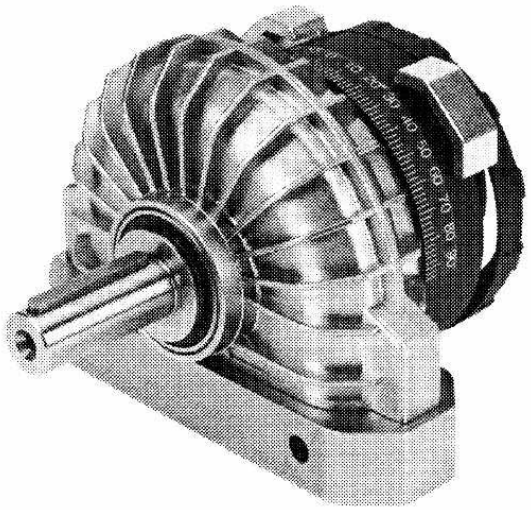


Fig. 5-13

Un épaulement fixé à l'intérieur du cylindre limite la course de l'aube et sépare du même coup le cylindre en deux chambres.

Caractéristiques des moteurs oscillants :

- petits et robustes
- superfinis, d'où leurs performances
- disponibles avec détecteurs sans contact
- angle de rotation réglable
- exécution alliage léger
- facile à installer

6. ELECTROPNEUMATIQUE

Les commandes électropneumatiques comportent, dans la partie de traitement des signaux, principalement des mécanismes de couplage équipés de contacts. L'introduction des signaux s'effectue par toute sorte de capteurs (avec ou sans contact) alors que la sortie des signaux est assurée par des convertisseurs de signaux (électrodistributeurs) et des actionneurs pneumatiques.

L'énergie électrique est introduite, traitée et transmise par des composants bien déterminés. Dans les schémas, ces éléments sont représentés par des symboles qui facilitent la lecture des circuits ainsi que le montage et l'entretien d'un automatisme.

6.1. Eléments d'introduction des signaux électriques

La fonction de ces éléments consiste à acheminer les signaux fournis par différents organes de la commande à mode d'enclenchement et temps de réponse différents vers la partie de l'installation qui assure le traitement des signaux.

Selon leur fonction spécifique, on distingue entre contacts à ouverture (ou normalement fermé), contacts à fermeture (ou normalement ouvert) et inverseurs. Le contact à ouverture ouvre et le contact à fermeture ferme le circuit. L'inverseur ouvre ou ferme le circuit, selon le cas.

La commande de ces éléments peut être manuelle, mécanique ou à distance. Il convient d'autre part de distinguer entre boutons-poussoirs et commutateurs. Actionné, le bouton-poussoir prend une position de commutation déterminée qu'il maintient tant qu'il n'est pas relâché. Dès le relâchement, il retourne automatiquement à sa position initiale. Le commutateur, lui, il prend également une position de commutation déterminée et cette position est maintenue en relâchant le commutateur. Ce blocage est normalement réalisé par verrouillage mécanique. Pour le faire passer à sa position initiale, il faut actionner le commutateur une deuxième fois.

6.1.1. Bouton-poussoir

Pour mettre en marche une machine ou une installation il faut un élément de commande émettant un signal. Un bouton-poussoir, appelé aussi touche, est un tel élément. La fig. 6-1 représente les deux versions possibles : contact à ouverture et contact à fermeture.

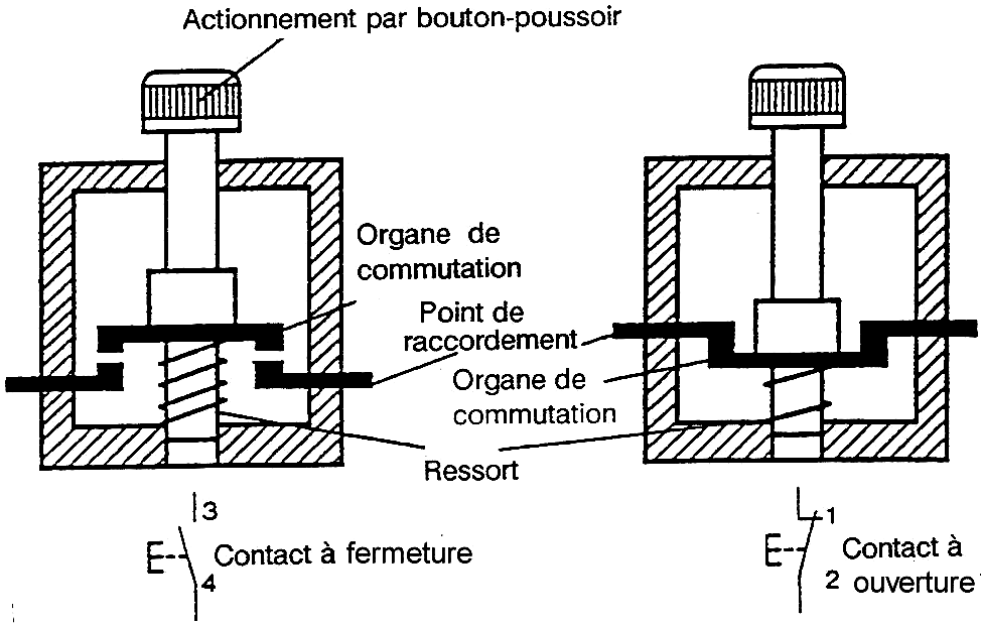


Fig. 6-1

En actionnant le bouton, l'élément mobile agit contre la force du ressort et établit le contact avec le point de raccordement (contact à fermeture) ou le coupe (contact à ouverture). Le circuit est donc fermé ou interrompu. En relâchant le bouton, le ressort assure son retour à la position initiale.

La fig. 6-2 représente les deux fonctions - fermeture et ouverture - réunies dans un même boîtier. Par l'actionnement du bouton-poussoir, le contact à ouverture s'ouvre et coupe le circuit. Le contact à fermeture rapproche l'élément mobile des points de raccordement et rétablit le circuit. En relâchant le bouton, le ressort ramène les éléments mobiles à leur position initiale.

Ces boutons sont employés quand il s'agit de démarrer un processus, de déclencher des séquences opératoires en introduisant des signaux ou quand l'actionnement en continu est indiqué pour des raisons de sécurité. Il conviendra de déterminer dans chaque cas précis s'il faut un contact à fermeture, à ouverture ou une combinaison des deux, à savoir un inverseur. La gamme des boutons-poussoirs proposée par l'industrie électrique est très variée et comprend entre autre des boutons à plusieurs jeux de contacts, par exemple deux contacts à fermeture et deux contacts à

ouverture ou trois à fermeture et un à ouverture. Les boutons-poussoirs disponibles dans le commerce sont souvent équipés de voyants.

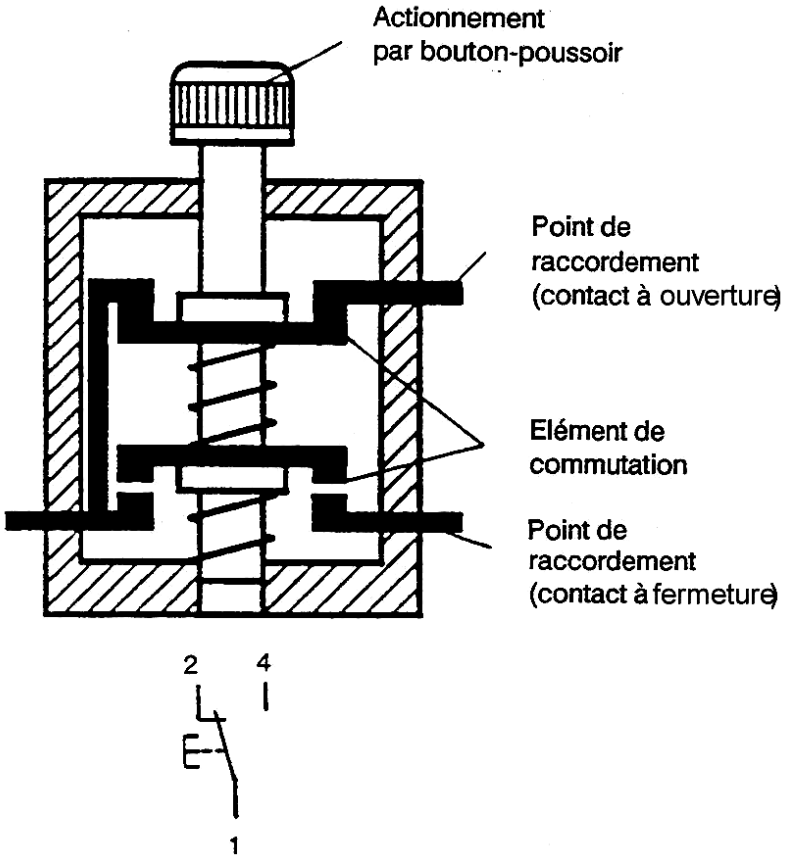


Fig. 6-2

6.1.2. Commutateur à poussoir

Ces commutateurs se verrouillent mécaniquement dès qu'ils sont actionnés une première fois et se débloquent quand on les actionne à nouveau, l'intervention qui les ramène à leur position de départ. Les boutons-poussoirs et les commutateurs à poussoir sont marqués conformément à la norme DIN 43 605 et doivent être montés d'une manière déterminée. Les éléments d'introduction de signaux électriques peuvent être actionnés de différentes manières.

6.1.3. Détecteurs de fin de course

Les détecteurs (capteurs) de position « fin de course » (fig. 6-3) permettent de détecter si certaines pièces mécaniques ou autres éléments de puissance ont atteint leur position finale respective. Le choix de ces éléments d'introduction de signaux s'effectue en fonction de la sollicitation mécanique escomptée et du besoin en précision de commutation et en fiabilité des contacts.

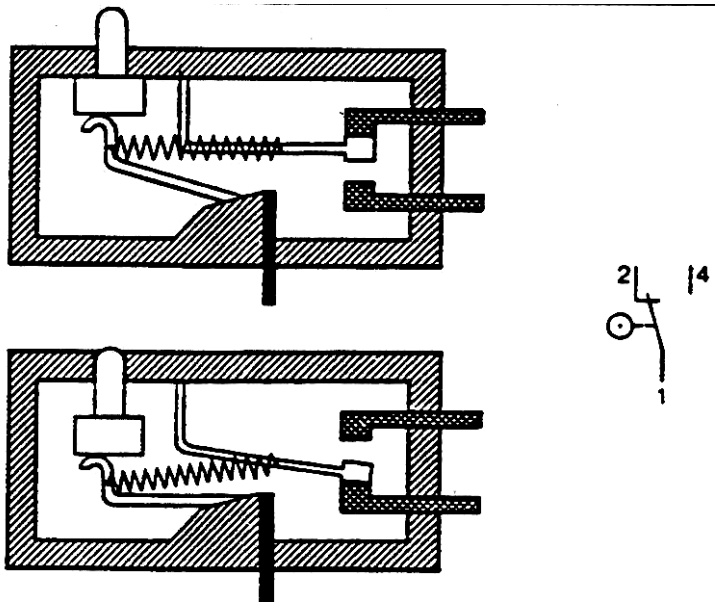


Fig. 6-3

Les capteurs de position « fin de course » sont normalement exécutés en inverseurs. Mais il y a aussi des exécutions spéciales avec d'autres combinaisons de contacts.

Un autre signe distinctif d'un détecteur de position « fin de course » est la vitesse avec laquelle le contact est sollicité. Le contact peut être établi par signal lent ou instantané. Dans le cas du contact lent, le contact ouvre ou ferme le circuit à la même vitesse que se fait l'actionnement (utile pour une faible vitesse de démarrage).

Le contact instantané, par contre, commute brusquement lorsque le détecteur de position « fin de course » atteint une position déterminée, indépendamment de la vitesse d'actionnement.

Le détecteur de position « fin de course » peut être actionné par un élément fixe, par exemple un poussoir ou galet. Le montage et l'actionnement du détecteur de position « fin de course » doivent se faire conformément aux consignes du constructeur, notamment en ce qui concerne l'angle d'attaque et les dépassements de course.

6.1.4. Capteurs sans contact selon le principe de Reed

Ce capteur est constitué d'un relais Reed noyé dans un bloc de résine synthétique (fig. 6-4). A l'approche d'un champ magnétique (par exemple d'un aimant permanent monté sur le piston d'un vérin), ce relais ferme le circuit en émettant un signal électrique. Le bloc de résine renferme également les contacts électriques.

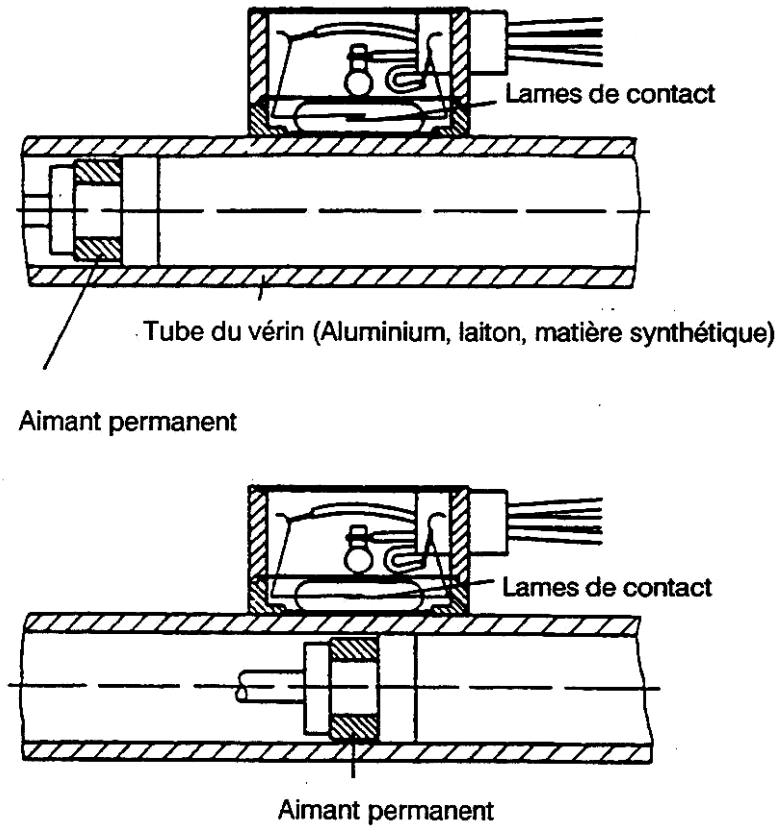


Fig. 6-4

L'état de commutation est signalé par une diode luminescente. L'actionnement est visualisé par l'indicateur LED de couleur jaune. Ces capteurs sont d'un emploi particulièrement avantageux lorsque le nombre de cycles est élevé, lorsque la place

disponible n'autorise pas la mise en œuvre de détecteurs de position « fin de course » mécaniques et en milieu pollué (poussière, sable, humidité).

Observation

Les vérins équipés de capteurs de proximité à commande magnétique ne doivent pas être montés trop près d'un champ magnétique puissant (p.ex. machine à souder par résistance). On tiendra compte aussi du fait que ces capteurs sans contacts ne peuvent pas être montés sur certains types de vérins.

Le tableau ci-dessous donne les caractéristiques du capteur de proximité sensible aux champs magnétiques.

Source d'énergie	Champ magnétique
Construction	Capteur électromagnétique de position
Puissance maximale	Courant continu 24 W Courant alternatif 30 VA
Courant maximal	1,5 A
Tension maximale	220 V
Pointes de tension maximale admissibles	500 V
Impédance spécifique	100 Ω
Précision répétitive	± 0,1 mm
Fréquence de commutation	500 Hz maximum
Temps de réponse	= 2 ms
Type de protection selon DIN 400 50	IP 66
Plage de température	- 20°C à + 60°C +10°C à + 120°C

6.1.5. Capteurs de proximité inductifs

En automatique, on utilise de plus en plus souvent des éléments travaillant sans contact. Ces éléments se composent d'une partie "saisie de signaux" et d'une partie "traitement des signaux". Si les signaux émis par la partie traitement sont des signaux binaires, l'élément en question s'appelle capteur sans contact ou capteur de proximité. Les palpeurs et les capteurs générant des signaux analogiques pour la détection analogique des valeurs mesurées sont tout aussi importants.

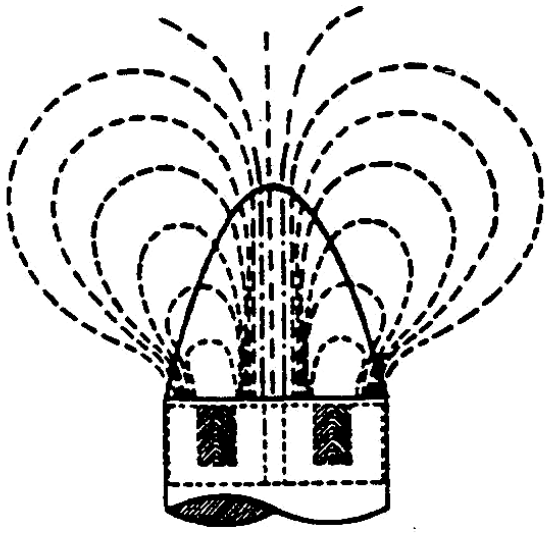
Les capteurs de position « fin de course » (capteurs sans contact) électroniques travaillent sans contact, c'est à dire que la commutation se fait sans bruit, sans rebondissement et sans rétroaction, il n'y a pas de contacts qui peuvent s'user et ils ne demandent pas d'effort à l'actionnement. Ils sont utilisés surtout :

- en absence d'un effort d'actionnement ;
- quand la durée de vie doit être longue ;
- dans un milieu soumis à des vibrations et secousses ;
- en présence d'influences défavorables de l'environnement ;
- dans les applications avec des fréquences de commutation élevées.

Or, l'emploi des capteurs est également soumis à certaines conditions:

- Les capteurs sans contact doivent être alimentés en courant électrique (dans la plupart des cas par le circuit électrique de pilotage).
- La distance de commande - c'est la distance à l'intérieur de laquelle le capteur peut être sollicité - dépend du matériau qui commute le capteur.
- Certains types de capteurs réagissent seulement quand ils sont sollicités par des métaux.
- Les circuits de courant continu et de courant alternatif demandent des capteurs de type différent.
- L'humidité de l'air et la température ambiante ont souvent une légère influence sur la distance de commande. Les capteurs inductifs sont moins sensibles à ces influences.

- Les capteurs pouvant s'influencer mutuellement, il est impératif de respecter une distance minimale entre eux.
- Il faut respecter à la lettre les consignes de montage des constructeurs, surtout quand il s'agit de noyer les capteurs ou de les monter à niveau.



Champ magnétique d'un capteur inductif

Fig. 6-5

Lors de la mise sous tension du capteur inductif, la bobine de l'oscillateur produit un champ électromagnétique de haute fréquence (fig. 6-5). C'est la zone de commutation active. Une pièce métallique introduite dans cette zone provoque un courant parasite et enlève de ce fait de l'énergie à l'oscillateur. Ceci affaiblit l'amplitude des oscillations libres et le basculeur, monté en aval, délivre un signal (fig. 6-6).

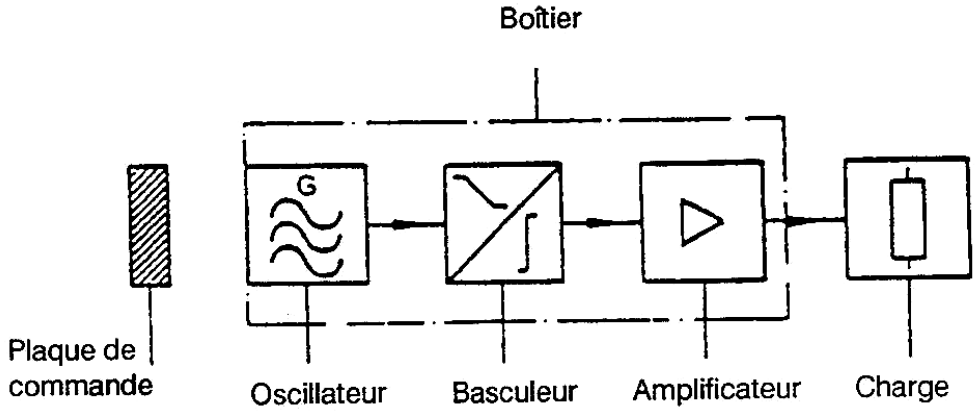


Fig. 6-6

Les capteurs de proximité inductifs ne réagissent qu'aux métaux !

Selon l'application les capteurs à mettre en œuvre sont pour tension continue ou alternative.

- *Capteurs de proximité inductifs pour tension continue*

Ces capteurs sont conçus pour des tensions nominales d'environ 10 V à 30 V. Dans le cas du capteur de proximité pour tension continue, un déclencheur (trigger) analyse le changement d'amplitude de l'oscillateur provoqué par le rapprochement de la pièce métallique et actionne un amplificateur à transistors, renfermé dans le même boîtier, qui commute la charge (contacteur, relais).

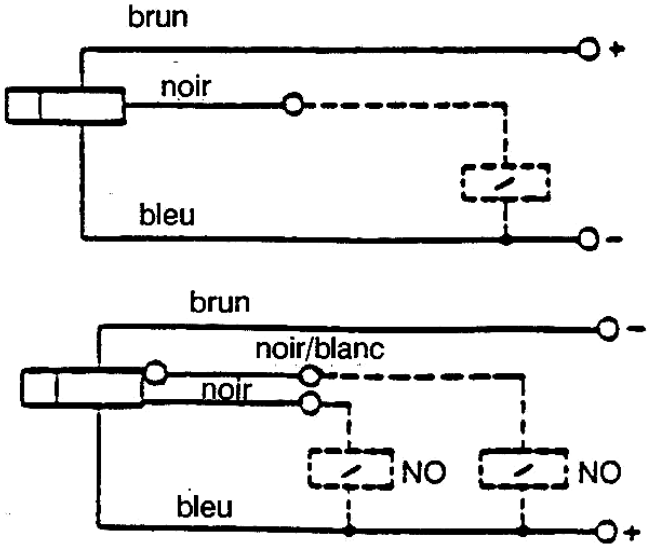


Fig. 6-7

Ces capteurs comportent souvent 3 ou même 4 connexions (à 3 ou 4 conducteurs) (fig. 6-7).

- *Capteurs de proximité inductifs pour tension alternative*

Ces capteurs sans contact sont conçus pour des tensions nominales de 20 V à 250 V. L'addition d'un thyristor permet de connecter le capteur de proximité

directement à la tension alternative, en série avec la charge à commander. Il s'agit dans ce cas d'une version à 2 fils (fig. 6-8).

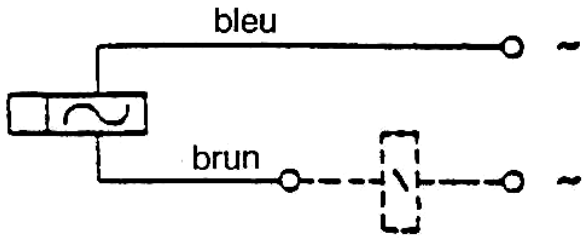


Fig. 6-8

6.1.6. Capteurs de proximité capacitifs

Les capteurs sans contact inductifs peuvent remplacer des détecteurs de position « fin de course » mécaniques. Leur emploi et montage demandent un minimum de connaissances spécialisées de ce produit. La théorie et l'application pratique des capteurs de proximité capacitifs, par contre, sont beaucoup plus compliquées.

Pour faire fonctionner correctement ces appareils, le technicien doit avoir des connaissances précises du principe de fonctionnement et des impératifs de montage. Une cause courante de désordres est la condensation de l'humidité de l'air sur les surfaces sensibles des capteurs.

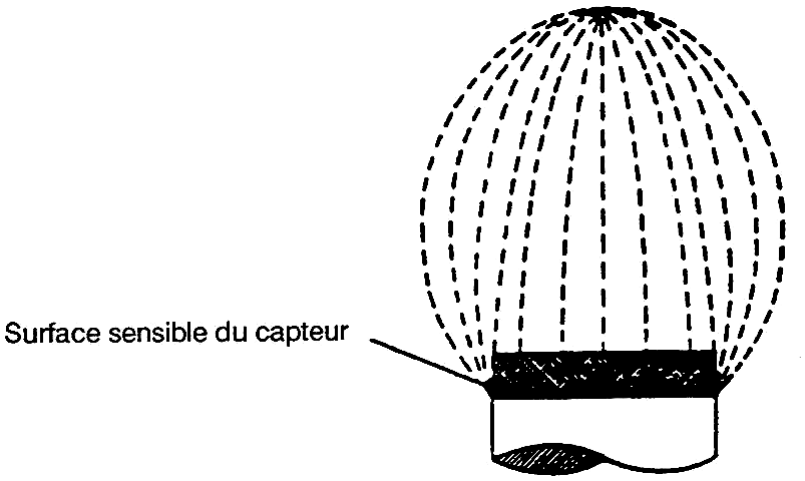


Fig. 6-9

Comme le capteur inductif, le capteur capacitif est muni d'un oscillateur, mais dans les exécutions normales, celui-ci n'est pas constamment en mouvement.

Un objet, métallique ou non, rapproché de la surface sensible (ou active) du capteur fait augmenter la capacité électrique entre la terre et la surface sensible (fig. 6-9). Quand une valeur déterminée est dépassée, l'oscillateur amorce les oscillations. Dans la plupart des cas, la sensibilité est réglable. Les oscillations sont enregistrées par un amplificateur de commutation. Les étages en aval de l'amplificateur sont identiques à ceux du capteur inductif. Les étages de sortie sont donc exécutés, selon le cas, en contact à ouverture, à fermeture ou en inverseur (fig. 6-10).

Pour faire commuter le capteur, il suffit d'approcher l'objet ou le milieu à la surface active. Ce milieu doit être d'autant plus près que sa constante diélectrique est faible. Des milieux à constante diélectrique élevée (eau, ciment) peuvent être détectés à travers des parois minces (revêtements isolants des capteurs). Les métaux agissent comme des milieux à grande constante diélectrique.

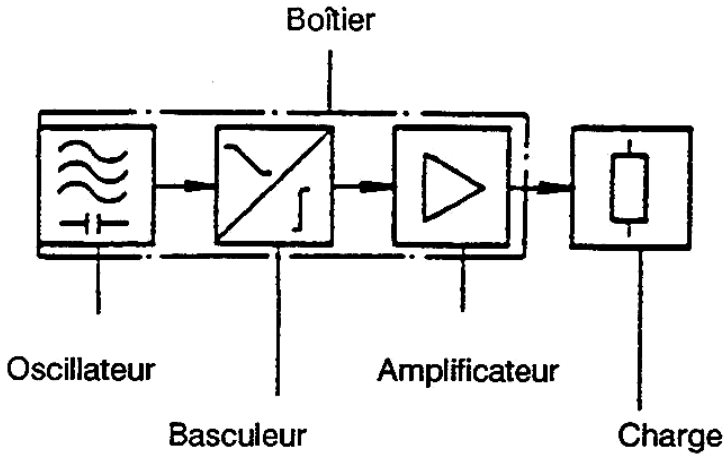


Fig. 6-10

Les détecteurs de position « fins de course » inductifs ne réagissent qu'aux métaux ou aux objets présentant une excellente conductibilité. Les capteurs capacitifs sont sollicités en plus par l'approche de matériaux isolants à constante diélectrique supérieure à 1. Ils sont donc largement utilisés comme indicateurs de niveau sur les réservoirs de granulat, de farine, de sucre, de ciment, de plâtre et de liquides tels que

l'huile, l'essence et l'eau. Ces capteurs servent également à la détection et au comptage d'objets métalliques et non métalliques et au balayage des bords de bandes en matière plastique, de feuilles continues de papier ou de courroies d'entraînement.

Il est important d'éviter que l'humidité de l'air ne se condense sur les surfaces actives puisqu'un tel dépôt peut enclencher le capteur. Les capteurs inductifs sont beaucoup moins sensibles à l'humidité.

Si l'application en question demande la mise en oeuvre d'un capteur capacitif malgré une forte humidité de l'air, la surface active du capteur doit être protégée contre les condensations par des mesures de chauffage ou l'amenée d'air séché.

6.1.7. Détecteurs de proximité optiques

Le capteur de proximité optoélectronique réagit, sans contact, à tous les matériaux (par exemple, verre, bois, matières synthétiques, feuilles métalliques ou plastiques, céramique, papier, liquides ou métaux). Il exploite le fait que les divers matériaux reflètent différemment la lumière qu'il émet. Il est utilisé, par exemple, pour trier des matériaux à propriétés de réflexion différentes. Il travaille sans problème à travers des vitres ou des couches d'eau et, comme tous les capteurs sans contact, il est complètement insensible aux vibrations et aux secousses, parfaitement étanche et résiste à l'usure. Le capteur de proximité optoélectronique peut également servir à détecter de toutes petites pièces, à indiquer le niveau de remplissage, en milieu explosif, etc.

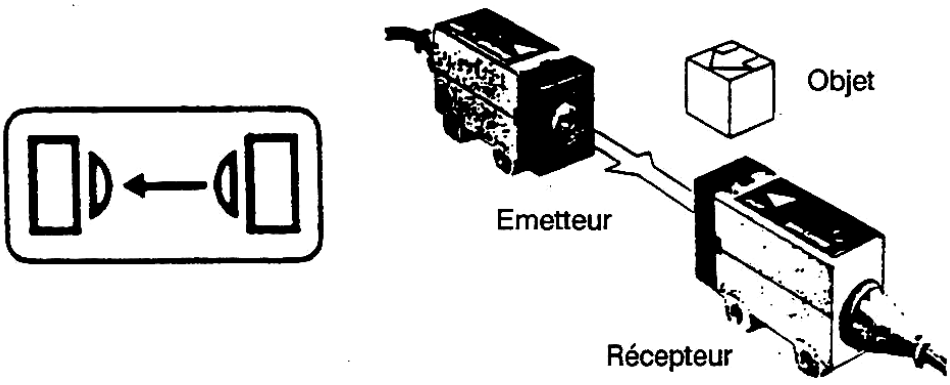


Fig. 6-11

On distingue :

a) les barrières lumineuses avec corps d'émission et de réception séparés (fig. 6-11) ;

b) les barrières détectrices à réflexion constituées d'un émetteur et d'un récepteur réunis dans un seul corps (fig. 6-12) ;

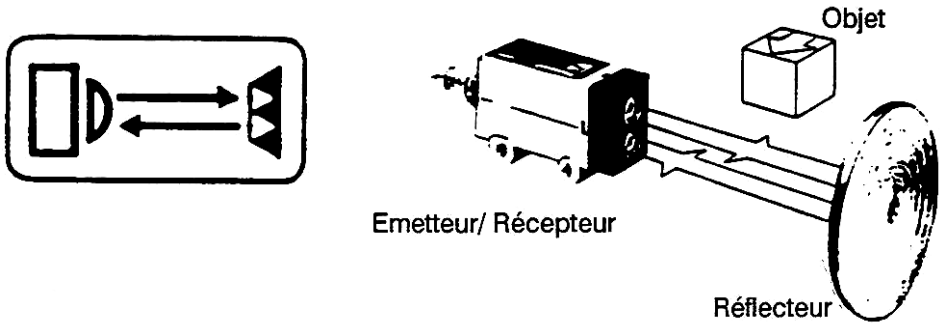


Fig. 6-12

c) les détecteurs de proximité par réflexion, constitués d'un émetteur et d'un récepteur réunis dans un seul corps (fig. 6-13). L'objet est « le réflecteur ».

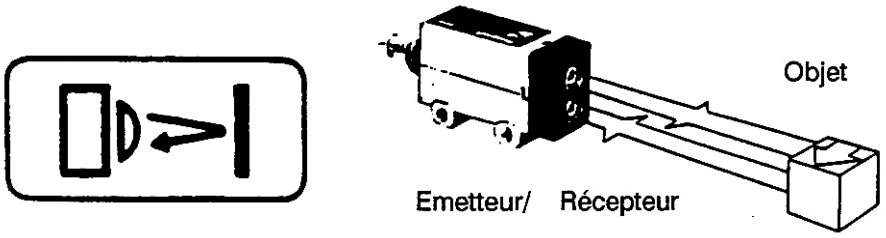


Fig. 6-13

Le schéma sur la fig. 6-14 présente le principe de fonctionnement d'un détecteur de proximité par réflexion.

Le capteur est composé d'une diode luminescente (1), d'un phototransistor (2), d'un étage de synchronisation (3) et d'un amplificateur (4).

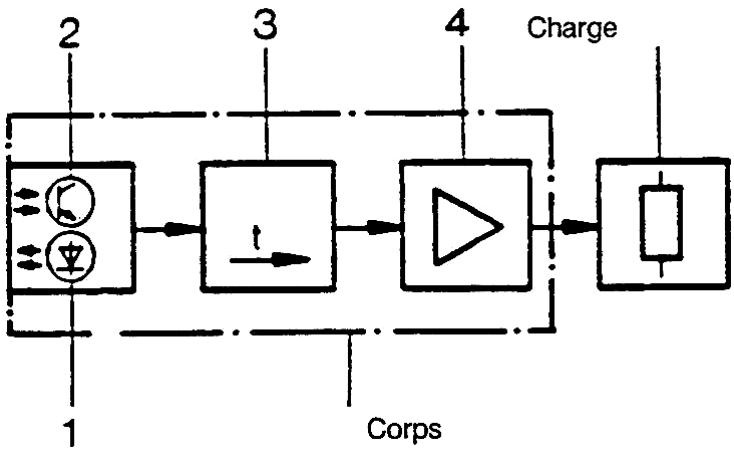


Fig. 6-14

L'amplificateur de réception est sélectif (pour la lumière infrarouge) de sorte que des rayons lumineux en dehors de la gamme infrarouge ne sont pas pris en compte. Un câble de fibres optiques raccordé aux capteurs optoélectroniques permet d'effectuer la surveillance et la détection de pièces à des endroits inaccessibles et à des températures très élevées (jusqu'à 200°C maxi). Il y a évidemment d'autres versions, dont une où le phototransistor est remplacé par une photodiode.

6.2. Eléments électriques de traitement des signaux

6.2.1. Relais

On utilise les relais pour la commande et la régulation d'installations et de machines. Un relais doit répondre à certain nombre d'exigences :

- entretien minimal ;
- nombre élevé de cycles ;
- fonctionnement à des intensités et des tensions très faibles ;
- grande vitesse de fonctionnement.

Les relais sont des composants capables de commuter et de commander avec minimum d'énergie. On les utilise principalement pour le traitement des signaux. Le relais est un contacteur à commande électromagnétique possédant une puissance de commutation déterminée (fig. 6-15).

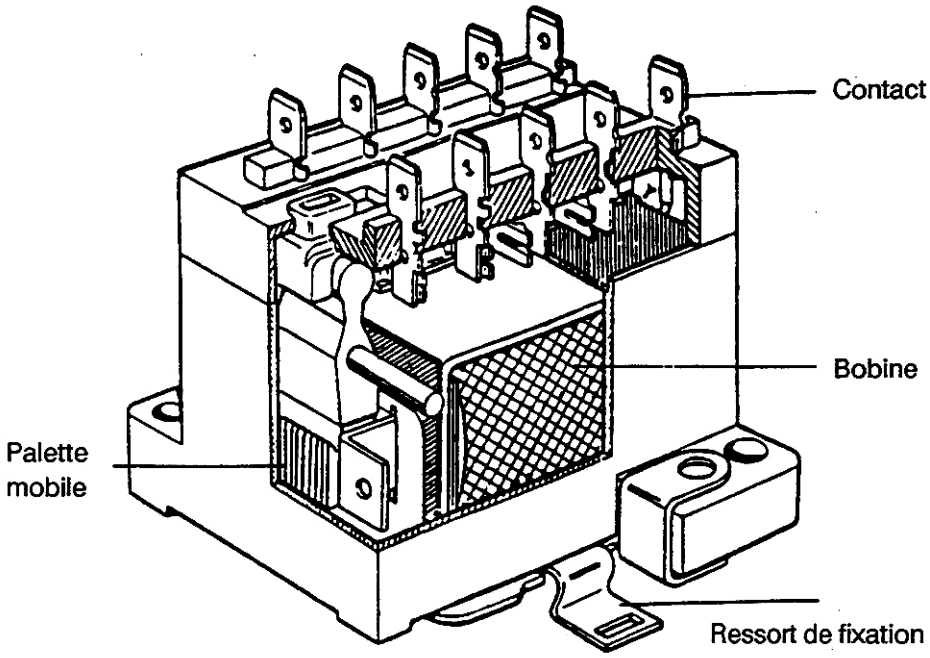


Fig. 6-15

Les types de construction sont multiples, mais les relais suivent tous le même principe de fonctionnement (fig. 6-16).

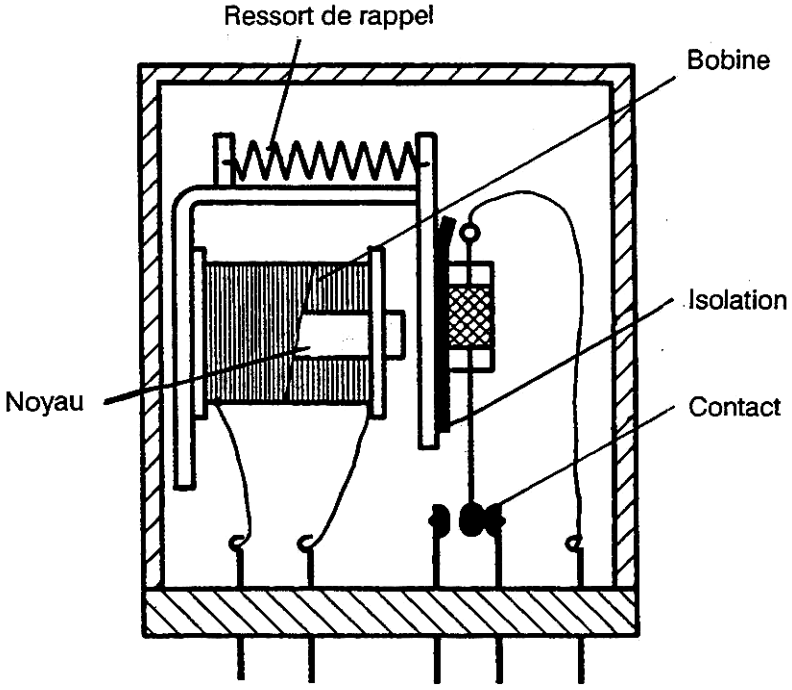


Fig. 6-16

Lorsqu'une tension est appliquée à la bobine, l'enroulement est parcouru d'un courant électrique, le champ magnétique qui s'établit fait que l'armature est attirée par le noyau. L'armature est reliée mécaniquement à des contacts qui sont soit ouverts, soit fermés.

Cette position de commutation est maintenue tant que la bobine est sous tension. Quand le courant est coupé, un ressort ramène l'armature dans sa position initiale. Les relais sont représentés par des symboles simples (fig. 6-17) pour faciliter la lecture du schéma de circuit.

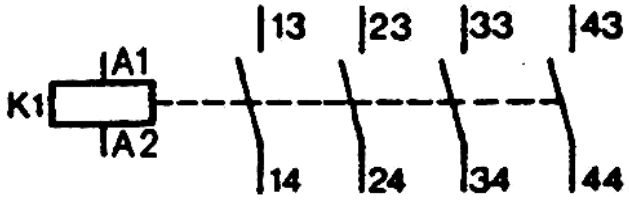


Fig. 6-17

Le relais porte les repères K1, K2, K3. L'entraînement électrique porte les repères A1 et A2 (raccordement de la bobine). Le relais représenté ci-dessus comporte 4 contacts à fermeture : 13 – 14, 23 – 24, 33 – 34 et 43 – 44.

Le premier chiffre est le numéro du contact. Le deuxième, dans notre exemple 3 et 4, nous renseigne sur le type de contact, en l'occurrence, quatre fois un contact à fermeture.

L'exemple sur la fig. 6-18 représente un relais avec 4 contacts à ouverture (le deuxième chiffre 1 et 2).

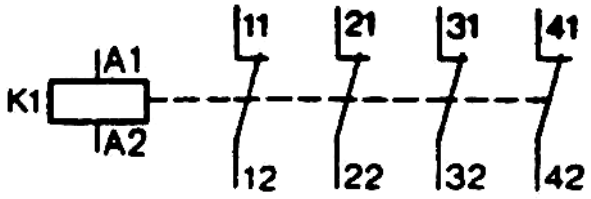


Fig. 6-18

Dans les applications nécessitant des contacts différents, on utilise des relais combinant contacts à ouverture et à fermeture (fig. 6-19).

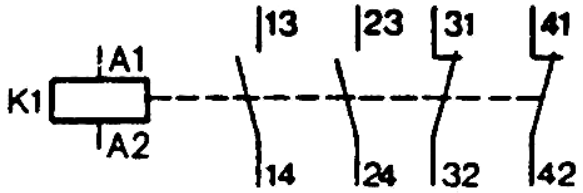


Fig. 6-19

6.2.2. Contacteurs

Les contacteurs sont des commutateurs à commande électromagnétique, capables de commuter des puissances élevées avec une faible puissance de commande (fig. 6-20).

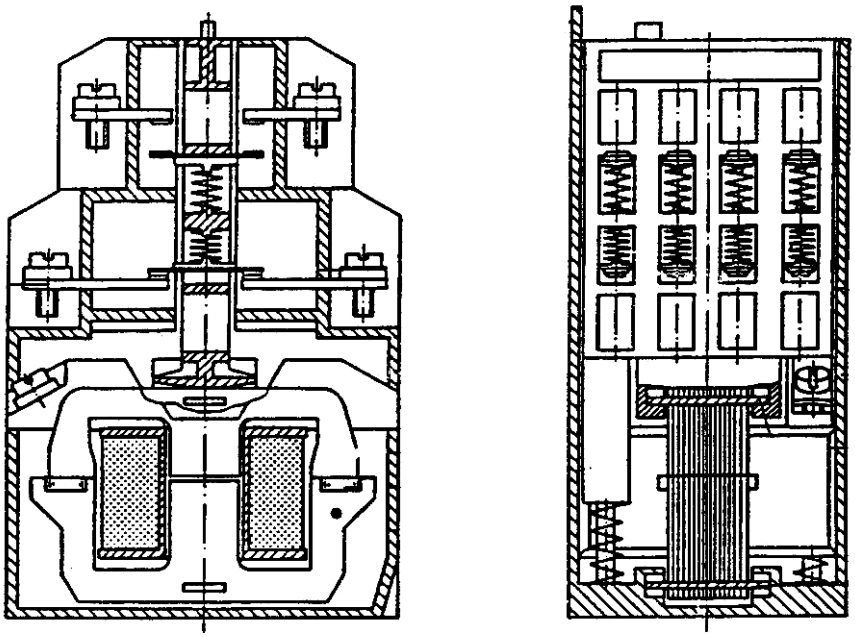
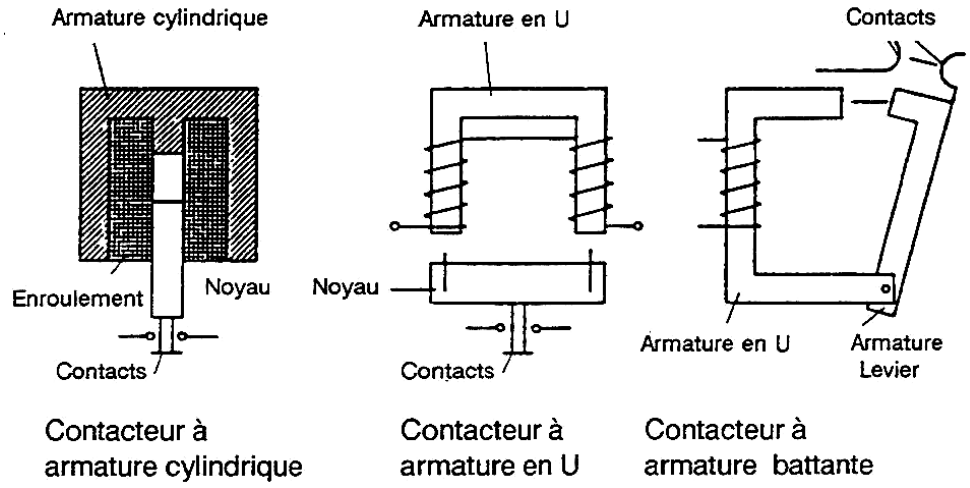


Fig. 6-20

Les contacts sont activés par le noyau d'un électro-aimant (fig. 6-21). Le contacteur est activé quand l'enroulement d'excitation est mis sous tension. La force d'appel est générée par le champ magnétique qui s'établit lors du passage du courant. Les

contacts activés par le noyau ouvrent ou ferment le circuit au courant électrique. Les possibilités d'application des contacteurs sont nombreuses. On les utilise notamment pour la mise en marche de moteurs, de fours électriques à accumulation, d'installations de chauffage et de climatisation, de grues, etc.



Contacteur à armature cylindrique | Contacteur à armature en U | Contacteur à armature battante

Fig. 6-21

Le symbole est celui du relais, mais la numérotation des contacts est différente (fig. 6-22).

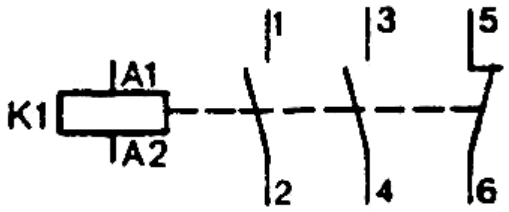


Fig.6-22

6.2.3. Convertisseurs électropneumatiques (électrodistributeurs)

Les commandes alimentées à partir de deux sources d'énergie différentes (air comprimé et courant électrique) doivent être équipées de convertisseurs. Ceux-ci permettent d'exploiter les avantages pratiques des deux sources d'énergie.

Ces convertisseurs sont, en fait, des électrodistributeurs qui ont pour fonction de transformer des signaux électriques en signaux pneumatiques. Ces électrodistributeurs se composent d'un distributeur pneumatique et d'un organe de commutation électrique (pilote électrique).

L'électrodistributeur 2/2 à commande auxiliaire manuelle (fig. 6-23) est fermé en position de repos. Il s'agit d'un distributeur à clapet à commande unilatérale directe. L'air comprimé est branché au raccord 1(P). Le noyau empêche l'écoulement de l'air vers la sortie 2(A). En appliquant un signal électrique au pilote électrique, le champ magnétique engendré par la bobine attire le noyau. Le débit d'air s'écoule de l'entrée 1(P) vers 2(A).

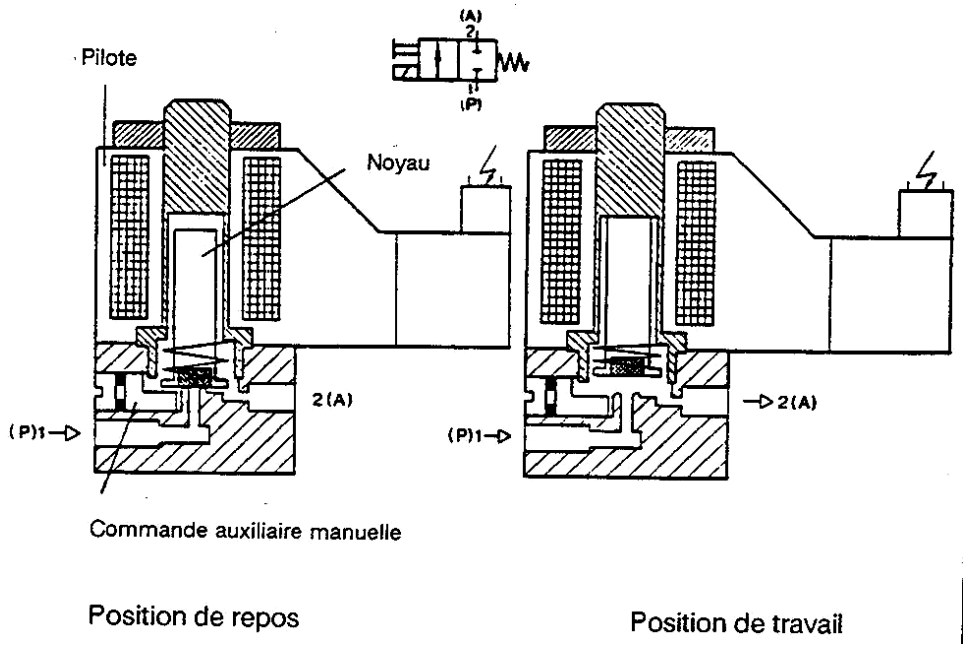


Fig. 6-23

Dès suppression du signal électrique, le ressort de rappel ramène le distributeur à sa position de repos. La conduite d'air comprimé ne peut pas être mise à l'échappement au raccord 2(A) puisqu'il n'y a pas d'orifice d'échappement. Une commande auxiliaire manuelle permet de libérer le passage du débit d'air de 1(P) vers 2(A).

Le noyau est relevé manuellement par rotation de la came cylindrique. Cet électrodistributeur 2/2 sert d'organe d'isolement.

On utilise des distributeurs à pilotage pneumatique pour réduire l'encombrement des bobines sur les distributeurs (fig. 6-24). Un signal électrique sur la bobine commute le distributeur.

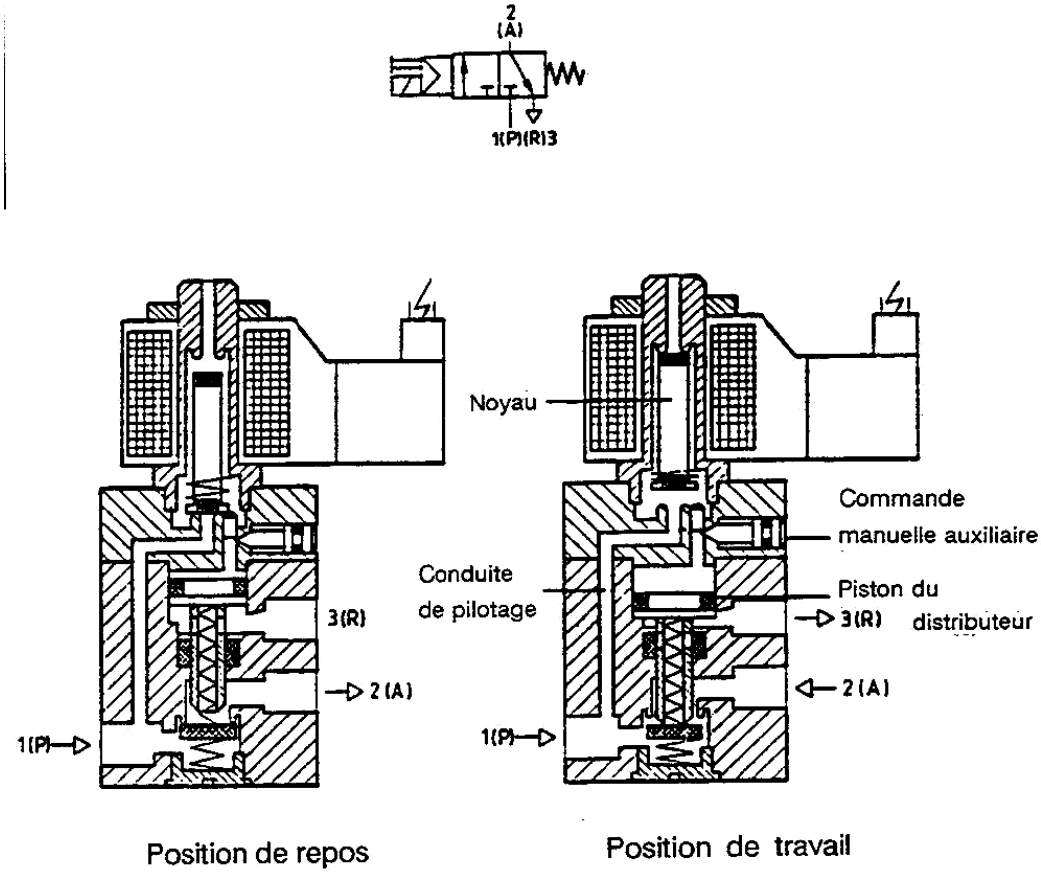


Fig. 6-24

Le noyau de la bobine libère le passage sur un signal électrique. L'air s'écoule du raccord 1(P) vers le noyau, puis vers le piston qui va commuter. La fonction de commutation 1(P) vers 2(A) est maintenue tant que le signal électrique d'entrée est appliqué.

La commande manuelle auxiliaire libère également le passage de l'air de pilotage. Il faut respecter les pressions minimale et maximale prescrites pour les distributeurs pilotés (assistés).

Comme en pneumatique la commutation peut requérir deux signaux de commande électrique (électrodistributeur bistable) (fig. 6-25). La commutation est effectuée par un bref signal (impulsion) sur les entrées Y1 ou Y2. Il faut noter que le premier signal arrivé est prioritaire.

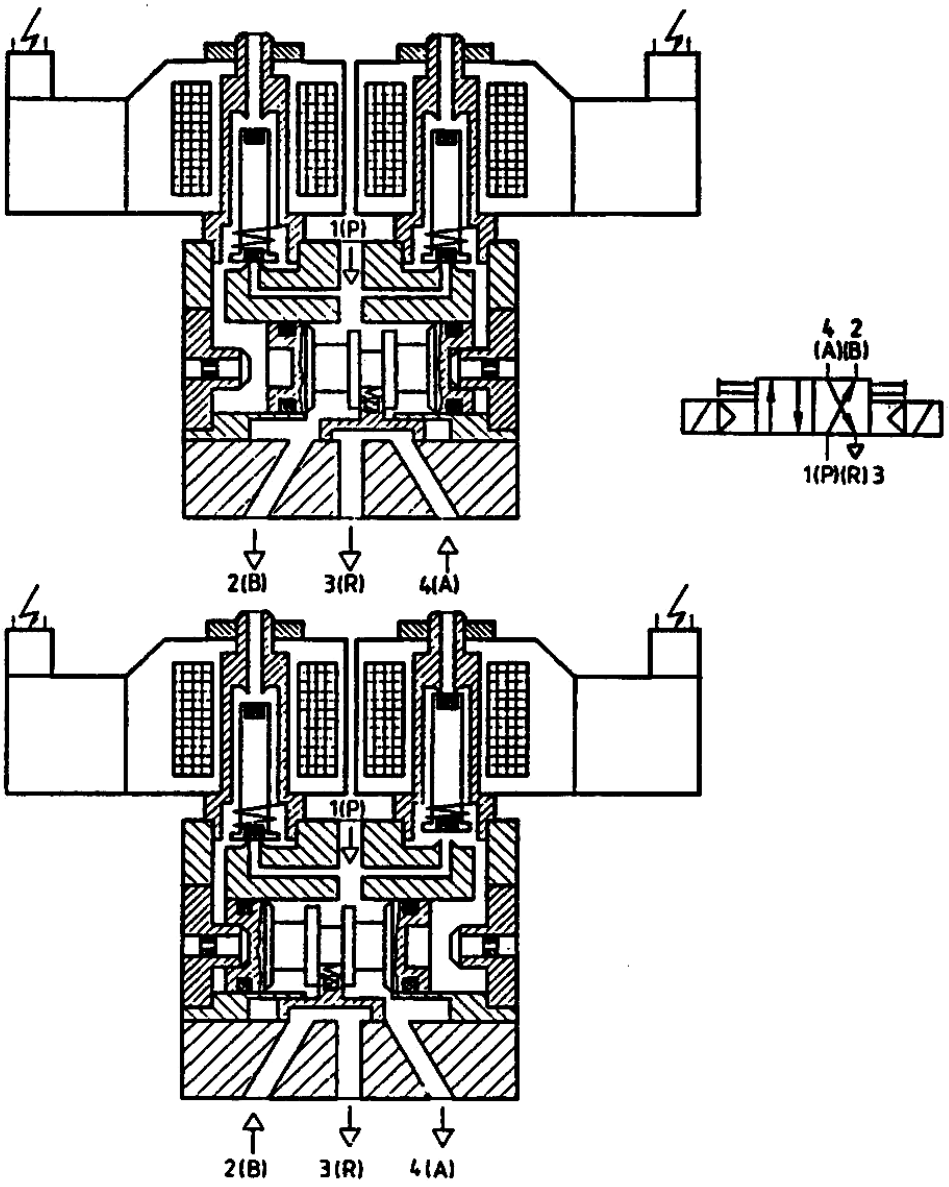


Fig. 6-25

7. MAINTENANCE D'UN SYSTEME PNEUMATIQUE

7.1. Maintenance du lubrificateur

Il y a quelques années de ce-là, on était encore persuadés que l'huile éliminée du compresseur pouvait être utilisée pour graisser les organes d'entraînement. Entre temps, on s'est rendu compte que la chaleur dégagée par le compresseur provoque un calaminage et une évaporation de l'huile. Celle-ci est donc tout à fait inappropriée comme lubrifiant et aurait même tendance à se comporter comme un abrasif sur les vérins et les distributeurs et compromettre sérieusement leur rendement.

Un autre problème qui se pose lors de la maintenance des réseaux fonctionnant avec de l'air comprimé lubrifié est le dépôt d'huile sur les parois intérieures des canalisations. Ce dépôt peut être absorbé de façon incontrôlée dans le flux d'air et provoquer une élévation sensible de l'encrassement des canalisations d'air comprimé. La maintenance des installations présentant ce type de problème est extrêmement difficile car un tuyau encrassé par un dépôt d'huile ne peut être nettoyé que si on le démonte.

Les dépôts d'huile peuvent également entraîner un gommage de certains composants, en particulier après un arrêt prolongé. Après un arrêt de travail de quelques jours, il arrive que des composants lubrifiés ne fonctionnent plus correctement. D'une manière générale, on privilégiera donc toujours un conditionnement d'air comprimé sans lubrification.

En conclusion, il convient de respecter les points suivants:

- Ne pas laisser passer d'huile de compresseur dans le réseau d'air comprimé (monter un séparateur d'huile).
- Ne monter que des composants pouvant s'accommoder d'air comprimé non lubrifié.

- Un système ayant fonctionné une fois avec lubrification doit se tenir à ce type de fonctionnement car le dispositif de graissage d'origine pourrait à la longue être rincé.

7.2. Maintenance du filtre

La périodicité de maintenance pour le remplacement du filtre dépend de l'état de l'air comprimé, de la consommation des organes pneumatiques raccordés et de la taille du filtre. La maintenance du filtre comporte les points suivants:

- remplacement ou nettoyage de la cartouche filtrante ;
- purge de l'eau de condensation.

Lors d'un nettoyage, il convient de bien observer les indications données par le fabricant en ce qui concerne les produits de nettoyage. Un nettoyage à l'eau savonneuse tiède suivi d'un soufflage à l'air comprimé est généralement suffisant.

7.3. Fiabilité des distributeurs

Montage de distributeurs à galet: La fiabilité d'un automatisme dépend en tout premier lieu du soin apporté à l'installation des fins de course. Ceux-ci doivent être conçus de façon à faciliter au maximum et à tout instant les réglages et les adaptations. Ceci est important si l'on veut assurer une coordination précise des déplacements des vérins au sein d'un automatisme.

Montage des distributeurs: Outre l'importance que revêt le choix scrupuleux des distributeurs, il est également une exigence majeure qu'il ne faut pas négliger, à savoir le montage correct de ces distributeurs afin de garantir au maximum la fidélité des caractéristiques, un fonctionnement sans problèmes et un accès facile en cas de réparation ou de maintenance. Ceci est valable aussi bien pour les distributeurs de la partie puissance que pour les capteurs de la partie commande.

Pour faciliter les opérations de maintenance et les réparations, il faut:

- numéroter les composants ;

- monter des indicateurs optiques ;
- établir une documentation complète.

Les capteurs à commande musculaire destinés à l'entrée des signaux sont en général montés sur un tableau ou un pupitre de commande. Il est par conséquent pratique de sélectionner des capteurs et des organes de commande pouvant être raccordés directement sur l'élément de base. Il existe tout un choix de modes de commande pour assurer les différentes et nombreuses fonctions d'entrée.

Les capteurs et les préactionneurs gèrent le fonctionnement des actionneurs. Ils doivent être conçus de façon à déclencher une réaction aussi rapide que possible au niveau des actionneurs. Les capteurs doivent par conséquent être installés aussi près que possible des organes moteurs de façon à réduire au minimum les longueurs de canalisations et les temps de réponse, l'idéal étant de raccorder le capteur directement sur l'organe moteur. Par ailleurs, ceci permet d'utiliser moins de matériaux et de réduire les temps de montage.

HYDRAULIQUE ET ELECTROHYDRAULIQUE

8. HISTORIQUE ET EVOLUTION DE L'HYDRAULIQUE

L'eau a une masse, si cette masse se déplace, elle fournit de l'énergie. Ceci fut comprit 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 XVIe 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 "Euréka" 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 journellement 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. 8-1).

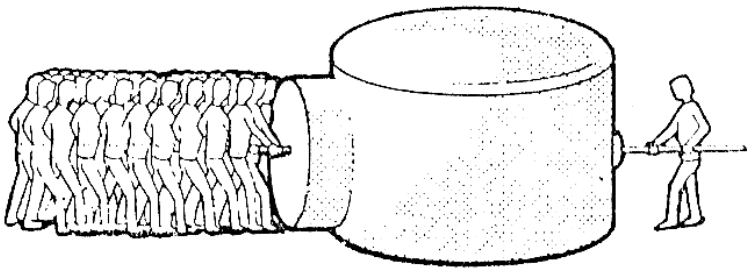


Fig. 8-1

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'égale répartition des pressions 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 Wiiliams, 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.).

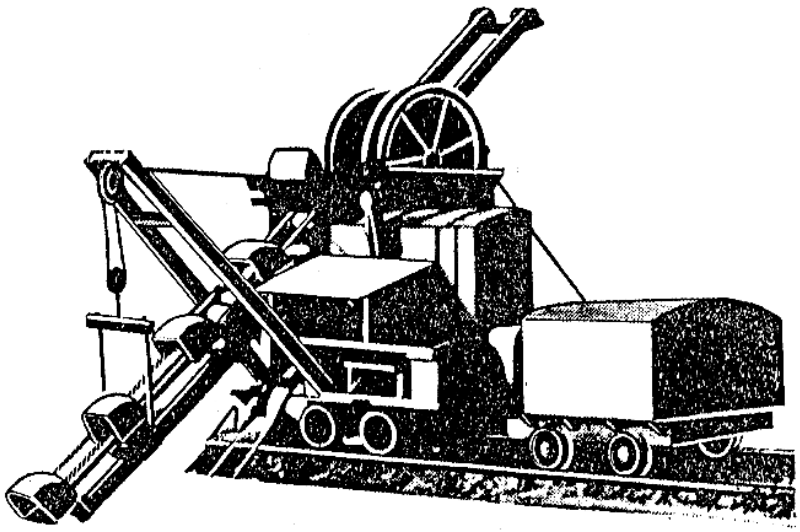
Les premiers convertisseurs hydro cinétiques de couple étaient construits en 1905 par le professeur allemand Herman Fottingen (1877 - 1944) pour la marine du Keiser. Plus tard, en 1920, l'allemand Bauer les simplifie et modifie encore pour la jonction entre les moteurs Diesel et les hélices (suppression 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. 8-2

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. 8-2). 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.

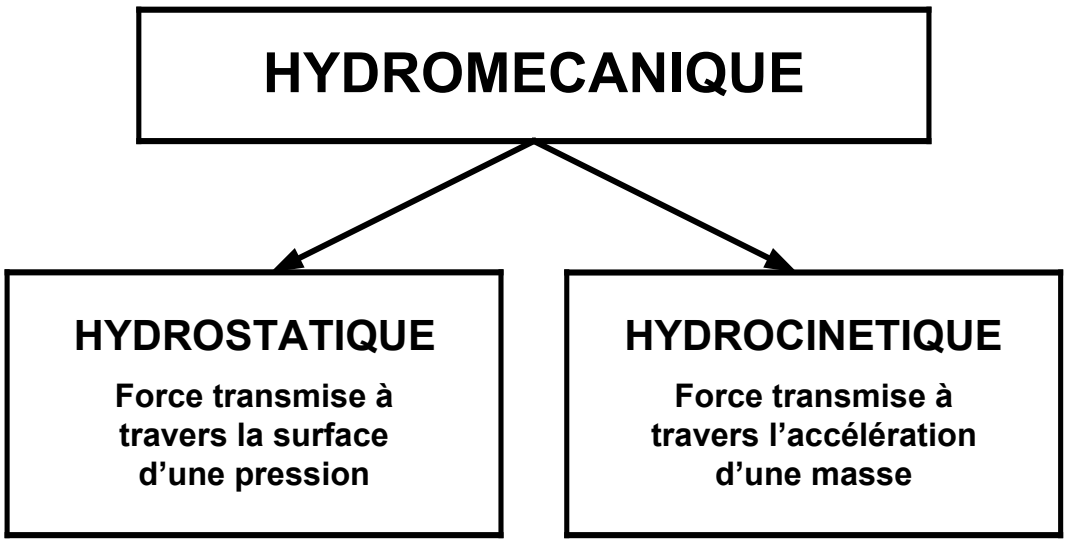
En 1929 ont lieu les essais, très satisfaisants, du premier convertisseur hydrocinétique de couple, avec réacteur monté sur roue libre.

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.

9. GENERALITES



9.1. Unités de mesure

9.1.1. 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

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

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

A noter!

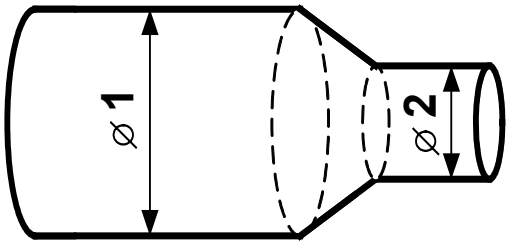
1 gallon américain (US gallon) = 3,785 l

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

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

1 m^3/s = 6.10^4 l/mn

a) Influence du diamètre des sections



Si q_v = Cte $\Rightarrow$ $v_1 . S_1 = v_2 . S_2 \Rightarrow v_1 . \varnothing 1^2 = v_2 . \varnothing 2^2 \Rightarrow v_1 / v_2 = \varnothing 2^2/\varnothing 1^2$

b) Vitesse, succion, 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

9.1.2. 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 m^2. Dans la pratique on utilise le *bar*:

1 bar = 10^5 Pa

Antérieurement la pression s'exprimait en kg/cm^2 (kilogramme par centimètre carré).

A noter!

P.S.I. (Pound per Square Inch : livre par pouce carré) =
453,592 g / $25,4^2$ mm^2 = 453,592 g / 645,16 mm^2 = 0,07 kg/cm^2 = 0,0689 bar
Pound = 453,592 g
Inch = 25,4 mm
1000 P.S.I. = 70 kg/cm^2 = 68,9 bar

En hydraulique, la pression c'est la force.

p = F / S , où: p = pression en bar ou en kg/cm^2
F = force en daN (décanewton) ou kg (kilogramme-force)
S = surface en cm^2

Tableau de conversion des unités de pression

	kg/cm2	Pascal	Bar	Atmosphère
1 kg/cm2	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
1Atmosphère	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 = Pression d'éclatement (p_e) / Pression de travail (p_t)

9.1.3. 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 x 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 N = 1 Pa . 1 m²

1 lb = 1 lb/po² ou 1 psi.po²

9.1.4. Travail

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

W = F x d

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

Le travail hydraulique peut être exprimé comme :

$W = p \cdot S \cdot d$, où : $F = p \cdot S$

1 lb-pi = 1 lb/po² . 1 po² . 1 pi

1lb-pi = 1 lb.0,454 kg/lb.9,81 N/kg.1 po².2,54².10^{-4} m²/po².1pi.30,48.10^{-2} m/pi

1 lb-pi = 1,356 N.m

9.1.5. Puissance

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

$P = W_{hy} / t$

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 $\Rightarrow$ 1 N.m/s = 1 W

Pch = 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:

$P = p \times S \times d / t$, où: P = puissance, en W

$P = p \times Q$ F = force, en N

d = déplacement, en m

t = temps, en s

p = pression, en Pa

S =surface d'application de la force, en cm^2

$Q = S \times d / t$ = débit, en m^3/s

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

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

P (kW) = Q (l/mn) x p (bar) / 600

9.2. 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

10. 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.

10.1. 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.

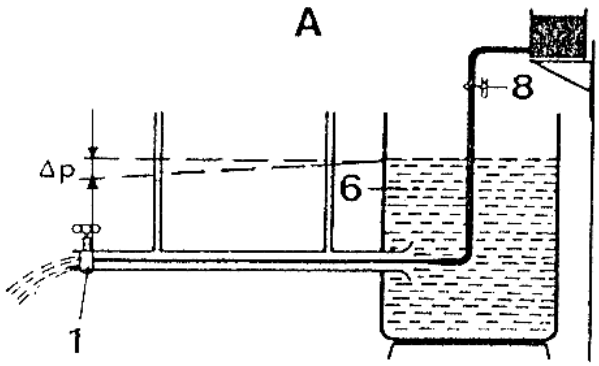
10.2. Ecoulement des liquides

10.2.1. Régimes d'écoulement des liquides

A partie du moment où il y a un régime d'écoulement, il y 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 :

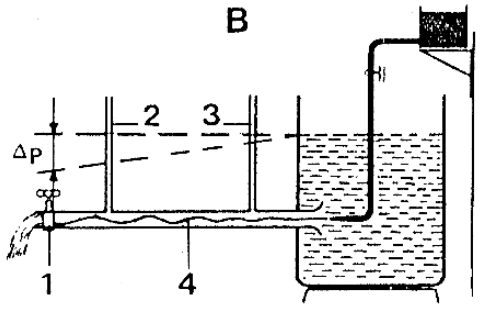
- ***Laminaire*** : un écoulement est dit laminaire quand aucun tourbillon important ne vient perturber le trajet effectué par le fluide. Les particules, constituant le fluide, circulent parallèlement entre elles (fig. 10-1) ;



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

Fig. 10-1

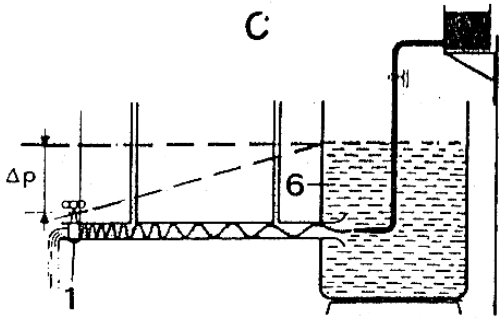
- ***Turbulent*** : lorsque les filets du fluide en circulation tendent à se séparer avec une ampleur plus ou moins grande et rapide. Le fluide s'agite. On distingue deux types d'écoulement turbulent :
  - *Lisse* – dans lequel les filets du fluide en circulation ne se séparent qu'après un certain temps (fig. 10-2) ;



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

Fig. 10-2

- *Rugueux* – dans lequel les filets de fluide se séparent immédiatement les uns les autres (fig. 10-3) ;



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

Fig. 10-3

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

10.2.2. 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 :

$R_e = v_t \times D / V_c$, où : R_e = nombre de Reynolds

v_t = vitesse d'écoulement du fluide en cm/s

V_c = viscosité cinématique en stokes

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

$v_t = Q / S$, où Q = débit en cm^3/s

S = section de la canalisation en cm²

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

V_c = 0,0731 x °E - 0,0631 / °E , en Stokes

V_c = 7,31 x °E – 6,31 / °E , 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.

10.3. 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 pressions 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. 10-4) :

- 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.

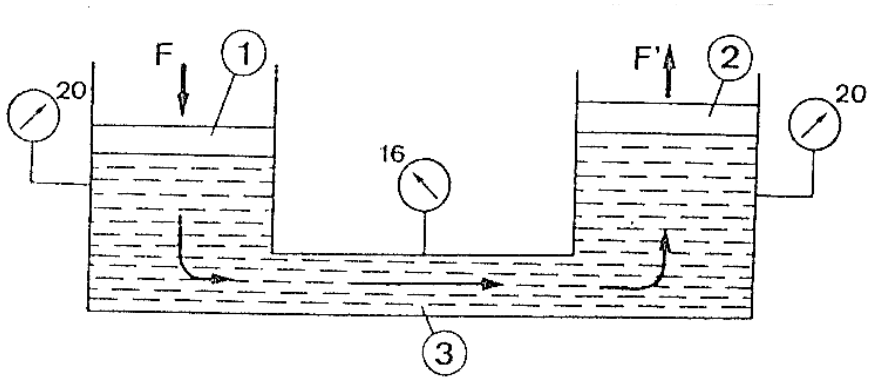


Fig. 10-4

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 :

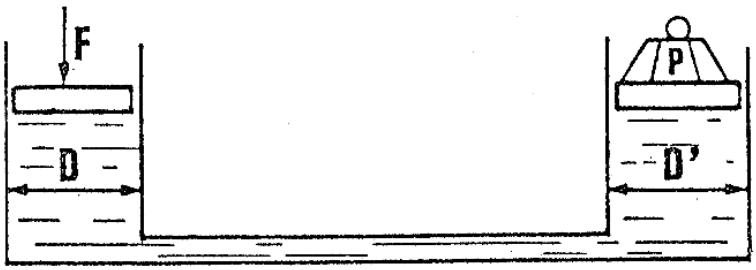


Fig. 10-5

Si D = D' (fig. 10-5) ⇒ F = P

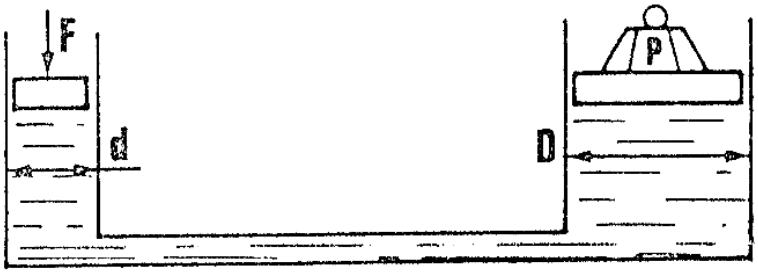


Fig. 10-6

Si d ≠ D (fig. 10-6) ⇒ $F = d^2 / D^2 . P$ et $P = D^2 / d^2 . F$

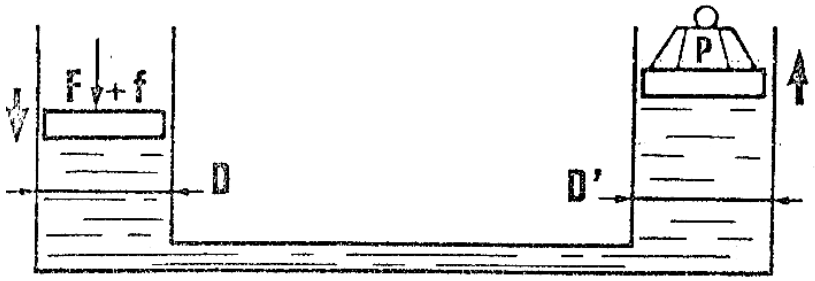


Fig. 10-7

Si D = D' (fig. 10-7) ⇒ 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

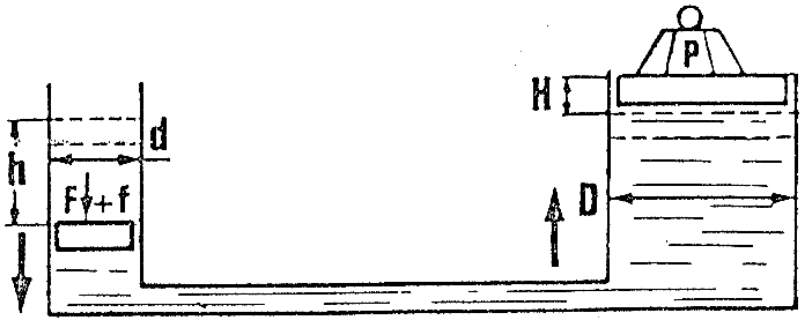


Fig. 10-8

Si d ≠ D (fig. 10-8) ⇒ 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 :

$H = d^2 / D^2 . h$

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.

11. FLUIDES DE TRANSMISSION DE PUISSANCE

11.1. 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 quelles 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.

11.2. 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 Lohrentz ;
- Pouvoir anticorrosif et action antirouille ;

- Point de congélation ou de figeage ;
- Point d'aniline ;
- Résistance au feu.

11.2.1. 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.

11.2.2. 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 x 10^6 molécules en mouvement continuel 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 assuré correctement.

Dans le langage courant, la dénomination SAE (Society of Automotive Engeneers) 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 définit à température choisie par le rapport suivant:

V°E = temps d'écoulement en seconde de 200 cm^3 de fluide à analyser /
temps d'écoulement en seconde de 200 cm^3 d'eau distillée à 20°C

En Angleterre, on la détermine en secondes “REDWOOD”. Elle est égale au temps mis par 50 cm^3 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 cm^3 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.

Viscosité absolue dynamique cP (centipoise) =

Viscosité absolue cinématique cSt. (centistokes) x densité

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

Viscosité absolue cinématique en centistokes (cSt) = Viscosité absolue dynamique en centipoise (cP) / 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.

11.3. 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.

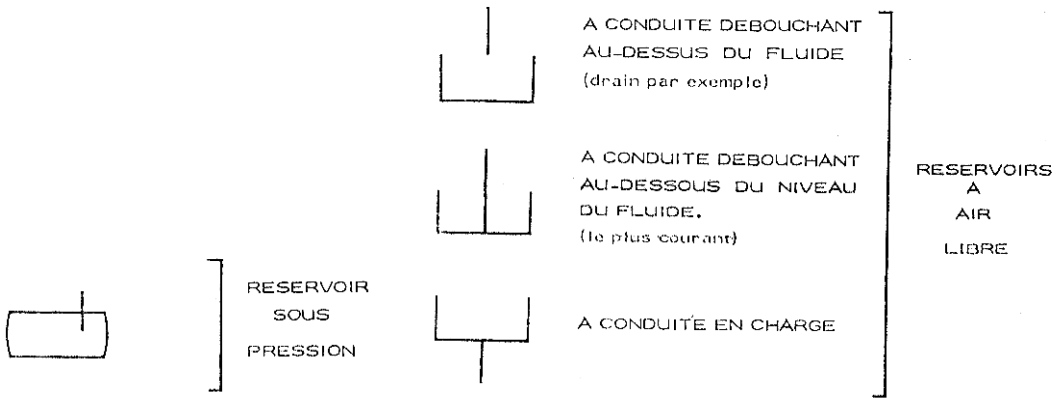
Chaque catégorie est divisée en huit classes : 10, 15, 22, 32, 46, 68, 100 et 150 correspondant à la viscosité moyenne de la classe définie par un intervalle de viscosités minimales exprimées à 40°C.

12. 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.

12.1. Réservoirs

12.1.1. *Symboles*



12.1.2. *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.

12.1.3. *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 ;

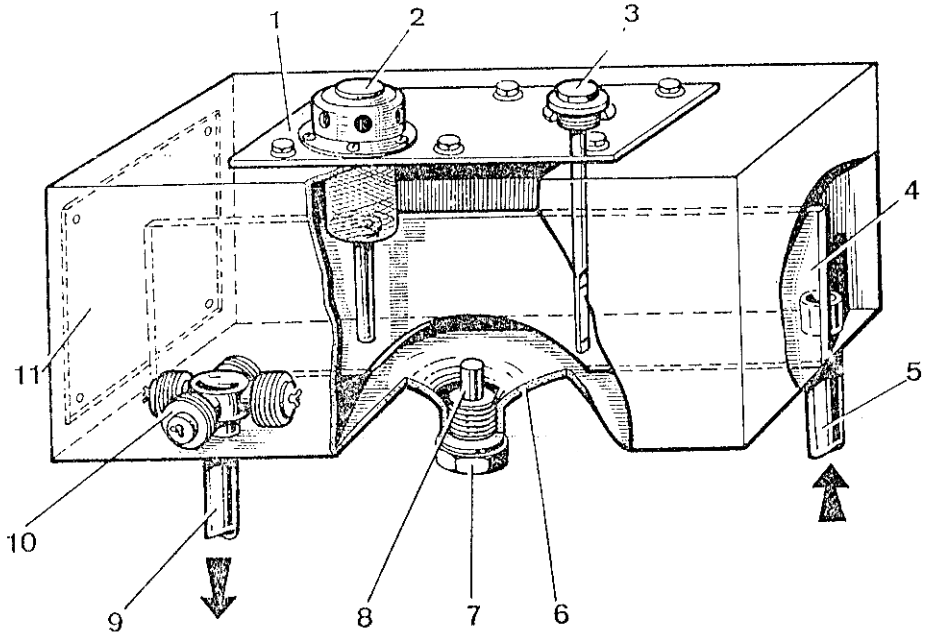
- Circuit fermé : Capacité égale au débit maximal de la pompe de gavage ;
- Circuit semi-fermé : Capacité trois à quatre fois supérieure à la valeur du débit maximal de la pompe hydraulique principale.

Installation			
Service sévère		Service normal	
Fixe	Mobile	Fixe	Mobile
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. 12-1) :

- 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 ou 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. 12-1

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.

12.1.4. 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 bâche 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.

12.2. Filtre

12.2.1. *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.

12.2.2. 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.

12.2.3. 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.

12.2.4. 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!

12.2.5. 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.).

13. 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.

13.1. Symboles et choix de canalisation

13.1.1. Symboles

Sur la fig. 13-1 sont montrés les différents symboles utilisés pour la représentation des canalisations et leurs raccords.

13.1.2. 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.

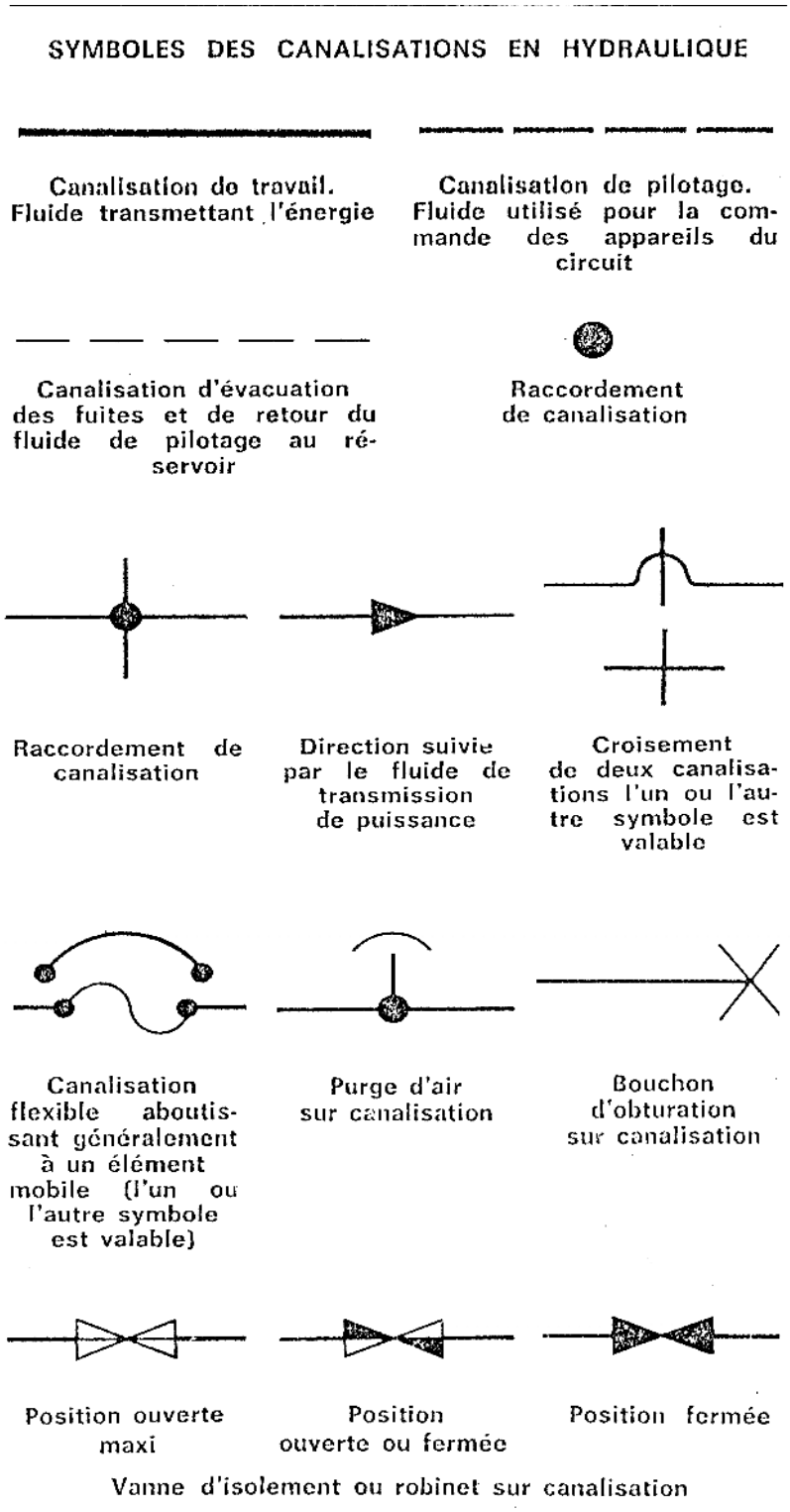


Fig. 13-1

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. 13-2).

13.2. Types de canalisations

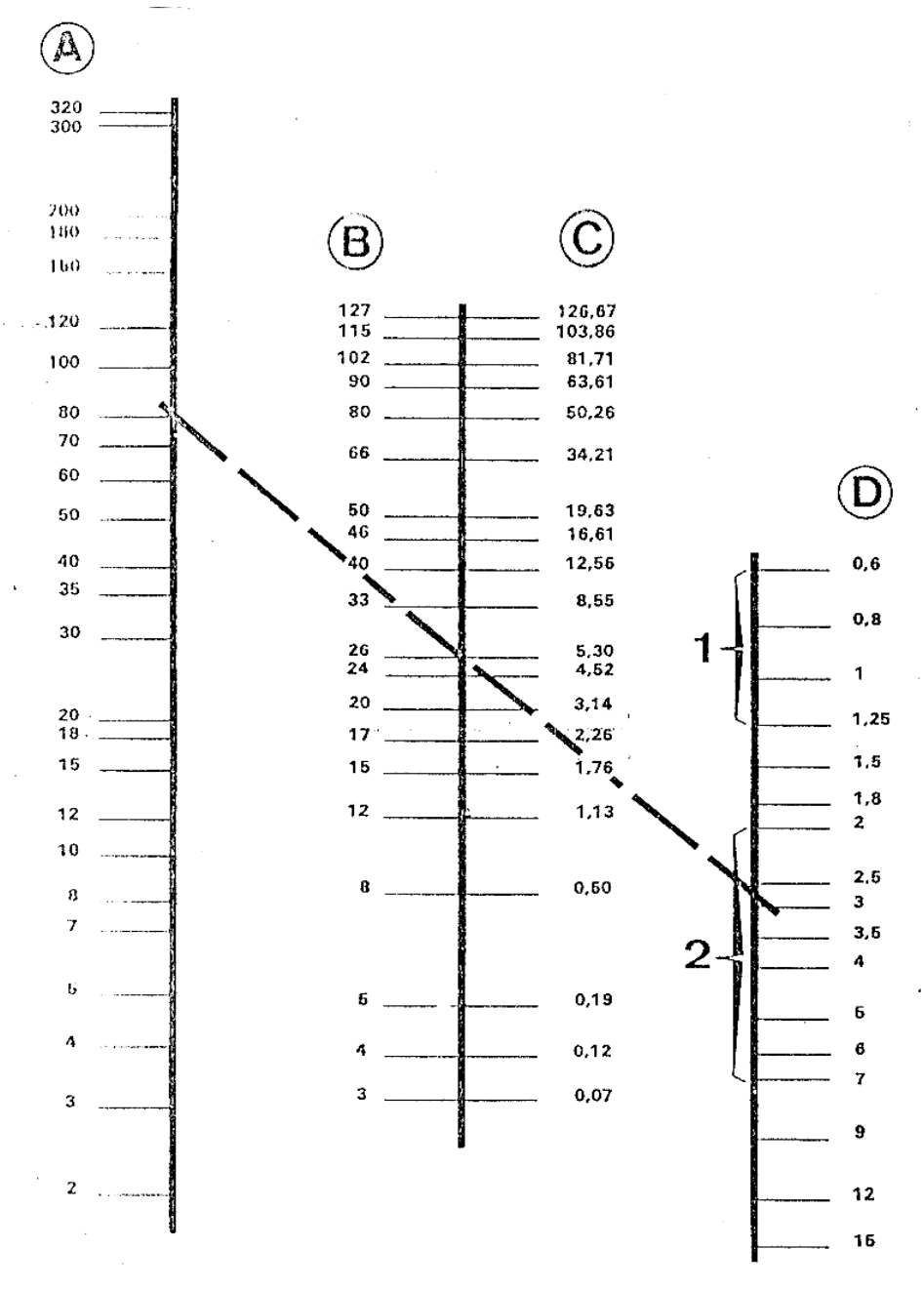
13.2.1. *Canalisations rigides*

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.

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.

13.2.2. *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.



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

A. Débits en litres par minute - B. ∅ 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. 13-2

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.

13.3. 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.

14. 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 :

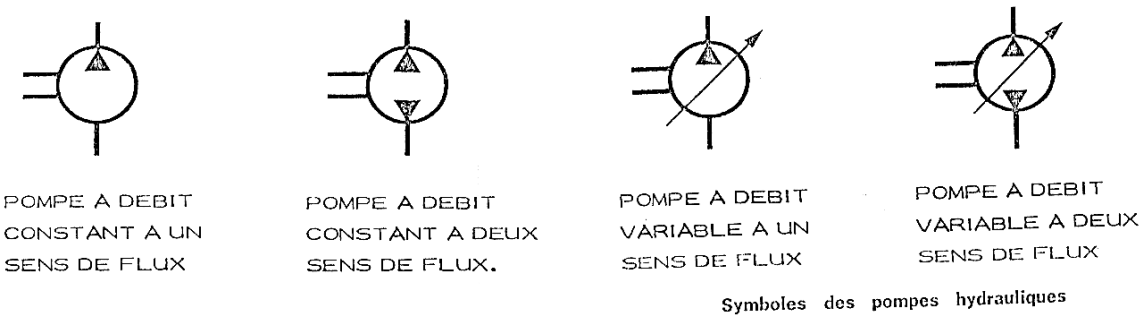
- du débit de la pompe ;
- de son rendement volumétrique ;
- de son rendement mécanique ;
- de la pression sollicitée par les organes récepteurs (vérins, moteurs) pour effectuer leur travail.

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.

14.1. Symboles



Symboles des pompes hydrauliques

14.2. 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 :

Rendement = Energie obtenue / 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.

14.2.1. 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 :

$R_v = Q_r / Q_t$, où : R_v = rendement volumétrique
Q_r = débit réel
Q_t = 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%

14.2.2. 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 :

$R_m = P_r / P_t = P_r / (P_r + P_p)$, où : R_m = 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 :

$R_m = R_g / R_v$, où: R_m = 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%

14.2.3. Rendement global

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

$R_g = R_v \times R_m$, où : R_g = rendement global

R_v = rendement volumétrique

R_m = rendempent mécanique

Le rendement global est aussi égal à :

$R_g = P_h / P_m = P_h / (P_h + P_p)$, où : P_m = puissance mécanique

P_h = puissance hydraulique

P_p = puissance perdue

14.3. 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.

14.4. 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 cylindres 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 pitons qui ne comportent nu bille, nu clapet , ni ressort sont généralement en mesure de fonctionner en moteur.

14.4.1. 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. 14-1). 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.

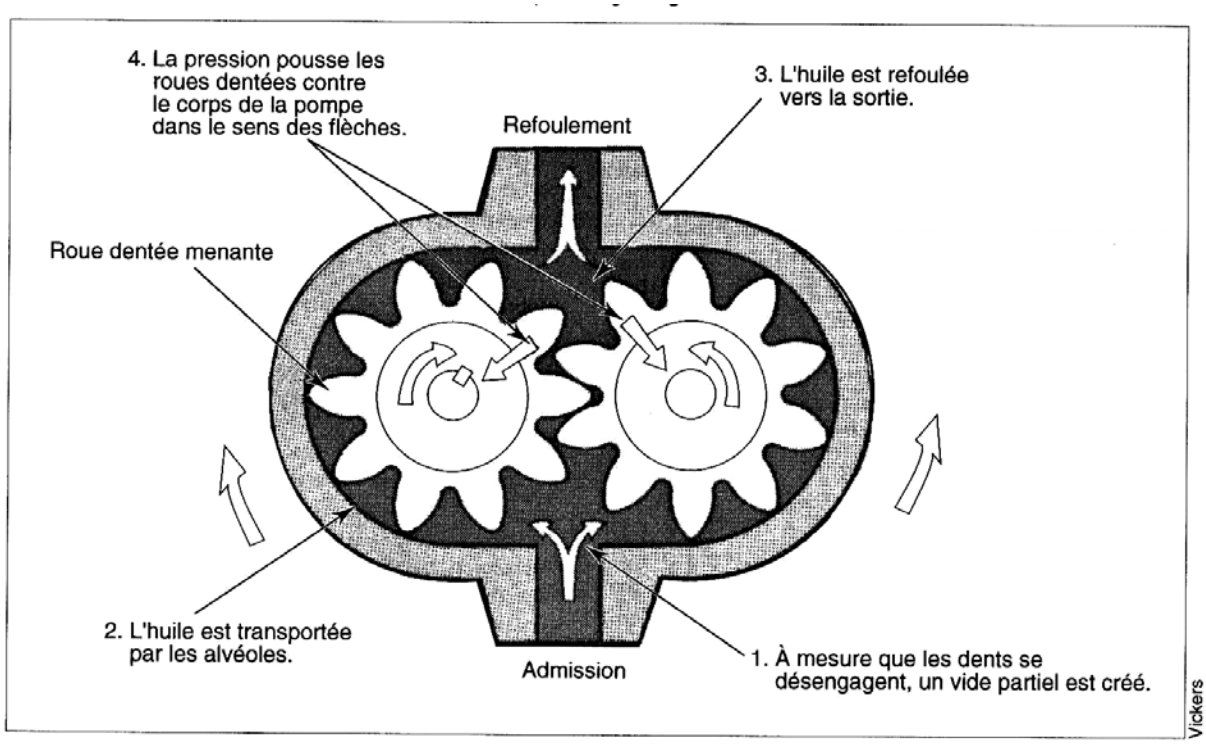


Fig. 14-1

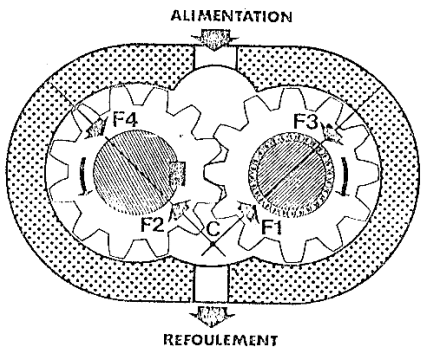
Ces pompes ont aussi un rendement volumétrique extrêmement faible. Les deux sources de fuite, donc de perte en rendement volumétrique des pompes à engrenage et, par là, inaptitude à maintenir une pression à partie d'une certaine valeur, sont les suivantes:

- 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.

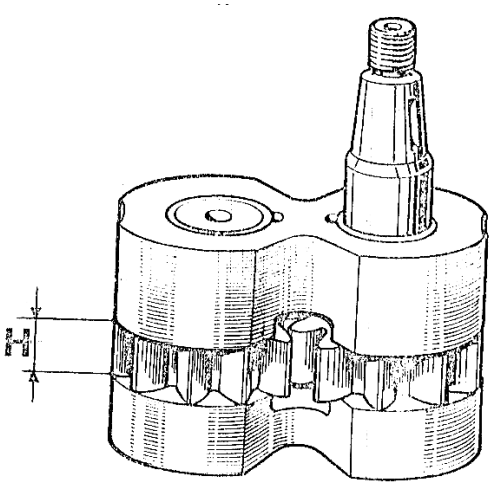
Compte tenu de la précision qu'on est en mesure d'attendre des machines-outils actuelles, le jeu entre le sommet des dentures et les alésages du carter pourraient être, à l'état statique, réduit à quelques microns. Cependant, durant le fonctionnement d'une pompe à engrenage, le centre de pression dans la chambre de refoulement se situe au point C (fig. 14-2). 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.

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).



Action des forces nuisibles et compensatrices durant le fonctionnement d'une pompe à engrenage. Les forces « F 1 » et « F 2 » prennent naissance au point (C) de la chambre de refoulement. Si des forces égales et opposées « F 3 » et « F 4 » étaient créées, les forces « F 1 » et « F 2 » 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. 14-2

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.

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*.

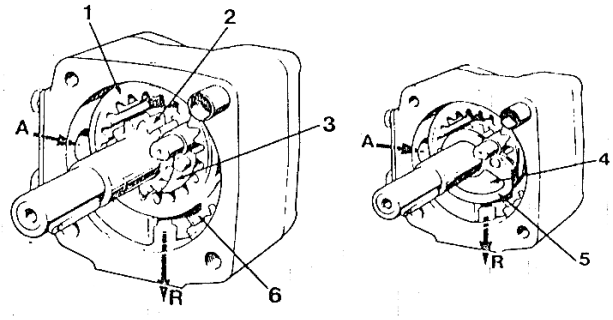
Même si à l'état statique le jeu entre le sommet des dentures et le carter doit être très faible, pratiquement il ne peut pas être inférieur à quelques centièmes de millimètres. Il faut retenir aussi qu'une veine liquide s'écoulant trop rapidement attaque la fonte d'aluminium.

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.

14.4.2. 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. 14-3) 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).

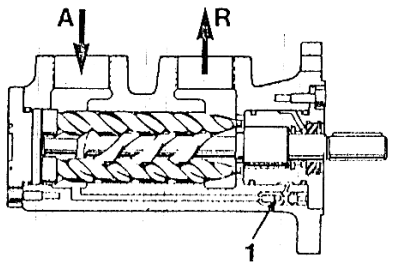


Pompe à engrenage à denture intérieure.
A. Alimentation - R. Refoulement.
1. Couronne menée à denture intérieure. Elle est dotée de forages radiaux qui assurent l'alimentation en huile de la chambre de pompage - 2. Pignon moteur (menant) - 3. Croissant de répartition du flux d'huile (refoulement) - 4. 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. 14-3

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).

14.4.3. 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 alimentation 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:

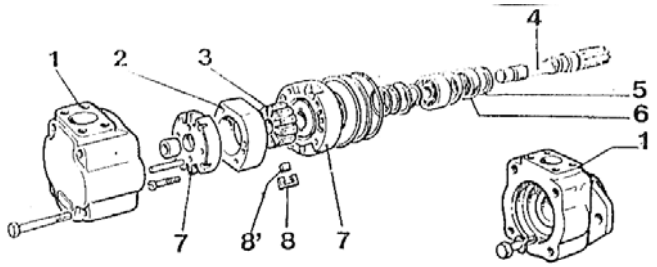
- un rotor pourvu de rainures dans lesquelles prennent place des palettes coulissantes ;
- un arbre doté de joints d'étanchéité ;
- un anneau dénommé stator ou Ring ;
- un carter, fréquemment en deux parties, et des flasques latéraux dans lesquels sont pratiquées une ou deux lumières d'alimentation et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

Dans le rotor sont usinées des rainures permettant le coulissement des palettes (fig. 14-4). 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 partie 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.

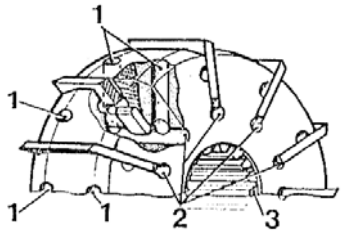
La poussée qui résulte de cette action permet un contact contrôlé des palettes sur la piste intérieure de l'anneau.

Les rainures du rotor recevant les palettes peuvent être (fig. 14-5) :

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



Eclaté d'une pompe équilibrée à palettes Vickers.

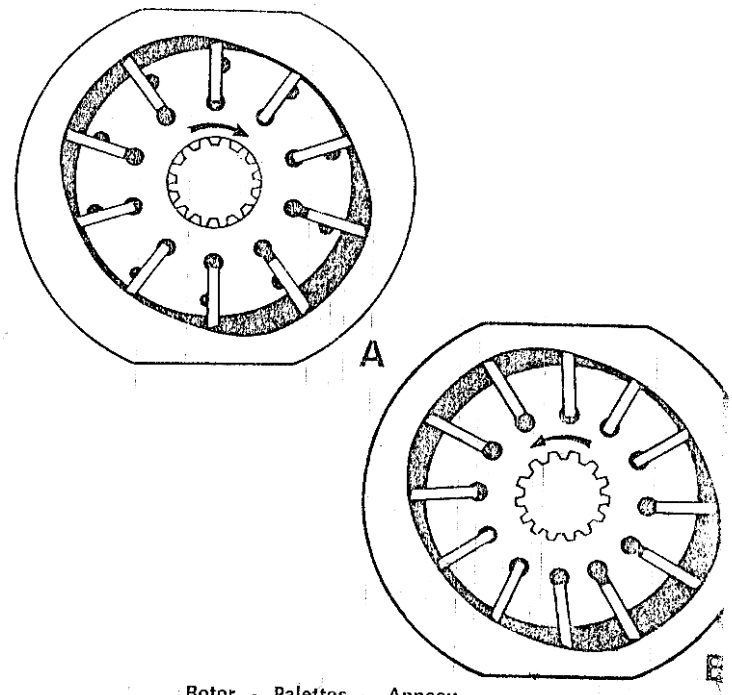


Ecorché d'un rotor avec palettes.

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. 14-4

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.



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. 14-5