



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 12 : CIRCUITS PNEUMATIQUES

SECTEUR : ELECTROTECHNIQUE

**SPECIALITE : MAINTENANCE DES
MACHINES OUTILS ET
AUTRES MACHINES DE
PRODUCTION
AUTOMATISEES**

NIVEAU : TECHNICIEN SPECIALISE

ANNEE 2007

Document élaboré par :

Nom et prénom

EFP

DR

*KISSIOVA-TABAKOVA
Raynitchka*

*CDC Génie
Electrique*

DRIF

Révision linguistique

-
-
-

Validation

-
-
-

SOMMAIRE

<i>Présentation du Module</i>	9
<i>RESUME THEORIQUE</i>	10
PNEUMATIQUE ET ELECTROPNEUMATIQUE	11
1. LOIS PRINCIPALES	11
1.1. Base de la pneumatique	15
1.1.1. Unités de base	15
1.1.2. Unités dérivées	16
1.2. Lois fondamentales	17
1.2.1. Loi de Boyle - Mariotte	17
1.2.2. Loi de Charles – Gay-Lussac	18
1.2.3. Loi de Pascal	21
2. AIR COMPRIME – PRODUCTION ET DISTRIBUTION	23
2.1. Production de l'air comprimé.....	24
2.2. Compresseurs.....	27
2.2.1. Compresseur à piston.....	28
2.2.2. Compresseur à membrane.....	28
2.2.3. Compresseur à pistons rotatifs.....	29
2.2.4. Compresseur à vis.....	29
2.3. Réservoir d'air	29
2.4. Déshydrateur	31
2.4.1. Dessiccateur d'air par le froid.....	31
2.4.2. Déshydrateur à adsorption.....	32
2.4.3. Déshydrateur par absorption.....	33
2.5. Groupe de conditionnement.....	34
2.5.1. Lubrification de l'air comprimé	36
2.5.2. Filtre à air comprimé.....	38
2.5.3. Régulateur de pression (manodétendeur).....	40
3. DISTRIBUTEURS	44
3.1. Distributeurs 2/2.....	49
3.2. Distributeurs 3/2.....	50
3.2.1. Distributeurs 3/2 à bille.....	50
3.2.2. Distributeurs 3/2 à clapet.....	51
3.2.3. Distributeurs 3/2 à tiroir.....	54
3.3. Distributeurs 4/2.....	56
3.3.1. Distributeur 4/2 à siège plan.....	57
3.3.2. Distributeur 4/2 à tiroir.....	58
3.4. Distributeurs 4/3.....	59
3.5. Distributeurs 5/2.....	60
4. CLAPETS	62
4.1. Valves d'arrêt.....	62
4.1.1. Clapet antiretour.....	63
4.1.2. Eléments de liaison.....	63
4.1.3. Soupape d'échappement rapide.....	66
4.2. Réducteurs de débit.....	67
4.2.1. Réducteur de débit dans les deux sens.....	67
4.2.2. Réducteur de débit unidirectionnel.....	68
4.3. Réducteurs de pression.....	69
4.3.1. Régulateur de pression.....	69
4.3.2. Limiteur de pression.....	69
4.3.3. Soupape de séquence.....	69
4.4. Distributeurs combinés.....	70
4.5. Séquenceur pneumatique.....	72
5. ACTIONNEURS	77
5.1. Vérins.....	78
5.1.1. Vérin à simple effet.....	78

5.1.2.	Vérin à double effet	79
5.1.3.	Vérin à double effet à amortissement en fin de course.....	82
5.1.4.	Vérin tandem	83
5.1.5.	Vérin sans tige	83
5.1.6.	Modes de fixation	84
5.1.7.	Caractéristiques des vérins.....	86
5.2.	Moteurs	88
5.2.1.	Moteurs à piston	88
5.2.2.	Moteurs à palettes	89
5.2.3.	Moteurs à engrenages	90
5.2.4.	Moteurs à turbine.....	90
5.3.	Moteurs oscillants	92
5.3.1.	Moteurs oscillants à crémaillère	92
5.3.2.	Moteurs oscillants à aube	92
6.	ELECTROPNEUMATIQUE	93
6.1.	Eléments d'introduction des signaux électriques	94
6.1.1.	Bouton-poussoir.....	94
6.1.2.	Commutateur à poussoir	96
6.1.3.	Détecteurs de fin de course.....	97
6.1.4.	Capteurs sans contact selon le principe de Reed	98
6.1.5.	Capteurs de proximité inductifs.....	100
6.1.6.	Capteurs de proximité capacitifs	103
6.1.7.	Détecteurs de proximité optiques.....	105
6.2.	Eléments électriques de traitement des signaux	107
6.2.1.	Relais	107
6.2.2.	Contacteurs	110
6.2.3.	Convertisseurs électropneumatiques (électrodistributeurs).....	111
7.	MAINTENANCE D'UN SYSTEME PNEUMATIQUE.....	115
7.1.	Maintenance du lubrificateur	115
7.2.	Maintenance du filtre	116
7.3.	Fiabilité des distributeurs	116
	PNEUMATIQUE ASSERVIE.....	118
8.	PRINCIPES DE BASES	118
8.1.	Symboles.....	118
8.2.	Notions de base	121
8.2.1.	Signal	121
8.2.2.	Schéma - bloc	123
8.2.3.	Traitement des signaux dans le schéma – bloc.....	126
8.2.4.	Signaux d'essai.....	128
8.2.5.	Régulation en boucle ouverte et en boucle fermée.....	129
8.2.6.	Terminologie de l'asservissement	130
8.2.7.	Stabilité et instabilité.....	132
8.2.8.	Régime permanent et régime transitoire.....	133
8.2.9.	Réponse à la variation de consigne et à la variation de charge.....	134
8.2.10.	Système régulateur, système suiveur et système synchroniseur.....	136
8.2.11.	Différentiation d'un signal	137
8.2.12.	Intégration d'un signal	139
8.3.	Systèmes pneumatiques asservis.....	141
8.3.1.	Systèmes asservis auto-régulants et intégrateurs.....	142
8.3.2.	Systèmes pneumatiques asservis à faible délai.....	143
8.3.3.	Systèmes pneumatiques asservis de premier ordre.....	143
8.3.4.	Systèmes pneumatiques asservis de deuxième ordre	144
8.3.5.	Systèmes pneumatiques asservis de troisième ordre	146
8.3.6.	Systèmes pneumatiques asservis avec temps mort.....	147
8.3.7.	Classification des systèmes pneumatiques asservis et leurs caractéristiques en régime permanent.....	147
8.4.	Structure de contrôle	150
8.4.1.	Contrôleur à deux états.....	151
8.4.2.	Contrôleur à trois états	152
8.4.3.	Contrôleur à états multiples.....	152

8.4.4.	Schéma – bloc de contrôleur non dynamique.....	153
8.4.5.	Contrôleur P.....	156
8.4.6.	Contrôleur I.....	158
8.4.7.	Contrôleur D.....	160
8.4.8.	Propriétés des contrôleurs PI, PD et PID.....	162
8.4.9.	Contrôleurs d'état.....	170
8.4.10.	Choix de la structure du contrôleur.....	172
8.4.11.	Réponse à la variation de charge et facteur de contrôle.....	174
9.	REALISATION TECHNIQUE DES CONTROLEURS.....	177
9.1.	Structure de circuits de contrôle.....	177
9.2.	Contrôleurs pneumatiques et électriques.....	178
9.2.1.	Régulateur de pression pneumatique à commande manuelle.....	179
9.2.2.	Régulateur de pression pneumatique à commande électrique.....	180
9.3.	Contrôleurs analogiques et numériques.....	180
9.4.	Sélection d'un contrôleur.....	183
10.	DISTRIBUTEURS DE PUISSANCE.....	183
10.1.	Types de distributeurs.....	184
10.2.	Distributeurs proportionnels.....	184
10.2.1.	Types de distributeurs proportionnels.....	185
10.2.2.	Traitement des signaux.....	186
10.2.3.	Caractéristiques statiques des distributeurs proportionnels.....	189
10.2.4.	Comportement dynamique des distributeurs proportionnels.....	190
10.2.5.	Critères de sélection des distributeurs de puissance proportionnels.....	191
10.3.	Régulateurs de pression.....	192
10.3.1.	Fonction d'un régulateur de pression dans un système pneumatique asservi.....	192
10.3.2.	Constructions des régulateurs de pression.....	193
10.3.3.	Régulateurs de pression proportionnels à commande électrique.....	195
10.3.4.	Régulateurs de pression proportionnels à commande par distributeur de puissance.....	197
10.3.5.	Critères de sélection des régulateurs de pression.....	198
10.4.	Systèmes de mesure.....	199
10.4.1.	Constitution des systèmes de mesure.....	199
10.4.2.	Critères de sélection des systèmes de mesure.....	202
11.	ASSABLAGE, MISE EN ROUTE ET RECHERCHE DE PANNE.....	203
11.1.	Réalisation d'une installation automatisée.....	203
11.1.1.	Planification d'un système asservi.....	204
11.1.2.	Assemblage d'un système asservi.....	208
11.1.3.	Mise en service d'un système asservi.....	209
11.2.	Réglage du contrôleur.....	211
11.2.1.	Méthodes mathématiques.....	211
11.2.2.	Méthodes normales.....	212
11.2.3.	Méthodes empiriques.....	212
11.2.4.	Méthode de Ziegler – Nicols.....	213
11.2.5.	Méthode de Chien, Hrones et Reswick.....	214
11.2.6.	Réglages du point zéro.....	215
11.3.	Pannes et dépannage.....	216
	GUIDE DE TRAVAUX PRATIQUES.....	217
	PNEUMATIQUE ET ELECTROPNEUMATIQUE.....	218
	TP1 – Pilotage direct d'un vérin.....	218
	TP2 – Pilotage indirect d'un vérin.....	222
	TP3 – Fonctions logiques ET et OU.....	227
	TP4 – Circuit mémoire et commande en fonction de la vitesse.....	234
	TP5 – Soupape d'échappement rapide.....	238
	TP6 – Commande en fonction de la pression.....	241
	TP7 – Module de temporisation.....	246
	TP8 – Déplacement coordonné.....	250
	TP9 – Contradiction d'effet.....	253
	TP10 – Coupure du signal à l'aide d'un distributeur d'inversion.....	256
	TP11 – Commande électrique d'un vérin pneumatique.....	262
	TP12 – Commande d'un vérin pneumatique à l'aide d'un distributeur bistable.....	270

TP13 – Inversion automatique d’un vérin	272
TP14 – Commande temporisée d’un vérin.....	275
PNEUMATIQUE ASSERVIE	280
TP15 – Entretien d’un manomètre – capteur de pression analogique.....	280
EVALUATION DE FIN DE MODULE.....	368
LISTE DE REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	372

MODULE : 12

CIRCUITS PNEUMATIQUES

Durée : 90 heures

OBJECTIF OPERATIONNEL

COMPORTEMENT ATTENDU

Pour démontrer sa compétence le stagiaire doit :
Entretien des systèmes pneumatiques à commande pneumatique ou à commande électrique
selon les conditions, les critères et les précisions qui suivent.

CONDITIONS D'EVALUATION

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

CRITERES GENERAUX DE PERFORMANCE

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

OBJECTIF OPERATIONNEL DE COMPORTEMENT

ELEMENTS DE COMPETENCE

A) Effectuer la maintenance d'un système de production et de conditionnement de l'air comprimé déjà existant ou définir les caractéristiques d'un nouveau système pour répondre à un besoin donné

B) Choisir les composants pneumatiques nécessaires pour la mise en œuvre ou l'entretien d'un système pneumatique avec commande tout pneumatique automatisé

CRITERES DE PERFORMANCE

- ✓ Définition exacte des caractéristiques d'un groupe moto-compresseur
- ✓ Choix judicieux d'un groupe de compression d'air répondant à un cahier de charges donné
- ✓ Etablissement avec précision d'un planning d'entretien systématique d'un compresseur d'air.
- ✓ Analyse exhaustive d'un sécheur d'air pour repérer une anomalie donnée.
- ✓ Surveillance et entretien corrects d'un bloc de conditionnement d'air
- ✓ Respect rigoureux des normes de sécurité relatives aux réservoirs à pression de gaz.
- ✓ Lecture attentive des indications de sécurité : attention, précautions, notes.

- ✓ Interprétation correcte des symboles et des schémas de commande pneumatiques.
- ✓ Utilisation adéquate de chaque type de commande selon le cahier des charges.
- ✓ Identification correcte des composants pneumatiques
- ✓ Câblage minutieux d'un schéma pneumatique avec respect des règles de l'art.
- ✓ Analyse précise des anomalies d'un système pneumatique.
- ✓ Conception optimal de la commande pneumatique d'un système donné.
- ✓ Lecture attentive des indications de sécurité.
- ✓ Environnement : stockage adéquat des chutes et déchets après réalisation de la commande pneumatique.

C) Choisir les composants électropneumatiques nécessaires pour mettre en place ou entretenir un système pneumatique avec commande électrique

- ✓ *Branchement correct d'un détecteur de proximité ou d'une cellule photoélectrique*
- ✓ *Emplacement précise d'un capteur de fin de course et test de la présence du signal.*
- ✓ *Identification correcte d'un composant électropneumatique*
- ✓ *Symbolisation exacte des composants suivant les normes en vigueur*
- ✓ *Câblage minutieux du système électrique suivant les règles de l'art.*
- ✓ *Repérage correct des éléments d'un schéma électrique de commande*
- ✓ *Analyse méthodique des pannes avec les moyens appropriés*
- ✓ *Conception optimale de la commande électropneumatique*
- ✓ *Lecture attentive des indications de sécurité*
- ✓ *Environnement : stockage adéquat des chutes et déchets après la réalisation de la commande électropneumatique.*

Présentation du Module

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

***Module 12 : CIRCUITS PNEUMATIQUES
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, $0^{\circ}\text{C} = 273\text{ K}$)

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: $force = masse \cdot accélération$ $F = m \cdot a$

En chute libre, on remplace a par l'accélération due à la pesanteur $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Grandeur	Symbole	Unité
Force	F	Newton (N) $1 \text{ N} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2$
Surface	A	Mètre carré (m^2)
Volume	V	Mètre cube (m^3)
Débit	Q	m^3/s
Pression	p	Pascal (Pa) $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$ $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$

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 ($-P_e$).

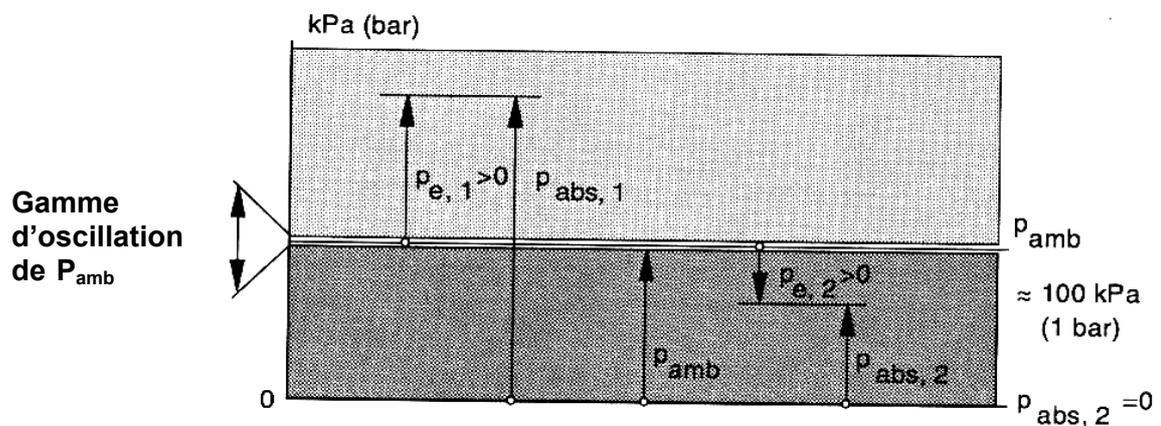


Fig. 1-1

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

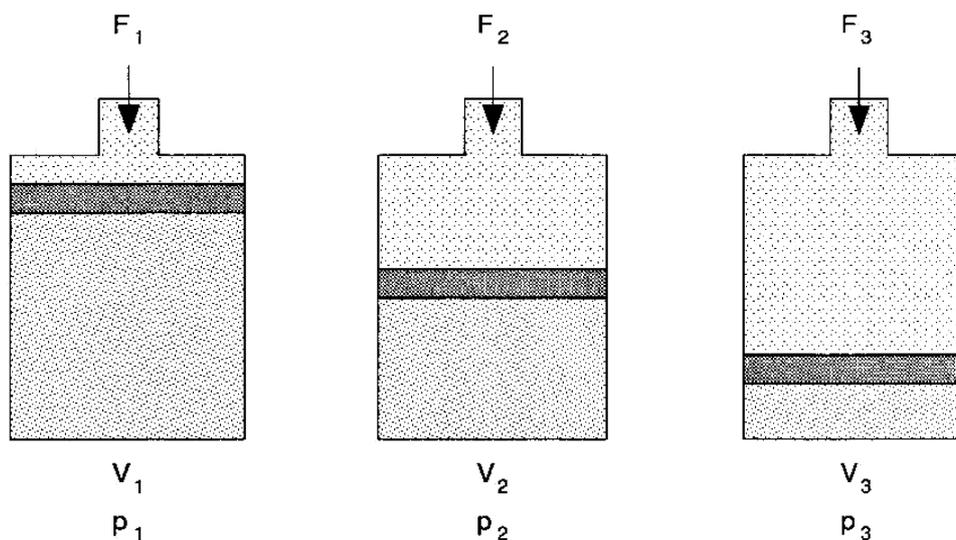


Fig. 1-2

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).

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 = p_3 \cdot V_3 = \text{Constant}$$

Exemple

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

Solution :

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2$$

$$p_2 = (p_1 / V_2) \cdot V_1$$

On sait que : $V_2 / V_1 = 1/7$ et $p_1 = p_{\text{amb}} = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$

Donc : $p_2 = 1 \cdot 7 = 7 \text{ bar} = 700 \text{ kPa}$ (absolu)

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

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 :

$$K = \frac{V_2 - V_1}{V_1(T_2 - T_1)}$$

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.

$$T = T (^{\circ}\text{C}) + 273$$

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:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

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

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Ce qui donne, comme équation générale :

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2}$$

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 5°C ?

Solution :

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2} \Rightarrow P_2 = \frac{P_1 \cdot T_2}{T_1}$$

$$P_1 = 193 + 101 = 294 \text{ kPa}$$

(la pression absolue)

$$T_1 = 21^\circ\text{C} + 273 = 294 \text{ K}$$

(la température initiale)

$$T_2 = 5^\circ\text{C} + 273 = 278 \text{ K}$$

(la température atteinte)

$$P_2 = 294 \text{ kPa} \cdot 278 \text{ K} / 294 \text{ K} = 278 \text{ kPa}$$

(la pression absolue)

$$P_2 = 278 - 101 = 177 \text{ kPa}$$

(la pression effective)

2. Un compresseur aspire l'air à la pression atmosphérique et le comprime dans un réservoir d'une capacité de $1,5 \text{ m}^3$. 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 :

$$\frac{P_1.V_1}{T_1} = \frac{P_2.V_2}{T_2} \Rightarrow V_1 = \frac{P_2.V_2.T_1}{T_2.P_1}$$

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

$$V_1 = 651 \text{ kPa} \cdot 1,5 \text{ m}^3 \cdot 295 \text{ K} / 311 \text{ K} \cdot 101 \text{ kPa}$$
$$V_1 = 9,17 \text{ m}^3 \quad (\text{le volume extrait})$$

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° (**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.

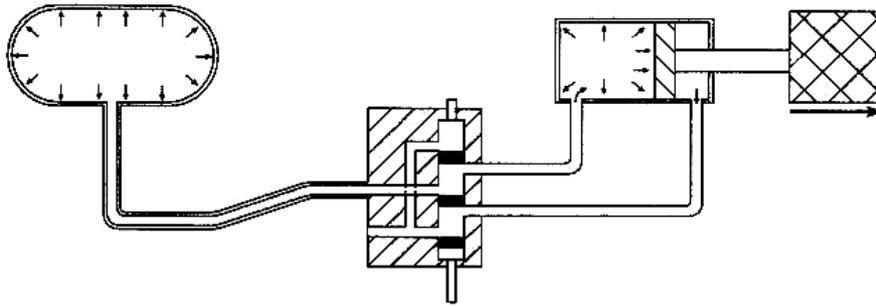


Fig. 1-3

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 *pascales* 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 :

$$F = p \times A \quad \Rightarrow \quad A = F / p = 8270 \text{ N} / 825000 \text{ Pa} = 0,010 \text{ m}^2$$

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

$$D \approx 11 \text{ cm}$$

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.

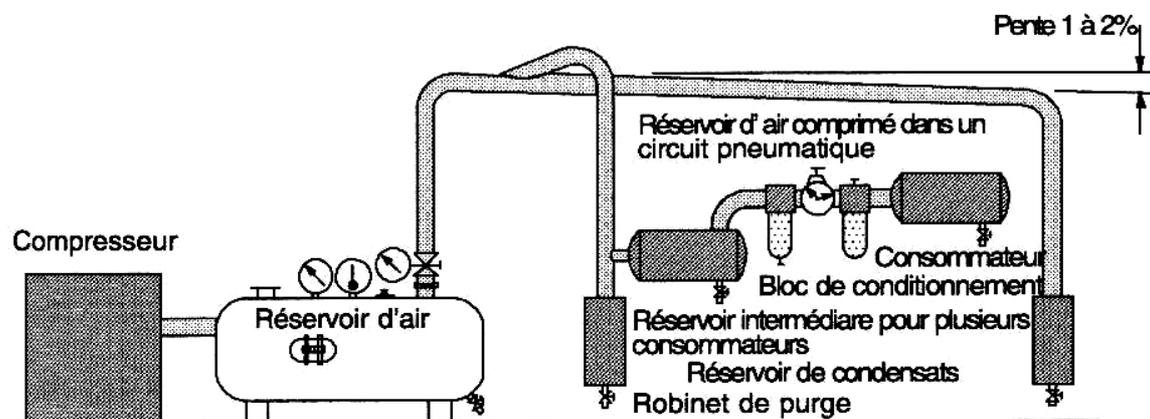


Fig. 2-1

- 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.

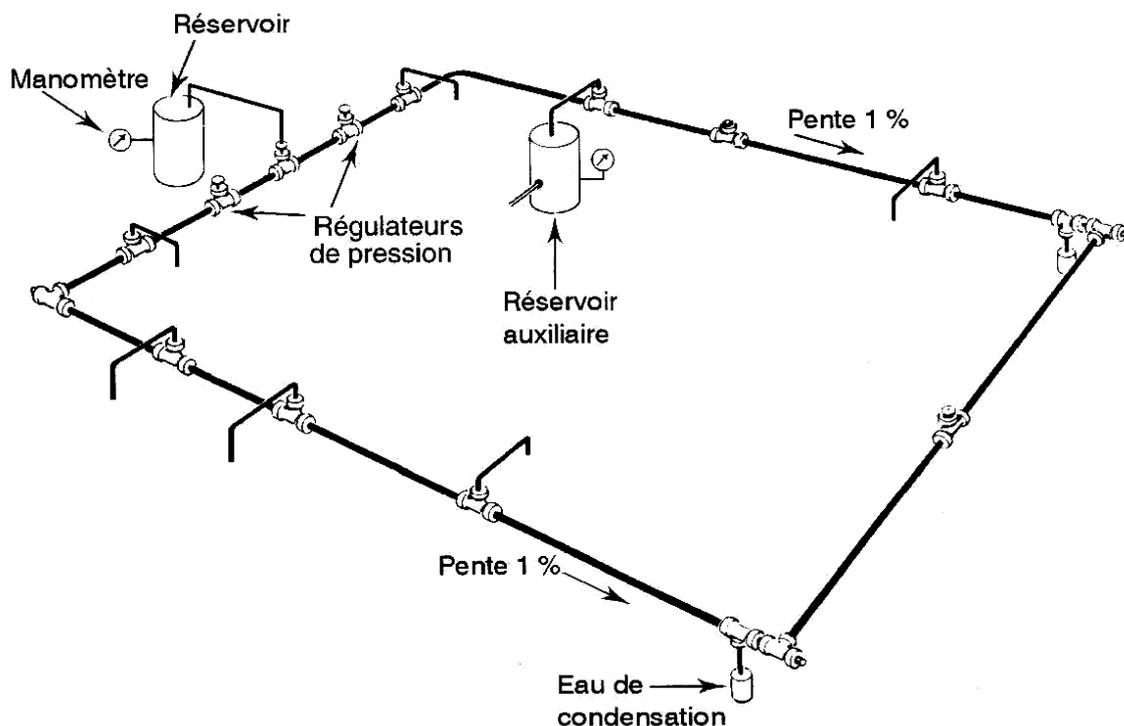


Fig. 2-2

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

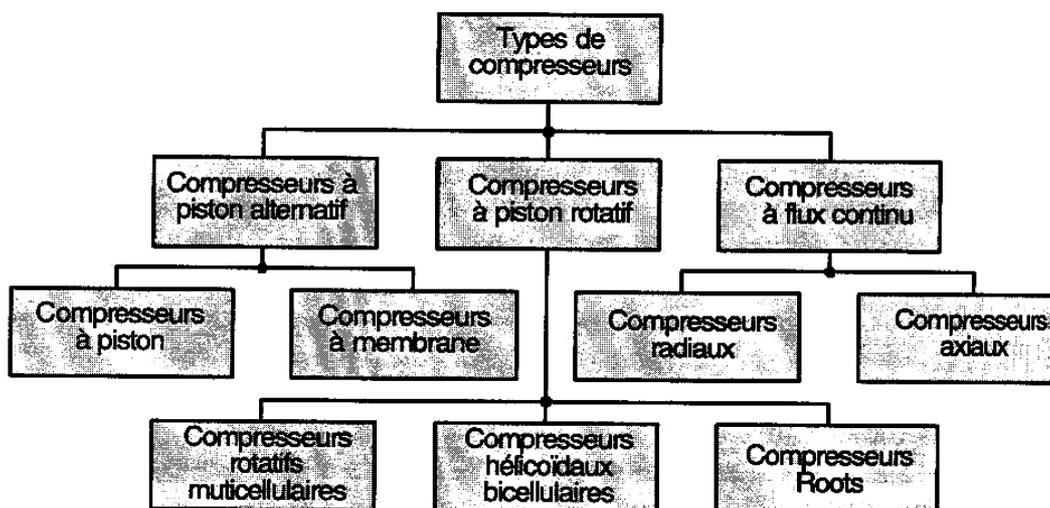


Fig. 2-3

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)	monoétagé
Jusqu'à 1500 kPa	(15 bar)	biétagé
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)	monoétagé
Jusqu'à 3000 kPa	(30 bar)	biétagé
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).

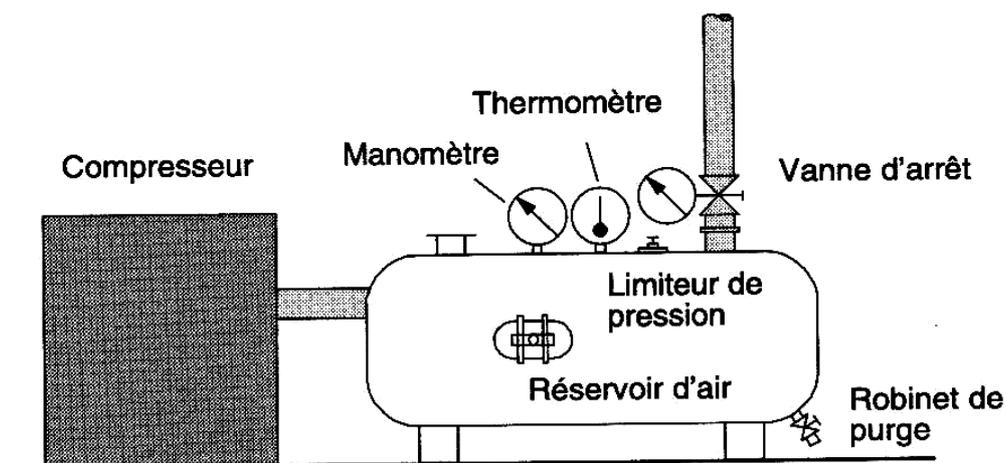


Fig. 2-4

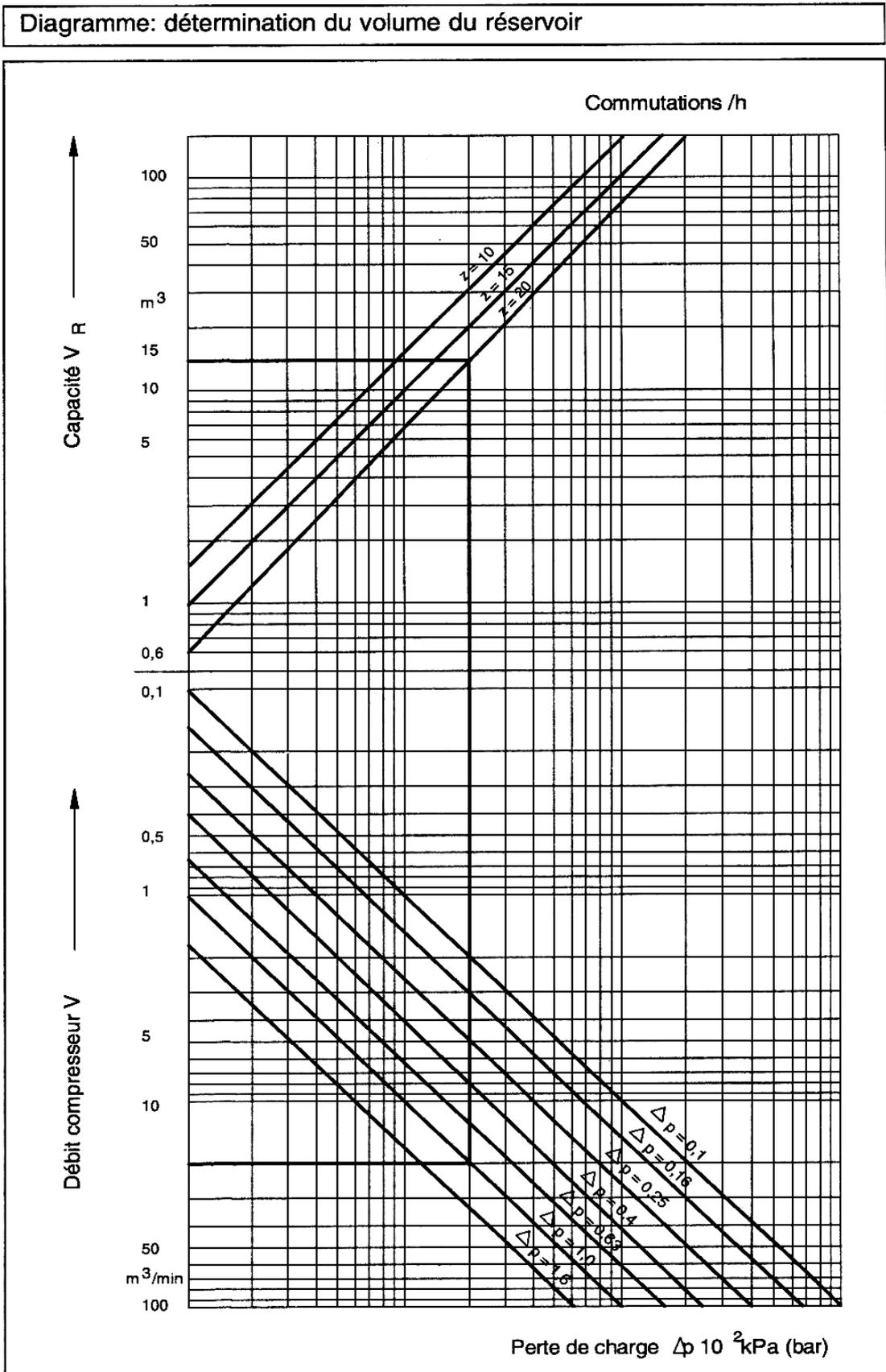


Fig. 2-5

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.

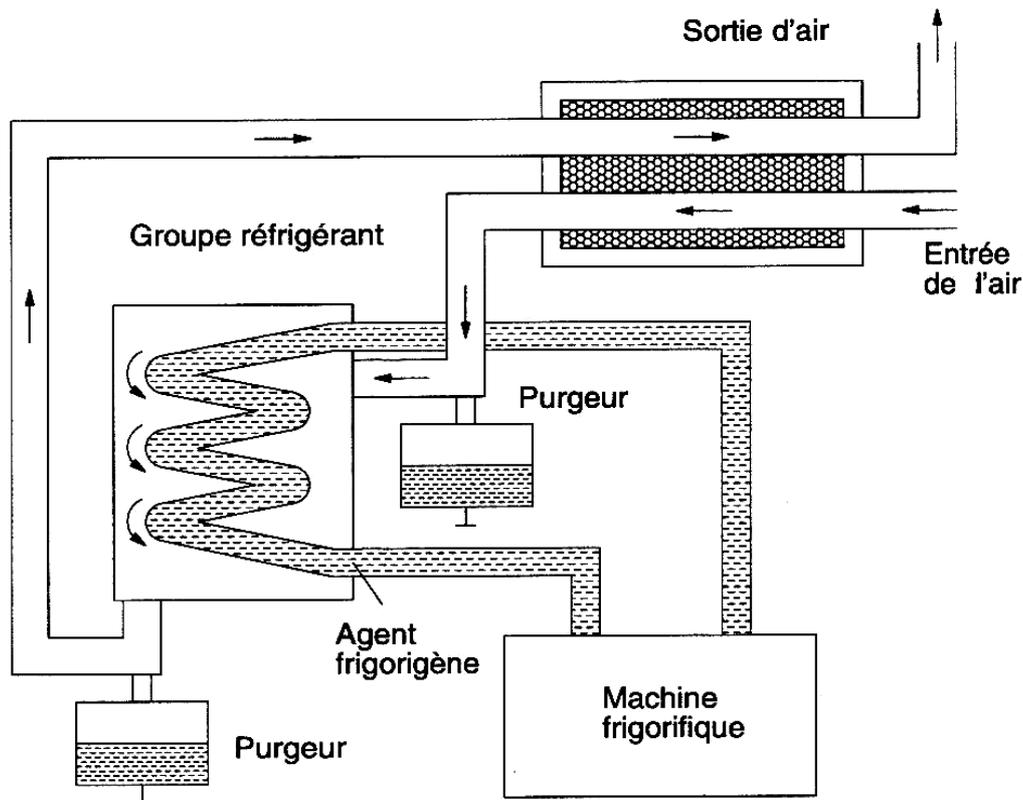


Fig. 2-6

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.

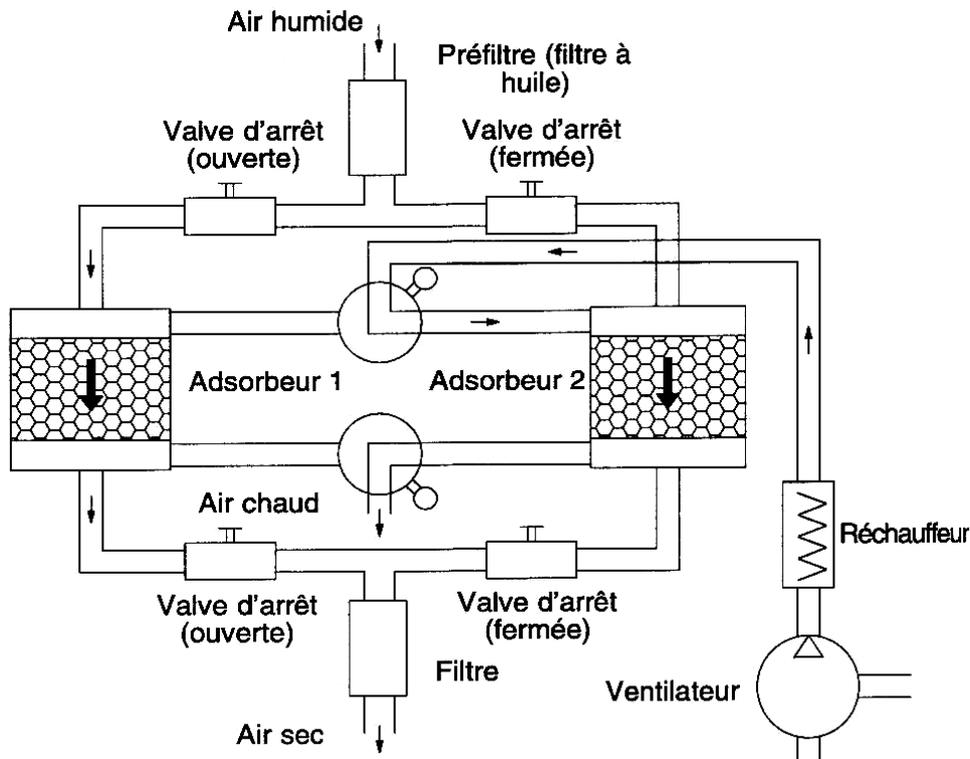


Fig. 2-7

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.

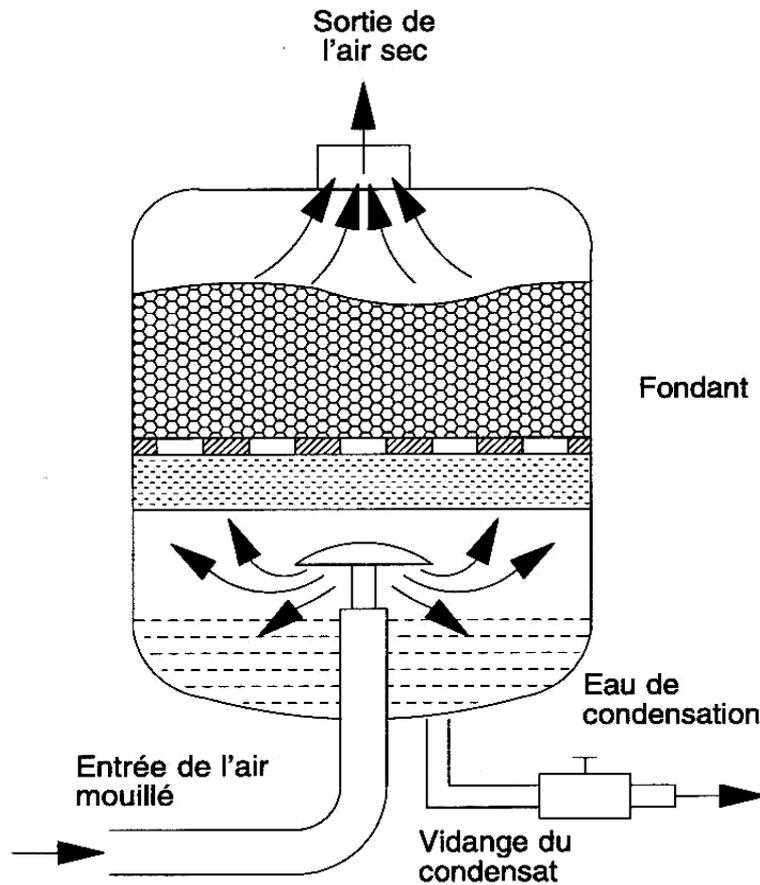


Fig. 2-8

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.

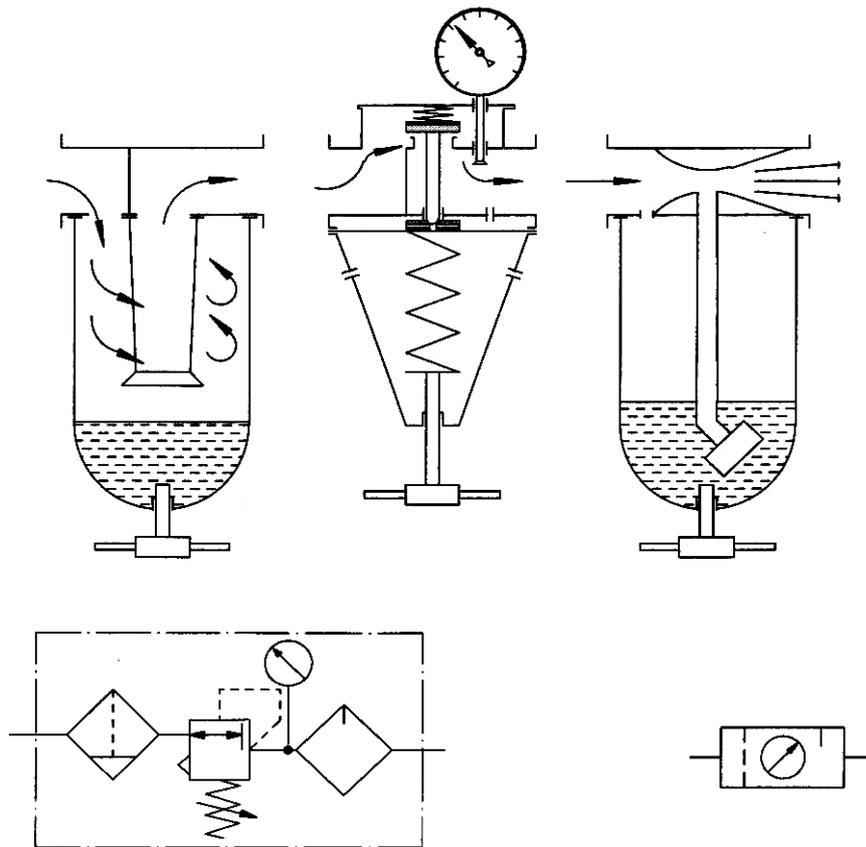


Fig. 2-9

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 $50^{\circ}C$ (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.

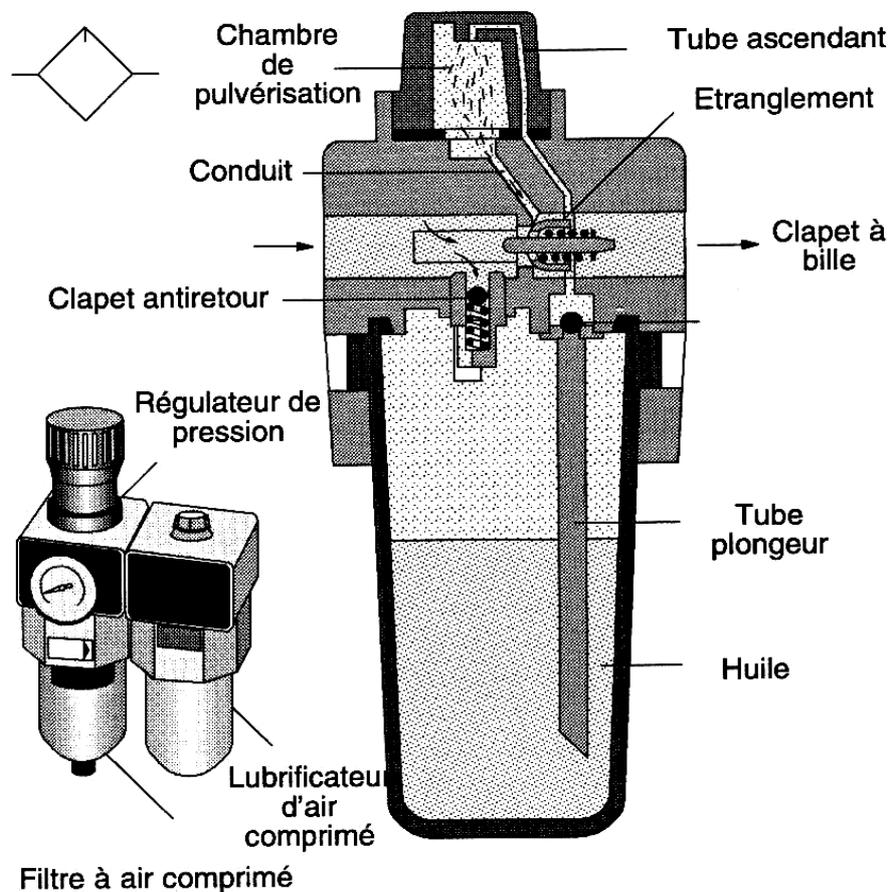


Fig. 2-10

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 .

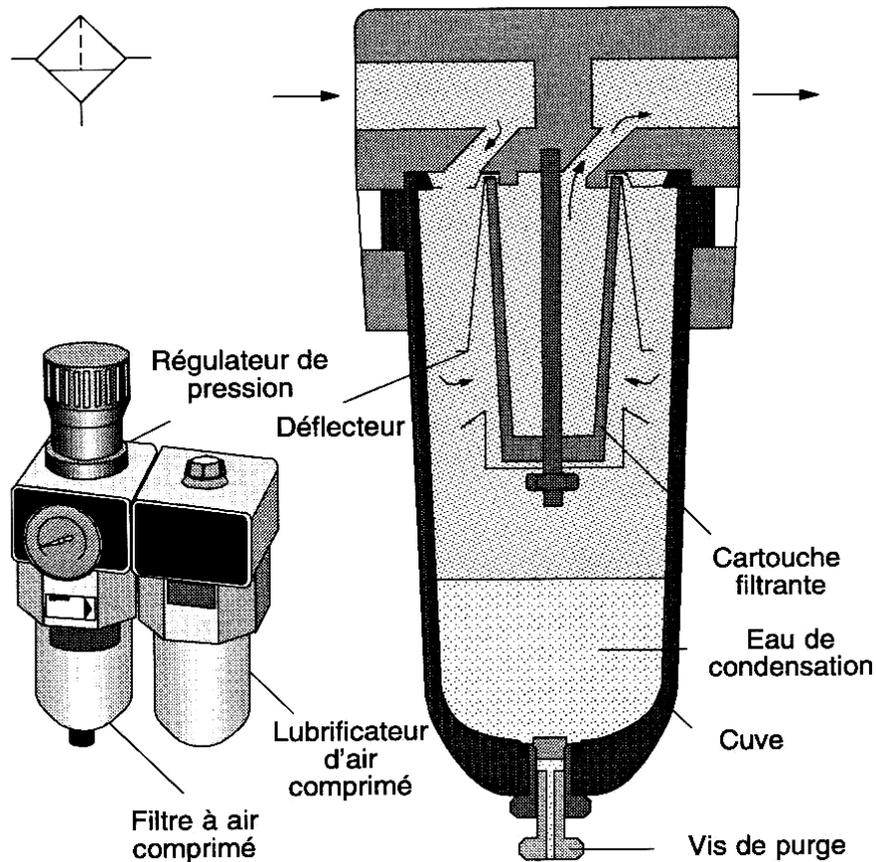


Fig. 2-11

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 $5 \mu\text{m}$, 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.

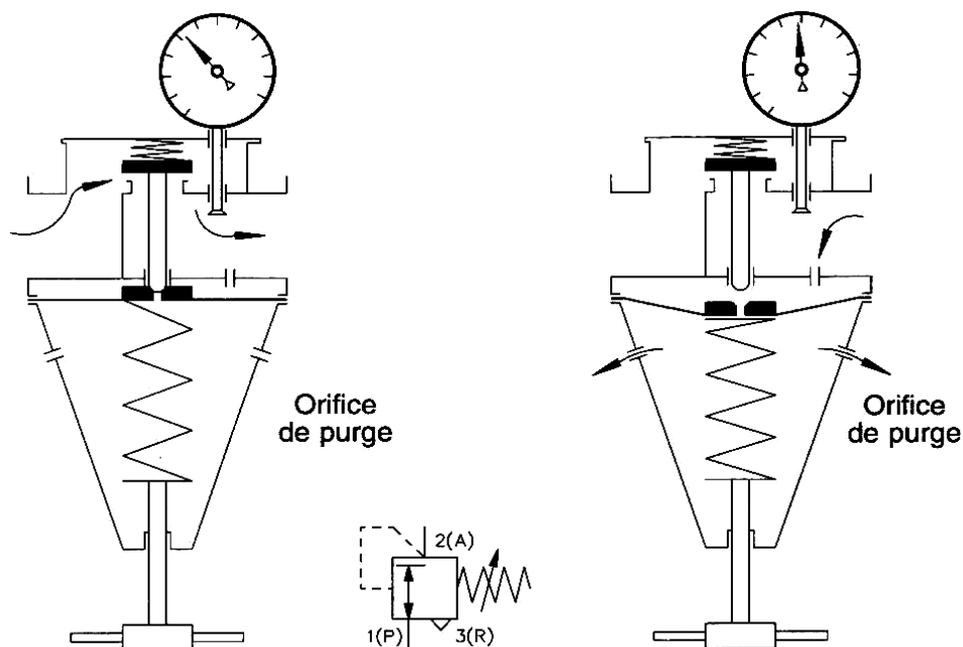


Fig. 2-12

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*

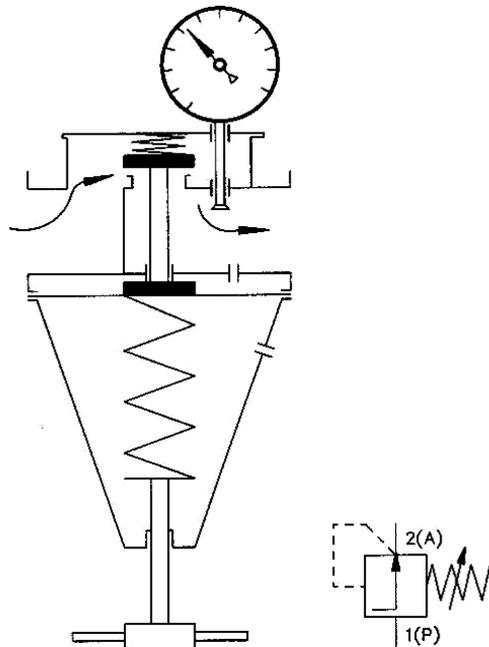


Fig. 2-13

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.

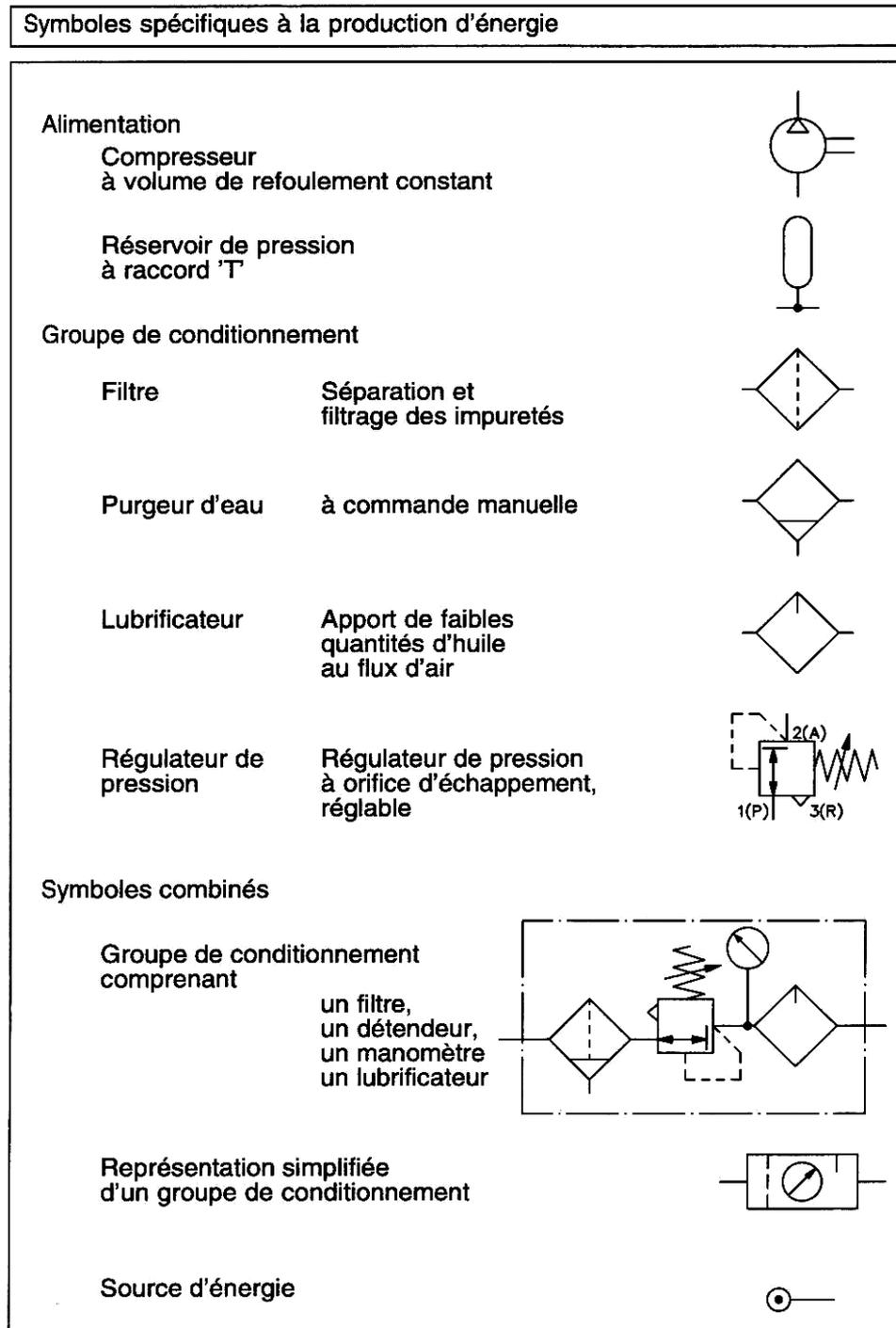


Fig. 2-14

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).

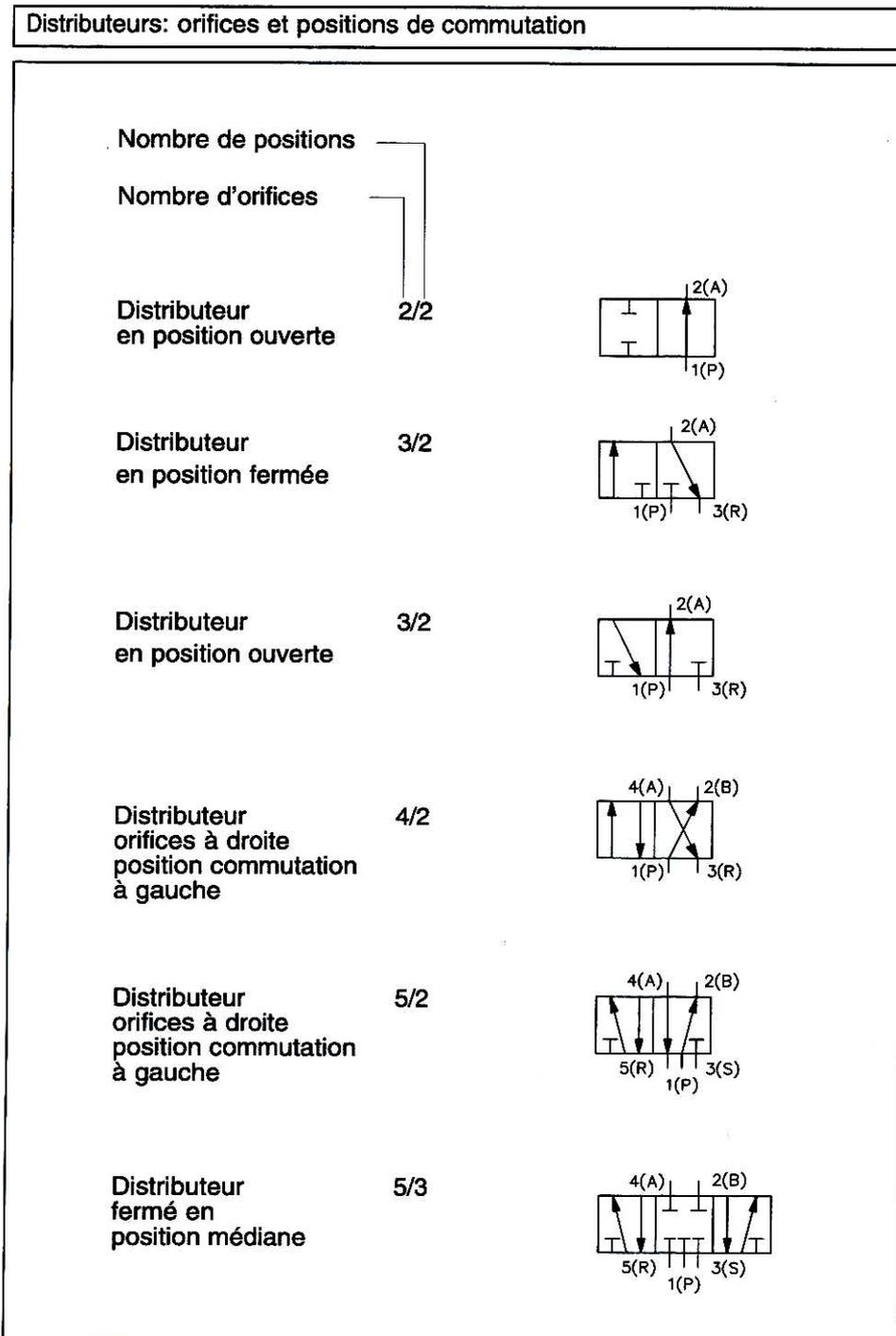


Fig. 3-1

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.

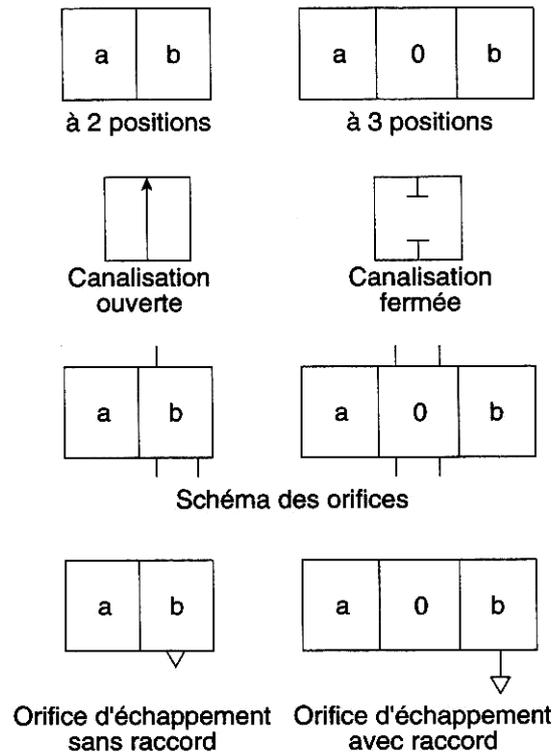


Fig. 3-2

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 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.

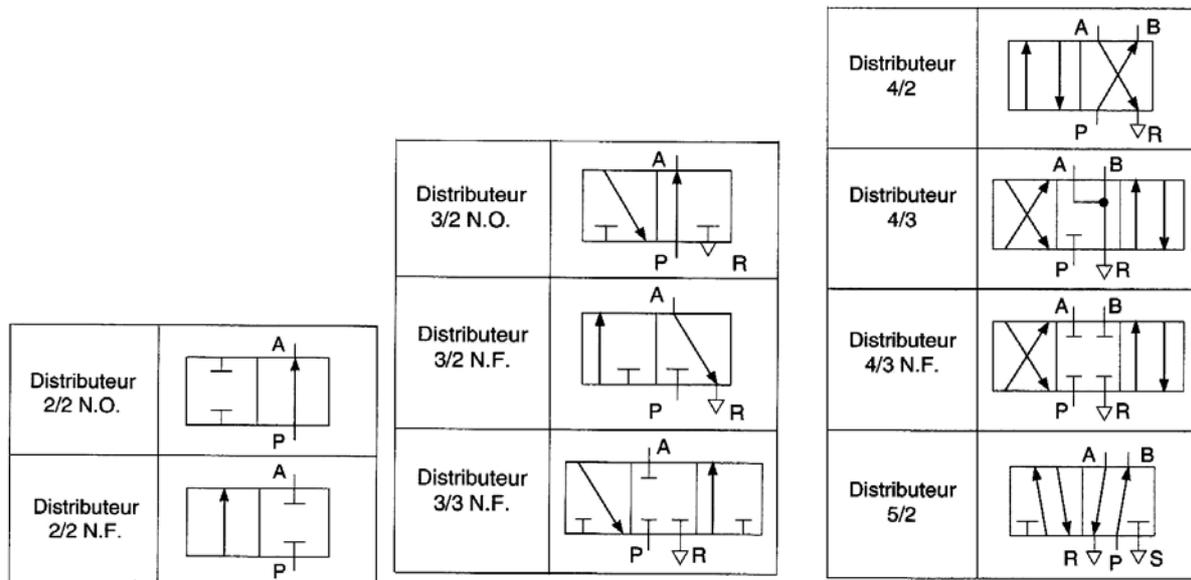


Fig. 3-3

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.

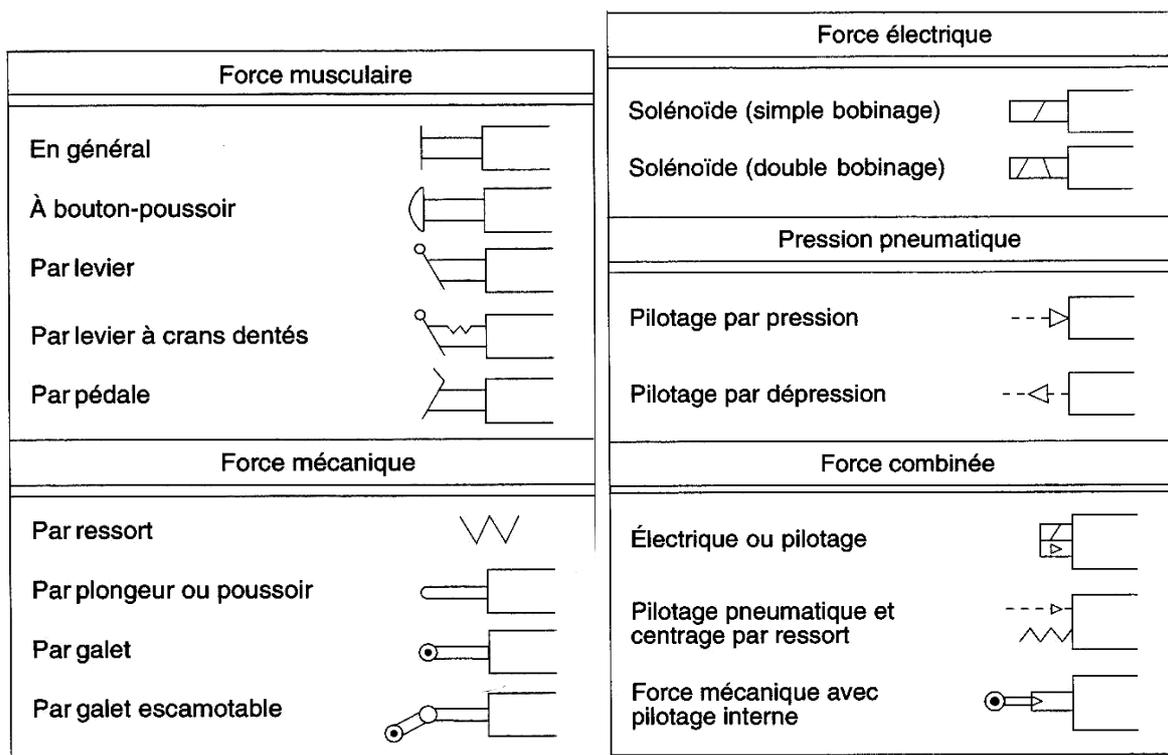


Fig. 3-4

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.

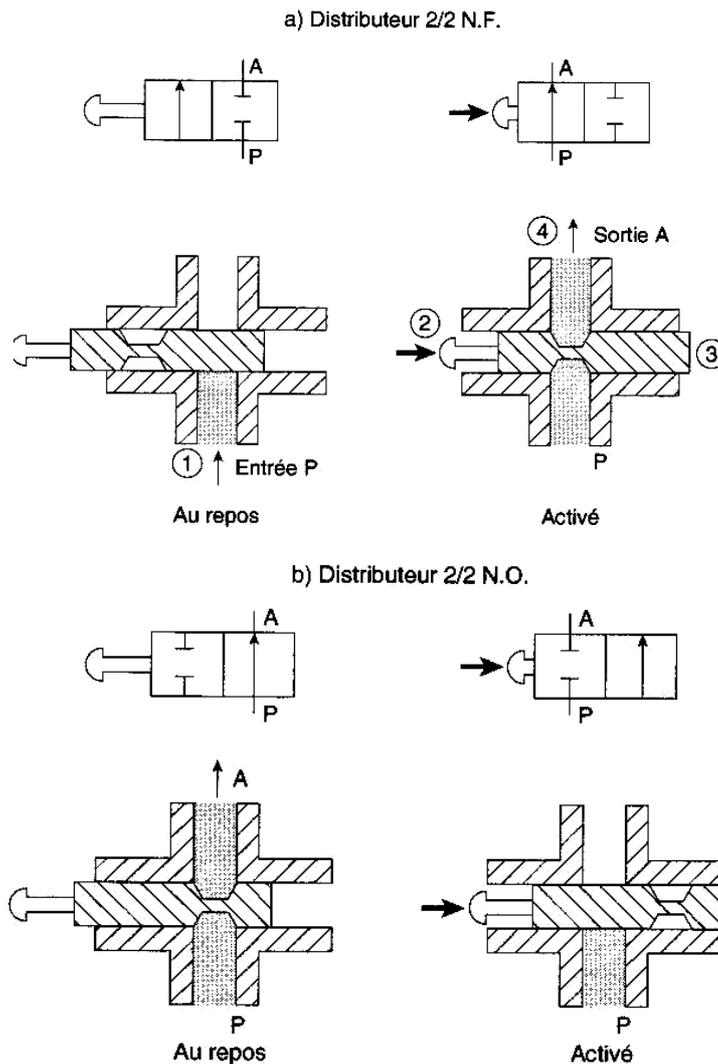


Fig. 3-5

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.

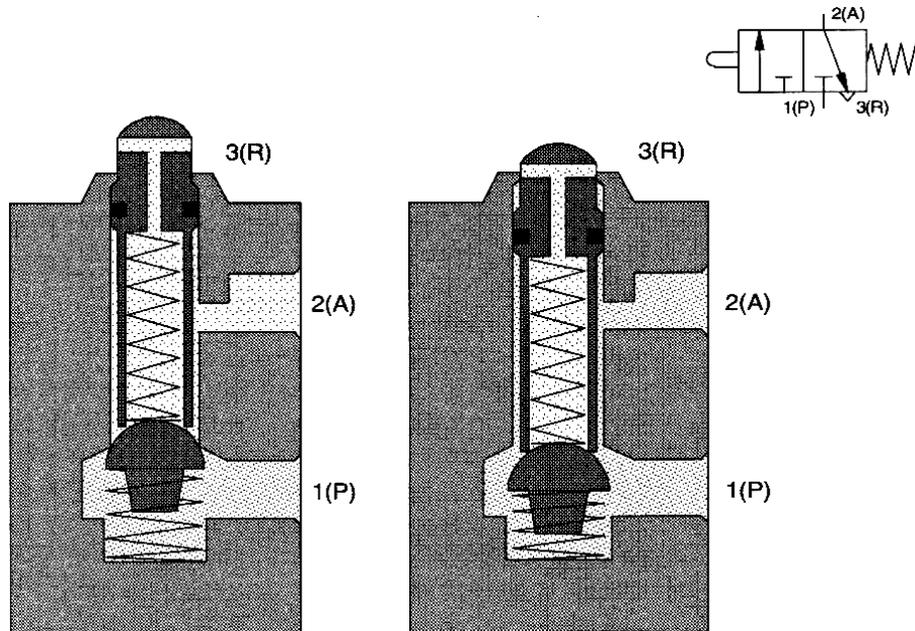
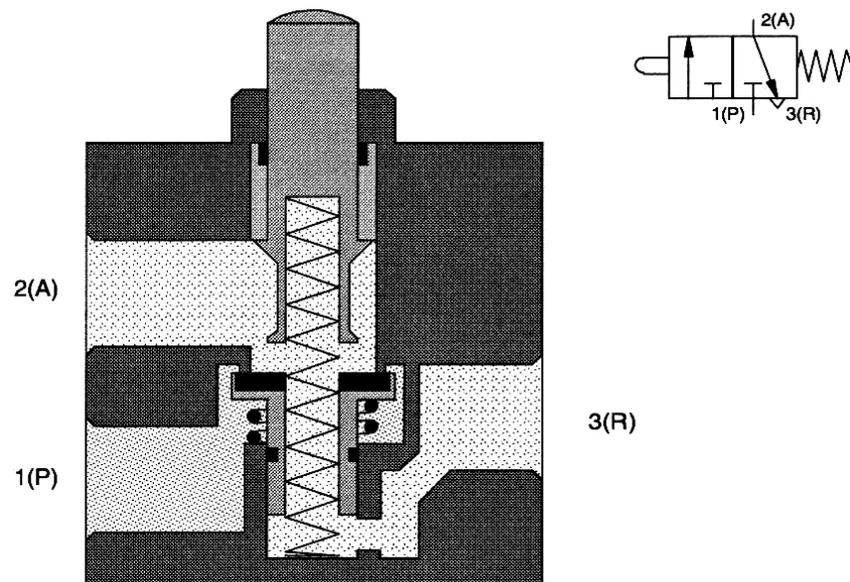


Fig. 3-6

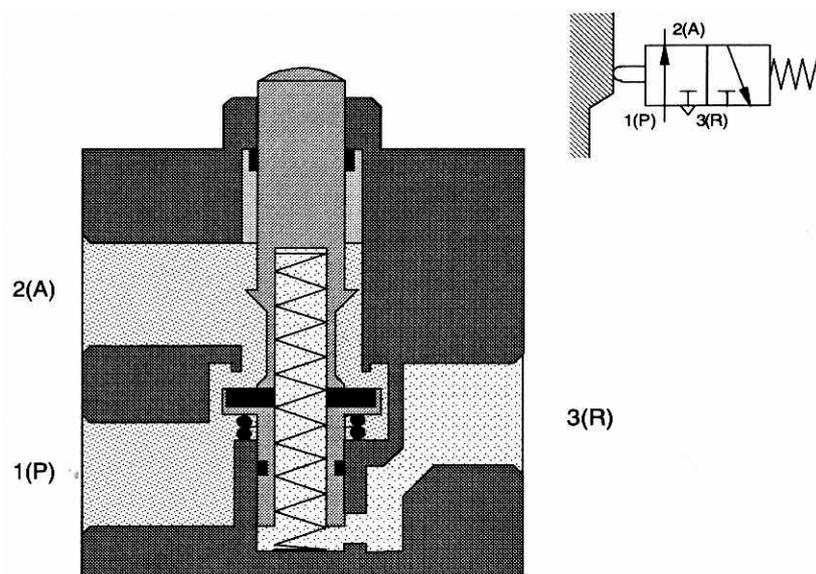
Une action sur le poussoir du distributeur fait décoller la bille de son siège. Il faut pour cela vaincre la force du ressort de rappel et la force de la pression présente. A l'état actionné, les orifices 1 (P) et 2(A) sont reliés et le distributeur ainsi commuté libère le débit. Dans ce cas, le distributeur 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

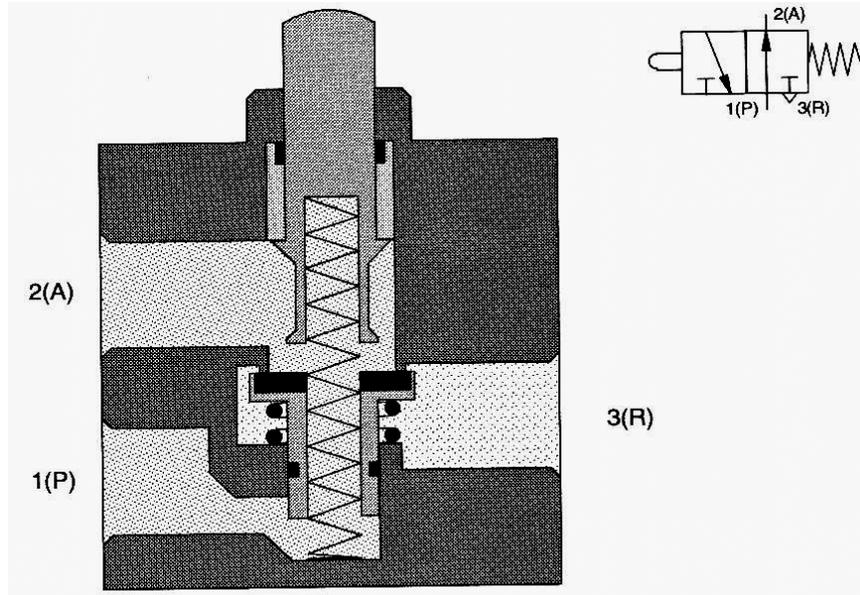


Distributeur 3/2, fermé au repos, à siège plan, actionné

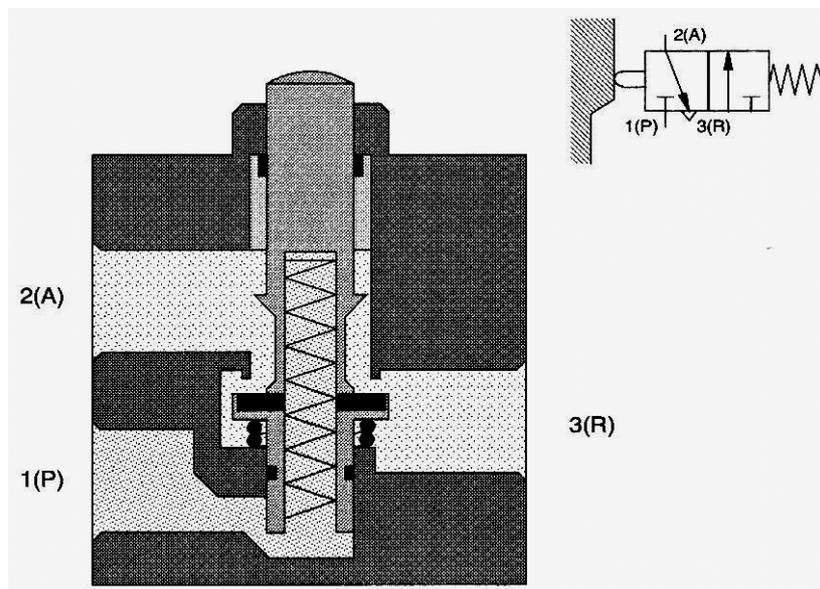
Fig. 3-7

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).

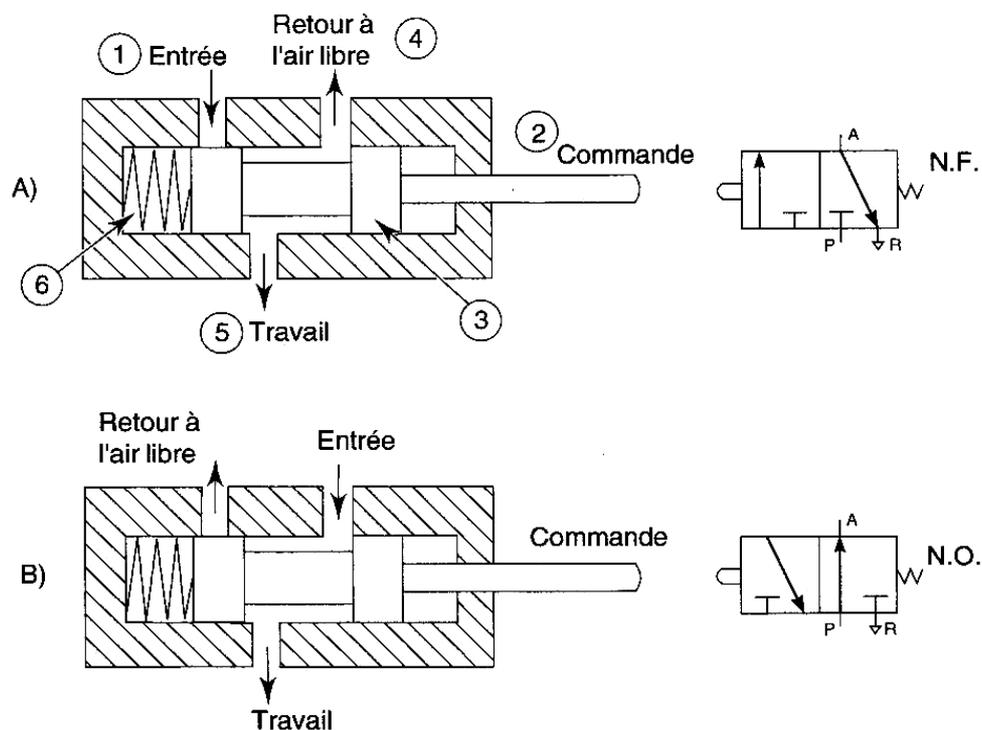
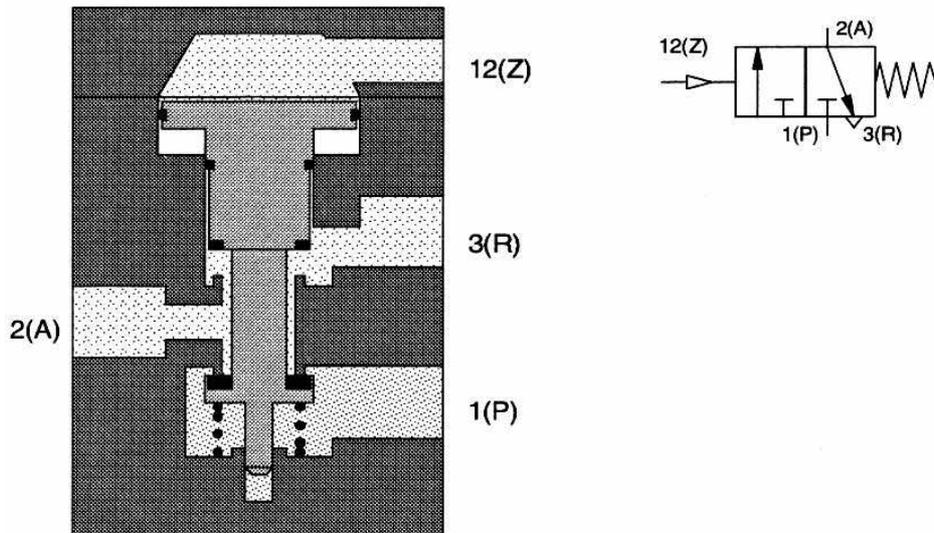


Fig. 3-9

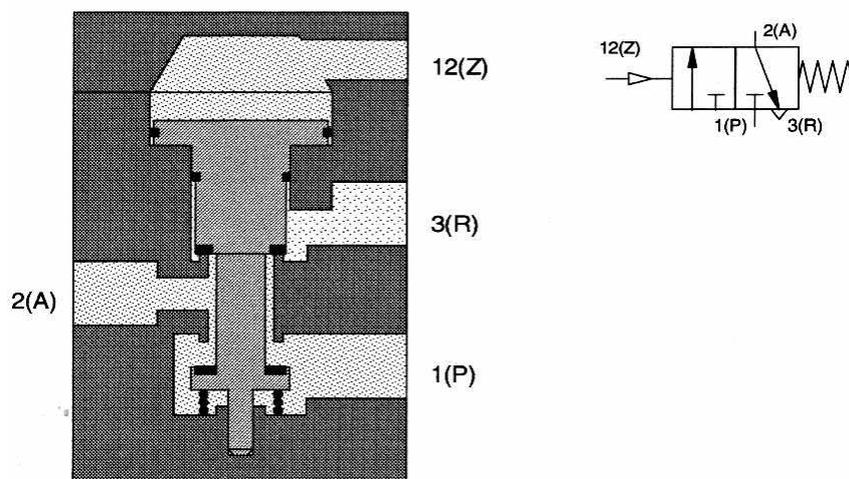
Lorsque l'on actionne la commande (2), le tiroir (3) se déplace vers la gauche, l'orifice d'entrée (1) s'ouvre, l'orifice d'échappement (4) devient bloqué et l'air circule de l'entrée vers la sortie travail. Lorsque l'on relâche la commande (2), le ressort (6) repousse le tiroir (3) à sa position initiale. 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.



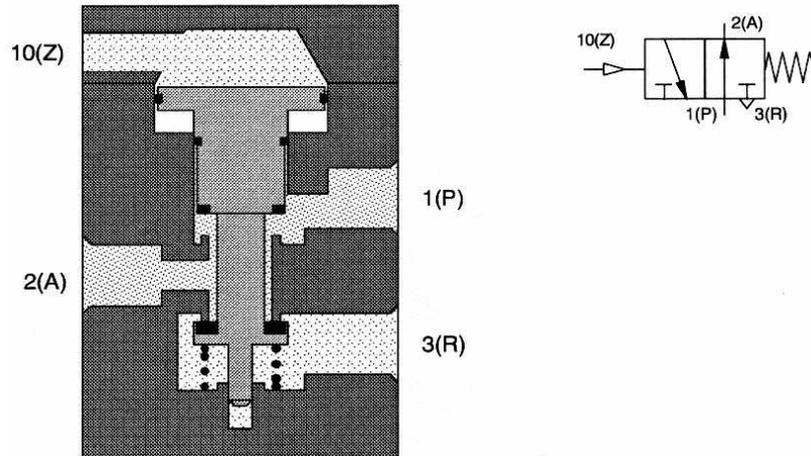
Distributeur 3/2 à commande pneumatique, fermé au repos, non actionné

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.

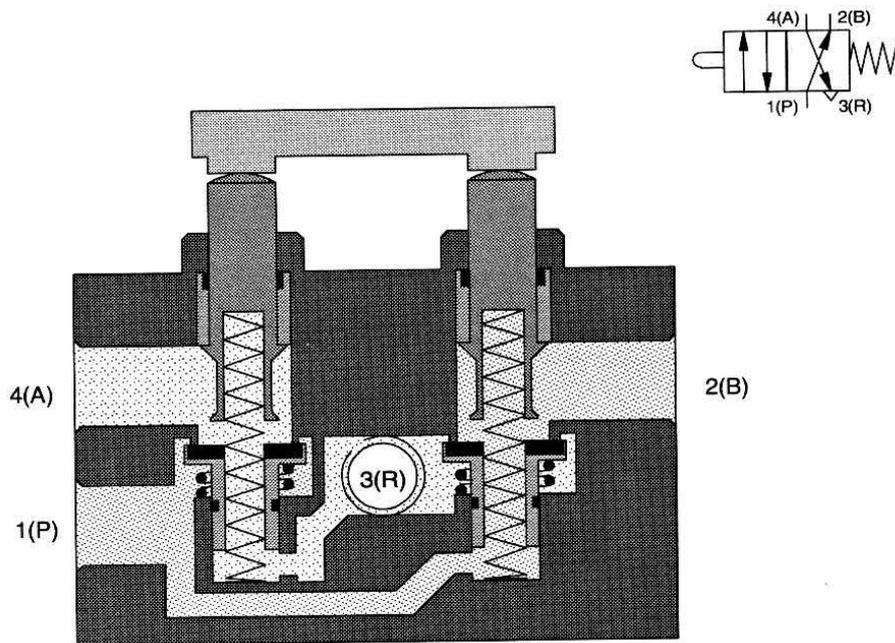
Un distributeur à commande pneumatique peut être utilisé comme préactionneur dans le cas de pilotage indirect.

3.3. Distributeurs 4/2

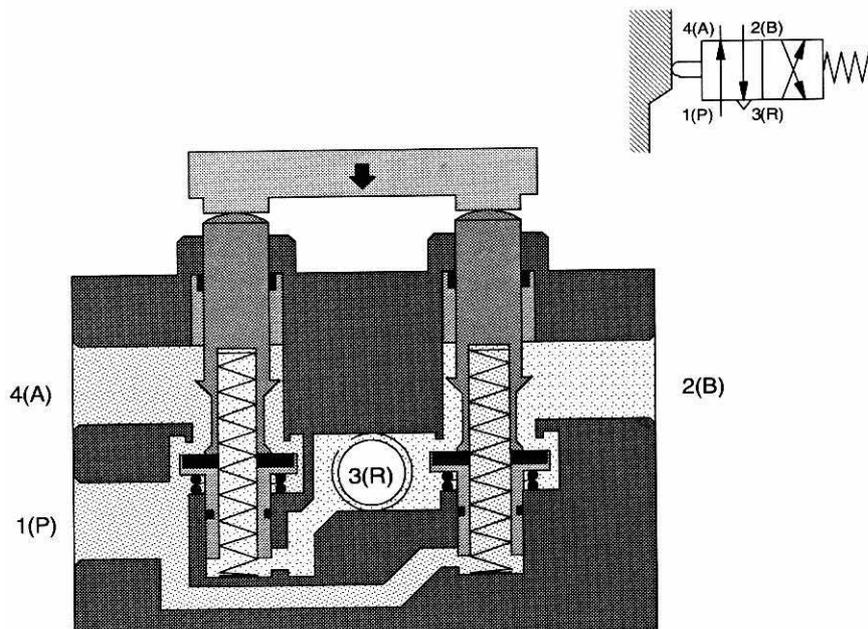
Le distributeur 4/2 dispose de quatre orifices et de deux positions. Il remplit la même fonction qu'une combinaison de deux distributeurs 3/2, l'un des distributeurs devant être fermé au repos et l'autre ouvert au repos.

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.

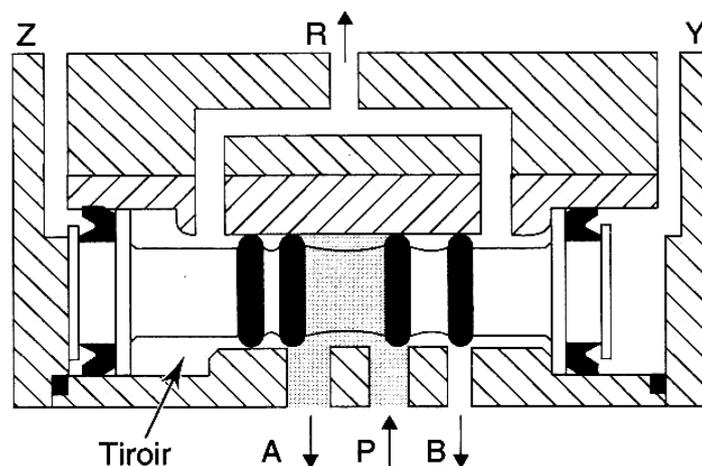


Fig. 3-12

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

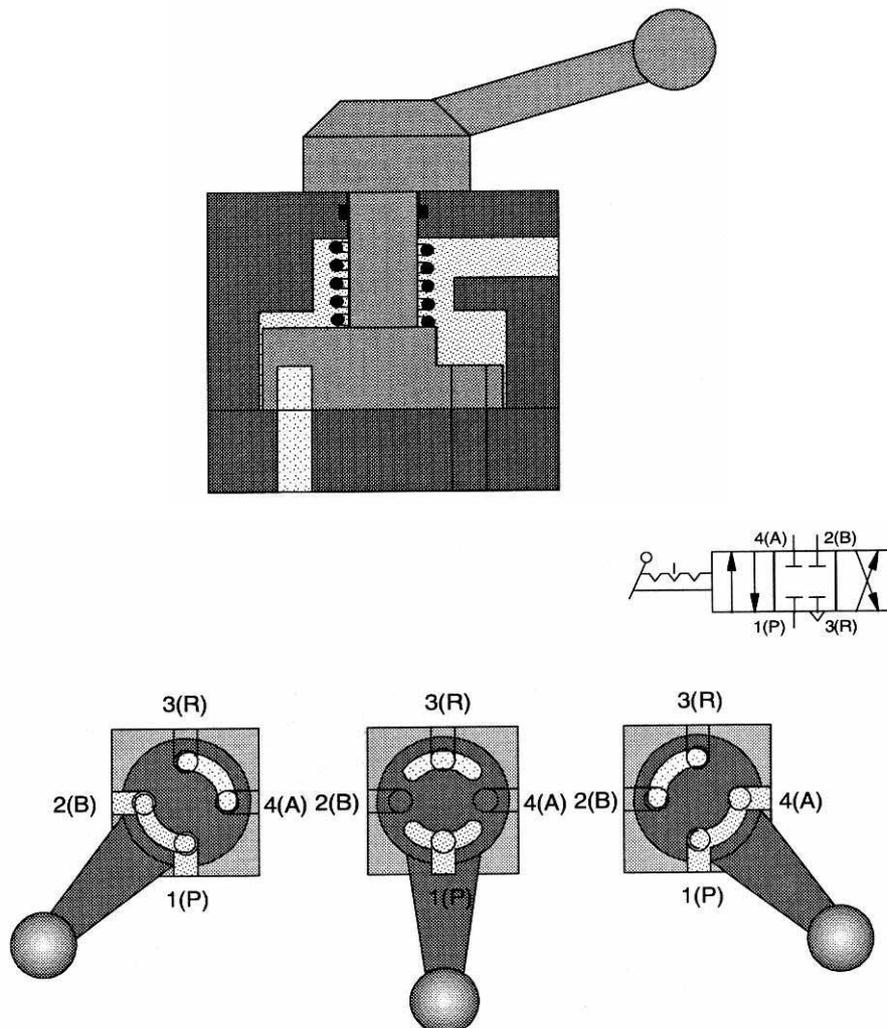


Fig. 3-13

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.

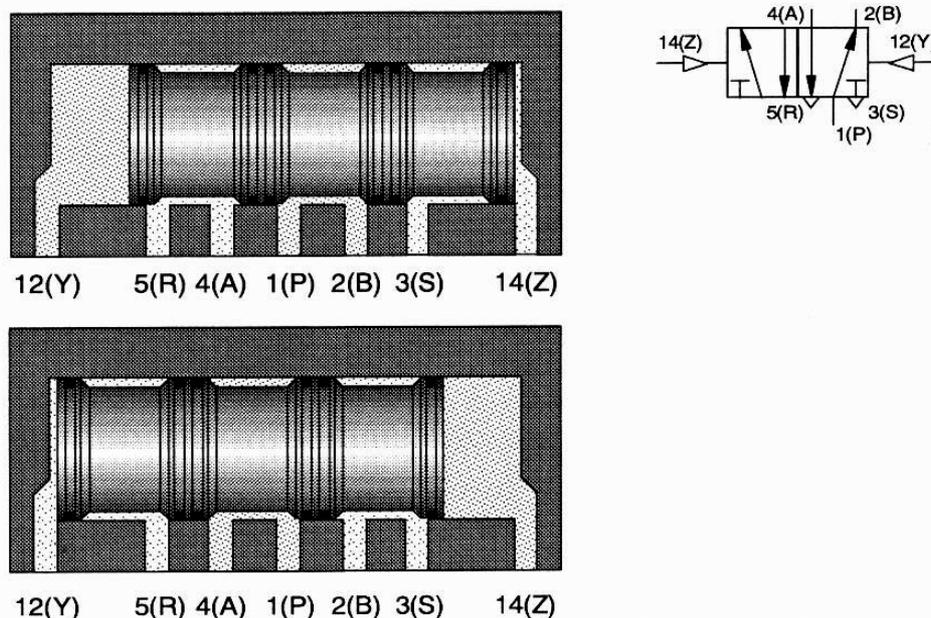


Fig. 3-14

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.

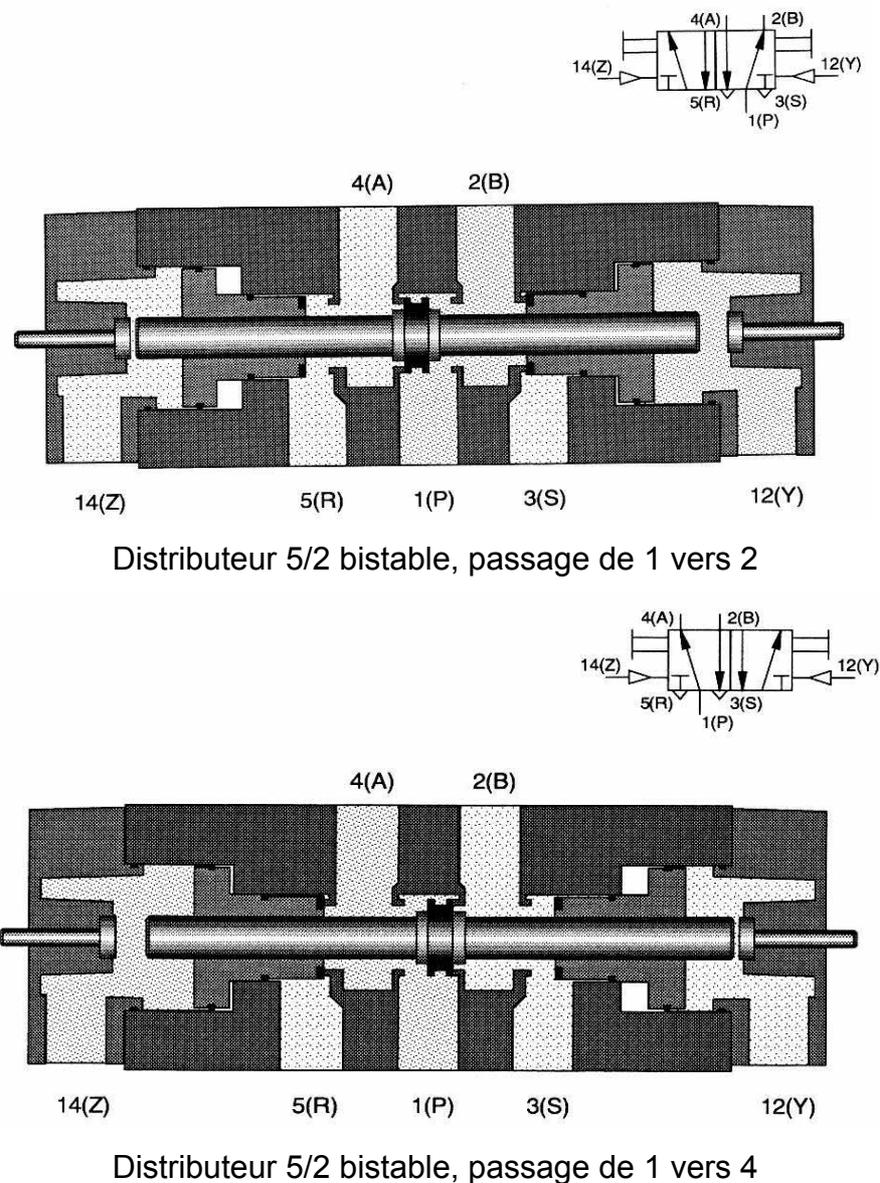


Fig. 3-15

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.

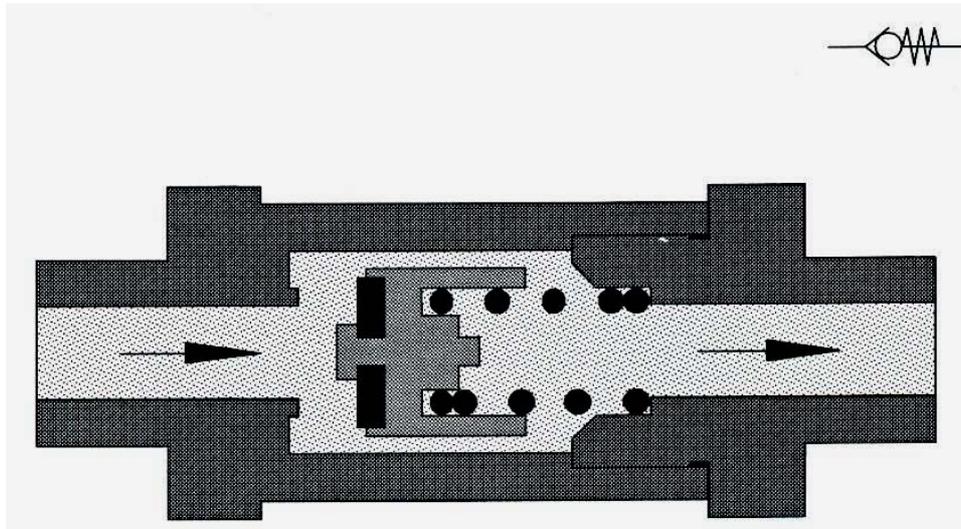


Fig. 4-1

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).

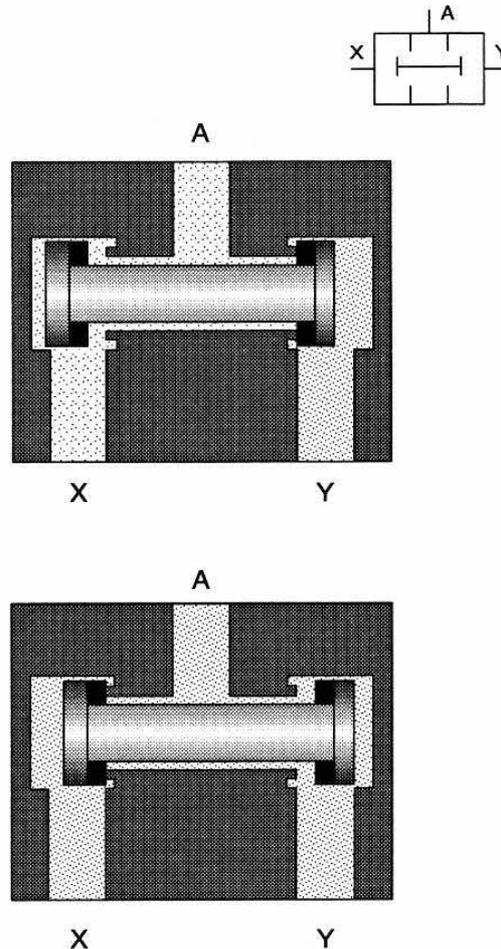


Fig. 4-2

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 atteint 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.

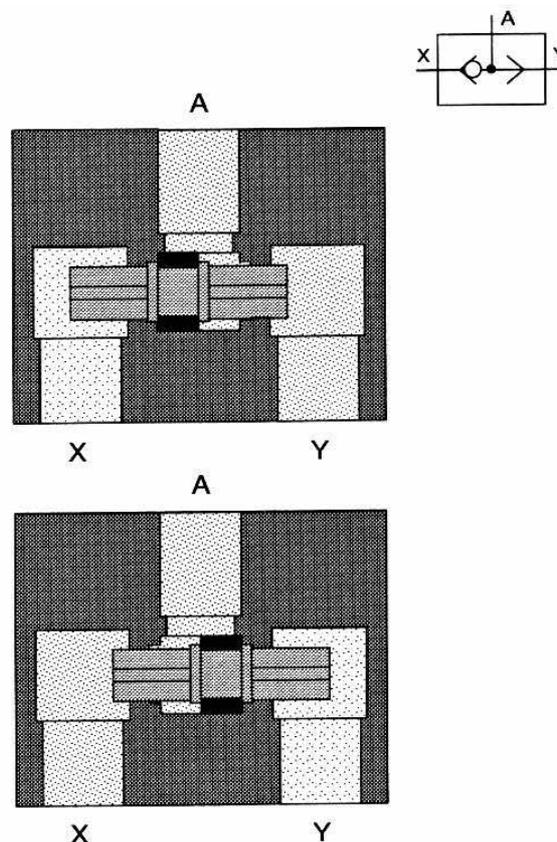
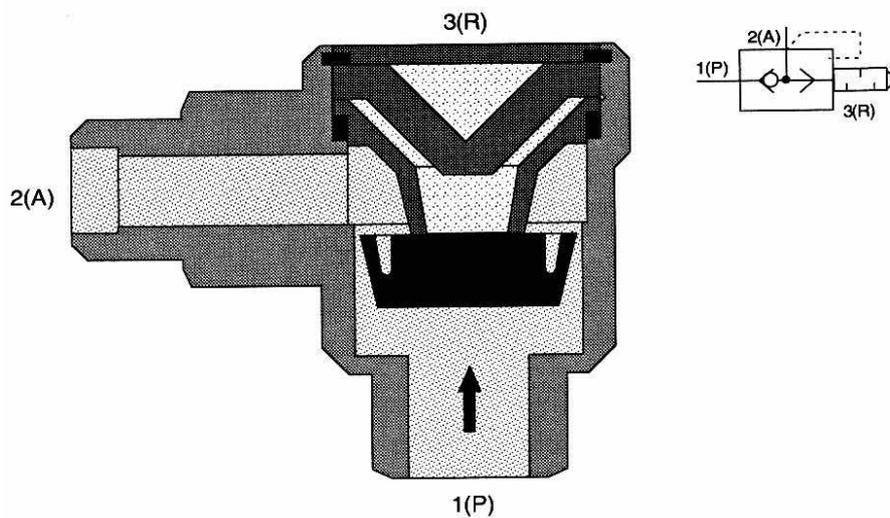


Fig. 4-3

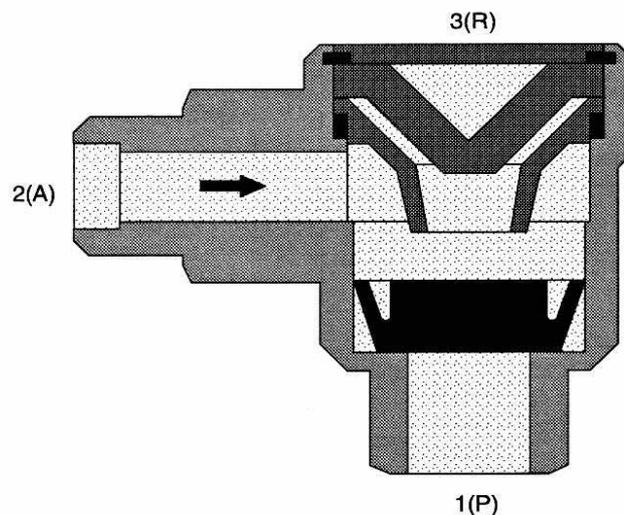
Ce sélecteur est également désigné par opérateur OU. La mise en œuvre d'un ou de plusieurs sélecteurs de circuit est nécessaire lorsqu'on veut actionner un vérin ou un préactionneur à partir de deux (ou plus) endroits.

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.

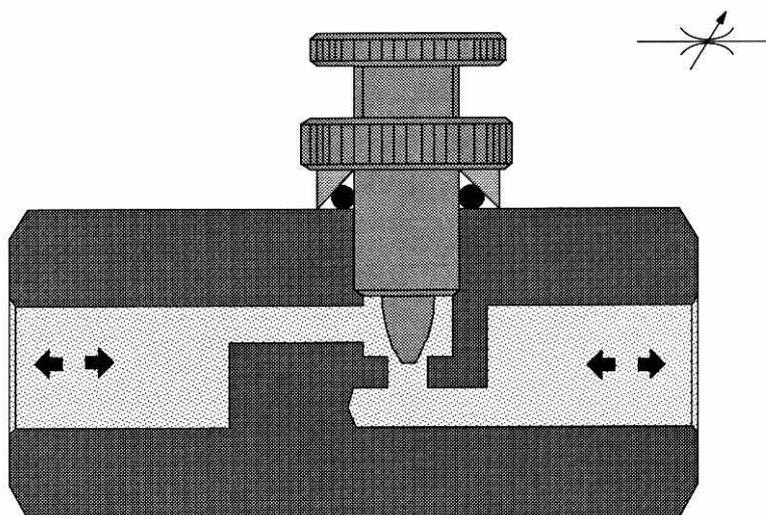


Fig. 4-5

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.

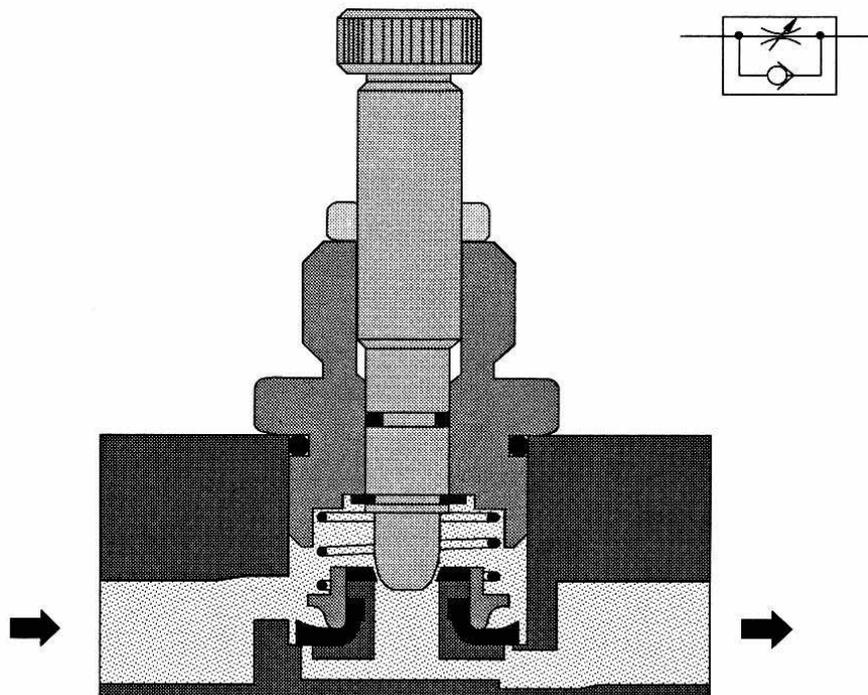


Fig. 4-6

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 la 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).

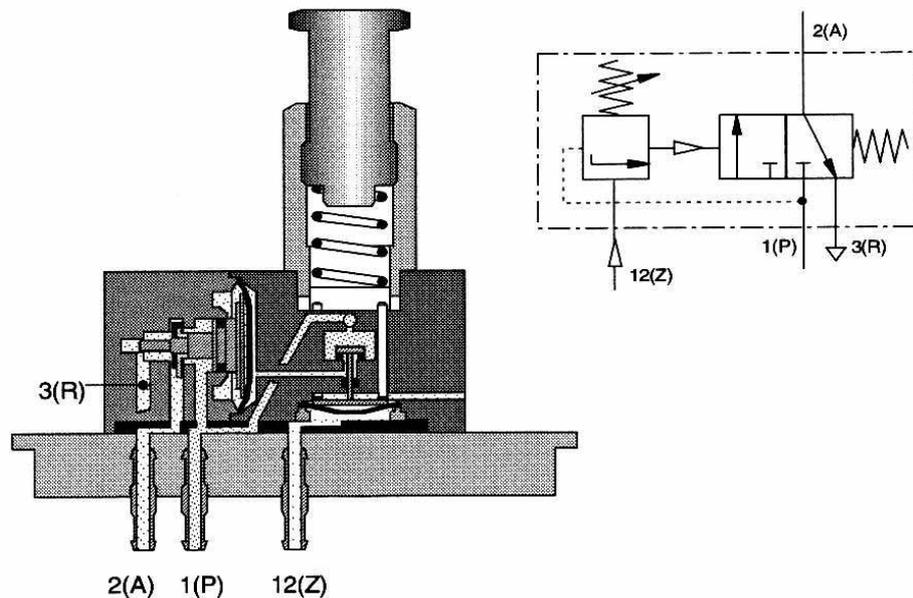


Fig. 4-7

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.

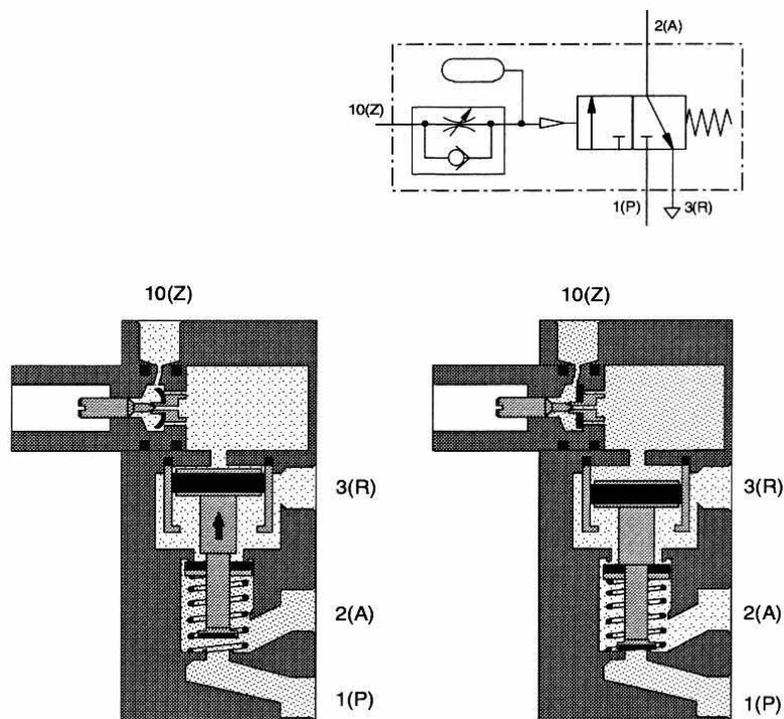


Fig. 4-8

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.

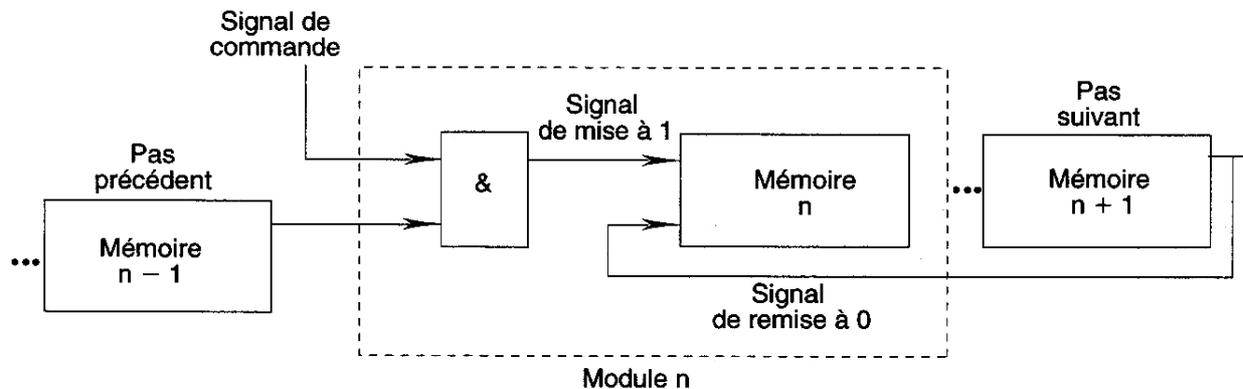


Fig. 4-9

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.

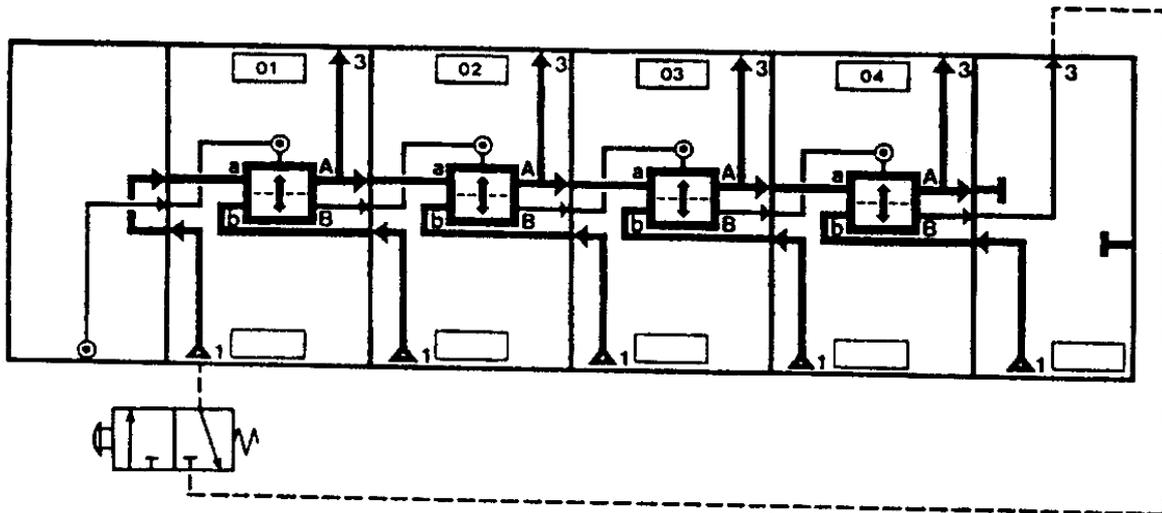


Fig. 4-10

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.

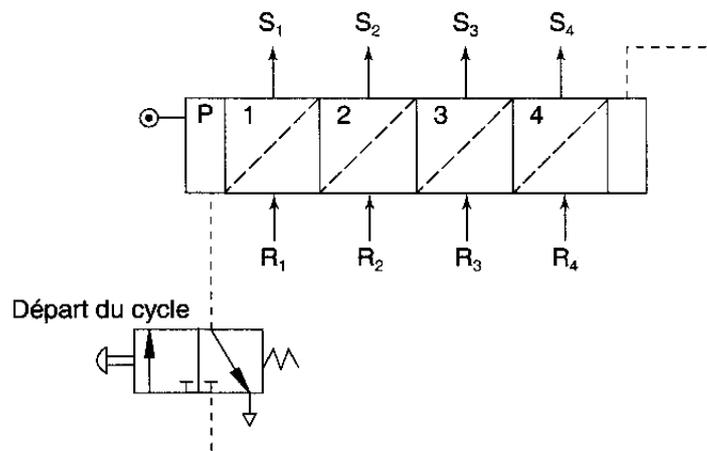


Fig. 4-11

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.

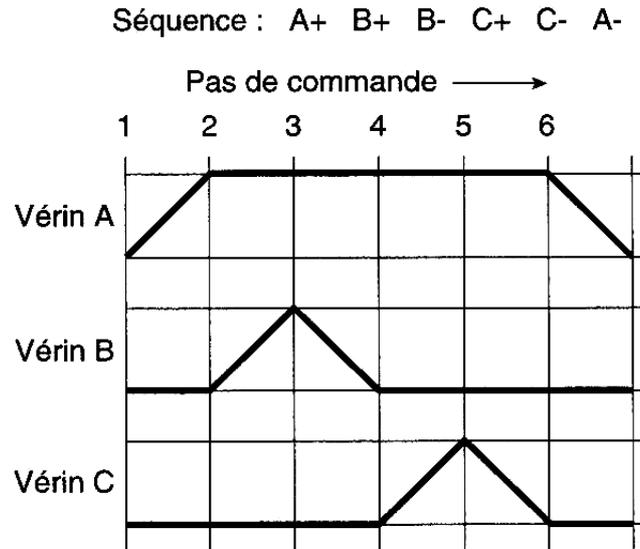


Fig. 4-12

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 :

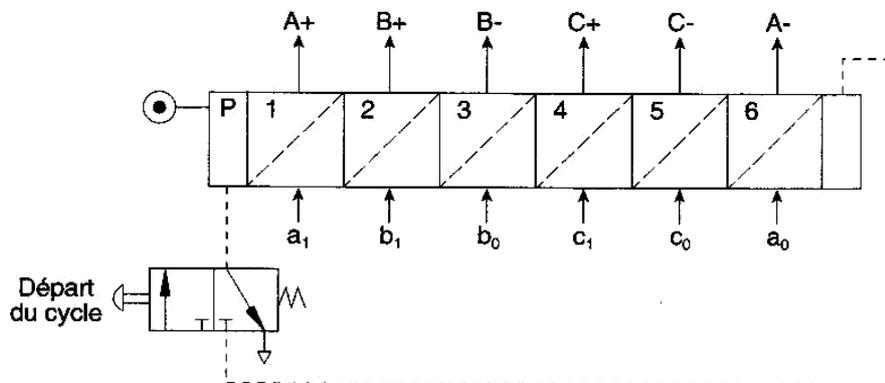


Fig. 4-13

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.

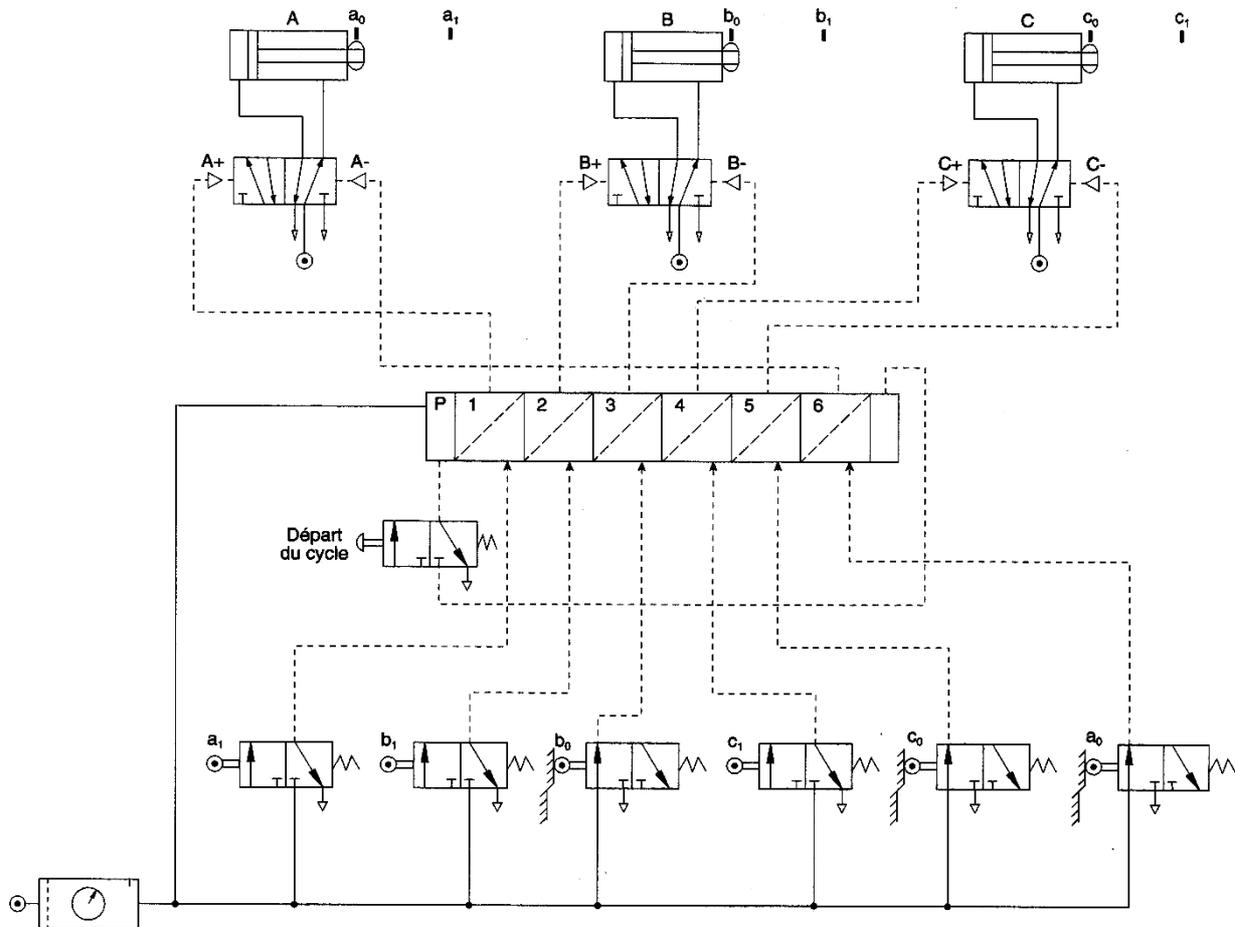


Fig. 4-14

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.

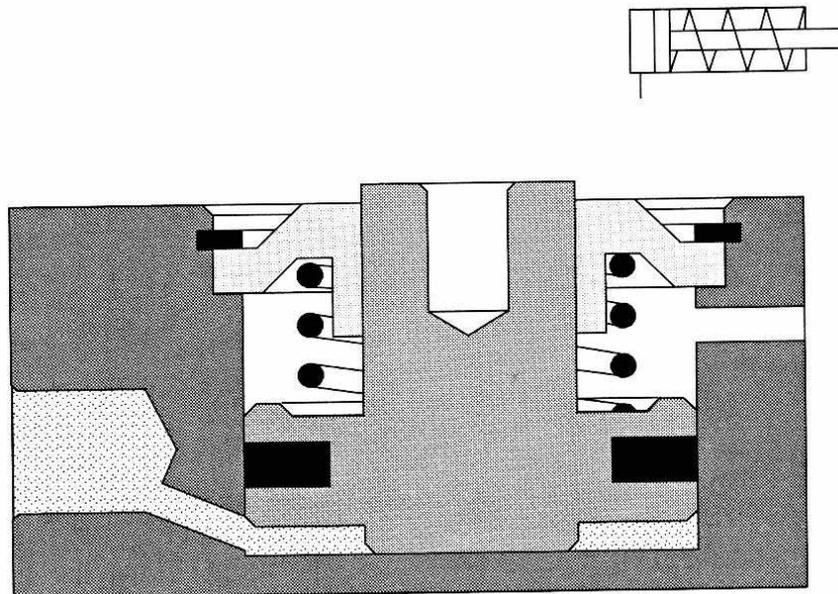


Fig. 5-1

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.

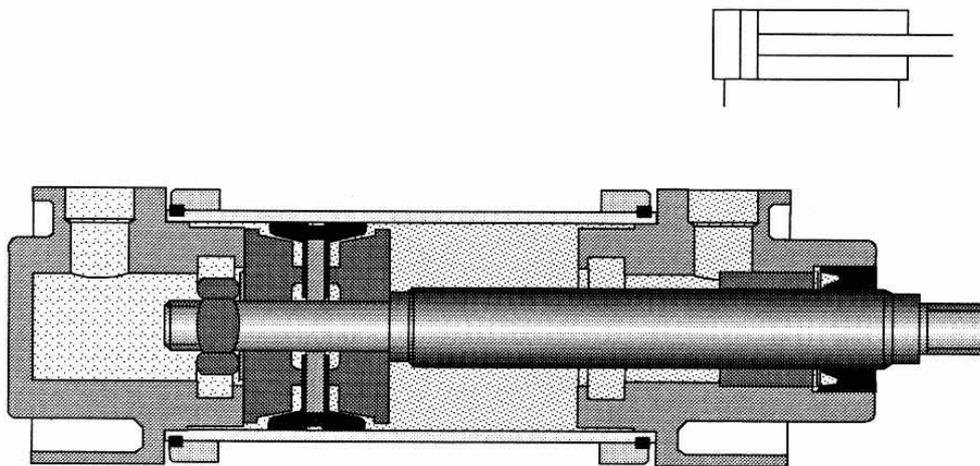


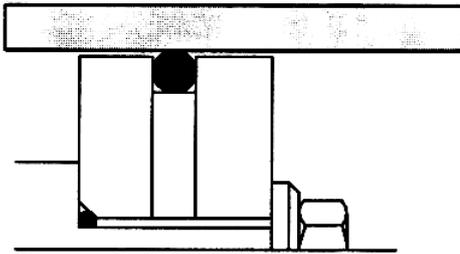
Fig. 5-2

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

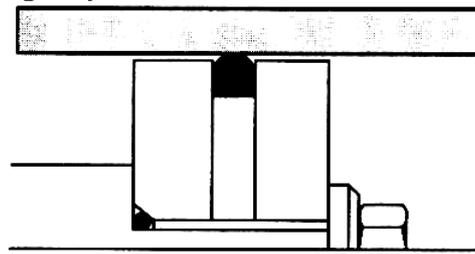
- détection sans contact : utilisation d'aimants sur la tige de piston (interrupteurs Reed) ;
- freinage de charges lourdes ;
- vérins sans tige pour espaces réduits ;
- autres matériaux de fabrication (matériaux synthétiques) ;
- revêtements / enveloppes de protection contre les agents agressifs (par 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).

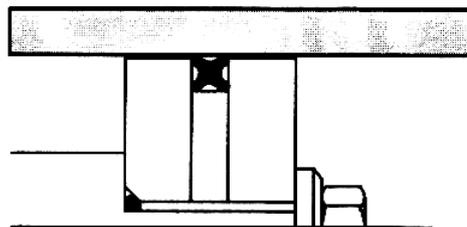
Joint torique



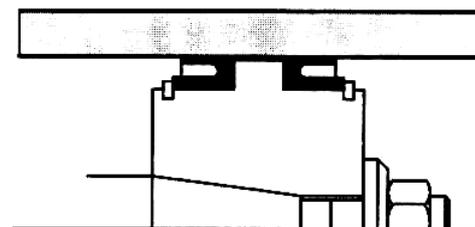
Bague profilée



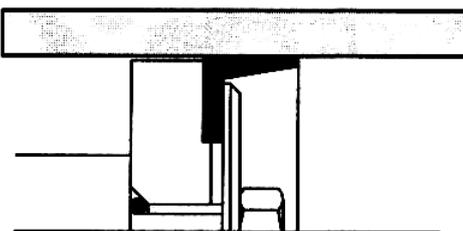
Bague carrée



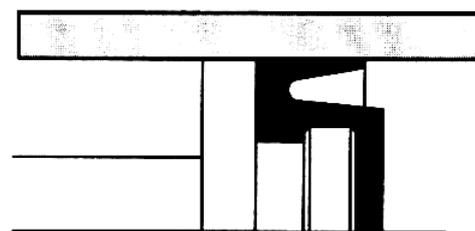
Joint à lèvres de part et d'autre



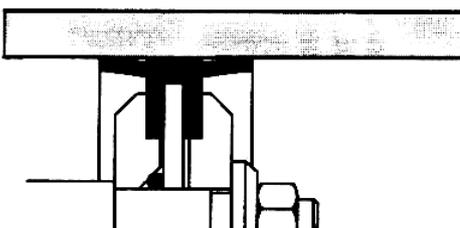
Joint cuvette



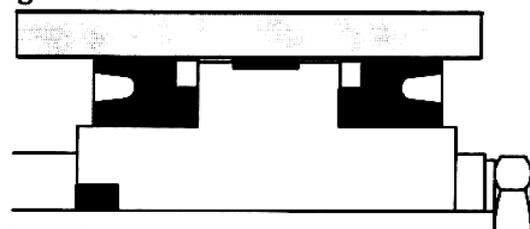
Manchette à double lèvres enclavée



Joint à double lèvres



Joints à double lèvres soutenus avec segment



Joint en L

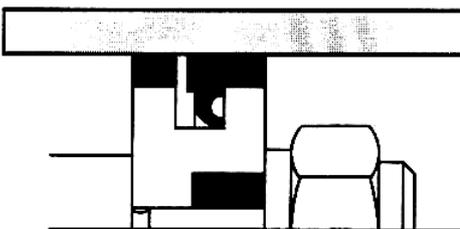


Fig. 5-3

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 $+ 80^{\circ}\text{C}$
Viton	entre -20°C et $+ 190^{\circ}\text{C}$
Teflon	entre -20°C et $+ 200^{\circ}\text{C}$

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.

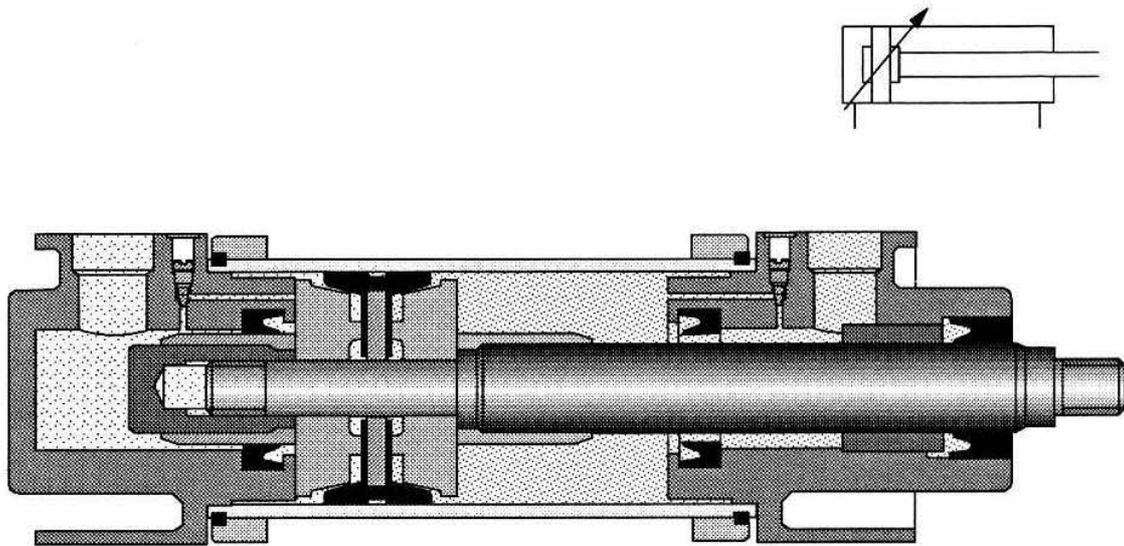


Fig. 5-4

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.

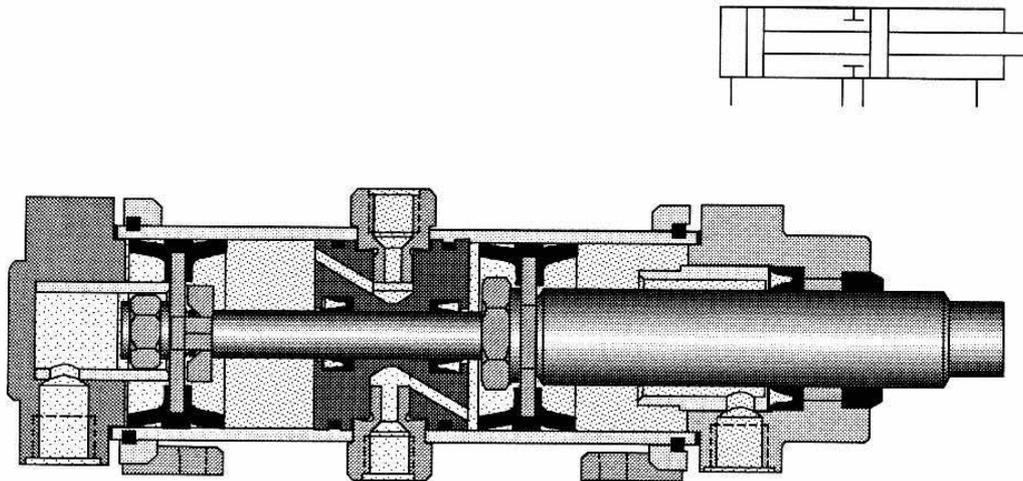


Fig. 5-5

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.

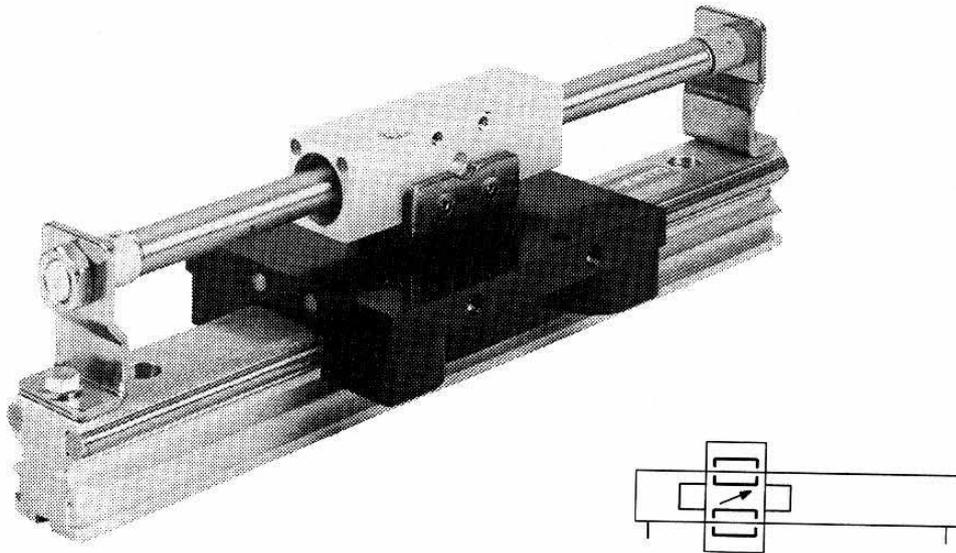


Fig. 5-6

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.

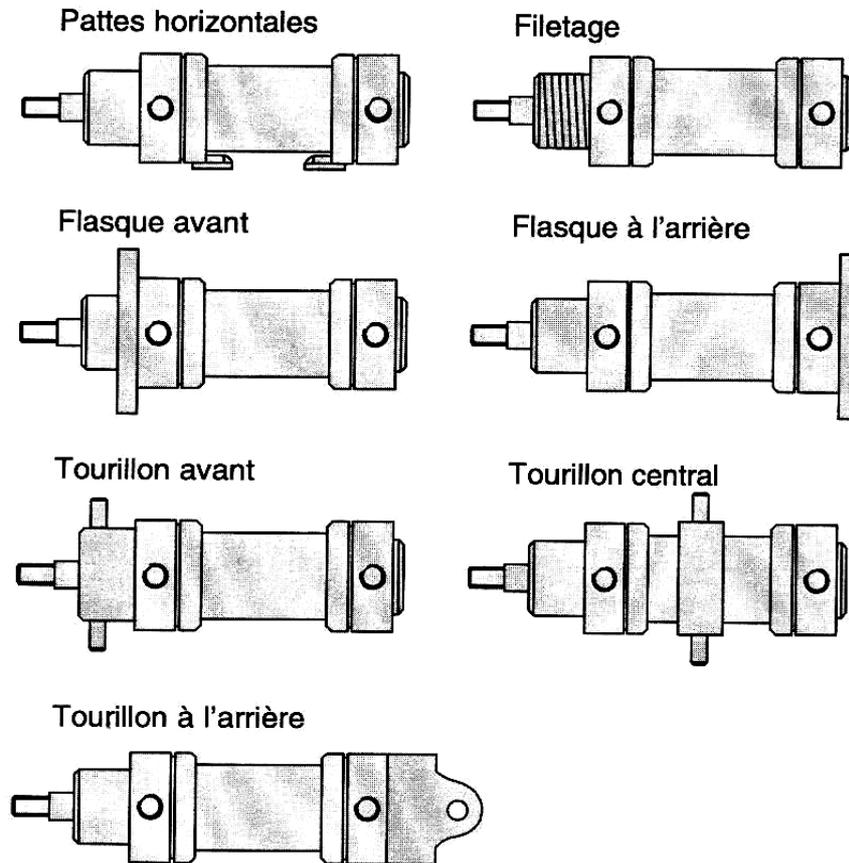


Fig. 5-7

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 :

$$F_{th} = A \cdot p$$

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.

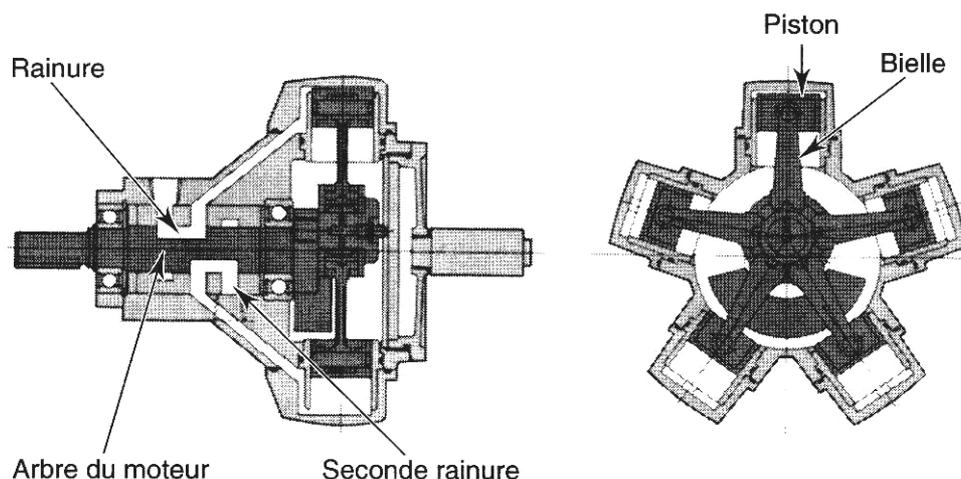


Fig. 5-8

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).

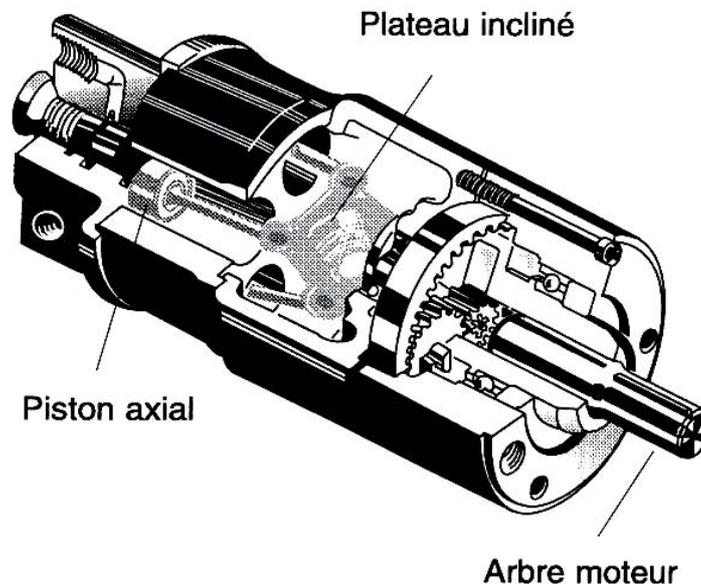


Fig. 5-9

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).

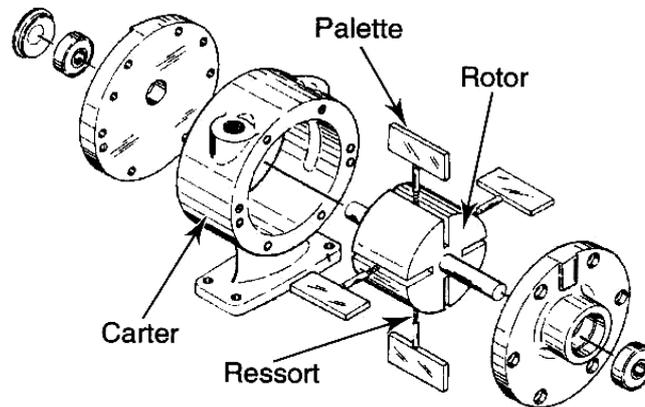


Fig. 5-10

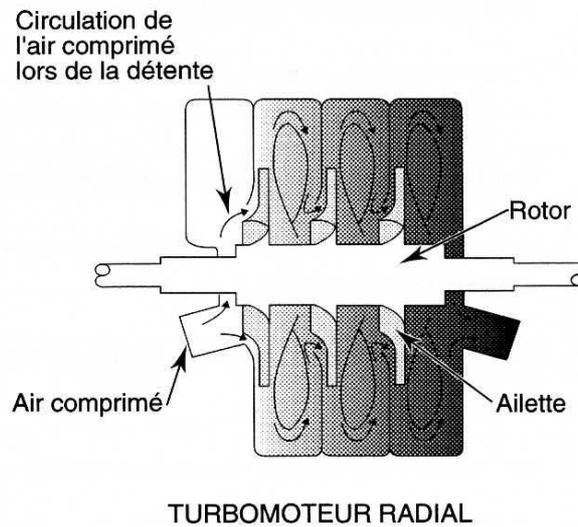
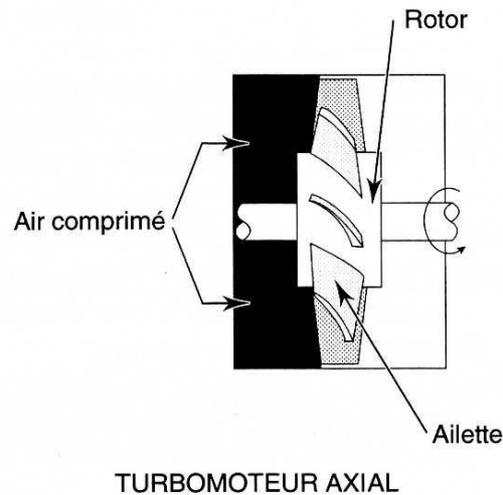
5.2.3. Moteurs à engrenages

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.



2

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.

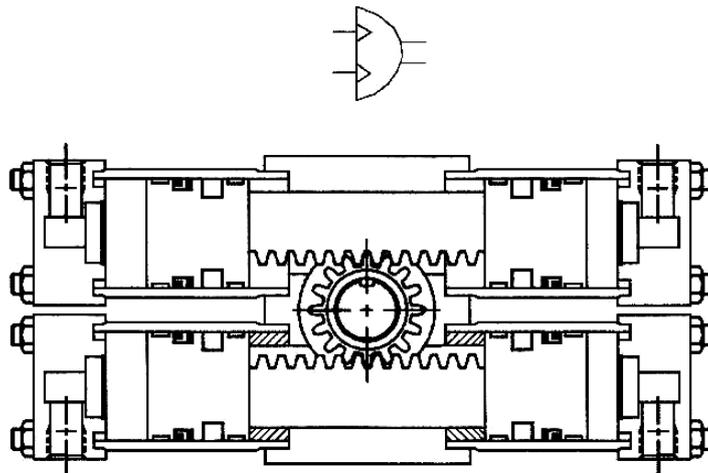


Fig. 5-12

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.

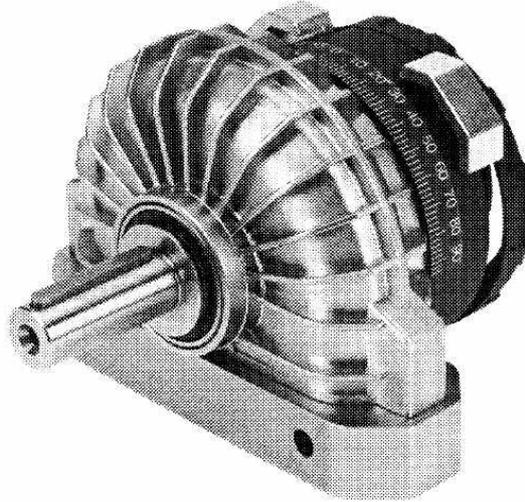


Fig. 5-13

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.

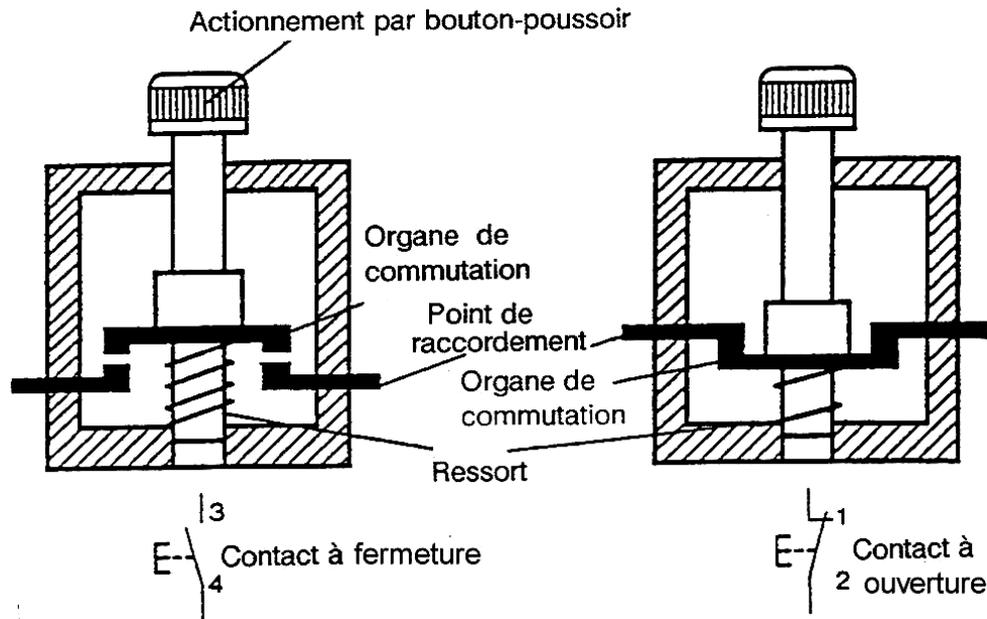


Fig. 6-1

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.

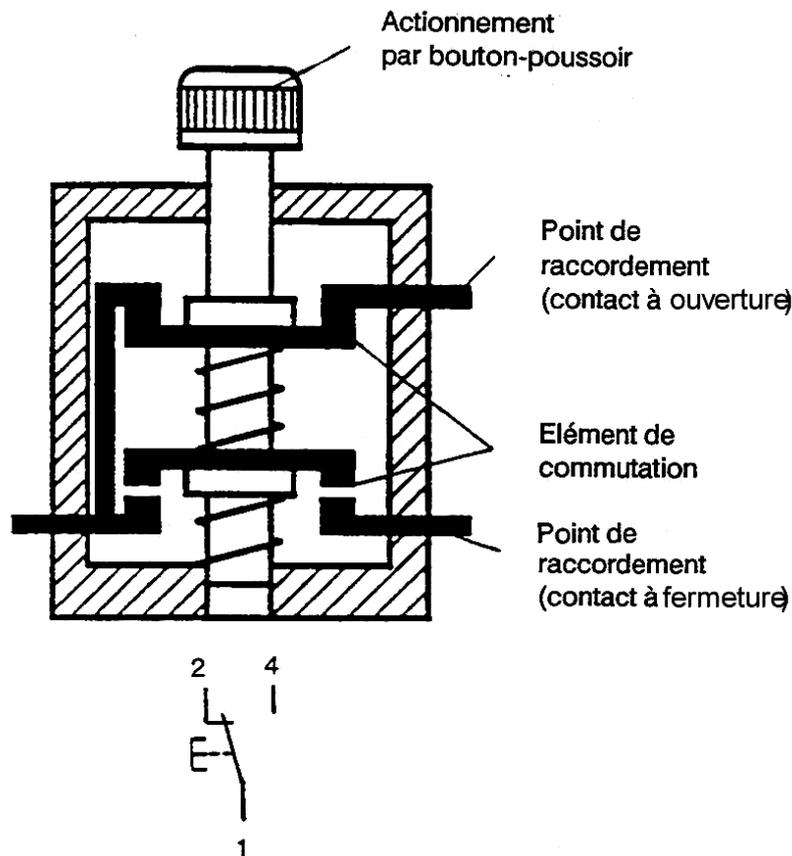


Fig. 6-2

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.

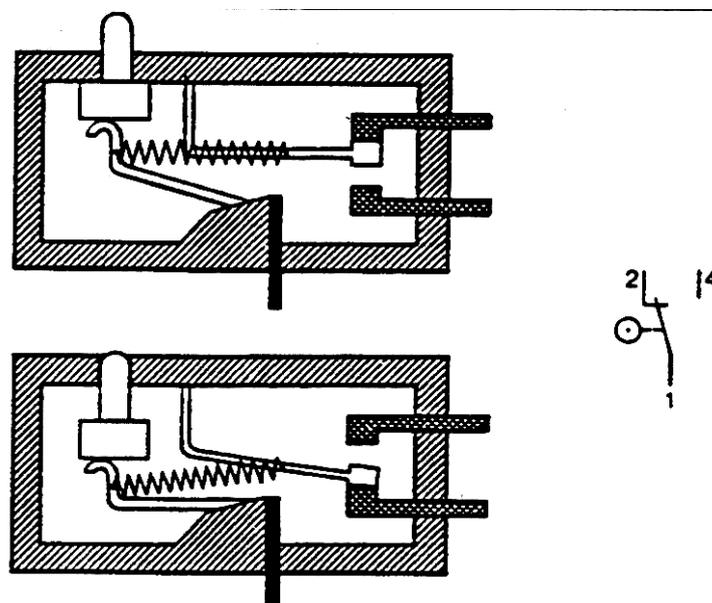


Fig. 6-3

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.

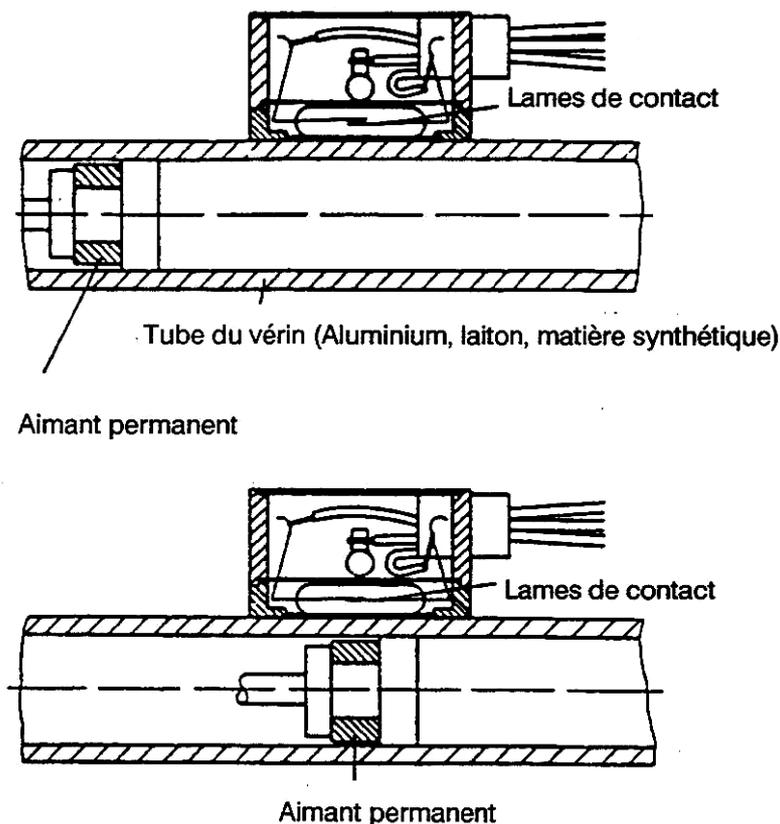


Fig. 6-4

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.

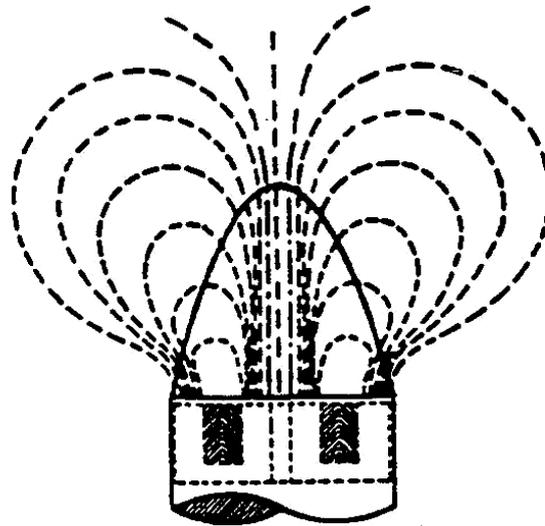
Les capteurs de position « fin de course » (capteurs sans contact) électroniques travaillent sans contact, c'est à dire que la commutation se fait sans bruit, sans rebondissement et sans rétroaction, il n'y a pas de contacts qui peuvent s'user et ils ne demandent pas d'effort à l'actionnement. Ils sont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

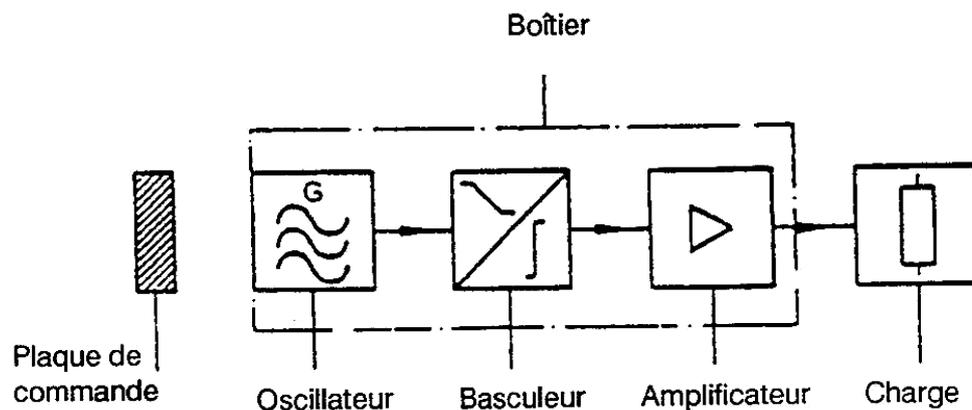


Fig. 6-6

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).

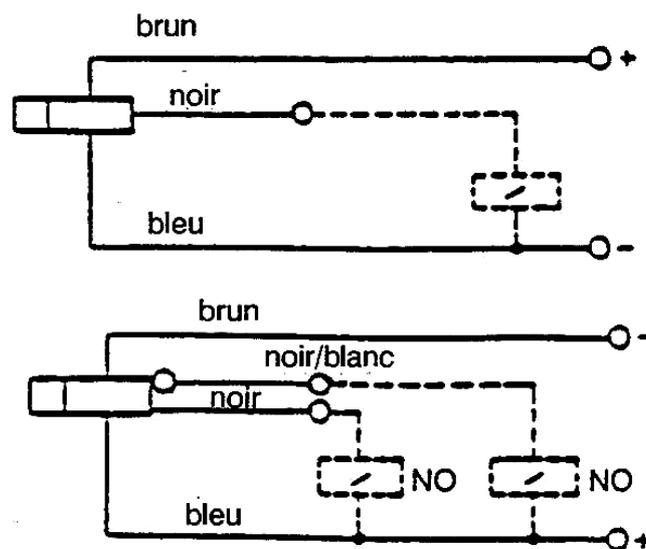


Fig. 6-7

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).

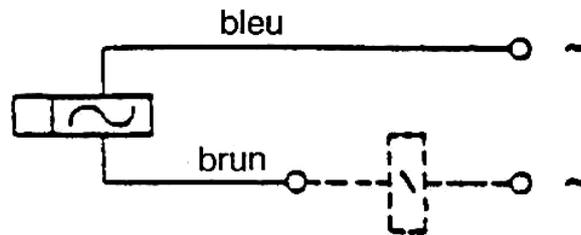


Fig. 6-8

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.

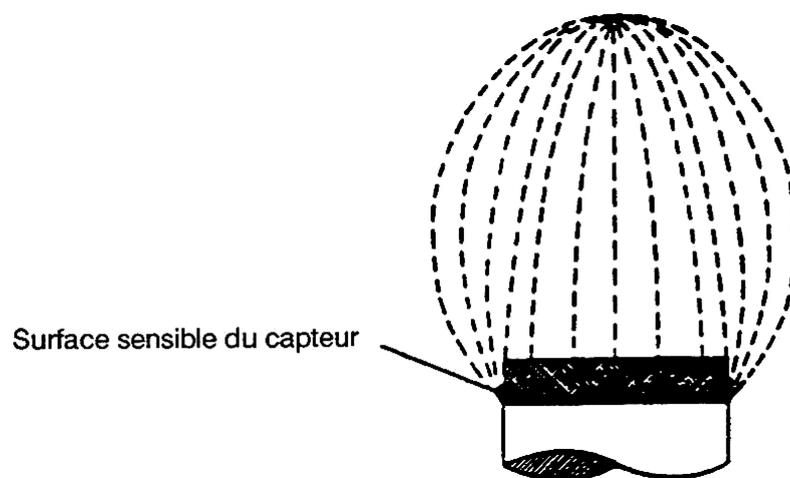


Fig. 6-9

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.

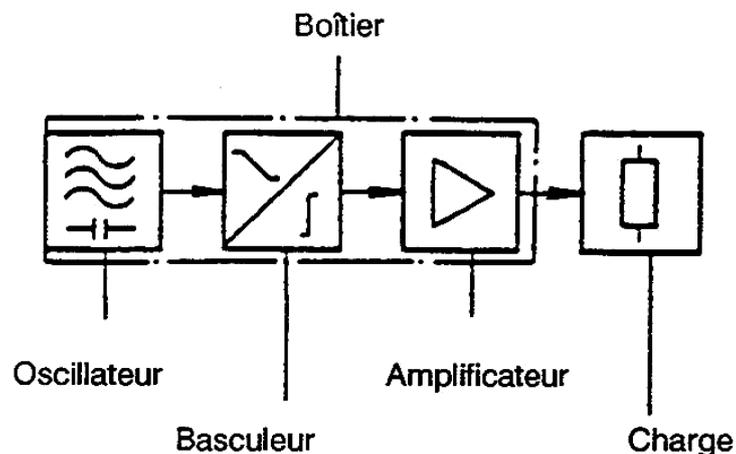


Fig. 6-10

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.

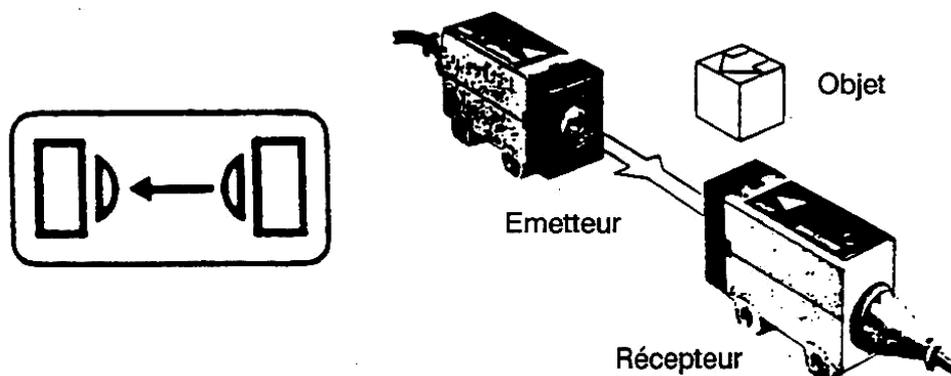


Fig. 6-11

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) ;

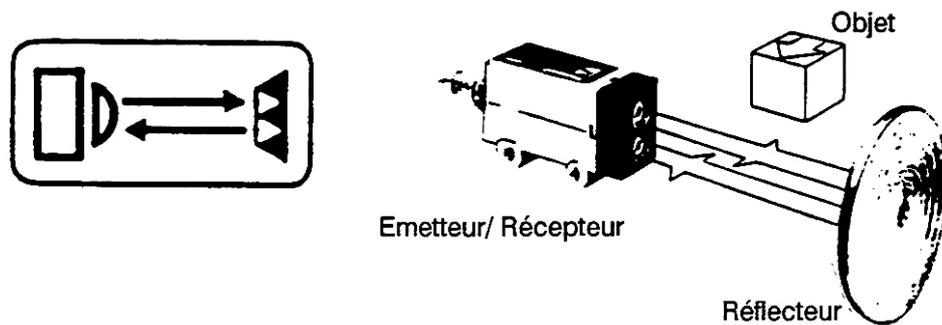


Fig. 6-12

- 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 ».

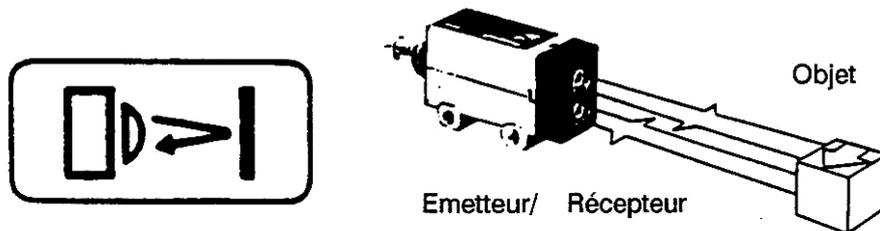


Fig. 6-13

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 lumineuse (1), d'un phototransistor (2), d'un étage de synchronisation (3) et d'un amplificateur (4).

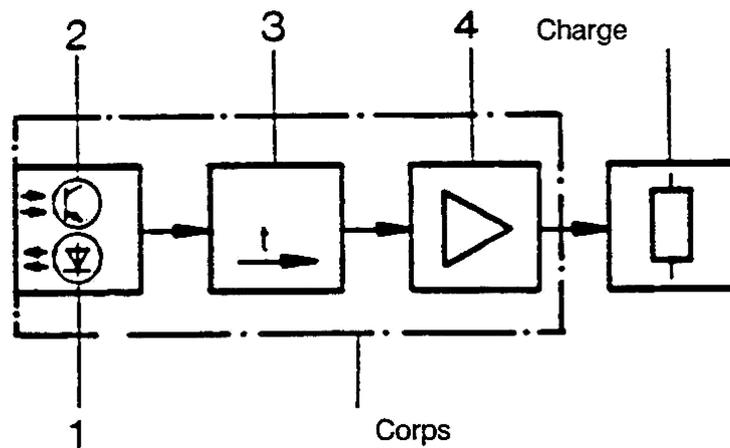


Fig. 6-14

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).

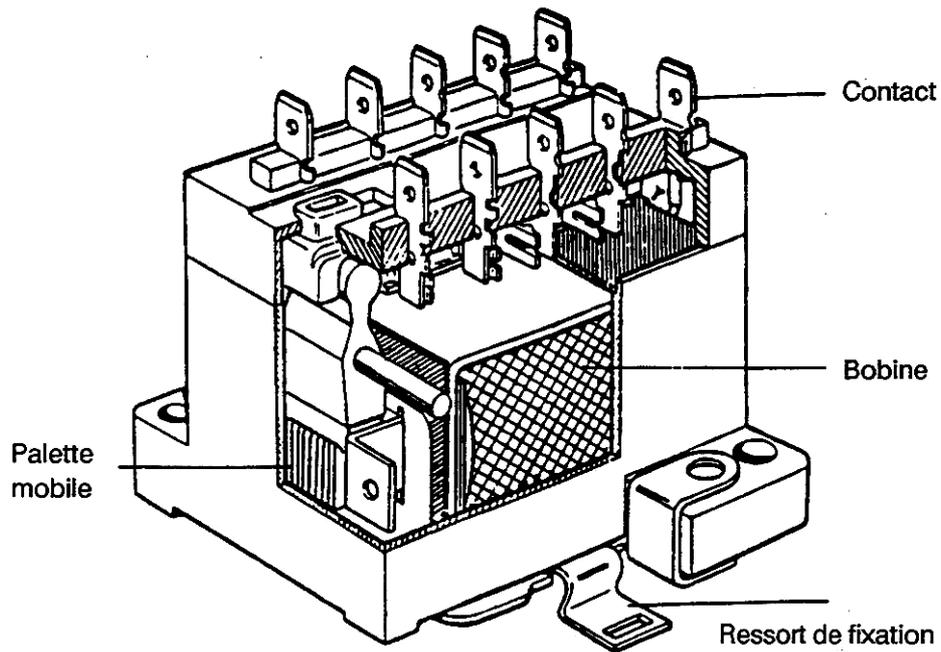


Fig. 6-15

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

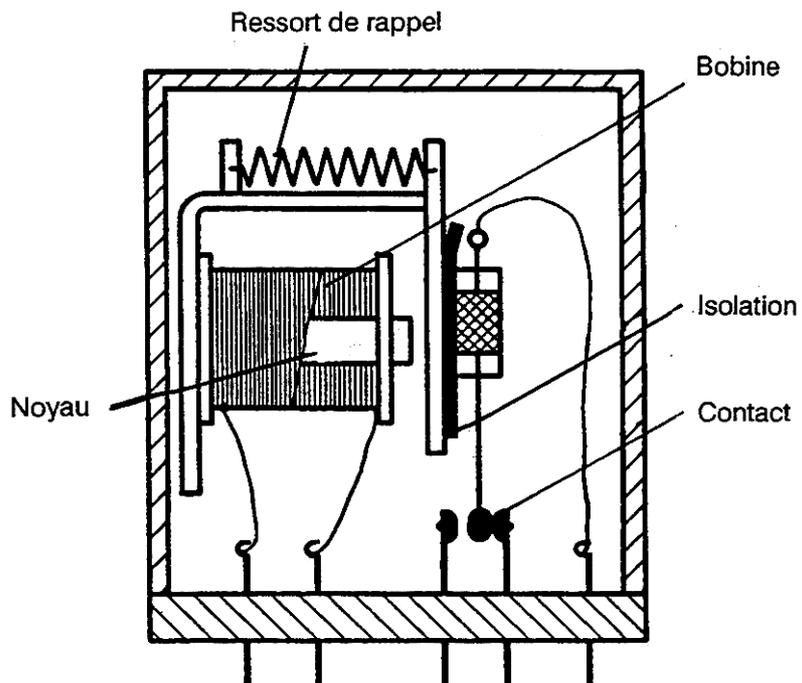


Fig. 6-16

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.

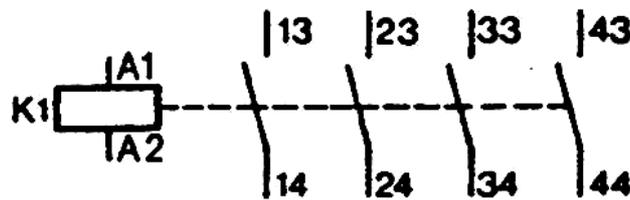


Fig. 6-17

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).

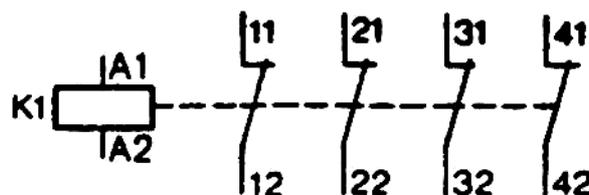


Fig. 6-18

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

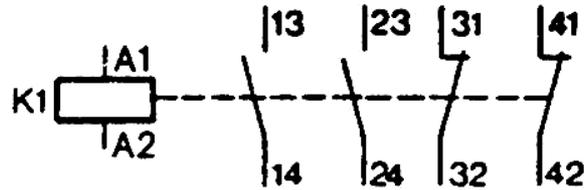


Fig. 6-19

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).

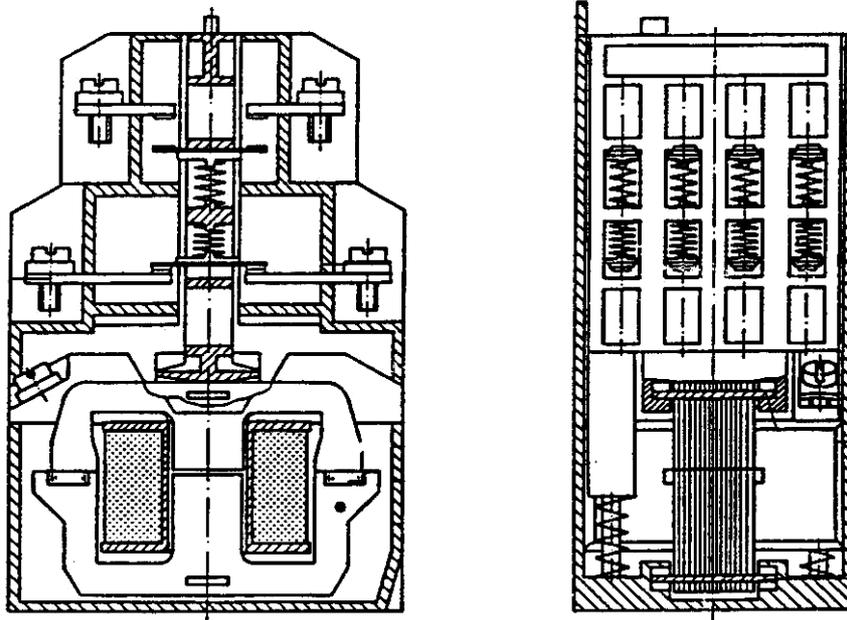


Fig. 6-20

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

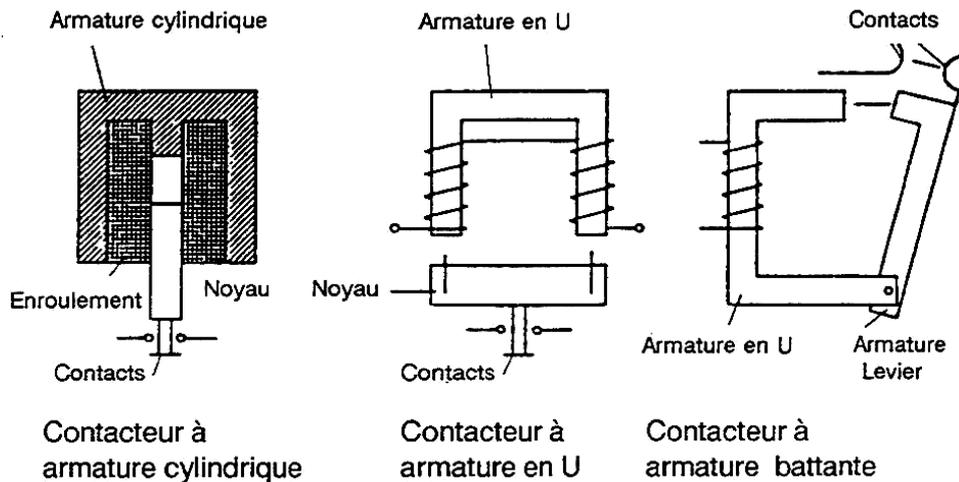


Fig. 6-21

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

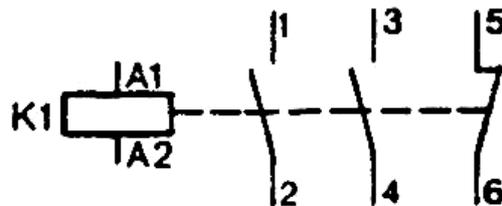


Fig.6-22

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).

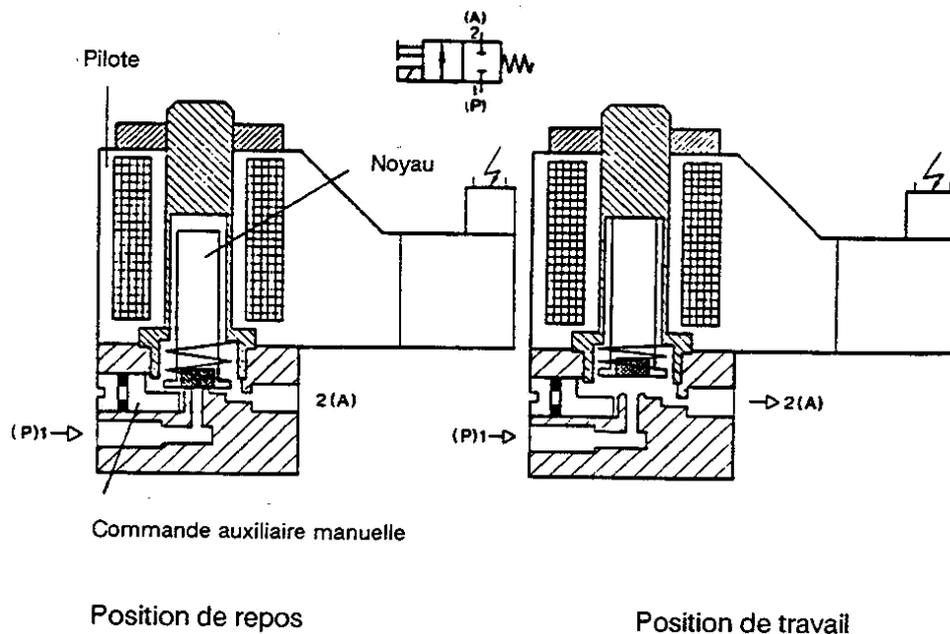


Fig. 6-23

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.

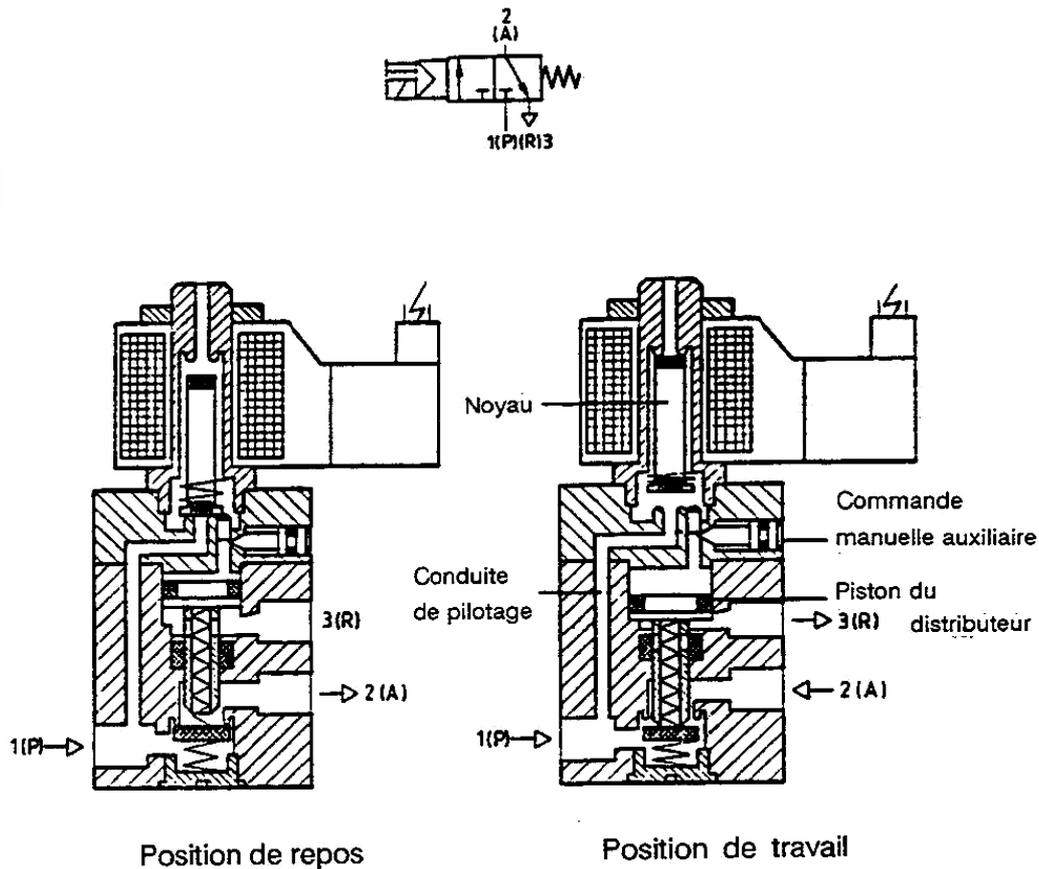


Fig. 6-24

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.

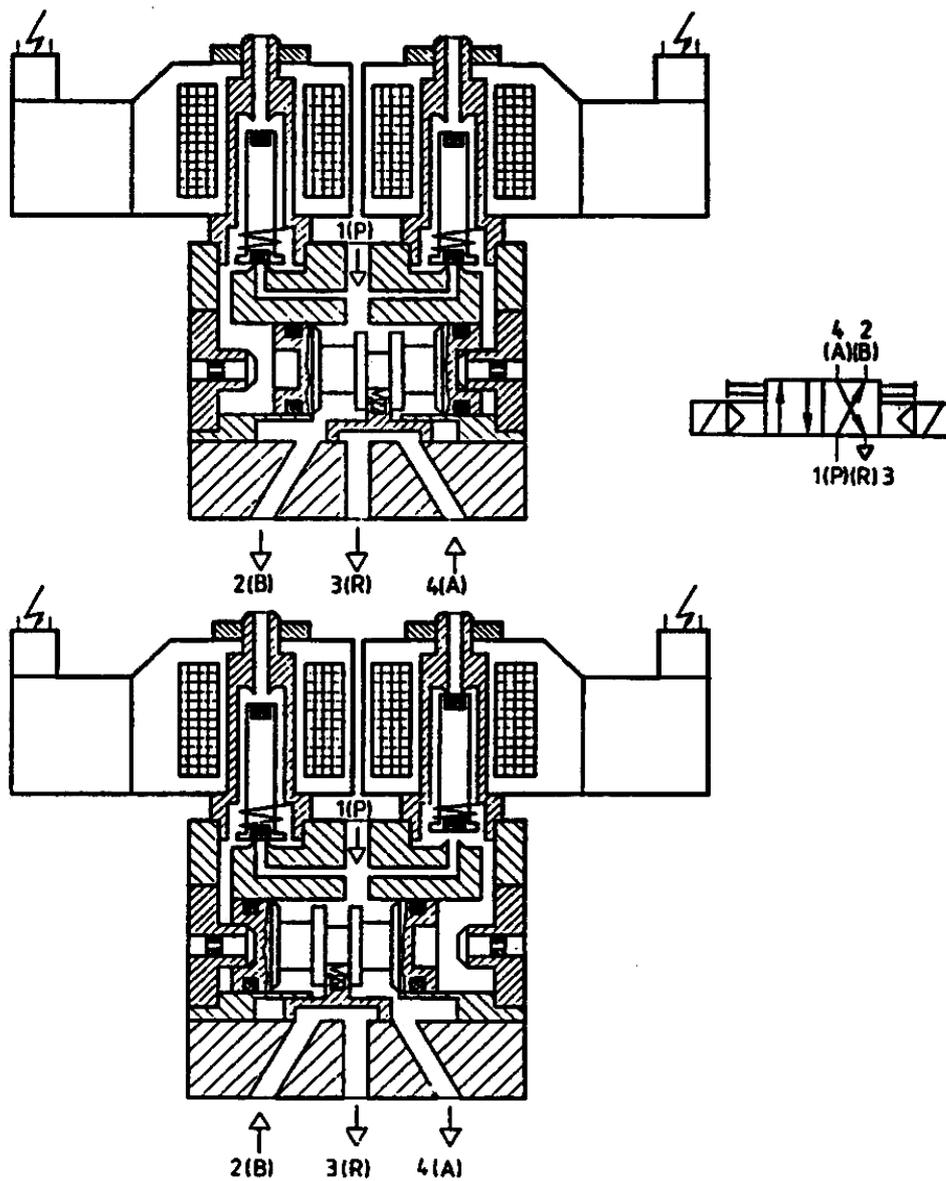


Fig. 6-25

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.

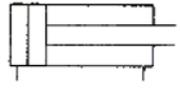
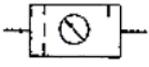
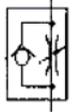
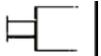
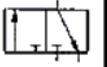
Les capteurs et les préactionneurs gèrent le fonctionnement des actionneurs. Ils doivent être conçus de façon à déclencher une réaction aussi rapide que possible au niveau des actionneurs. Les capteurs doivent par conséquent être installés aussi près que possible des organes moteurs de façon à réduire 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.

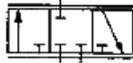
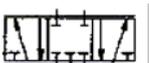
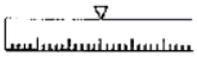
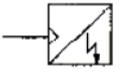
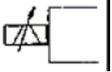
PNEUMATIQUE ASSERVIE

8. PRINCIPES DE BASES

8.1. Symboles

Dans la pneumatique asservie s'impose l'utilisation d'autres symboles expliqués dans le tableau ci-dessous.

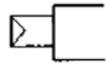
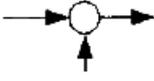
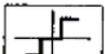
Désignation	Explication	Symbole
Vérin double effet	Simple tige	
Vérin double effet	Double tige	
Vérin double effet	Sans tige	
Unité de service	Un filtre, un régulateur de pression et un manomètre	
Manomètre	Contrôle de pression	
Réducteur de débit	Contrôle de débit ajustable	
Robinet d'isolement	Contrôle de débit ajustable	
Réservoir	Deux orifices	
Fonctionnement manuel	Général	
Orifices de sortie	Une connexion fileté	
Orifice bouché	Sans connexion	
Distributeur 3/2	Normalement fermé	
Distributeur 3/3	Position médiane fermée	
Désignation	Explication	Symbole

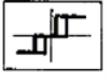
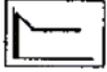
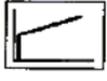
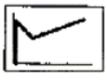
Distributeur proportionnel 3/3	Une seule ligne de travail	
Distributeur 5/2	Deux lignes de travail	
Distributeur proportionnel 5/2	Deux lignes de travail	
Distributeur 5/3	Position médiane fermée	
Distributeur proportionnel 5/3	Deux lignes de travail	
Règle linéaire		
Convertisseur	Général	
Régulateur	Général	
Manomètre	Général	
Limiteur	Electrique	
Capteur de pression	Electrique	
Capteur de pression	Pneumatique	
Amplificateur	Général	
Amplificateur opérationnel	Général	
Régulateur	Général	
Actionnement électrique	Solénoïde avec une seule bobine	
Actionnement électrique	Bobine solénoïde avec deux bobines opposées ajustable	
Actionnement mécanique	Au moyen d'un ressort	

Désignation

Explication

Symbole

A commande indirecte	Indirecte par l'application de pression	
Commutateur	Fonction de maintien	
Ligne de travail	Ligne pour la transmission de l'énergie	
Connexion de ligne	Connexion fixe	
Lien	Point de connexion ou sommation de signaux	
Ligne électrique	Transmission du courant	
Oscilloscope		
Affichage	Lumière témoin	
Voltmètre		
Masse, mise à la terre		
Elément de transmission	Réponse proportionnelle	
Elément de transmission	Réponse avec une constante de temps PT1	
Elément de transmission	Réponse avec intégration	
Elément de transmission	Réponse avec différentiel	
Elément de transmission	Deux états sans hystérésis	
Elément de transmission	Deux états avec hystérésis différentielle	
Comparateur		
Elément de transmission	Trois états sans hystérésis	

Désignation	Explication	Symbole
Elément de transmission	Trois états avec deux hystérésis	
Elément de transmission	Réponse en temps PD	
Elément de transmission	Réponse en temps PI	
Elément de transmission	Réponse en temps PID	
Générateur de voltage	Voltage D.C.	
Générateur de voltage	Voltage d'ondes carrées	
Générateur de voltage	Voltage d'ondes sinusoïdales	
Générateur de voltage	Voltage d'ondes triangulaires	

8.2. Notions de base

8.2.1. Signal

Un signal est utilisé pour transmettre de l'information dans un système technique. Un signal est représenté par une variable physique, par exemple, un voltage électrique ou une pression.

On spécifie les signaux suivants :

- *Signal binaire* : un signal qui ne peut prendre que deux valeurs est appelé un signal binaire (fig. 8-1).

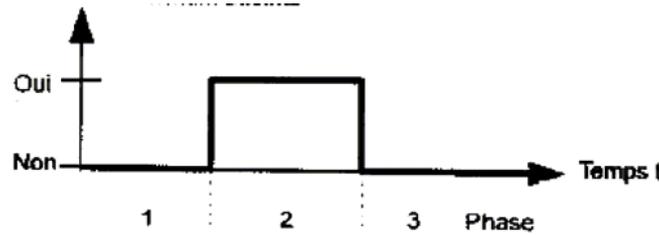


Fig. 8-1

- *Signal analogique* : le signal qui peut prendre n'importe quelle valeur intermédiaire située entre sa valeur minimal et sa valeur maximale est considéré comme analogique (fig.8-2).

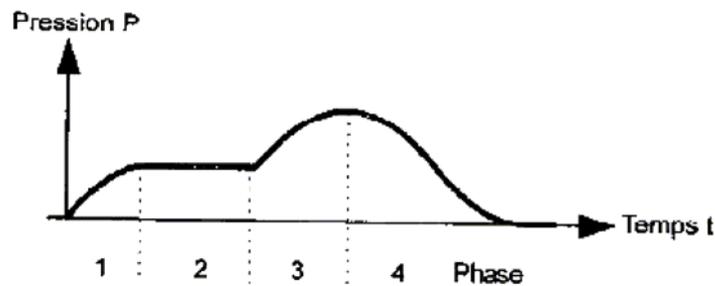


Fig. 8-2

Un signal binaire est utilisé pour actionner un distributeur (fig. 8-3). Le signal et, par conséquent l'ouverture du distributeur ne peuvent prendre que deux valeurs :

- Signal 0 V, distributeur fermé ;
- Signal 24 V, distributeur ouvert.

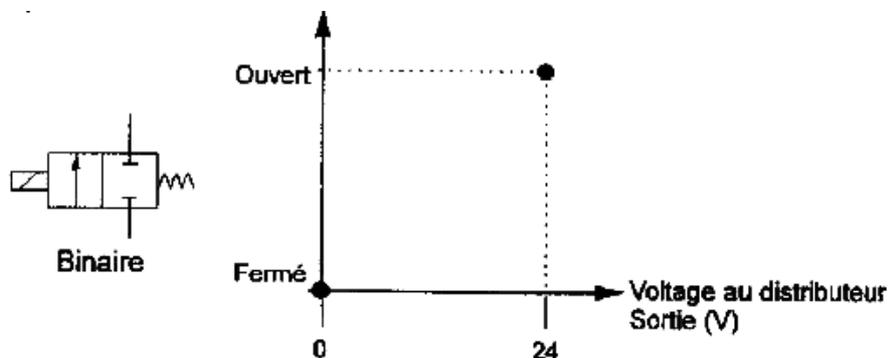


Fig. 8-3

Un signal analogique est utilisé pour actionner un distributeur proportionnel. Le signal et, par conséquent l'ouverture du distributeur ne peuvent varier continuellement entre une valeur minimale et une valeur maximale (fig. 8-4).

- Signal 0 V, distributeur fermé ;
- Signal 5 V, distributeur à demi-ouvert ;
- Signal 10 V, distributeur ouvert maximalement.

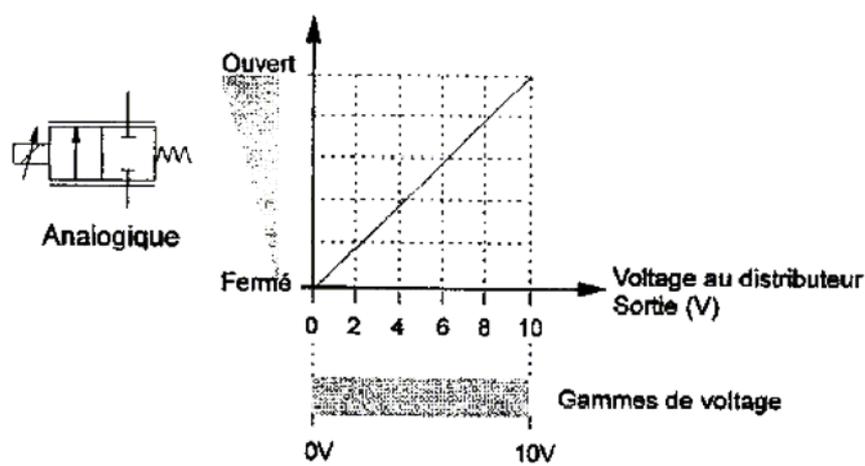


Fig. 8-4

8.2.2. Schéma - bloc

Les schémas – bloc sont un moyen graphique d'affichage :

- des signaux présents ;
- des effets de ces signaux.

On distingue le signal d'entrée et le signal de sortie. Le signal d'entrée agit sur un appareil électrique ou pneumatique et le signal de sortie est généré par l'appareil. Le schéma – bloc montre le signal d'entrée, la boîte de transmission et le signal de sortie.

La figure 8-5 montre un exemple de schéma – bloc pour un distributeur à commande électrique :

- Le voltage U agit sur le distributeur. Le voltage représente le *signal d'entrée*.
- Le distributeur influence le débit q . Le débit représente le *signal de sortie*.
- Le distributeur représente lui-même le composant de transmission.



Fig. 8-5

La figure 8-6 montre un exemple de schéma – bloc pour un vérin pneumatique :

- Le débit volumique q représente le *signal d'entrée*.
- La vitesse v du piston représente le *signal de sortie*.
- Le vérin représente lui-même le composant de transmission ou la boîte de transmission.



Fig. 8-6

Si un signal d'entrée à variation en échelons agit sur un composant de transmission, le signal de sortie est décrit comme une **réponse indicielle**, une **réponse à l'échelon** ou une **fonction de transfert**.

La figure 8-7d montre la réponse à l'échelon d'un distributeur :

- *Phase 1* : Le signal d'entrée est zéro. Le distributeur est fermé.
- *Phase 2* : Le signal d'entrée a changé. Le tiroir n'a pas encore bougé. Le débit reste à zéro pour le moment.

- Phase 3 : Le tiroir du distributeur bouge. Le débit augmente. Cette phase est relativement courte (entre 5 et 50 ms, selon le distributeur).
- Phase 4 : Le tiroir est dans sa position finale. Le débit est constant.

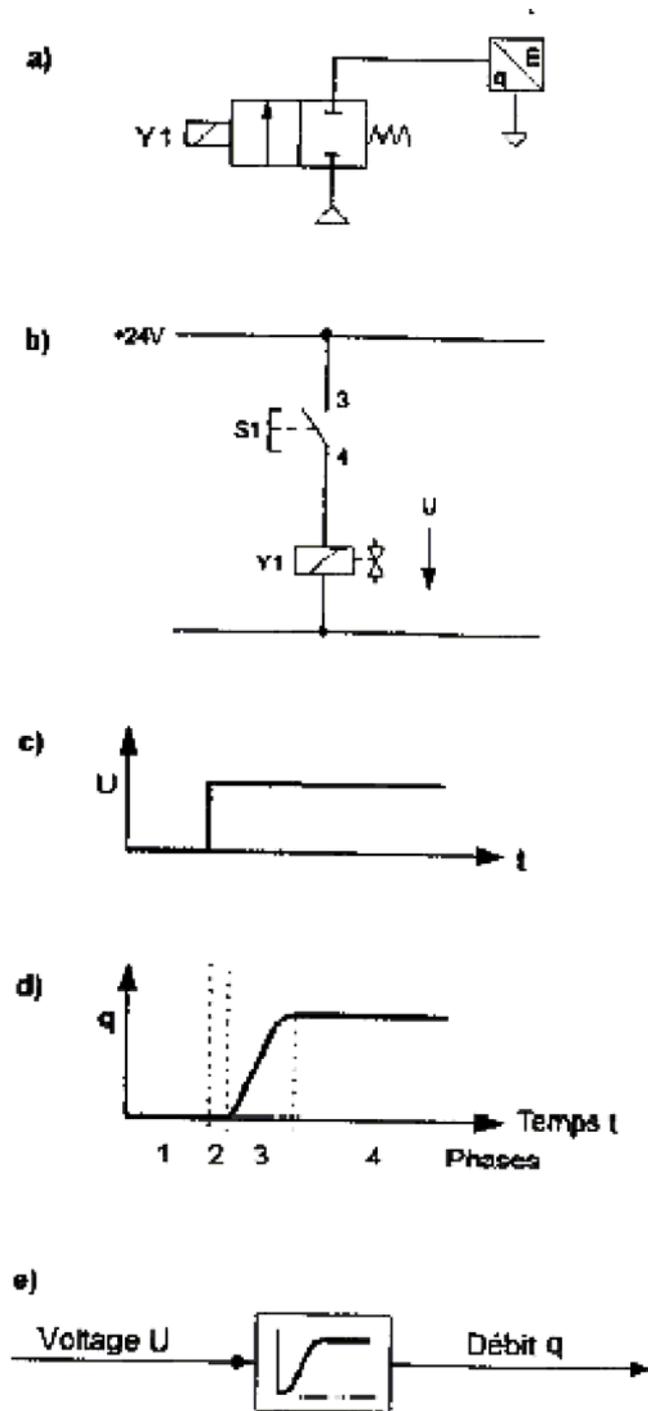


Fig. 1-7

Les schémas – bloc proposent en général une représentation graphique de la réponse indicielle (fig. 8-7e). Ceci permet une interprétation plus claire que la description avec des mots (fig. 8-5 et fig. 8-6).

8.2.3. Traitement des signaux dans le schéma – bloc

Dans le traitement des signaux dans le schéma – bloc, les blocs de transmission individuels d'un circuit sont unis pour former :

- **Montage en série** : le signal de sortie du bloc précédent crée le signal d'entrée du suivant (fig. 8-8). Les deux blocs sont décrits comme étant dans un montage en série.

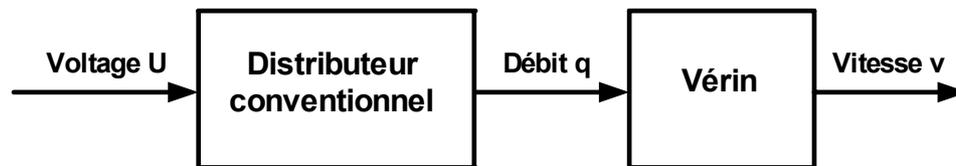


Fig. 8-8

- **Branchement** : Si le signal d'actionnement agit sur deux blocs suivants, cela signifie un branchement du traitement des signaux dans le schéma – bloc (fig. 8-9). Un branchement est indiqué par un point (pareil à la représentation d'un branchement dans un schéma de circuit électrique).

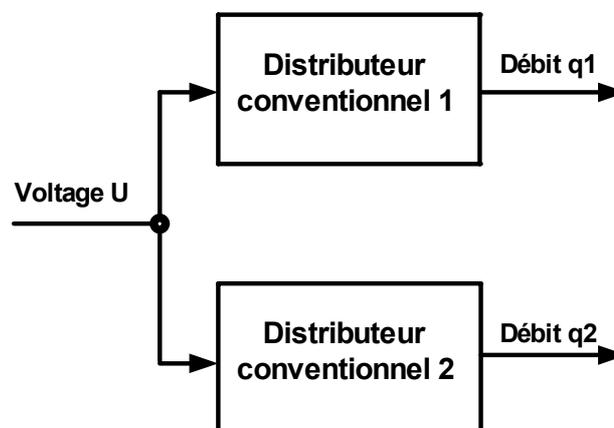


Fig. 8-9

- **Jonction** : Si un bloc peut être actionné par deux blocs précédents, cela implique une jonction du traitement des signaux dans le schéma – bloc (fig. 8-10a et b). Une jonction est indiquée par un cercle et deux signes « plus ». Si l'un des blocs n'est pas branché sur la voie d'alimentation, mais sur celle d'échappement, cela signifie que l'action sera opposée. Cela est indiqué par un signe « moins » dans le traitement des signaux dans le schéma – bloc. Les signes « plus » sont, en général, absents des traitements des signaux dans le schéma – bloc. Les signes « moins », au moins, doivent toujours être indiqués.

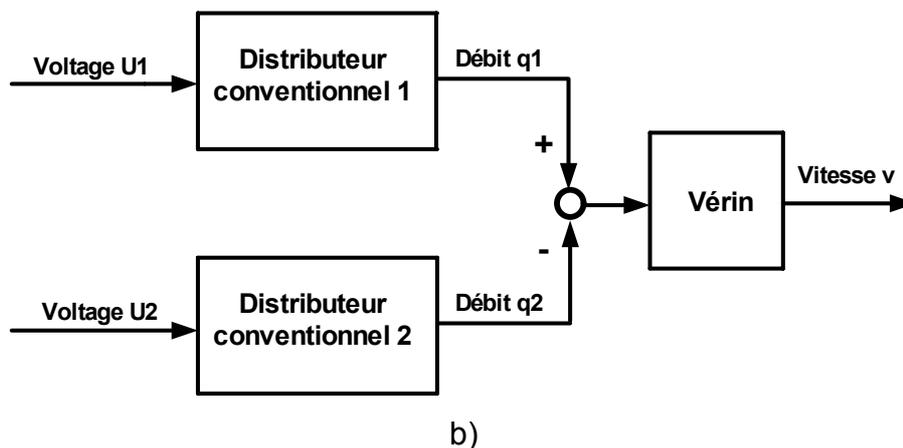
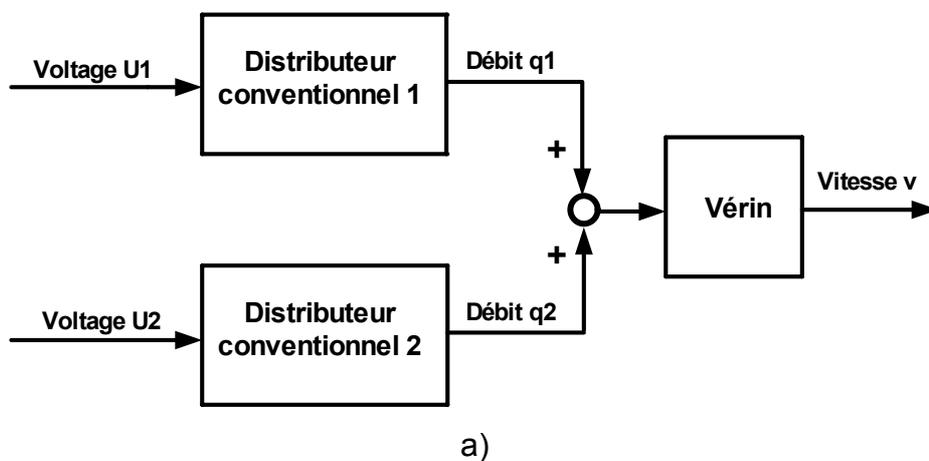


Fig. 8-10

- **Montage en parallèle** : Dans un système le signal d'entrée agit sur deux blocs suivants (signal à branchement). Les deux blocs alimentent en suite un seul actionneur (jonction). Cette combinaison d'un branchement et d'une jonction est appelée un montage en parallèle (fig. 8-11).

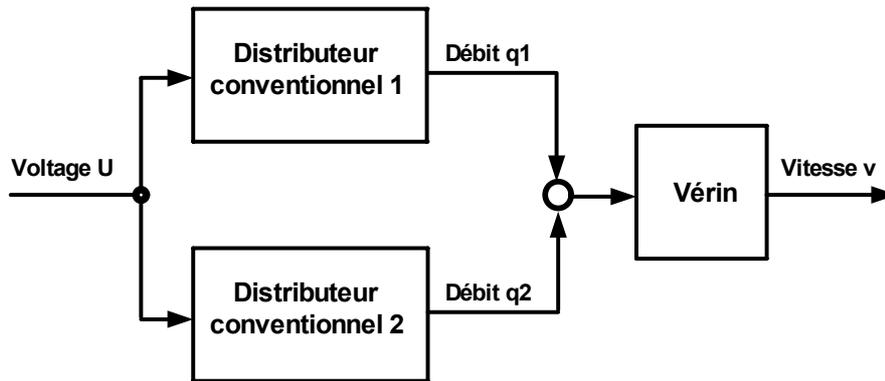


Fig. 8-11

8.2.4. Signaux d'essai

Un signal d'essai est appliqué à l'entrée d'un composant de transmission. Cela peut être une variation en échelons (**fonction d'échelon**, fig. 8-12a) ou un signal en forme de rampe (fonction de rampe, fig. 8-12b). Le composant de transmission réagit à la variation dans le signal d'entrée par une variation dans le signal de sortie. Le signal de sortie du composant de transmission est affiché.

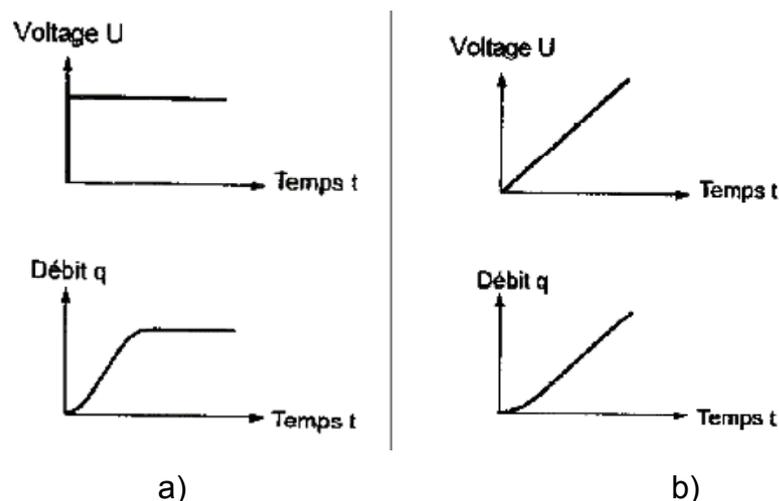


Fig. 8-12

En pratique, les signaux de vérification sont produits avec un générateur de fonction électrique. Les trois types de signaux de vérification les plus communs sont :

- Signal d'ondes carrées (résultat d'un enchaînement d'échelon, fig. 8-13a) ;
- Signal d'ondes triangulaires (résultat d'un enchaînement de rampes, fig. 8-13b) ;
- Signal d'ondes sinusoïdales (fig. 8-13c).

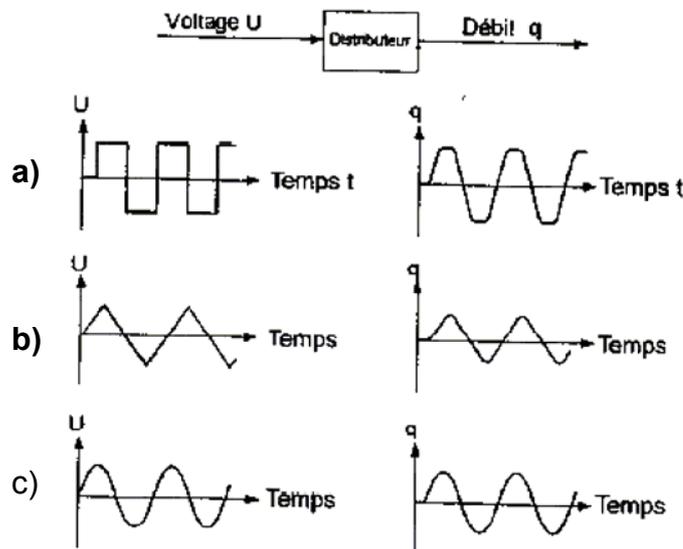


Fig. 8-13

8.2.5. Régulation en boucle ouverte et en boucle fermée

Quand les blocs de transmission du traitement des signaux dans le schéma – bloc sont branché en série, on parle d'une **régulation en boucle ouverte** (exemple : Pour assurer une vitesse déterminée constante au piston d'un vérin on applique une tension constante déterminée en avance, fig. 8-14). Dans la régulation en boucle ouverte le résultat n'est pas atteint avec précision à cause des facteurs influents additionnels (forces de frottement, fluctuation de la pression, fuites, etc.).

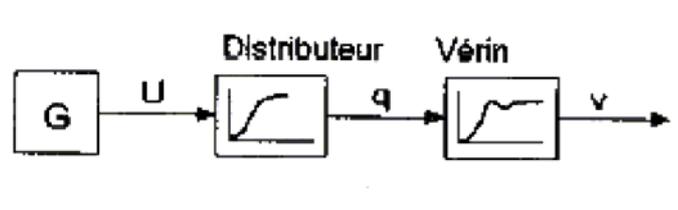


Fig. 8-14

Afin d'améliorer la précision, le paramètre de sortie doit être contrôlé continuellement. La valeur mesurée est comparée avec la consigne d'entrée et le signal de commande essaie de conserver une différence aussi petite que possible entre la consigne et la valeur réelle du paramètre de sortie.

Ce circuit de traitement de signaux est une **régulation en boucle fermée** ou **asservissement** (fig. 8-15).

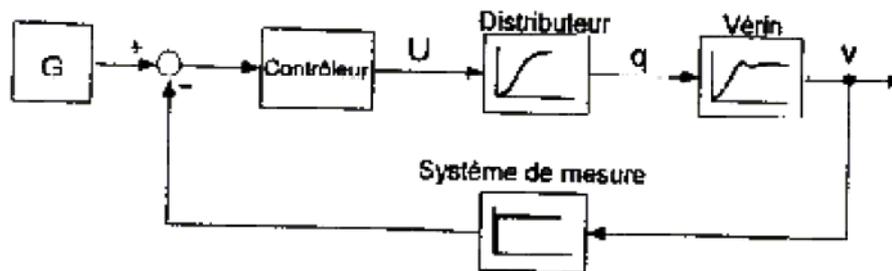


Fig. 8-15

Dans un système asservi, la valeur mesurée est renvoyée dans le traitement des signaux du schéma – bloc à l'entrée du contrôleur. Ceci s'appelle la **rétroaction** (fig. 8-15).

Alors une distinction peut être faite entre les circuits de régulation en boucle ouverte et les systèmes asservis telle que suit :

- les circuits qui fonctionnent avec une rétroaction continue de la valeur de sortie sont appelés des systèmes en boucle fermée (asservie) ;
- les circuits qui fonctionnent sans rétroaction continue de la valeur de sortie sont appelés des circuits de régulation en boucle ouverte.

8.2.6. Terminologie de l'asservissement

Selon la norme DIN 19226 « Technique d'asservissement et de régulation en boucle ouverte » on définit des termes suivants (fig. 8-16) :

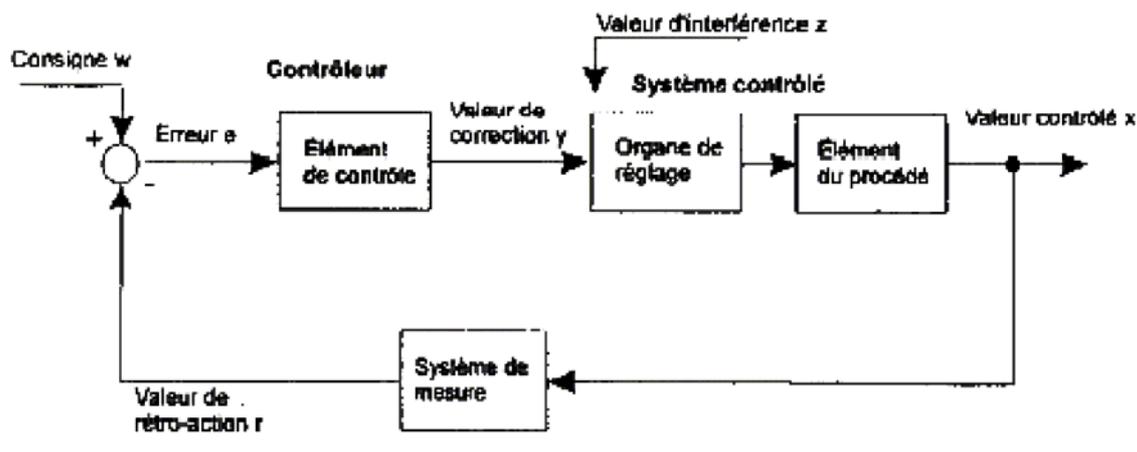


Fig. 8-16

- *Valeur réelle x* : La valeur de sortie du système asservi ; elle est appelée aussi la *valeur actuelle* ;
- *Consigne w* : La valeur que la valeur réelle doit prendre ; dans un système asservi idéal, la consigne et la valeur réelle auraient la même valeur. Elle est appelée aussi la *valeur de consigne*.
- *Valeur de rétroaction r* : La norme DIN 19226 fait une distinction entre la valeur réelle x et la valeur de rétroaction r . La valeur de rétroaction est définie comme la valeur mesurée de la valeur réelle.
- *Erreur e* : la différence entre la consigne w et la valeur de rétroaction r . Elle est calculée comme suit :

$$e = w - r \quad \text{ou} \quad e = w - x$$

- *Valeur de correction y* : Le contrôleur compare la valeur réelle à la consigne. Cela produit une valeur réelle de sortie appelée la valeur de correction. La valeur de correction y applique l'action de commande de contrôleur à l'organe de réglage et crée le signal d'entrée pour le système asservi.
- *Organe de réglage* : il fait partie du procédé, il est activé avec la valeur de correction y et agit sur le débit d'énergie dans le système asservi.
- *Composants du procédé* : la partie du système asservi dans laquelle la valeur réelle est produite.
- *Procédé* : il est formé de l'organe de réglage et des composants du procédé.

- *Charge z* : Les charges agissent de l'extérieur du système asservi et produisent une variation non voulue sur la valeur réelle (des fuites, des frictions, etc.). Les charges agissent surtout sur le procédé.
- *Système de mesure* : il est utilisé pour mesurer la valeur réelle. On l'appelle souvent un capteur ou un encodeur.

8.2.7. Stabilité et instabilité

On juge la stabilité d'un système asservi selon le comportement de la valeur réelle par rapport à la consigne.

- Si la valeur réelle suit la consigne avec un léger délai et une légère erreur les réglages des contrôleurs peuvent être admis comme stables (fig. 8-17a et b) ;
- Si la valeur réelle présente des oscillations en régime permanent, les réglages des contrôleurs sont décrits comme instables (fig. 8-17c).

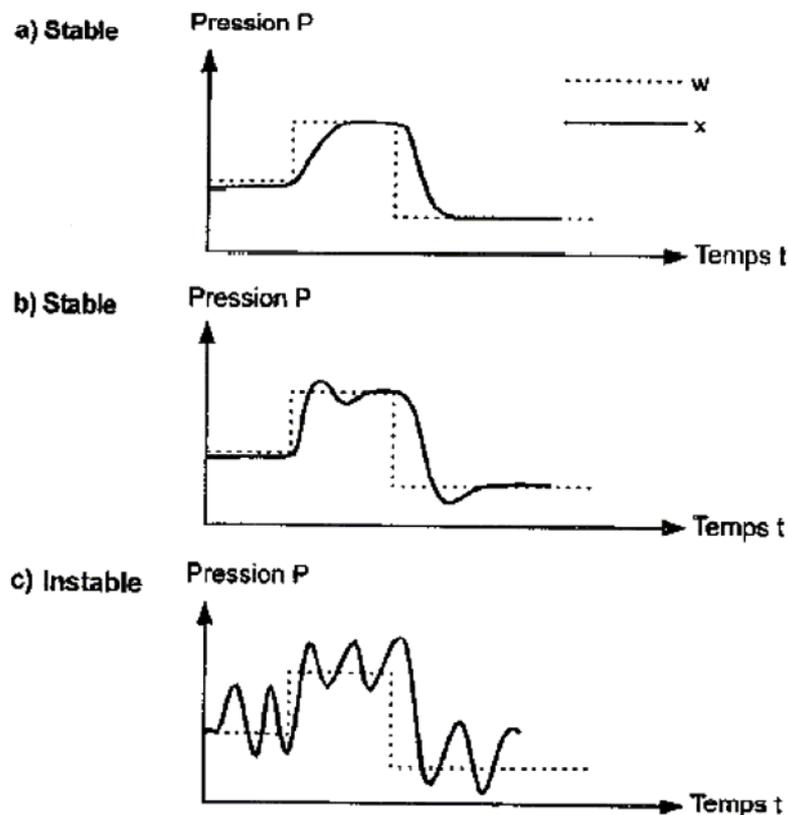


Fig. 8-17

Un contrôleur doit toujours être réglé de manière à ce que le fonctionnement du système asservi soit stable.

8.2.8. Régime permanent et régime transitoire

Le comportement en *régime permanent* d'un système asservi correspond à son comportement dans un régime dans lequel la valeur réelle ne change pas.

Les deux réponses indicielles d'un système asservi présentées sur la fig. 8-18 ont été enregistrées avec des réglages des contrôleurs différents.

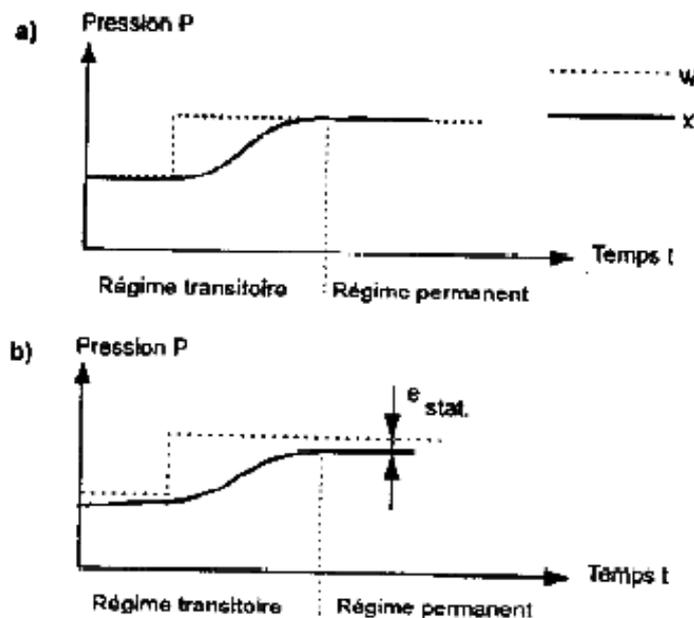


Fig. 8-18

L'erreur en régime permanent est calculée comme suit :

$$e = w - x, \text{ avec } w = \text{constante et } x = \text{constante}$$

Le bon comportement en régime permanent est atteint quand l'erreur en régime permanent est petite ou inexistante.

Le *régime transitoire* d'un système asservi décrit un état dans lequel la valeur réelle et la valeur de correction varient.

Les systèmes asservis réagissent à la valeur de consigne de deux manières différentes : lentement (fig. 8-19a) ou plus rapidement, avec un dépassement de la consigne par la valeur réelle dès le début (fig. 8-19b).

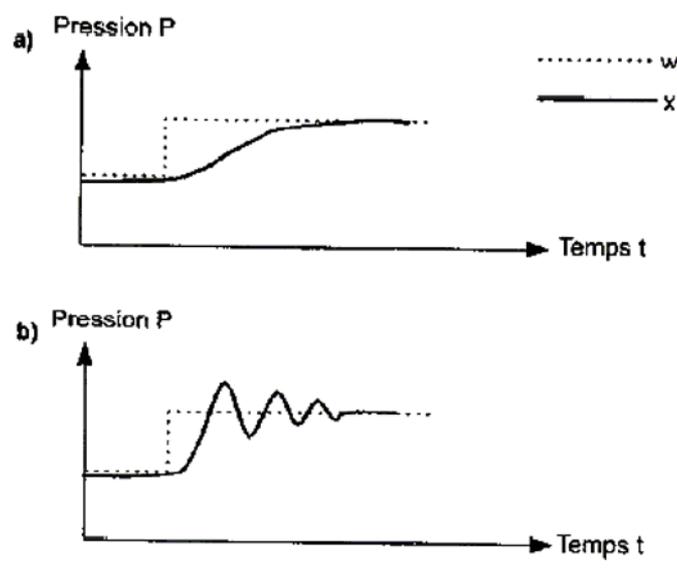


Fig. 8-19

Afin d'obtenir un bon régime transitoire, un système asservi doit satisfaire aux exigences suivantes :

- Les dépassements devraient être inexistantes ou se produire seulement dans une faible mesure.
- Quand la consigne change, la valeur réelle devrait en faire rapidement de même.

8.2.9. Réponse à la variation de consigne et à la variation de charge

La qualité produite par un système asservi est appelée la **qualité de contrôle**. Les critères importants pour une grande qualité de contrôle sont :

- une petite erreur en régime permanent
- des dépassements minimaux
- un court temps de réponse
- la stabilité.

La réaction du système asservi à la variation de la consigne est appelée la réponse aux variations de consigne. Si au moment t_0 , la sortie du générateur de fonction, qui est devenu la consigne d'un système asservi, présente une variation en échelons, le système doit réagir le plus vite possible et avec une erreur la plus petite possible (fig. 8-20).

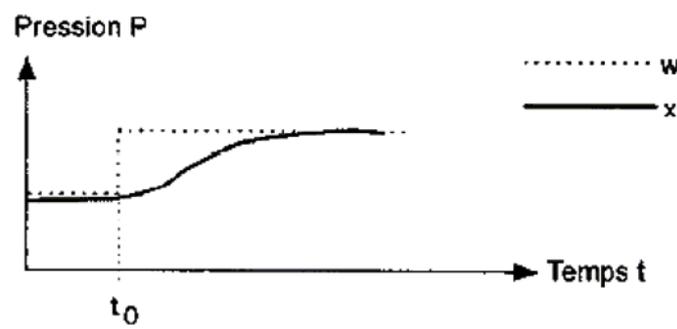


Fig. 8-20

La réaction du système asservi vis-à-vis de la charge est appelée la réponse à la variation de la charge (fig. 8-21).

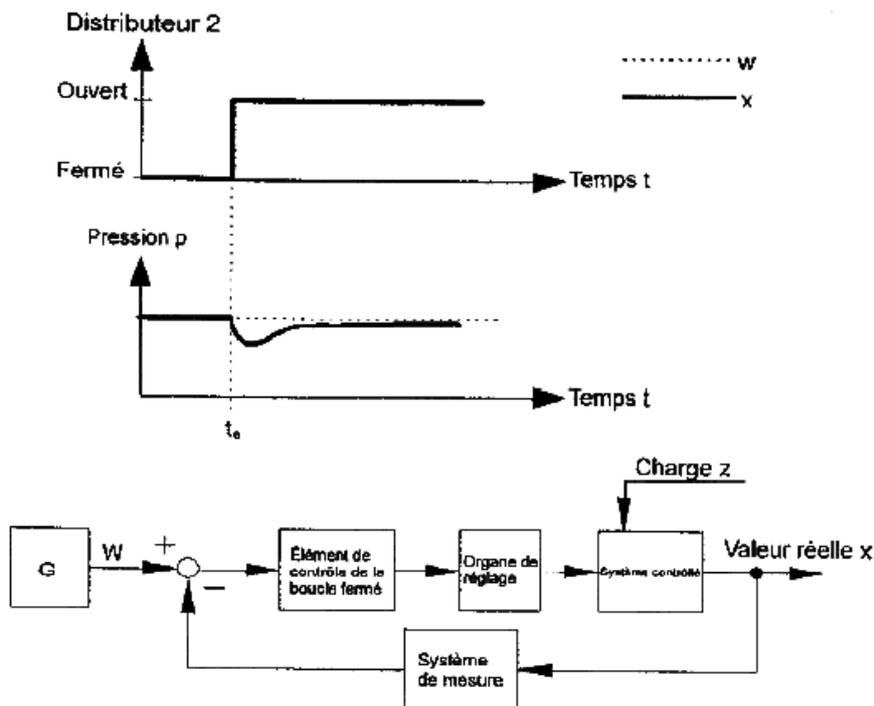


Fig. 8-21

8.2.10. Système régulateur, système suiveur et système synchroniseur

Si la consigne ne change pas, on parle d'un **système régulateur** (fig. 8-22). Dans un système régulateur, la valeur réelle varie sous l'influence des charges.

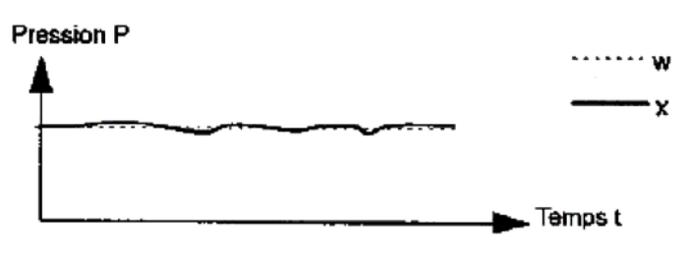


Fig. 8-22

Lorsque dans un système asservi la valeur réelle suit les variations de la consigne, on parle d'un **système suiveur** (fig. 8-23).

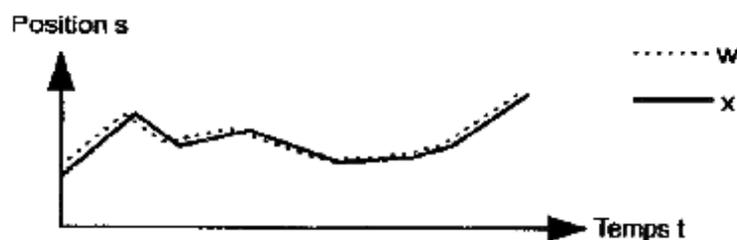


Fig. 8-23

Lorsque dans un système asservi la valeur réelle varie en accord avec un programme de temporisation spécifique, on parle d'un système synchroniseur (fig. 8-24). Le système synchroniseur est une forme particulière de système suiveur.

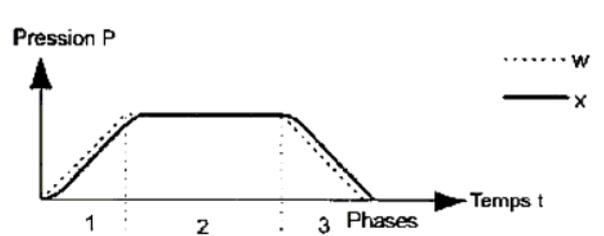


Fig. 8-24

8.2.11. Différentiation d'un signal

Quand la différentiation de signal est utilisée, la variation du signal d'entrée affecte directement le signal de sortie. La dérivée indique la vitesse et le sens de réaction entrée – sortie.

Note : Le signal d'entrée (e) et le signal de sortie (a) du différentiateur sont tous deux une fonction du temps. Ceci est exprimé par la désignation e(t) et a(t). Pour la différentiation on a :

$$a(t) = \frac{d}{dt} e(t)$$

La différentiation du signal comme fonction du temps est souvent indiquée aussi par un point :

$$\dot{e}(t) = \frac{d}{dt} e(t)$$

Quand le signal d'entrée varie en pics, le signal de sortie présente des variations en échelons (fig. 8-25).

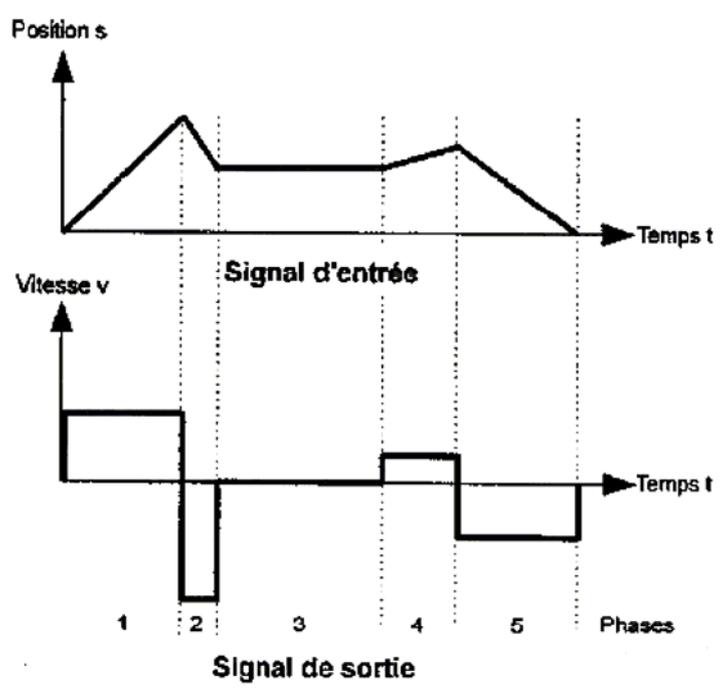


Fig. 8-25

Si la courbe de signal d'entrée est sans pics, le signal de sortie associé du différentiateur n'a pas de variations en échelons (fig. 8-26).

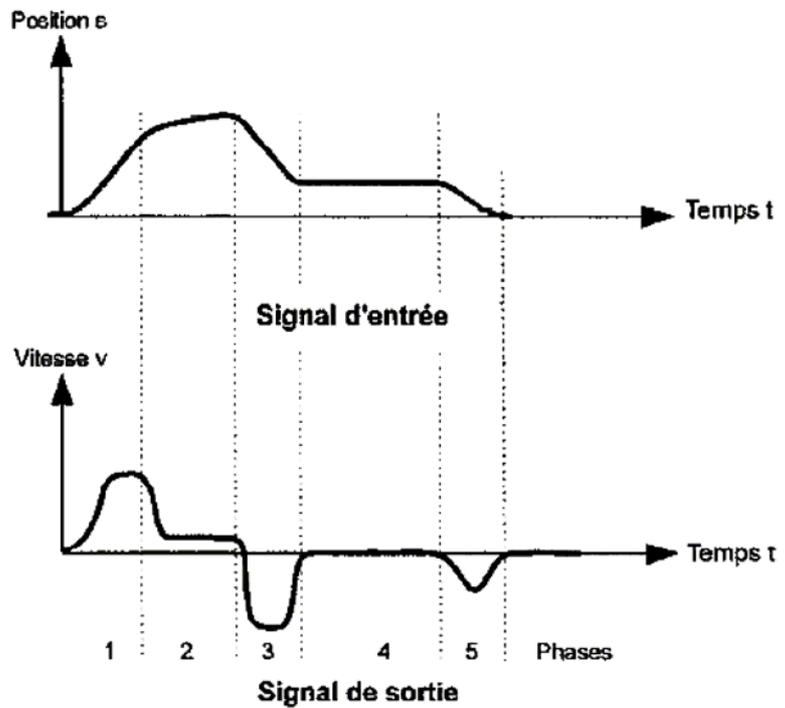


Fig. 8-26

Quand un signal de variation en échelons agit sur l'entrée d'un différentiateur, la fonction de transfert devient le signal de sortie. Trois phases peuvent être distinguées :

- Au début, le signal d'entrée et le signal de sortie sont égaux à zéro ;
- Au point dans le temps $t = 0$, le signal d'entrée change brusquement, la courbe est verticale, qui produit un pic dans le signal de sortie ;
- Après le point dans le temps $t = 0$, le signal d'entrée est une fois encore constant. Le signal de sortie du différentiateur est égal à zéro.

La fonction de transfert est entrée dans le schéma - bloc du différentiateur (fig. 8-27).

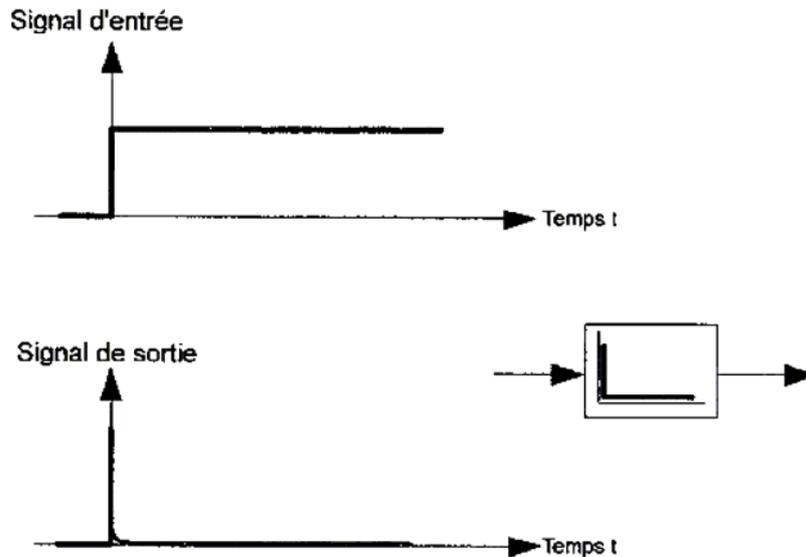


Fig. 8-27

8.2.12. Intégration d'un signal

Quand un signal est intégré, la valeur du signal d'entrée affecte l'inclinaison du signal de sortie (fig. 8-28). Si la valeur du signal d'entrée présente des variations en échelons, le signal de sortie varie abruptement, la courbe contient des pics.

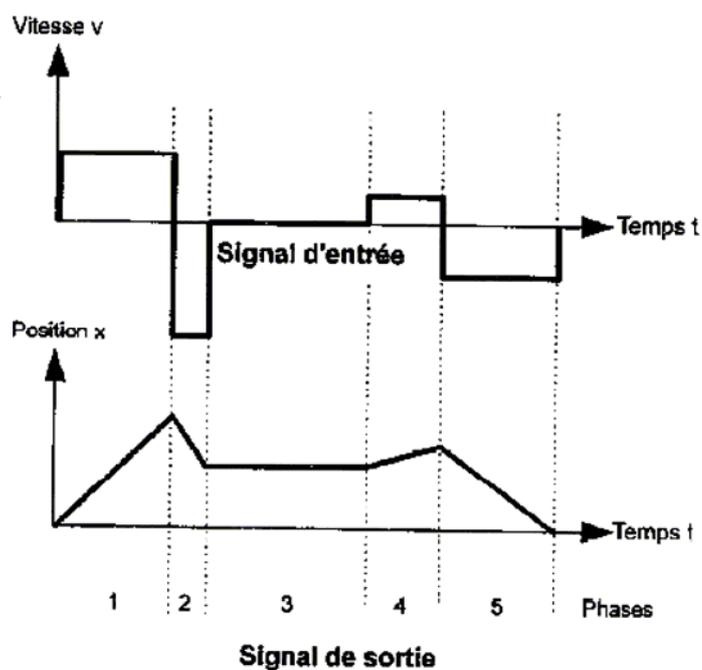


Fig. 8-28

Si la valeur du signal d'entrée varie continuellement, l'inclinaison du signal de sortie variera aussi continuellement (fig. 8-29).

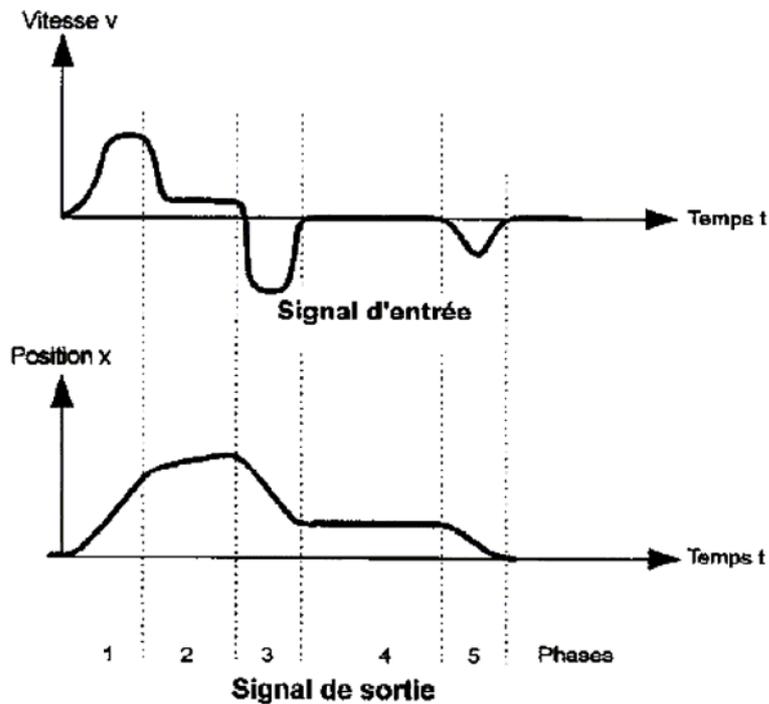


Fig. 8-29

Le régime transitoire est entré dans le schéma – bloc de l'intégrateur (fig. 8-30).

Une distinction est faite entre deux phases :

- Jusqu'au temps $t = 0$, le signal d'entrée et le signal de sortie sont égaux à zéro ;
- A partir du temps $t = 0$ et plus, la valeur du signal d'entrée est égale à 1 et le signal de sortie augmente avec une inclinaison constante.

Note : La relation entre le signal d'entrée $e(t)$ et le signal de sortie $a(t)$ d'un intégrateur est décrite par la formule suivante :

$$a(t) = \int e(t) dt$$

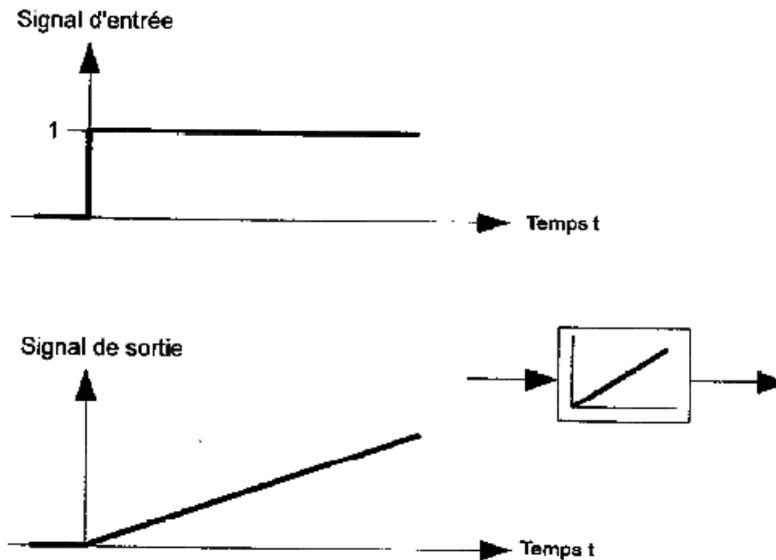


Fig. 8-30

8.3. Systèmes pneumatiques asservis

Un système asservi comprend un organe de réglage et des éléments procédés (fig. 8-16). Les composants d'un système pneumatique asservi sont les suivants :

- Les distributeurs, utilisés, en général, comme organes de réglage ;
- Les tuyaux, les réducteurs de débit, les vérins et/ou les réservoirs, utilisés comme éléments procédés.

Le comportement du système asservi est influencé, non seulement par les composants pneumatiques, mais aussi par des variables telles les forces de charge, les forces de friction et les masses.

Afin d'obtenir le meilleur comportement de contrôle possible, le contrôleur utilisé doit correspondre au système asservi en question. Les deux étapes de sélection sont :

- *Première étape* : création d'un modèle du système asservi qui présente une description simplifiée du comportement ;
- *Deuxième étape* : sélection du contrôleur approprié au modèle du système asservi.

En général, les systèmes pneumatiques asservis peuvent être décrits par l'un des modèles du tableau ci-dessous.

Systèmes asservis auto-régulants	Systèmes asservis intégrateurs
Système asservis d'ordre zéro	Système asservis de premier ordre
Système asservis de premier ordre	Système asservis de deuxième ordre
Système asservis de deuxième ordre	Système asservis de troisième ordre
Système asservis avec temps mort	

8.3.1. Systèmes asservis auto-régulants et intégrateurs

Si dans un système asservi le signal de correction devient un signal d'entrée et si suite à une variation de ce signal d'entrée le signal de sortie obtient une valeur constante (avec ou sans oscillations), on décrit ce système comme un système asservi auto-régulants (réponse indicielle et schéma – bloc, fig. 8-31).

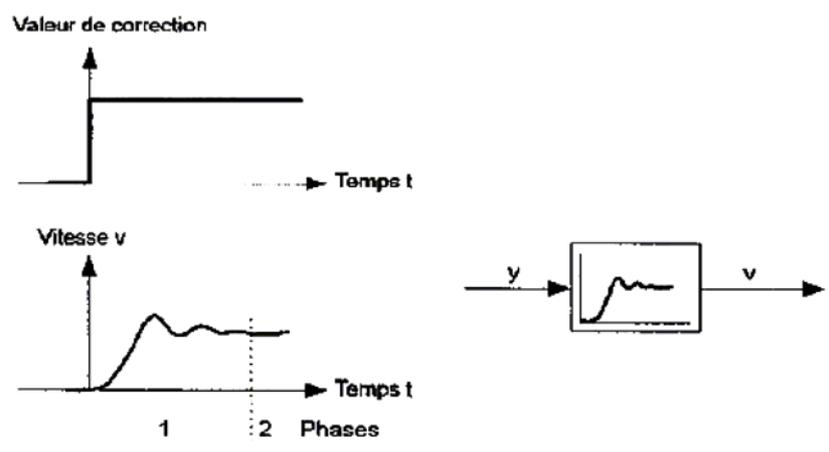


Fig. 8-31

Si dans un système asservi le signal de correction devient un signal d'entrée et si le signal de sortie suite les variations du signal d'entrée (avec ou sans oscillations au départ), on décrit ce système comme un système asservi intégrateur (réponse indicielle et schéma – bloc, fig. 8-32).

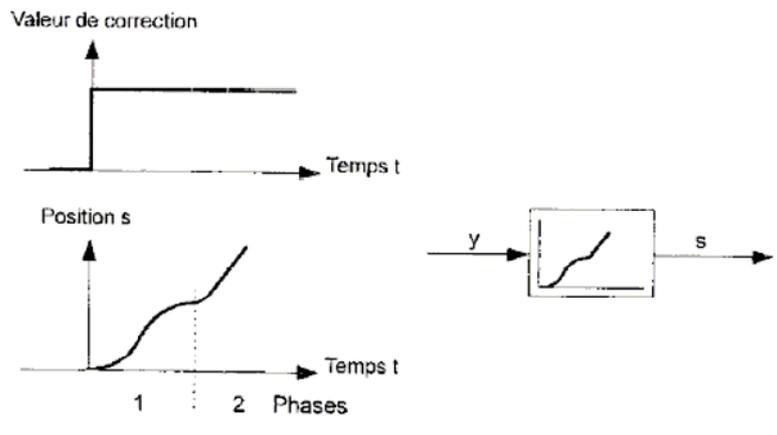


Fig. 8-32

8.3.2. Systèmes pneumatiques asservis à faible délai

Un système asservi très rapide est qualifié, dans les termes plus simple, comme étant sans délai. On le considère donc comme un **système asservi d'ordre zéro** (fig. 8-33). Un système asservi sans délai réagit à la variation en échelons du signal d'entrée par une variation en échelons du signal de sortie.

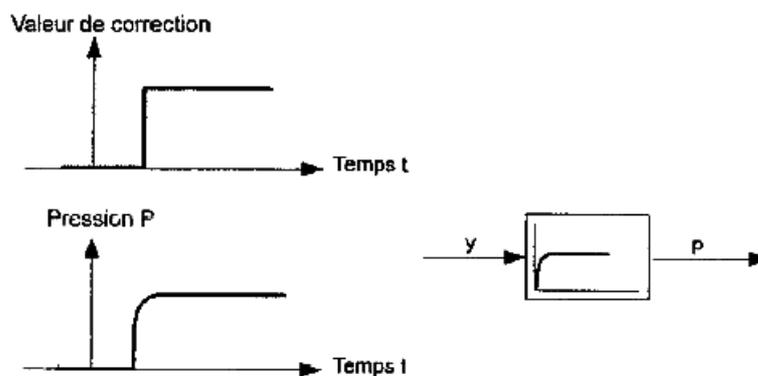


Fig. 8-33

8.3.3. Systèmes pneumatiques asservis de premier ordre

Si un élément de temporisation (un réservoir) est inclus dans un système de réglage, l'intensification de la régulation est ralentie. Un tel système est un système asservi avec délai. Puisque le système asservi contient **un** accumulateur d'énergie, on parle de **système de premier ordre** (fig. 8-34).

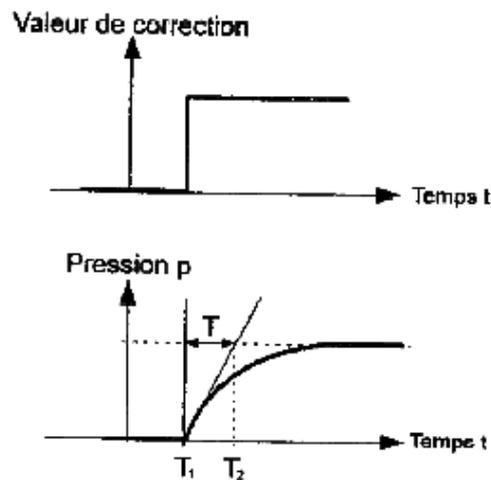


Fig. 8-34

Quand la valeur de correction exécute une variation en échelons, la valeur réelle varie avec un délai. La constante de temps T du système asservi peut être déterminée à partir du graphique pour la réponse à l'échelon.

8.3.4. Systèmes pneumatiques asservis de deuxième ordre

Si un élément de temporisation à deux étages similaires (deux accumulateurs d'énergie similaires en série) est inclus dans le système de réglage, l'intensification de la régulation est ralentie considérablement. Un tel système est un système asservi avec plus long délai. Puisque le système asservi contient **deux** accumulateurs d'énergie, on parle de **système de deuxième ordre** (fig. 8-35). Dans ce cas la réponse à l'échelon est obtenue *sans oscillations*.

Il y a de nettes différences entre la réponse à l'échelon d'un système asservi de deuxième ordre et celle d'un système de premier ordre.

- Dans le cas d'un système asservi de premier ordre, la valeur réelle augmente immédiatement avec une inclinaison abrupte.
- Dans le cas d'un système asservi de deuxième ordre, la valeur réelle n'augmente que légèrement au début. Ce n'est qu'après cela que l'inclinaison de la courbe devient plus abrupte.

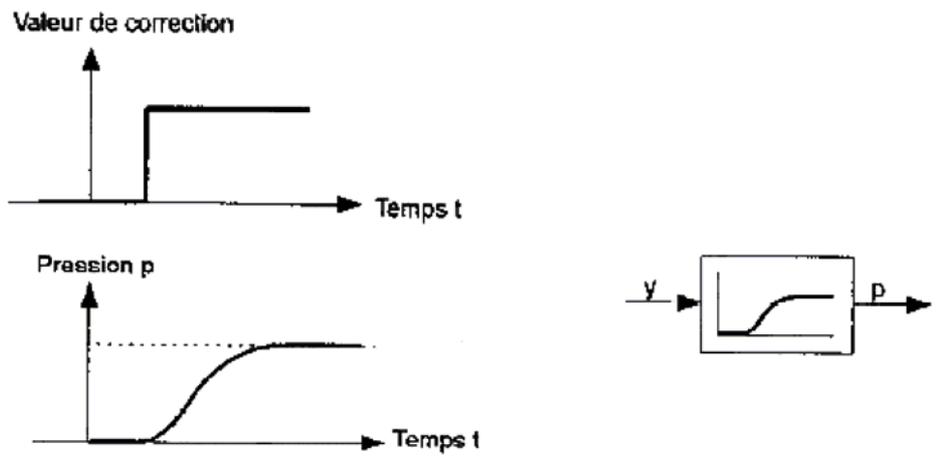


Fig. 8-35

Si un élément de temporisation à deux étages différents (deux accumulateurs d'énergie différents) est inclus dans le système de réglage (par exemple : un vérin pneumatique commandé par un distributeur proportionnel qui fait avancer et reculer une masse. L'énergie est accumulée dans ce système par deux manières différentes : par la masse en mouvement - énergie cinématique et par la compression et l'expansion de l'air dans les chambre du vérin – énergie potentielle), ce système est susceptible d'osciller (fig. 8-36). On obtient une réponse à l'échelon *avec oscillations*.

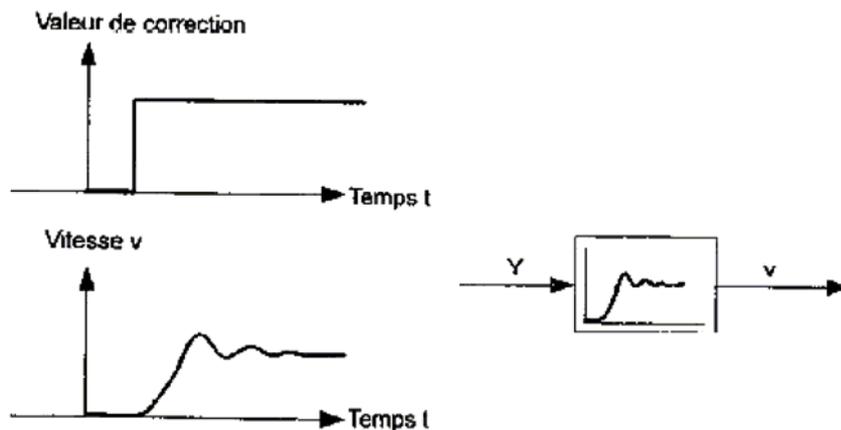


Fig. 8-36

8.3.5. Systèmes pneumatiques asservis de troisième ordre

Si le traitement des signaux dans le schéma – bloc présente un système asservi comme deux sous-systèmes et le signal d'entrée du deuxième sous-système est le signal de sortie du premier, le signal de sortie du deuxième sous-système devient le signal de sortie du système complet.

L'ordre du système asservi au complet est déterminé par l'addition des ordres des deux sous-systèmes (fig. 8-37, système asservi de positionnement de la tige d'un vérin).

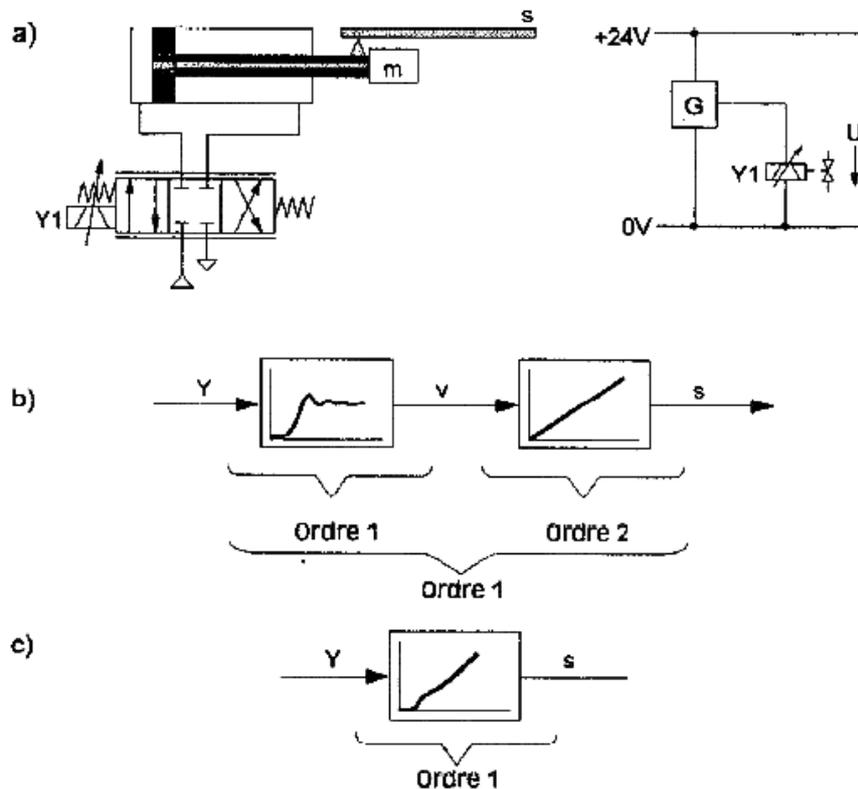


Fig. 8-37

Si un sous-système est susceptible de osciller, tout le système complet en est aussi.

L'ordre d'un système asservi dépend :

- des composants du système asservi ;

- du signal d'entrée ;
- du signal de sortie.

8.3.6. Systèmes pneumatiques asservis avec temps mort

Quand le signal d'entrée alimente un circuit intermédiaire (une étape de pilotage) le signal de sortie subit, par conséquent, un délai appelé période T_t , par rapport au signal d'entrée (fig. 8-38, un distributeur conventionnel piloté avec capteur de pression relié par l'orifice à l'appareil de consommation). La période T_t est appelé le temps mort. Dans certains cas le temps mort peut atteindre jusqu'à 50 ms.

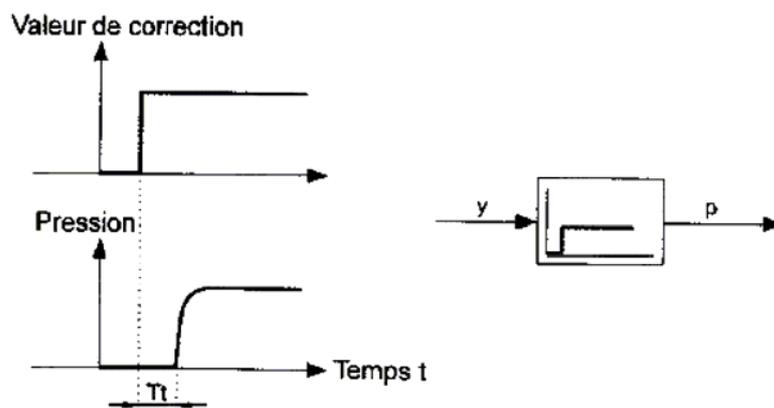


Fig. 8-38

8.3.7. Classification des systèmes pneumatiques asservis et leurs caractéristiques en régime permanent

En pratique, il est utile de classer les divers types de systèmes asservis en fonction de leur réponse à l'échelon (fig. 8-39). Il est difficile de reconnaître la fonction de transfert d'un système du deuxième ordre d'un système d'ordre plus élevé. Plus l'ordre est élevé, plus il ressemble à un système avec délais.

Les modèles des systèmes de premier, deuxième et troisième ordre représentent une simplification du comportement réel des systèmes asservis. Dans le cas d'analyse approfondi d'un système asservi on utilise des caractéristiques additionnelles.

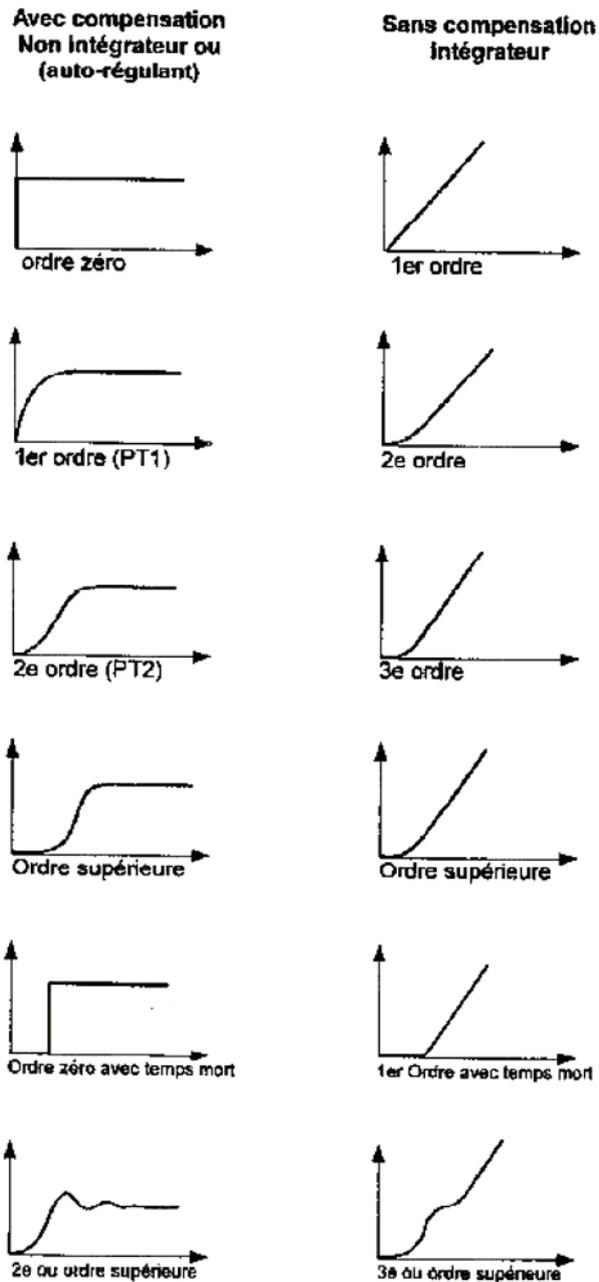


Fig. 8-39

Un système asservi auto-régulant possède les propriétés suivantes :

- Si la valeur de correction reste constante, la valeur réelle après la stabilisation sera une valeur constante (par exemple, une vitesse constante).
- Si la valeur de correction prend une autre valeur, la valeur réelle après la stabilisation prendra une autre valeur constante (une autre vitesse constante).

A chaque valeur de correction peut être attribuée une valeur réelle. La relation entre la valeur de correction et la valeur réelle peut être représentée par une courbe caractéristique (fig. 8-40, exemple d'un actionneur pneumatique).

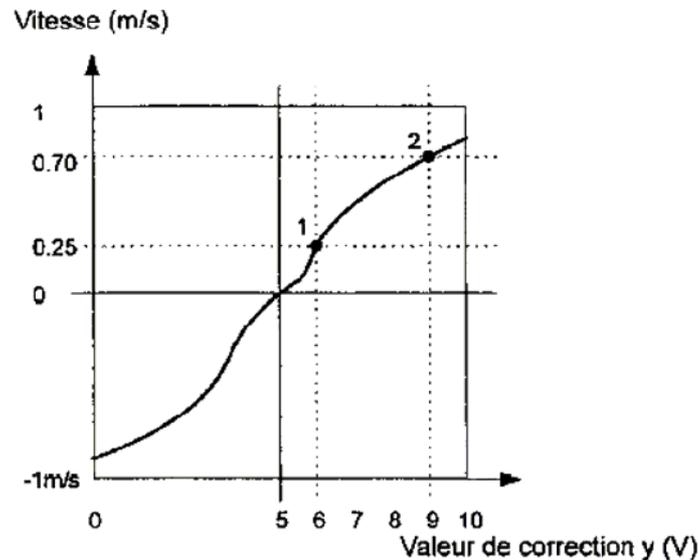


Fig. 8-40

A chaque valeur réelle est attribué un **point de fonctionnement** qui détermine la valeur de correction.

On définit aussi un facteur **gain KS d'un système asservi** auto-régulant, comme suit :

$$KS = \frac{\text{Variation du signal de sortie}}{\text{Variation du signal d'entrée}} = \frac{\text{Variation de la valeur réelle}}{\text{Variation de la valeur de correction}} = \frac{\Delta x}{\Delta y}$$

Le système asservi réagira d'autant plus sensiblement aux variations de la valeur de correction que le gain du système asservi sera élevé. Le gain du système asservi influence les réglages du contrôleur :

- Avec un gain élevé du système asservi, on doit avoir un faible gain du contrôleur.
- Avec un faible gain du système asservi, on doit avoir un gain élevé du contrôleur.

Le gain KS du système asservi correspond à l'inclinaison de la courbe caractéristique sur la fig. 8-40. Si l'inclinaison de la courbe caractéristique varie, le gain KS du système asservi variera également.

Afin de déterminer les variations des signaux d'entrée et de sortie, on prend les valeurs de deux points sur la courbe caractéristique autour d'un point de fonctionnement.

8.4. Structure de contrôleur

Le **contrôleur** est un dispositif avec deux entrées et une sortie (fig. 8-41). A l'entrée se présentent : la *valeur de consigne w* et la *valeur réelle x*. Le contrôleur produit un signal de sortie qui est la *valeur de correction y*.

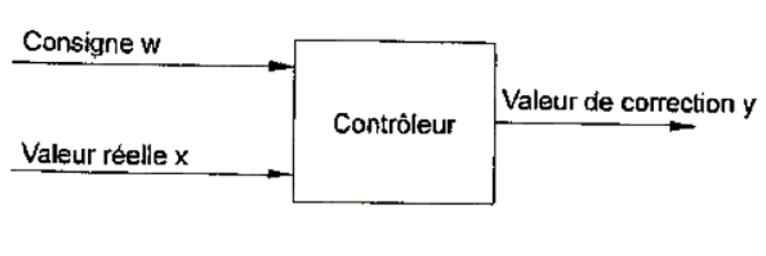


Fig. 8-41

Les contrôleurs sont divisés en deux catégories :

- Contrôleurs non dynamiques (contrôleurs de commutation);
- Contrôleurs dynamiques.

Le tableau ci-dessous présente les propriétés des deux catégories de contrôleurs :

	Contrôleurs non dynamiques	Contrôleurs dynamiques
Valeur de correction	Seulement quelques valeurs différentes	Variable continuellement entre les valeurs minimale et maximale
Type de distributeur pneumatique	Distributeur conventionnel	Distributeur proportionnel
Avantage	Moins cher	Meilleure qualité de contrôle

Les contrôleurs non dynamiques et dynamiques ont une variété de structures :

Contrôleurs non dynamiques	Contrôleurs dynamiques	
	Contrôleurs standards	Contrôleurs d'état
Contrôleur à deux états	Contrôleur P	Contrôleur à triple boucle
Contrôleur à trois états	Contrôleur I	
Contrôleur à états multiples	Contrôleur PD	
	Contrôleur PI	

8.4.1. Contrôleur à deux états

La valeur de correction d'un contrôleur à deux états peut prendre deux valeurs différentes.

- Si la valeur réelle atteint le niveau haut de la valeur de consigne, le signal de sortie ferme le dispositif de commande (arrêt) ;
- Si la valeur réelle atteint le niveau bas de la valeur de consigne, le signal de sortie ouvre le dispositif de commande (mise en marche).

La différence entre ces deux valeurs est appelée la **différence de commutation**.

Cette grandeur influence le comportement du réglage :

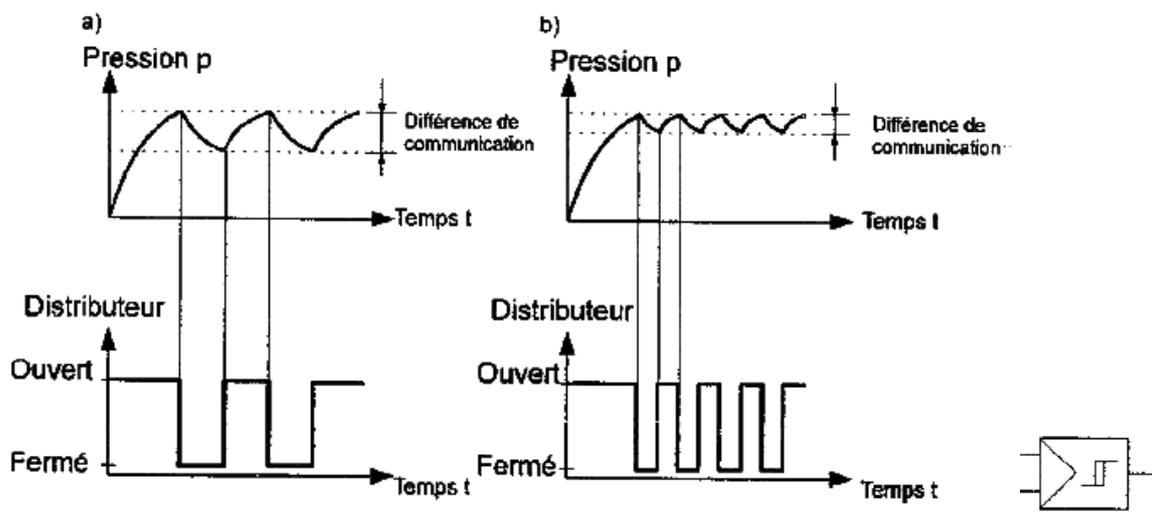


Fig. 8-42

- Si on désire que le contrôleur commute le moins possible, on choisit une grande différence de commutation (fig. 8-42a) ;
- Si, au contraire, il est important de garder une erreur entre la consigne et la valeur réelle aussi petite que possible, il ne doit y avoir qu'une petite différence entre les valeurs de mise en marche et d'arrêt (fig. 8-42b).

8.4.2. Contrôleur à trois états

La valeur de correction d'un contrôleur à trois états peut prendre trois valeurs différentes (fig. 8-43).

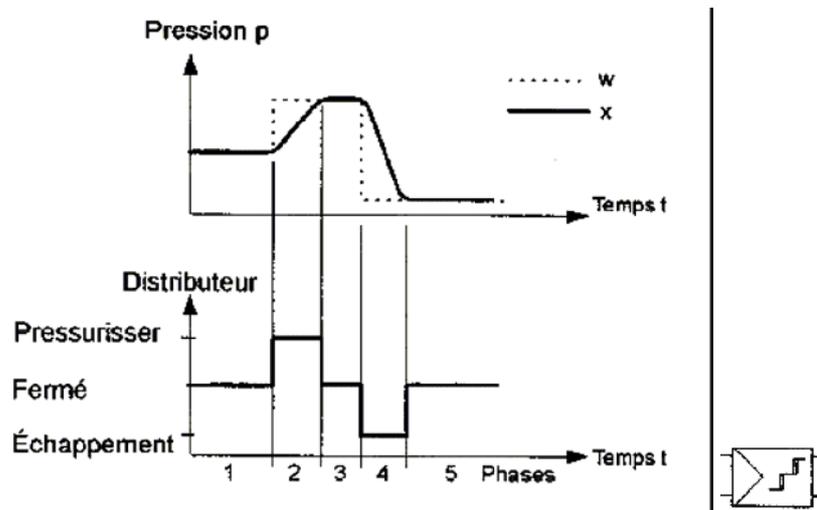


Fig. 8-43

8.4.3. Contrôleur à états multiples

Dans le cas d'un contrôleur à états multiples, la valeur de correction peut prendre plus de trois valeurs différentes. Le nombre de valeurs différentes de la valeur de correction détermine le nom exact utilisé (par exemple : un contrôleur à quatre états, un contrôleur à cinq états).

Plus le nombre de position de commutation du contrôleur est élevé, plus la qualité de réglage peut être précise. Ceci signifie qu'il est possible d'obtenir soit une plus

petite erreur en régime permanent, soit une plus haute vitesse de réaction du système asservi.

En comparaison avec un contrôleur à trois états (fig. 8-43), un contrôleur à cinq états (fig. 8-44) permet la compensation rapide d'une grande erreur.

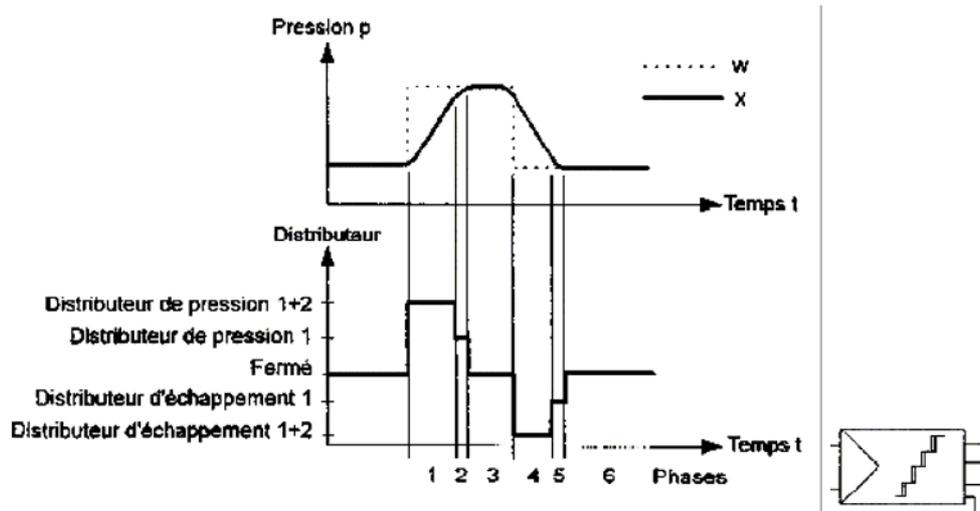


Fig. 8-44

8.4.4. Schéma – bloc de contrôleur non dynamique

Les contrôleurs à deux états, trois états et à états multiples ont été classés comme étant des contrôleurs non dynamiques.

La fonction d'un contrôleur non dynamique peut être représentée par un traitement des signaux dans le schéma – bloc avec deux boîtes (fig. 8-45) :

- Dans la première boîte, la différence est calculée entre la consigne et la valeur réelle. Cette boîte est appelée un **comparateur**.
- Dans la seconde boîte, l'erreur est utilisée afin de déterminer la valeur de correction. Cette boîte devient l'**élément de contrôle**.

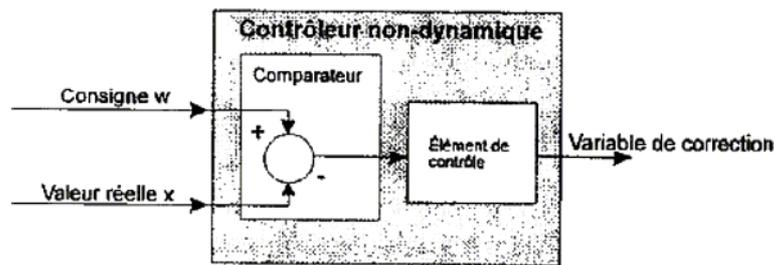


Fig. 8-45

La fig. 8-46 montre la relation entre les courbes des signaux, la caractéristique de l'élément de contrôle et le schéma – bloc (L'exemple est basé sur un contrôleur à deux états) :

- Courbes de la consigne et de la valeur réelle (fig. 8-46a) ;
- Courbe de l'erreur, la différence entre la consigne et la valeur réelle. Celle-ci devient le signal d'entrée de l'élément de contrôle (fig. 8-46b) ;
- Courbe de la valeur de correction qui devient le signal de sortie de l'élément de contrôle (fig. 8-46c) ;
- Courbe caractéristique de l'élément de contrôle (fig. 8-46d) obtenue à partir de deux variables : l'erreur (dans la direction horizontale) et la valeur de la correction (dans la direction verticale).

Les valeurs mesurées et représentées sur les figures 8-46b et 8-46c sont tracées point par point sur la fig. 8-46d :

- A l'intervalle de temps 1, l'erreur est positive. Le circuit d'alimentation est ouvert.
- A l'intervalle de temps 2, l'erreur est toujours positive et le circuit d'alimentation reste ouvert.
- A l'intervalle de temps 3, l'erreur est égale à zéro. Le circuit d'alimentation est fermé.
- A l'intervalle de temps 4, le seuil de commutation n'est pas encore atteint. Le circuit d'alimentation reste fermé.
- A l'intervalle de temps 5, l'erreur est plus grande que le seuil spécifié de la commutation. Le circuit d'alimentation se rouvre.

- A l'intervalle de temps 6, l'erreur est positive. Le circuit d'alimentation est ouvert.

La courbe caractéristique de l'élément de contrôle à deux états qui en résulte est tracée dans le schéma – bloc (fig. 8-46e).

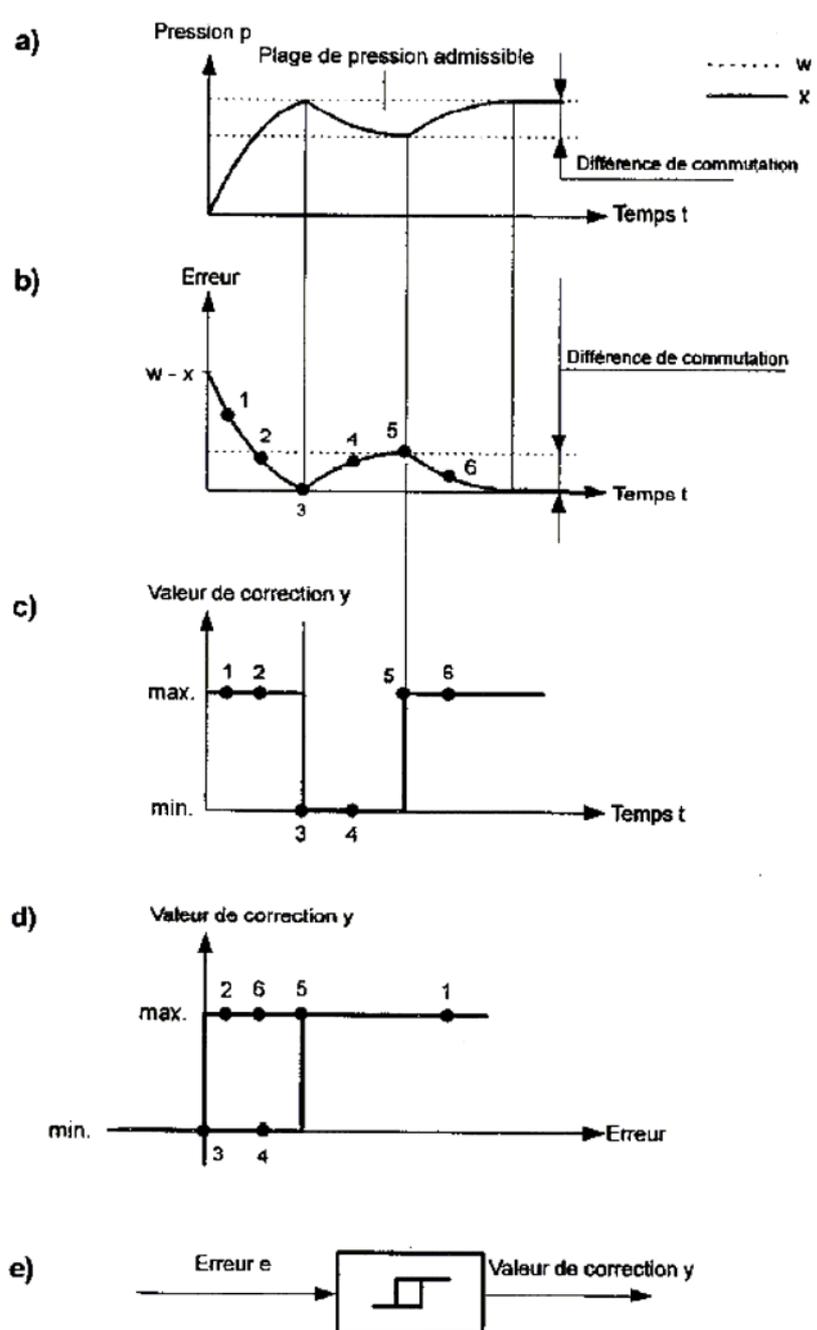


Fig. 8-46

La fig. 8-47 présente les schémas – bloc de divers contrôleurs non dynamiques avec ou sans différence de commutation.

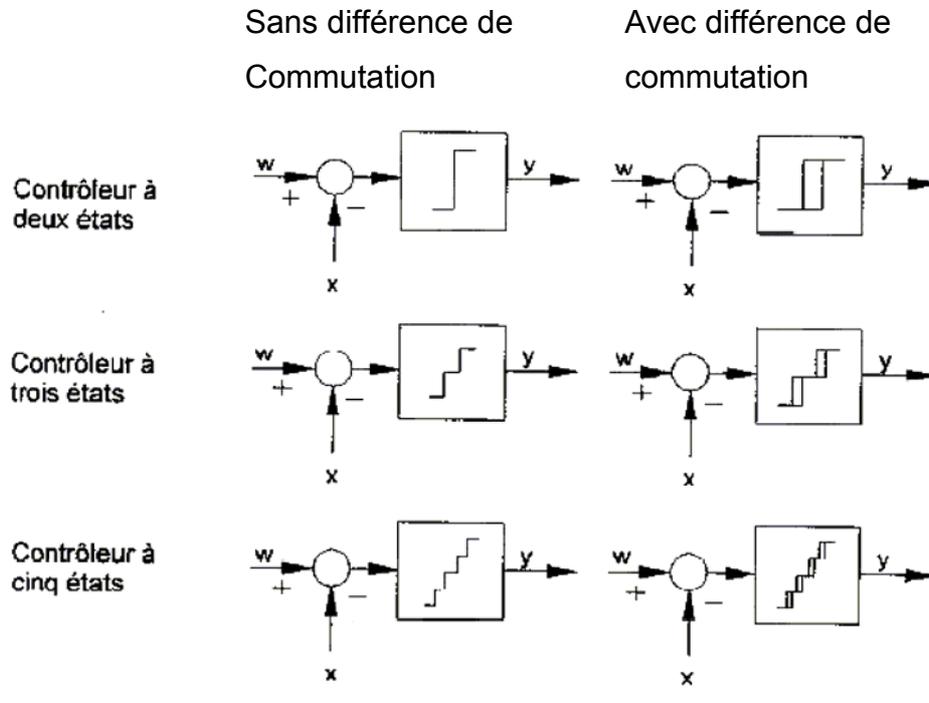


Fig. 8-47

8.4.5. Contrôleur P

Les contrôleurs à action proportionnelle (les contrôleurs P) sont classés comme des contrôleurs dynamiques.

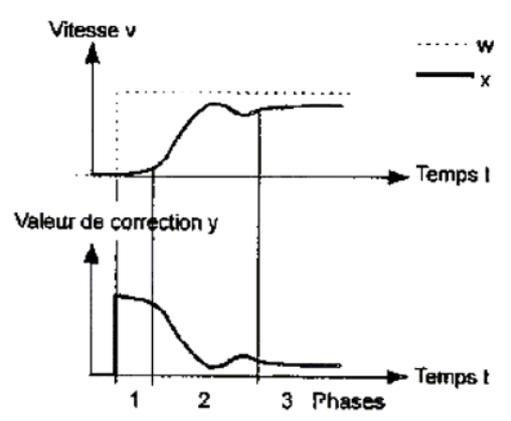


Fig. 8-48

Si l'erreur exécute une variation en échelons avec un contrôleur à action proportionnelle, le contrôleur réagira avec une variation en échelons de la valeur de correction (fig. 8-48).

La valeur de correction y avec un contrôleur à action proportionnelle est calculée en fonction de l'équation suivante :

$$y = KP \cdot (w - x) = KP \cdot e$$

KP est appelé le coefficient d'action proportionnelle ou le gain proportionnel.

La valeur de correction d'un contrôleur P devient plus grande :

- Plus le gain proportionnel KP est élevé et
- Plus l'erreur e est grande.

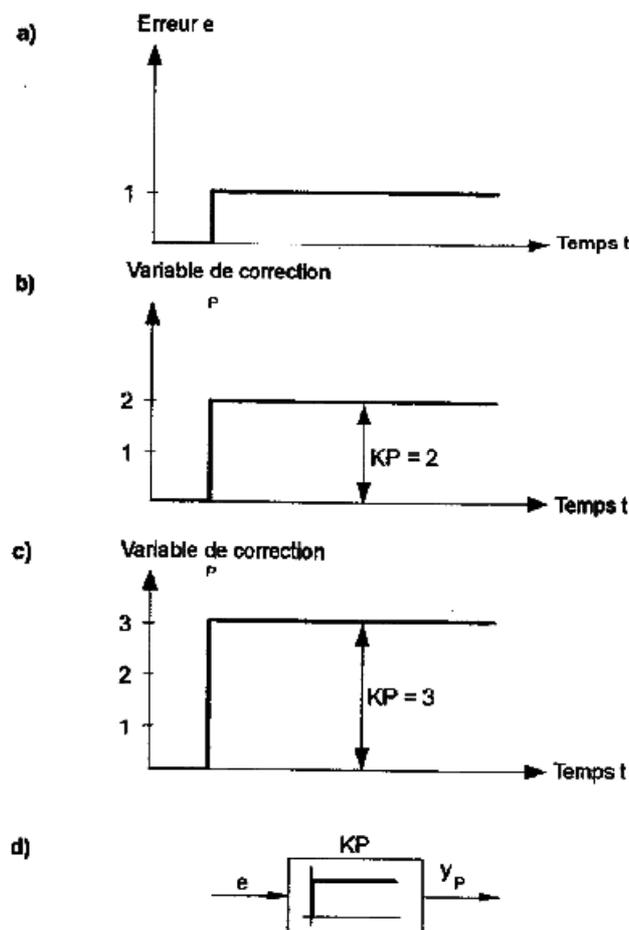


Fig. 8-49

La fig. 8-49 montre deux fonctions de transfert pour des contrôleurs à action proportionnelle avec des coefficients différents.

8.4.6. Contrôleur I

Les contrôleurs à action intégrale (les contrôleurs I) sont classés aussi comme des contrôleurs dynamiques. La valeur de correction est calculée par l'intégration de l'erreur de manière suivante (fig. 8-50) :

- Si l'erreur est positive, la valeur de correction du contrôleur I augmente (phases 1 et 3) ;
- Si l'erreur est négative, la valeur de correction devient plus petite (phase 2) ;
- Si l'erreur est nulle (la consigne et la valeur réelle sont les mêmes), la valeur de correction est constante (phase 4).

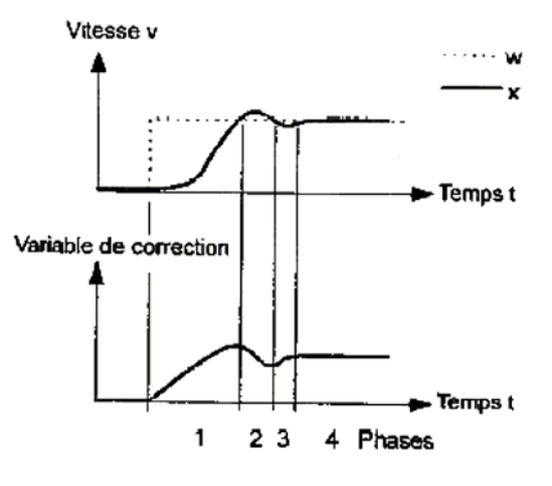


Fig. 8-50

Dans un système asservi avec contrôleur à action intégrale il n'y a pas de régime permanent.

Quand l'erreur exécute une variation en échelons, le signal de correction présente une variation en rampe. L'inclinaison est plus élevée :

- plus l'erreur e est grande;
- plus le gain K_I du contrôleur est élevé ou
- plus la constante du temps T_I est petite.

La fig. 8-51 montre deux fonctions de transfert pour des contrôleurs à action intégrale avec des valeurs de gain différentes ou des constantes de temps différentes.

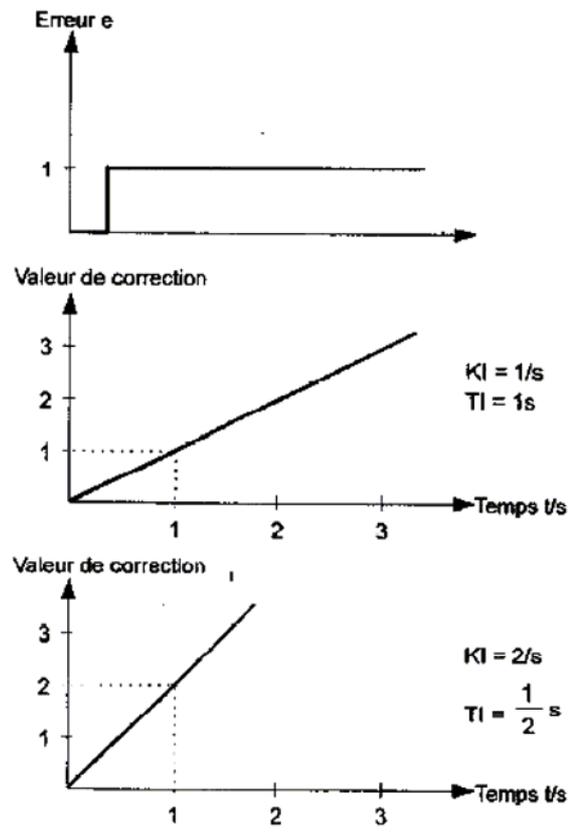


Fig. 8-51

Dans le cas d'un contrôleur I, la valeur de correction est calculée en utilisant une des deux équations suivantes :

$$y = KI \int (w - x) dt = KI \int e dt$$

$$y = \frac{1}{TI} \int (w - x) dt = \frac{1}{TI} \int e dt \quad \text{ou} \quad TI = \frac{1}{KI}$$

TI est appelée la constante de temps et KI, le gain de contrôleur ou coefficient du contrôleur à action intégrale.

8.4.7. Contrôleur D

Les contrôleurs à action dérivée (les contrôleurs D) sont classés aussi comme des contrôleurs dynamiques. La valeur de correction est calculée par différentiation de l'erreur de manière suivante. Un contrôleur D, seul, n'est pas une solution adéquate pour minimiser l'erreur en régime permanent. Les contrôleurs D sont, par conséquent, seulement utilisés en combinaison avec les contrôleurs P et/ou I.

Sur la fig. 8-52 on peut voir le rôle d'un contrôleur D dans la réaction d'un système asservi :

- Si dans le système asservi il y a un seul contrôleur P, quand la consigne change à partir d'un moment T_1 en forme de rampe, la valeur de correction commence à changer lentement. Juste après le moment T_1 l'erreur est encore très petite et la réaction est lente (fig. 8-52a).
- Si dans le système asservi on utilise un combinaison de deux contrôleurs P et D, quand la consigne change à partir d'un moment T_1 en forme de rampe, le composant à action dérivée exécute une variation en échelons. L'ensemble de la valeur de correction augmente immédiatement. Le système réagit plus vite et plus fortement à la variation de la valeur de correction (fig. 8-52b).

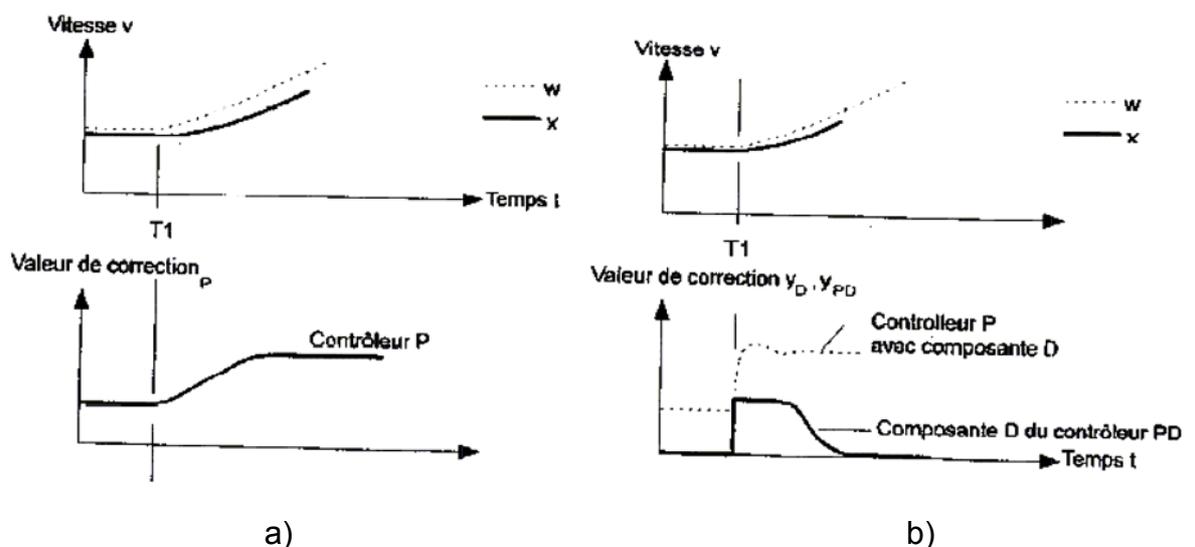


Fig. 8-52

Pendant le régime transitoire la réponse du contrôleur D dépend du type du signal de la variation de l'erreur :

- Si l'erreur exécute une variation en échelons la valeur de correction traitée par le contrôleur D change de manière suivante :
 - A l'instant où l'erreur varie, le contrôleur D produit un pic dans le signal de sortie (fig. 8-53a);
 - Quand l'erreur reste constante le signal de sortie tombe à zéro.
- Si l'erreur exécute une variation à la rampe avec une inclinaison constante le composant du contrôleur D produit une valeur de correction constante (fig. 8-53b). La valeur de correction dépend du gain KD du contrôleur et de l'inclinaison de l'augmentation de l'erreur (la vitesse de changement de l'erreur).

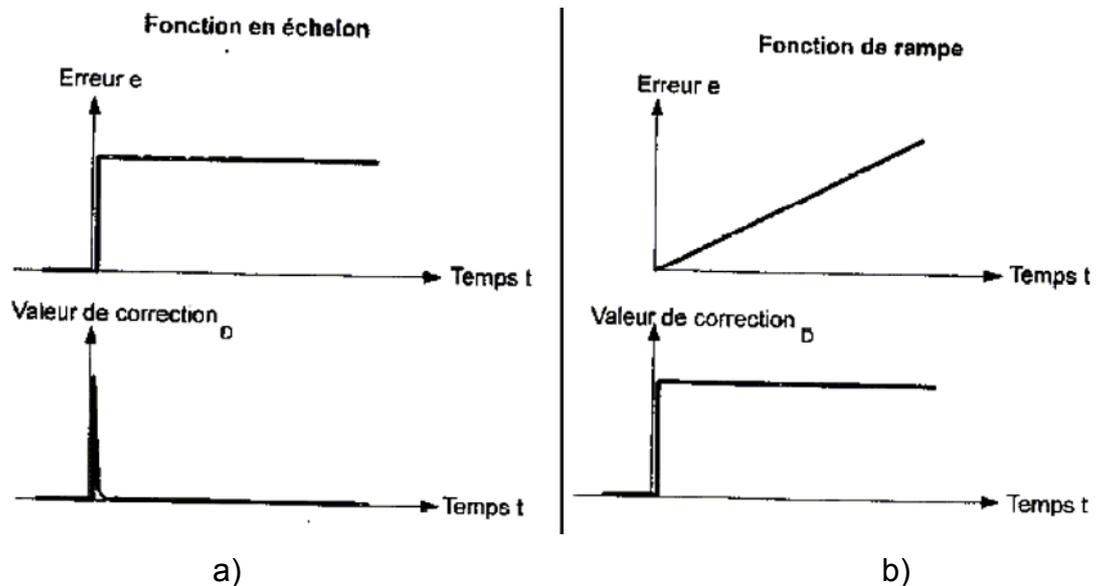


Fig. 8-53

Dans le cas d'un contrôleur D, la valeur de correction est calculée en utilisant l'équation suivante :

$$y = KD \frac{d}{dt} (w - x) = KD \frac{d}{dt} e$$

Le contrôle à action dérivée ne peut être simulée précisément ni avec un circuit électrique analogique, ni avec un ordinateur. En pratique, un composant de

contrôleur D ne présente donc, que de manière approximative, un comportement à action dérivée.

8.4.8. Propriétés des contrôleurs PI, PD et PID

Les avantages et les inconvénients des contrôleurs P, I et D, présentés dans le tableau ci-dessous, sont analysés et les résultats ont démontré l'utilité de les combiner.

	Contrôleur P	Contrôleur I	Contrôleur D
Vitesse de réaction du système asservi	Rapide	Lente	Très rapide
Erreur en régime permanent	Présent	Zéro	Ne peut pas être contrôlée
Remarque			Ne peut pas être utilisé sans composant de contrôleur additionnel

De toutes les combinaisons possibles, les contrôleurs PI, PD et PID sont les seuls à avoir une signification pratique avec l'utilisation des avantages des différents contrôleurs.

	Contrôleur PI	Contrôleur PD	Contrôleur PID
Vitesse de réaction du système asservi	Rapide	Très rapide	Très rapide
Erreur en régime permanent	Zéro	Présent	Zéro

Contrôleur PI

Un contrôleur PI combine la plus grande précision d'un contrôleur I avec la réaction rapide d'un contrôleur P. Les deux contrôleurs sont montés en parallèle dans le circuit de traitement des signaux et les deux valeurs de correction sont additionnées (fig. 8-54).

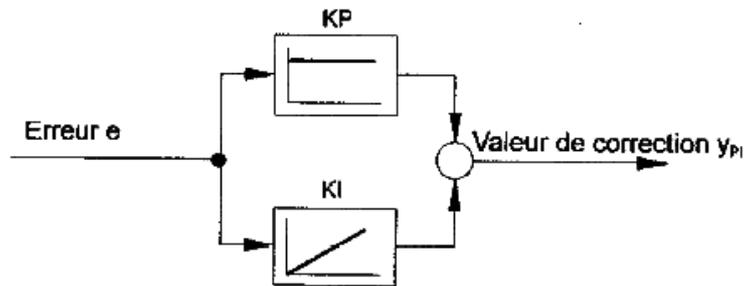


Fig. 8-54

Le comportement d'un contrôleur PI est déterminé par deux valeurs caractéristiques :

- Soit par un coefficient d'action proportionnelle K_P et un coefficient d'action intégrale K_I ;
- Soit par un coefficient d'action proportionnelle K_P et le temps d'action intégrale T_n .

Le temps d'action intégrale T_n peut être calculé à partir du coefficient d'action proportionnelle K_P et du coefficient d'action intégrale K_I , en utilisant la formule suivante :

$$T_n = \frac{K_P}{K_I}$$

La réponse à l'échelon d'un contrôleur PI (fig. 8-55) est obtenue comme addition des réponses des contrôleurs P et I.

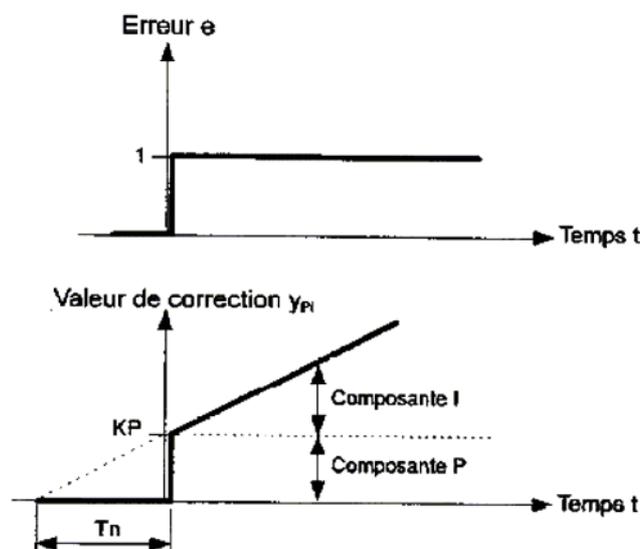


Fig. 8-55

Dans le cas d'un contrôleur PI, la valeur de correction est calculée en utilisant une des deux équations suivantes :

$$y = KP \cdot (w - x) + KI \cdot \int (w - x) dt = KP \cdot e + KI \cdot \int e \cdot dt$$

$$y = KP \cdot (w - x) + \frac{1}{T_n} \cdot \int (w - x) dt = KP \cdot e + \frac{1}{T_n} \cdot \int e \cdot dt$$

Contrôleur PD

Grâce au composant D additionnel, le contrôleur PD réagit plus rapidement qu'un contrôleur P pur. Dans le traitement des signaux dans le schéma – bloc d'un contrôleur PD, les deux contrôleurs sont montés en parallèle (fig. 8-56).

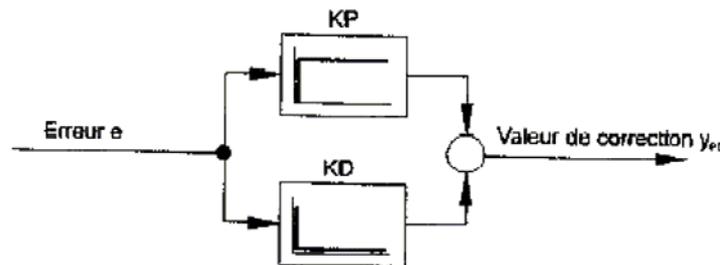


Fig. 8-56

Le comportement d'un contrôleur PD est déterminé par deux valeurs caractéristiques :

- Soit par un coefficient d'action proportionnelle KP et un coefficient d'action dérivée KD ;
- Soit par un coefficient d'action proportionnelle KP et le temps d'action dérivé Tv.

Le temps d'action intégrale Tv peut être calculé à partir du coefficient d'action proportionnelle KP et du coefficient d'action dérivée KD, en utilisant la formule suivante :

$$T_v = \frac{KD}{KP}$$

La réponse à l'échelon d'un contrôleur PD (fig. 8-57) est obtenue comme addition des réponses des contrôleurs P et D.

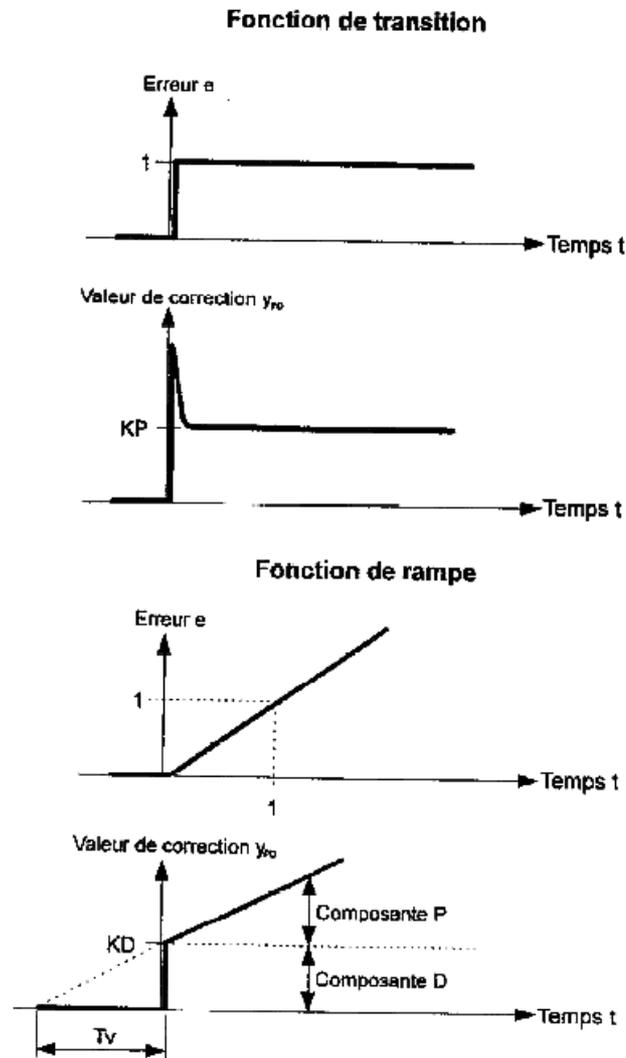


Fig. 8-57

Contrôleur PID

Le contrôleur PID associe les avantages des contrôleurs P, I et D. Dans le traitement des signaux dans le schéma – bloc d'un contrôleur PID, les trois contrôleurs sont montés en parallèle (fig. 8-58).

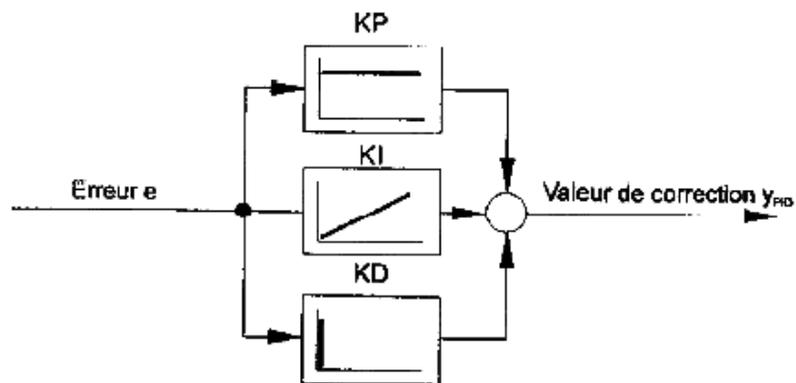


Fig. 8-58

Le comportement d'un contrôleur PID est déterminé par trois valeurs caractéristiques :

- Soit par les coefficients d'action proportionnelle KP, d'action intégrale KI et d'action dérivée KD ;
- Soit par le gain proportionnel KP, le temps d'action intégrale Tn et le temps d'action dérivé Tv.

Les valeurs caractéristiques KP, KD, Tn et Tv peuvent être déterminées à partir des courbes de réponse à l'échelon et à la rampe (fig. 8-59).

Dans le cas d'un contrôleur PID, la valeur de correction est calculée en utilisant une des deux équations suivantes :

$$y = KP \cdot (w - x) + KI \cdot \int (w - x) \cdot dt + KD \cdot \frac{d}{dt} (w - x) = KP \cdot e + KI \cdot \int e \cdot dt + KD \cdot \frac{d}{dt} e$$

$$y = KP \cdot (w - x) + \frac{1}{T_n} \int (w - x) \cdot dt + T_v \cdot \frac{d}{dt} (w - x) = KP \cdot e + \frac{1}{T_n} \int e \cdot dt + T_v \cdot \frac{d}{dt} e$$

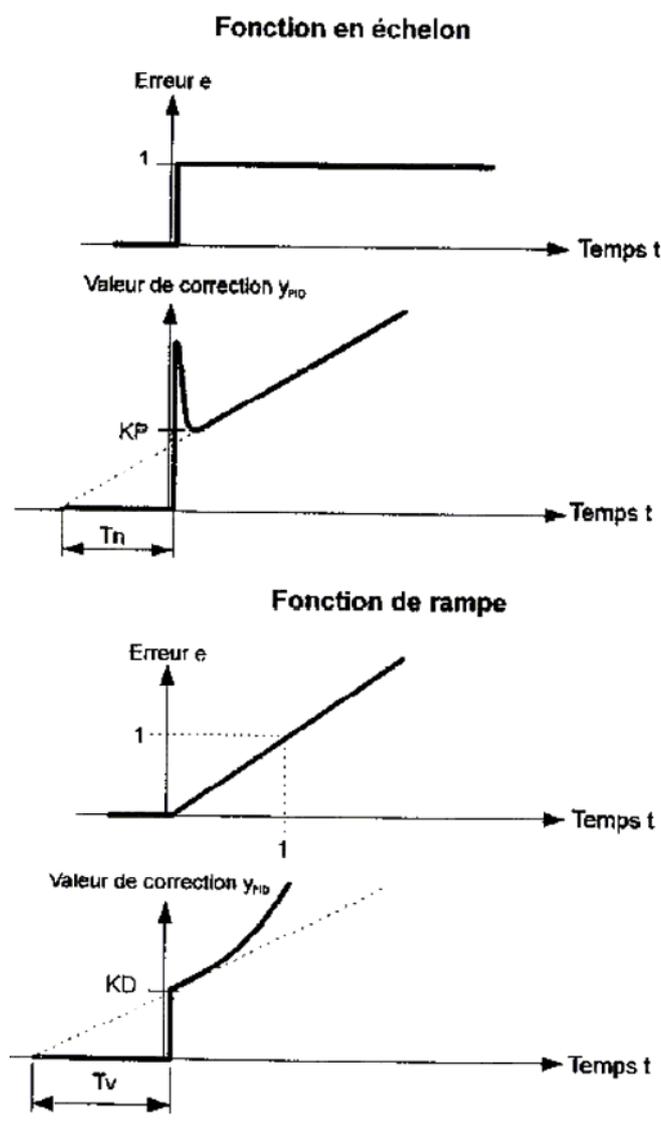


Fig. 1-59

Schémas – bloc des contrôleurs dynamiques standards

Les traitements des signaux dans le schéma – bloc pour les contrôleurs P, I, PI, PD et PID comprennent trois éléments :

- L'addition de la consigne et de la valeur réelle (comparateur ou point de sommation) (fig. 8-60a) ;
- La fonction du contrôleur actuel (élément asservi) (fig. 8-60b) ;
- Un limiteur du signal de correction (limiteur) (fig. 8-60c).

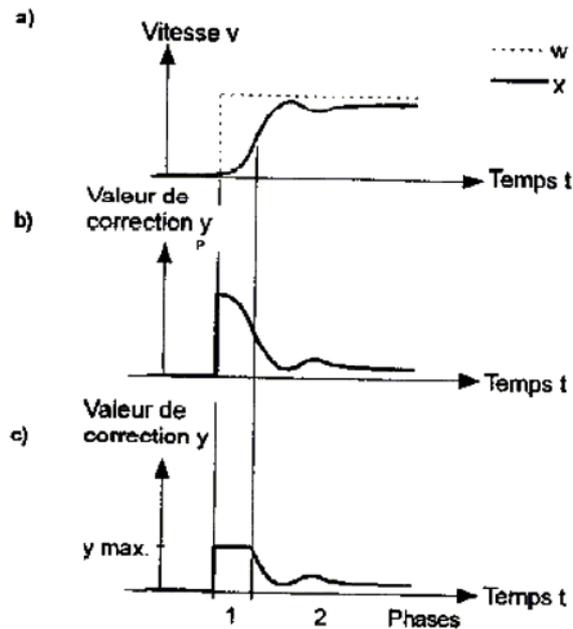
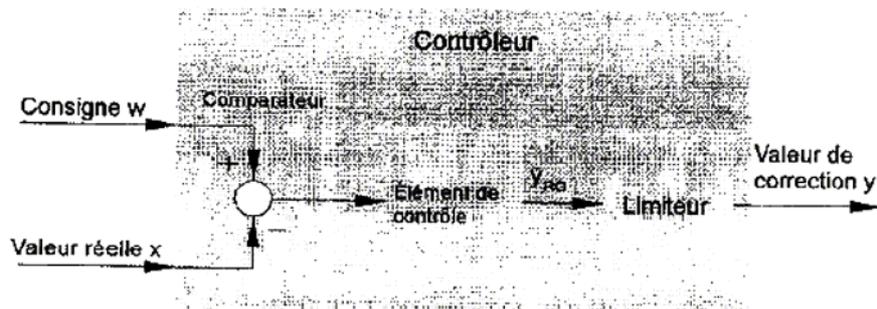


Fig. 8-60

Les caractéristiques d'un limiteur (fig. 8-61) font une distinction entre la limitation du signal de correction des plages opérationnelles suivantes :

- Dans les plages 1 et 3, le signal d'entrée du limiteur se trouve en dehors de la plage de correction du distributeur. La valeur de correction est, par conséquent, limitée à la valeur minimale ou maximale pour laquelle le distributeur est conçu. Dans les plages 1 et 3, le distributeur est entièrement ouvert.
- Si le signal de sortie se trouve à l'intérieur de la plage 2, il n'est pas limité. Dans cette plage, l'ouverture du distributeur varie proportionnellement au signal de sortie du contrôleur.

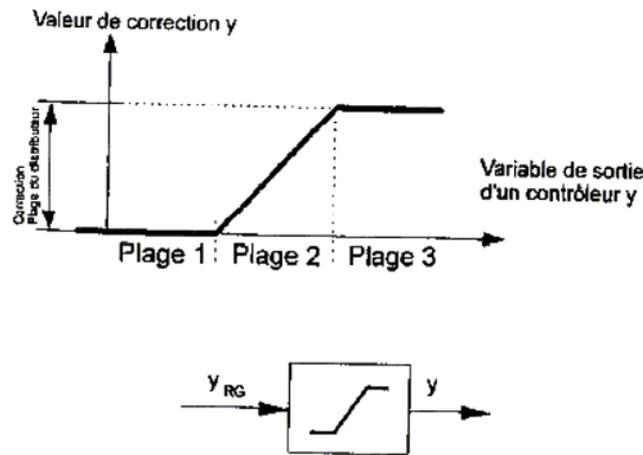


Fig. 8-61

Les schémas – bloc de contrôleurs P, I, PI, PD et PID sont présentés sur la fig. 8-62.

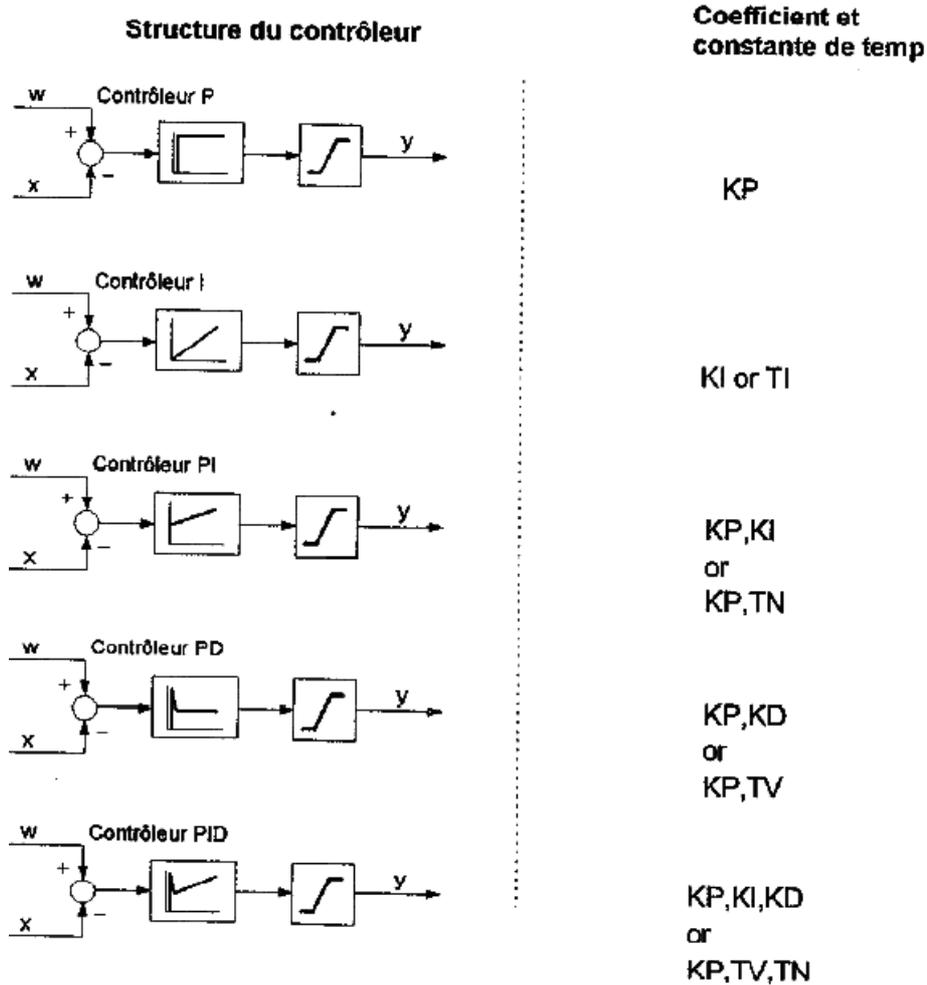


Fig. 8-62

Les contrôleurs PID sont habituellement caractérisés par leur coefficient d'action proportionnelle K_P et les constantes de temps T_v et T_n . Néanmoins, on décrit aussi de manière fréquente ces contrôleurs en utilisant les coefficients d'action intégrale et d'action dérivée. Le tableau ci-dessous présente les équations qui peuvent être utilisées pour faire la conversion d'une méthode de représentation à une autre.

Conversion de	K_P, T_v, T_n	K_P, K_I, K_D
à	K_P, K_I, K_D	K_P, T_v, T_n
	$K_I = K_P/T_n$ $K_D = K_P T_v$	$T_n = K_P/K_I$ $T_v = K_D/K_P$

8.4.9. Contrôleurs d'état

Certains procédés ne peuvent pas être contrôlés adéquatement avec un contrôleur PID. Dans ce cas on utilise des contrôleurs d'état.

Afin de déterminer quelles valeurs doivent être bouclées dans un contrôleur d'état, il faut créer le modèle mathématique du procédé. Le nombre de valeurs d'état correspond à l'ordre du modèle. Chaque valeur est mesurée et bouclée. Dans le cas d'un modèle de deuxième ordre, par exemple, deux valeurs doivent être bouclées.

Asservissement d'un positionneur pneumatique

Le positionneur pneumatique est un des types de procédés qui ne peut pas être contrôlé adéquatement avec un contrôleur standard. C'est un procédé intégrateur qui est susceptible d'osciller.

Le modèle mathématique du procédé est décrit par l'équation :

$$y = K_x \cdot (w - x) - K_x \cdot d \frac{x}{dt} - K_x \cdot \frac{d^2x}{dt^2}$$

Le modèle étant de troisième ordre, il sera nécessaire de boucler trois valeurs dans le contrôleur d'état :

- La position s du piston : $s = K_x \cdot (w - x)$;
- La vitesse v du piston : $v = K_x \cdot \frac{dx}{dt}$;
- L'accélération a du piston : $a = K_x \cdot \frac{d^2x}{dt^2}$

Le contrôleur est, par conséquent, appelé un contrôleur à boucle triple (fig. 8-63). Les positionneurs pneumatiques sont équipés d'un capteur de position. Afin de réduire les coûts, la vitesse et l'accélération ne sont pas mesurées avec des capteurs. Ces dernières doivent être calculées à partir du positionnement par différenciation.

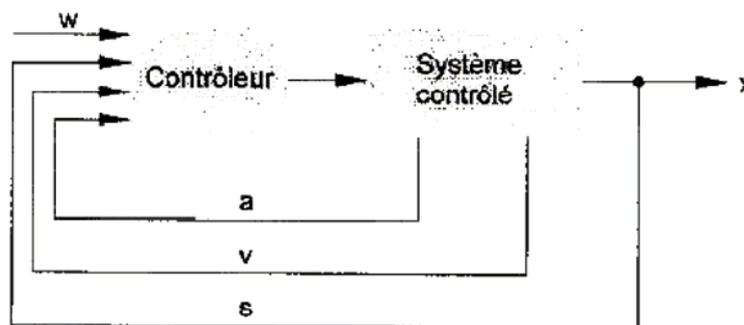


Fig. 8-63

Le traitement associé des signaux est effectué selon le schéma – bloc de la fig. 8-64.

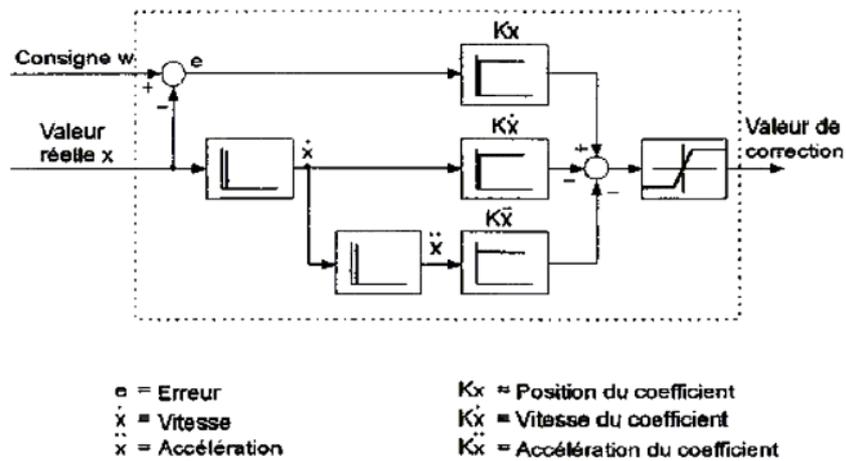
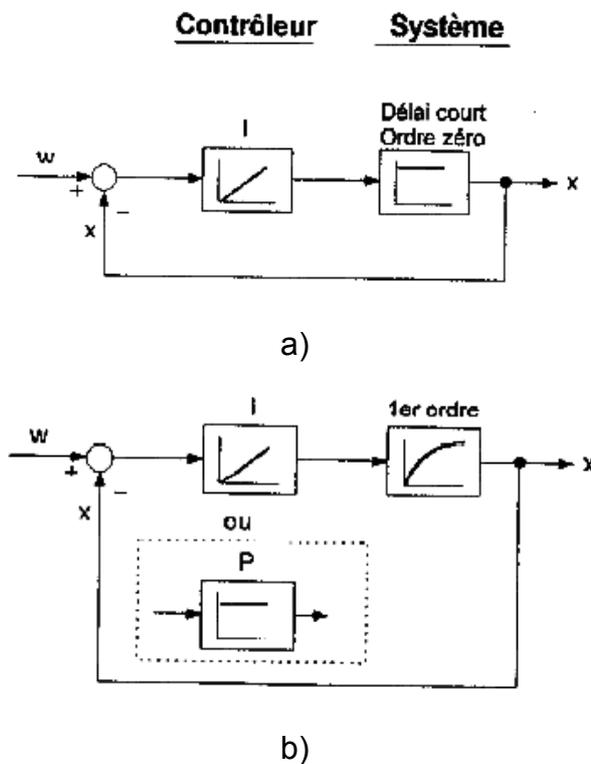
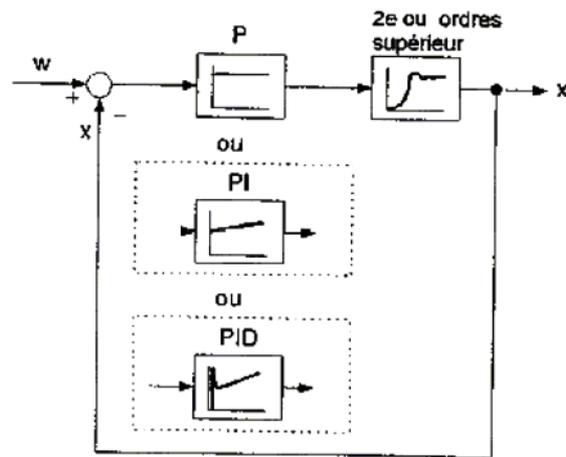


Fig. 8-64

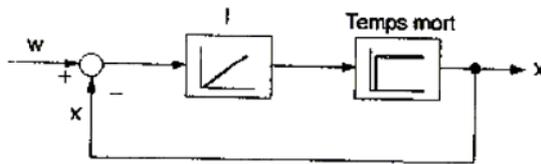
8.4.10. Choix de la structure du contrôleur

Le choix de la structure de contrôleur dépend du type de procédé concerné. Les structures adéquates de contrôleurs pour divers types de systèmes auto-régulants sont montrées sur la fig. 8-65(a, b, c, d).





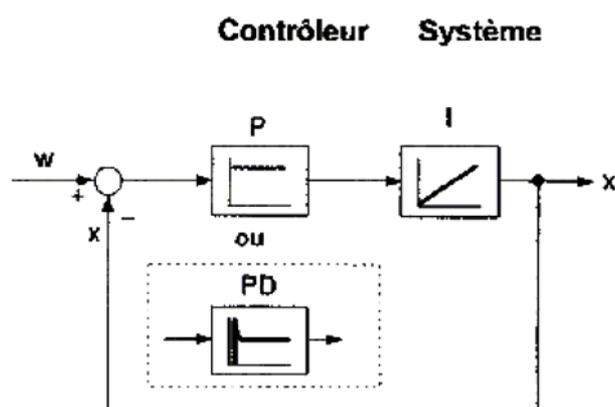
c)



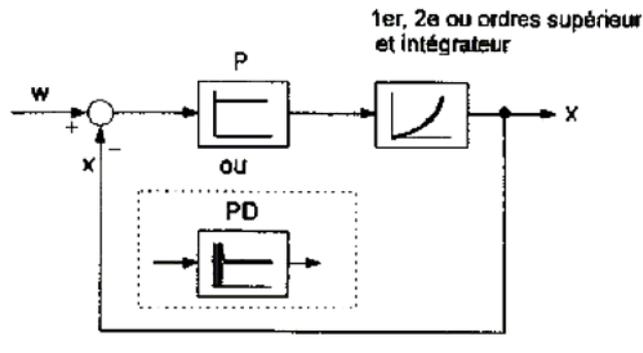
d)

Fig. 8-65

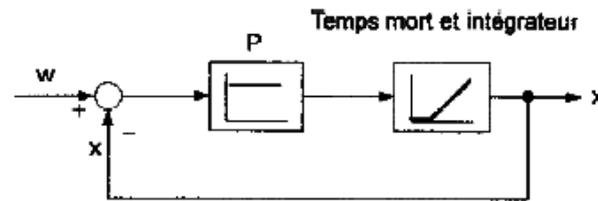
Un résumé des contrôleurs adéquats pour divers types de systèmes intégrateurs est apporté sur la fig. 8-66 (a, b, c, d).



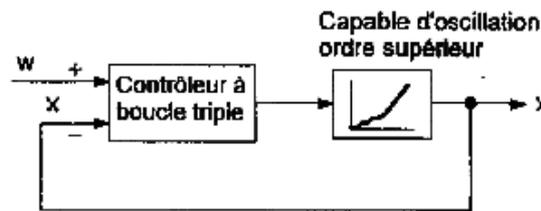
a)



b)



c)



d)

Fig. 8-66

8.4.11. Réponse à la variation de charge et facteur de contrôle

Quand un système asservi auto-régulant est utilisé en combinaison avec un contrôleur P, le facteur de contrôle est une mesure de la qualité de contrôle.

Une charge a plus grand effet sur une régulation en boucle ouverte. Le facteur de contrôle indique le degré auquel l'effet de la charge est atténué dans un asservissement.

$$\text{Facteur de contrôle} = \frac{\text{Variation en régime permanent de la valeur de sortie (valeur réelle) d'un asservissement}}{\text{Variation en régime permanent de la valeur de sortie d'une régulation en boucle ouverte}}$$

Le facteur de contrôle est toujours plus petit que un. Plus le facteur de contrôle est petit, plus effet de variation de charge est efficacement atténué.

Dans un système asservi auto-régulant à boucle ouverte, une variable d'interférence (par exemple, une force sur la tige du vérin) affecte le mouvement en le ralentissant (fig. 8-67).

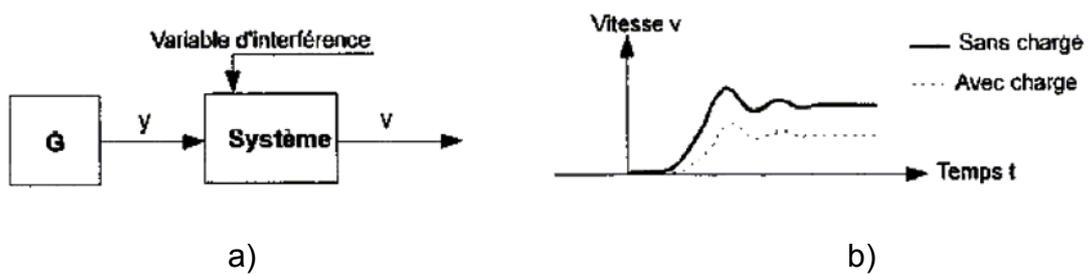


Fig. 8-67

Dans un système asservi auto-régulant à boucle fermée, une variable d'interférence (par exemple, une force sur la tige du vérin) provoque un ralentissement plus petit que dans un circuit de régulation en boucle ouverte (fig. 8-68).

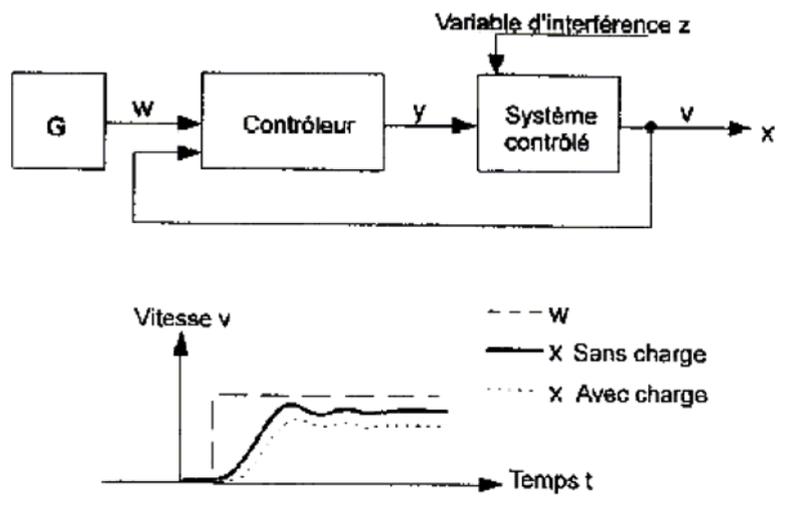


Fig. 8-68

Gain en boucle fermée

Le gain en boucle fermée V_0 est requis afin de calculer le facteur de contrôle. Quand le signal passe une fois à travers le système asservi entier, il est multiplié par les facteurs suivants (fig. 8-69) :

- Dans le contrôleur, par le facteur K_P ;
- Dans le procédé, par le facteur K_s ;
- Dans le système de mesure, par le facteur K_m .

La formule pour le gain en boucle fermée est la suivante :

$$V_0 = K_P \cdot K_s \cdot K_m$$

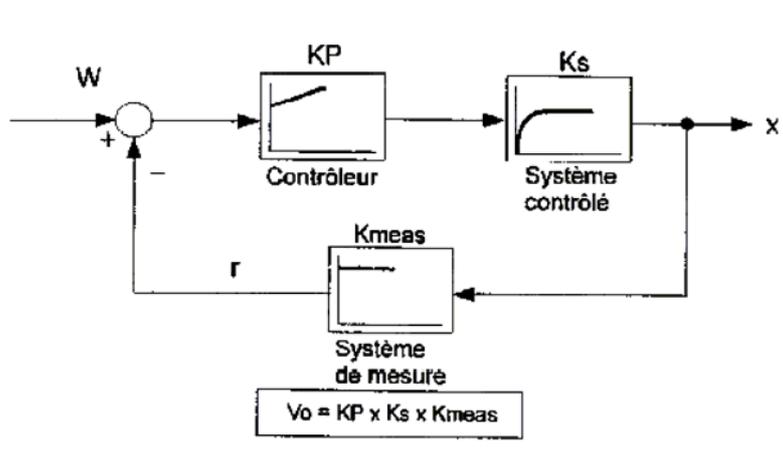


Fig. 8-69

Calcul du facteur de contrôle

Le facteur de contrôle est calculé à partir du gain, en boucle fermée en utilisant la formule suivante :

$$r = \frac{1}{1 + V_0}$$

9. REALISATION TECHNIQUE DES CONTROLEURS

9.1. Structure de circuits de contrôle

Un système asservi (fig.9-1) possède les fonctions suivantes :

- Alimentation de la consigne ;
- Contrôleur ;
- Organe de réglage ;
- Élément du procédé ;
- Système de mesure.

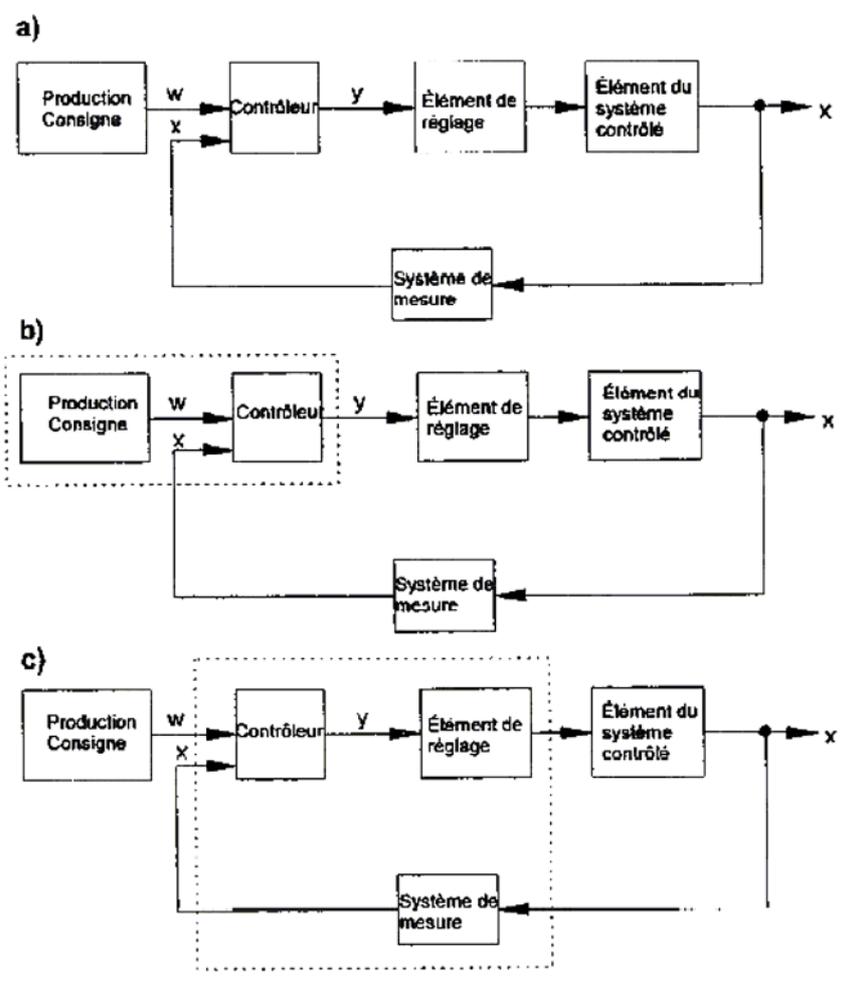


Fig. 9-1

Il y a un certain nombre de possibilités pour la réalisation pratique d'un contrôleur :

- Une unité assure seulement la fonction du contrôleur (fig. 9-1a) ;
- Le contrôleur est associé à d'autres fonctions du système pour former une seule unité. En pratique, on rencontre plusieurs combinaisons. Sur les fig. 9-1b et 9-1c sont montrées deux possibilités d'associer le contrôleur à d'autres fonctions et ce ne sont pas les seules.

Les avantages et les inconvénients de la combinaison sont montrés dans le tableau ci-dessous :

Avantages	Inconvénients
Le système asservi est composé d'un petit nombre d'appareils	Les appareils individuels sont plus chers à remplacer
Coûts de câble et de tuyau moins élevés	Appareil adéquat seulement pour certains types de systèmes asservis
Moins cher	

9.2. Contrôleurs pneumatiques et électriques

Les contrôleurs de pression pneumatiques fonctionnent sans alimentation électrique auxiliaire. L'alimentation requise pour ajuster l'ouverture des soupapes est obtenue par l'air comprimé lui-même.

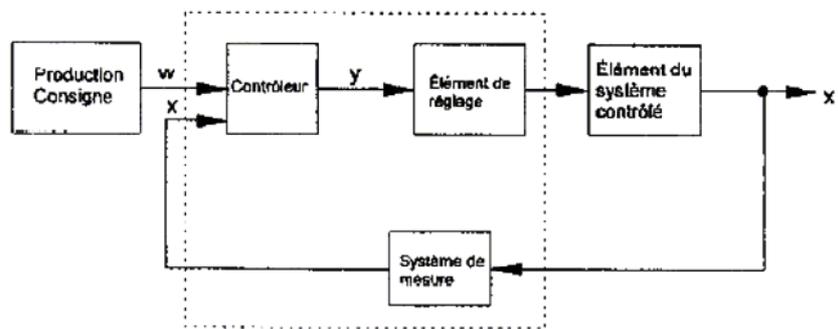
Les avantages des contrôleurs électriques et des contrôleurs pneumatiques pour les applications sont présentés dans le tableau ci-dessous.

Avantages des contrôleurs électriques	Avantages des contrôleurs pneumatiques
Connexion plus facile aux systèmes de contrôle électrique	Construction plus simple
Production à des coûts bas de systèmes asservis complexes (c'est-à-dire, avec plusieurs signaux de rétroaction et limiteurs)	Moins d'appareils requis en général (pas besoin de système de mesure séparé)
Meilleure réponse aux erreurs (sortie de messages d'erreur)	Robuste (non affecté par la poussière et l'humidité)
Plus haute précision du contrôle	

9.2.1. Régulateur de pression pneumatique à commande manuelle

Un régulateur de pression pneumatique à commande manuelle (fig. 9-2) possède les fonctions suivantes dans un système asservi :

- Contrôleur
- Organe de réglage
- Système de mesure



a)



b)

Fig. 9-2

Tous les organes du traitement des signaux sont combinés en une seule unité, excepté pour l'élément asservi.

9.2.2. Régulateur de pression pneumatique à commande électrique

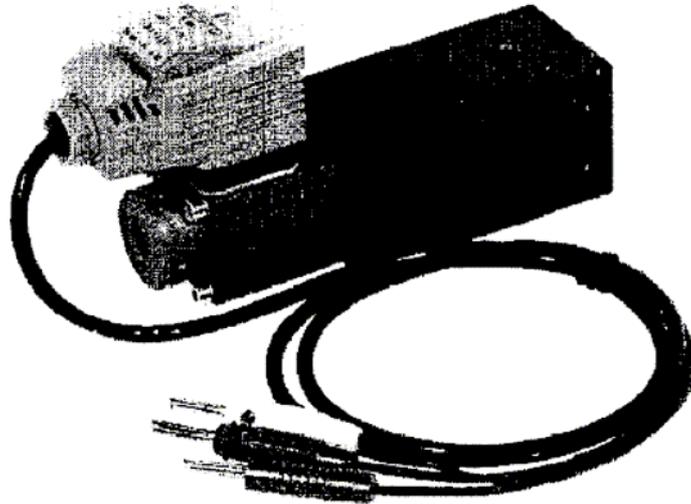


Fig. 9-3

Les fonctions d'un régulateur de pression pneumatique à commande électrique (fig. 9-3) sont les mêmes que pour celui à commande manuelle.

Dans le cas de contrôleurs électriques, on combine fréquemment deux fonctions du système asservi en une seule unité :

- Contrôleur
- Détermination de consigne.

9.3. Contrôleurs analogiques et numériques

Les contrôleurs analogiques et numériques diffèrent dans leur configuration interne :

- Les contrôleurs analogiques consistent en des composants analogiques. Ils fonctionnent intérieurement avec des signaux analogiques.
- Les contrôleurs numériques (fig. 9-5) sont produits en utilisant des composants numériques. Ils fonctionnent intérieurement avec des signaux numériques.

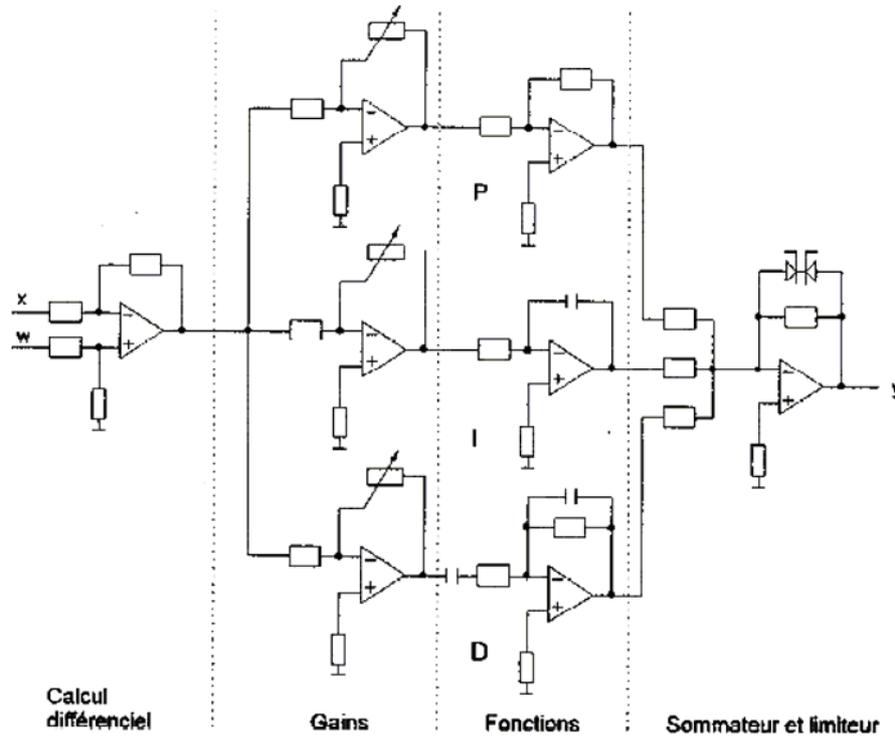


Fig. 9-4

Les contrôleurs analogiques comprennent :

- Tous les contrôleurs pneumatiques et mécaniques ;
- Les contrôleurs électriques qui fonctionnent aussi intérieurement avec des valeurs analogiques (tension). Ils sont conçus le plus souvent, comme le contrôleur PID (fig. 9-4), de plusieurs amplificateurs opérationnels.

Dans le tableau ci-dessous on trouve la comparaison entre les contrôleurs analogiques et numériques.

	Contrôleurs analogique		Contrôleur numérique
	Contrôleurs pneumatiques	Contrôleurs électriques	Contrôleurs électriques
Forme d'énergie			
Exemple	Contrôleur à soufflets croisés	Contrôleur PID électrique	Contrôleur pour un axe d'outil de machine CNC

Le dernier temps, tous les contrôleurs numériques sont de construction électrique. Le traitement des signaux, la valeur réelle et la consigne, comporte dans chaque voie un convertisseur analogique – numérique. Chaque convertisseur produit une valeur de sortie numérique. Le microprocesseur exécute les opérations suivantes :

- Lecture des deux nombres
- Comparaison des deux nombres
- Traitement plus approfondi des résultats intermédiaires
- Sortie du résultat final à l'entrée du convertisseur numérique – analogique.

A la sortie, dans un convertisseur numérique – analogique, le résultat est converti en tension pour la valeur de correction.

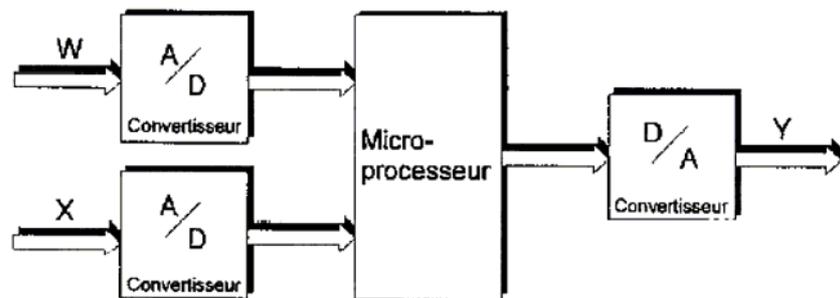


Fig. 9-5

Les opérations de lecture et de traitement du signal sont répétées à plusieurs milliers de fois ce qui donne une précision plus élevée.

Les avantages des contrôleurs analogiques et numériques sont comparés dans le tableau ci-dessous.

Avantages des contrôleurs analogiques	Avantages des contrôleurs numériques
Moins coûteux, particulièrement avec des asservissements fortement dynamiques avec une structure de contrôle simple	Plus haute précision peut être atteinte
	Moins de variation dans le comportement à cause du vieillissement des composants
	Plus facile de réaliser des asservissements complexes
	Moins affectés par l'interférence électrique

9.4. Sélection d'un contrôleur

Pour la sélection d'un contrôleur pour une application particulière il faut prendre en considération le suivant :

- Définition des exigences, issues de l'application, concernant le contrôleur (voir le tableau ci-dessous) ;
- Comparaison de caractéristiques des différents contrôleurs ;
- Choix du contrôleur approprié.

Qualité de contrôle	Interfaces
Structure de contrôleur nécessaire	Entrée de la consigne du contrôleur
Dynamique de contrôle exigée	Fonctions de supervision
Précision du contrôle exigée	Entrée de la valeur réelle du contrôleur
	Valeur de correction
	Paramétrisation du contrôleur
Conditions de fonctionnement	Consignes de sécurité
Température ambiante	Réponse à l'interférence
Poussière	Réponse à la coupure de courant
Humidité	Comportement d'arrêt d'urgence
Champs d'interférence électrique	Sortie des messages d'erreur
Alimentation électrique	

10. DISTRIBUTEURS DE PUISSANCE

Un distributeur de puissance contient les orifices qui permettent à l'air comprimé de véhiculer et d'assurer le passage du signal de correction.

Comme organe de réglage dans un système pneumatique asservi, le distributeur de puissance peut être utilisé :

- Dans des circuits de contrôle de position ;
- Dans des circuits linéaires de contrôle de vitesse ;
- Dans des circuits rotatifs de contrôle de vitesse ;
- Dans des circuits de contrôle de débit.

10.1. Types de distributeurs

En pneumatique on fait une distinction entre les distributeurs conventionnels et les distributeurs proportionnels (fig. 10-1). Les deux types de distributeurs sont utilisés dans les systèmes asservis :

- Les distributeurs conventionnels en combinaison avec des contrôleurs non dynamiques ;
- Les distributeurs proportionnels en combinaison avec des contrôleurs dynamiques.

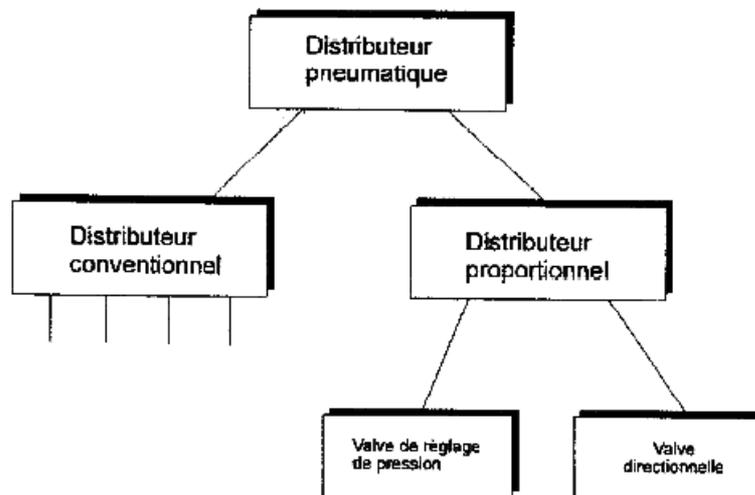


Fig. 10-1

Les distributeurs proportionnels sont classés dans différents groupes selon leurs fonctions : les valves de réglage de pression, les valves directionnelles (les valves de réglages du débit et les distributeurs de puissance).

10.2. Distributeurs proportionnels

Les distributeurs de puissance, comme organes de réglage dans les systèmes asservis, comprennent (fig. 10-2) :

- un amplificateur électrique qui fournit l'énergie électrique ;
- un convertisseur électromécanique pour positionner le tiroir du distributeur ;

- les composants mécaniques du distributeur pour contrôler le débit d'air.

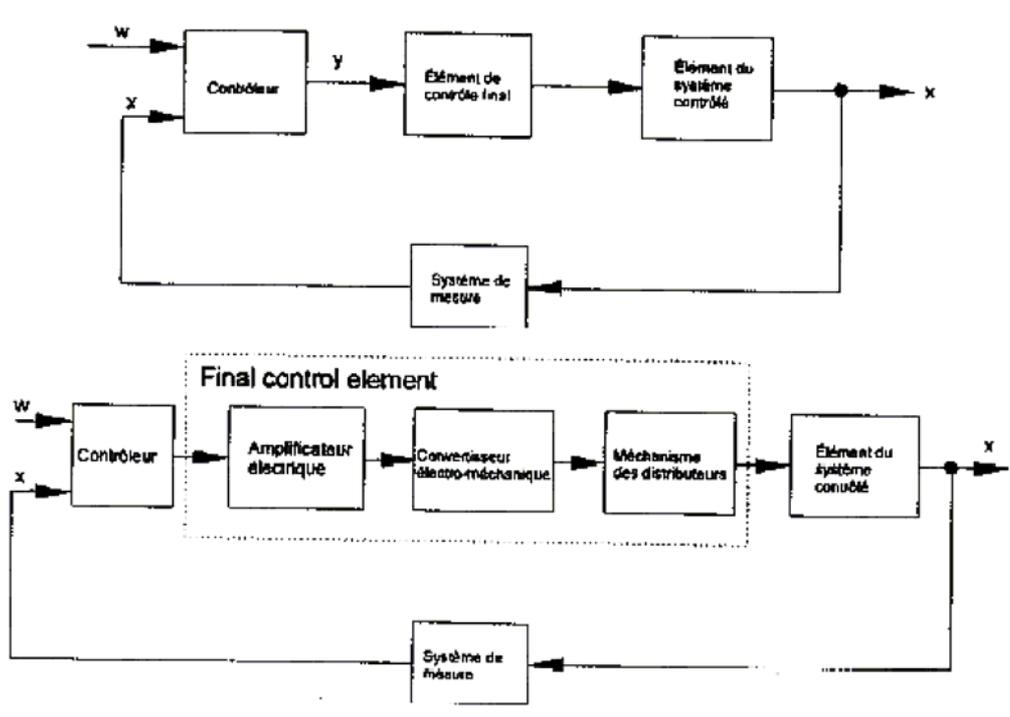


Fig. 10-2

10.2.1. Types de distributeurs proportionnels

En ce qui concerne le traitement des signaux, on distingue :

- Les distributeurs sans asservissement de position du tiroir du distributeur ;
- Les distributeurs avec asservissement de position du tiroir du distributeur.

Dans le cas d'un *distributeur sans asservissement intégré* la valeur de correction y agit directement sur l'amplificateur électrique, qui, à son tour, alimente l'actionneur du distributeur avec du courant. Cet actionneur peut être une bobine solénoïde, un moteur couple ou une bobine solénoïde proportionnelle. Plus le courant est élevé, plus la force d'actionnement est grande et plus le tiroir est déplacé.

Dans le cas d'un *distributeur avec asservissement de position intégré* la position du tiroir est continuellement mesurée (fig. 10-3). Le signal mesuré est comparé à la valeur de correction. L'amplificateur électrique n'est pas directement alimenté par le signal d'entrée du distributeur mais par le signal de sortie du contrôleur.