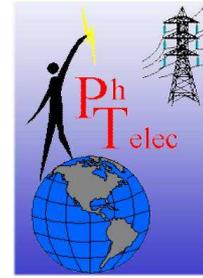




Programme du F.E.S.E.C.
D/2001/7362/3091

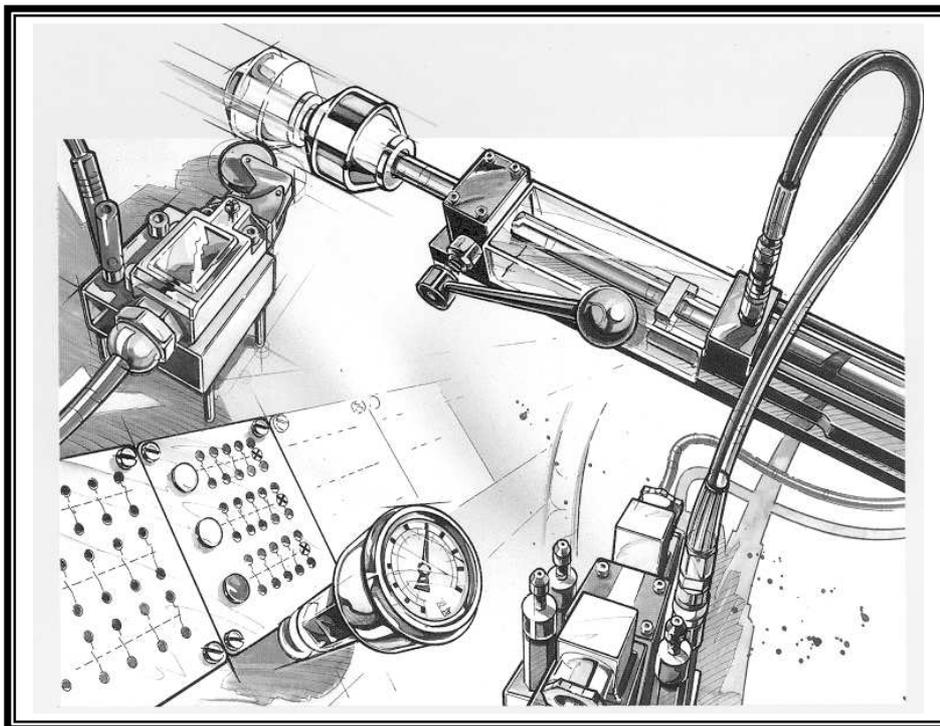


COURS DE DESSIN

Professeur
Ingénieur
Ph. THYS

Note de dessin

Chapitre IV : dessin et technologie hydraulique



Classes concernées :

Secteur : Industrie

Section : Technique de qualification

Option : Electricien – Automaticien

Années : 5^{ème} et 6^{ème}

Référence du Syllabus.

Note – dessin - Hydr - V 02

109 pages

Version 02/2009



Table des matières.

1. Préface	6
2. Les symboles	7
3. Introduction	13
3.1. Définition.....	13
3.2. Avantages et inconvénients	13
3.3. Comparaison des systèmes hydrauliques et pneumatiques	13
3.4. Applications.....	14
3.5. présentation d'un système hydraulique	15
4. Lois et notions fondamentales.....	16
4.1. La force.....	16
4.1.1. force statique	16
4.1.2. force dynamique	16
4.1.3. La transmission de la force en hydraulique.....	16
4.1.4. Les forces en pratique.....	16
4.2. La pression.....	17
4.3. Le débit	17
4.3.1. Le débit d'une pompe.....	17
4.3.2. Le débit d'un piston hydraulique	17
4.4. L'écoulement	18
4.4.1. Ecoulement laminaire.....	18
4.4.2. Ecoulement turbulent	18
4.5. Perte de charge	19
4.6. La puissance	19
4.7. Le rendement	20
4.8. Exercice	21
5. Fluides hydrauliques	22
5.1. Généralités.....	22
5.2. Propriétés des fluides hydrauliques	22
5.3. Les additifs	22
5.4. La viscosité	23
5.4.1. Description	23
5.4.2. Indice de viscosité	23
5.5. La classification des huiles.....	23
5.5.1. Norme DIN 51524 et 50525	23
5.5.2. Norme ISO	24
5.5.3. Norme SAE	24
5.6. Le choix du fluide.....	24
6. Groupe hydraulique.....	25
6.1. Définition.....	25
6.2. Symbole.....	25
6.3. Le réservoir.....	25



6.3.1. Le stockage.....	26
6.3.2. la régulation de température.....	26
6.3.3. La filtration.....	27
6.3.3.1. Grandeurs caractéristiques des filtres.....	27
6.3.3.2. Symbole.....	28
6.3.3.3. Filtres d'aspiration.....	28
6.3.3.4. Filtre de pression.....	28
6.3.3.5. Filtre de retour.....	29
6.3.3.6. Filtration secondaire.....	29
6.3.3.7. Filtration par fuite.....	30
6.3.4. La désaération.....	30
6.3.5. La décantation.....	30
7. Quid la cavitation ?.....	30
8. Pompes et moteurs hydrauliques.....	31
8.1. Les pompes hydrauliques.....	31
8.1.1. A cylindrée fixe.....	31
8.1.1.1. Symboles.....	31
8.1.1.2. Principe de fonctionnement.....	31
8.1.1.3. Types de pompe.....	31
8.1.1.4. La pompe à engrenages.....	33
8.1.2. A cylindrée variable.....	35
8.1.2.1. Symboles.....	35
8.1.2.2. Pourquoi une pompe à cylindrée variable ?.....	35
8.1.2.3. La pompe à palette.....	36
8.1.2.4. La pompe à piston.....	37
8.1.2.4.1 Symbole.....	37
8.1.2.4.2 Principe.....	37
8.1.2.5. Les pompes à pistons en ligne.....	38
8.1.2.6. Les pompes à pistons radiaux.....	39
8.1.2.7. Les pompes à pistons axiaux.....	40
8.1.2.8. La pompe a vis.....	41
8.1.2.8.1 Principe.....	41
8.1.3. En conclusion.....	41
8.2. Les moteurs hydrauliques.....	42
9. Les pistons.....	42
9.1. Introductions.....	42
9.2. Piston simple effet.....	42
9.3. Piston double effet.....	43
9.4. Pistons spéciaux.....	44
9.4.1. Piston à tige traversante.....	44
9.4.2. Pistons télescopiques.....	44
9.4.3. Pistons différentiels.....	45
9.4.4. Pistons à course identique.....	45
9.4.5. Utilisation d'amortisseur.....	45
9.4.6. Le purgeur d'air.....	46
10. Vanne de distribution.....	46
10.1. Fonction.....	46
10.2. Positions de commutation et raccords.....	46



10.3. type de commande	47
10.4. choix des vannes de distribution.....	49
10.5. Fonctionnement d'un distributeur à commande électro-hydraulique et centrage par ressorts.....	50
10.6. Fonctionnement d'un distributeur à commande électro-hydraulique et centrage par pression.....	51
10.7. Construction des distributeurs	53
10.7.1. Construction des distributeurs 2/2.....	53
10.7.2. Construction des distributeurs 3/2.....	54
10.7.3. Construction des distributeurs 4/2.....	55
10.7.4. Construction des distributeurs 4/3.....	56
10.7.5. Recouvrement du distributeur	59
10.7.6. Commande par électro-aimant	59
10.7.7. Modes de montage	60
10.7.7.1. Montage en parallèle	60
10.7.7.2. Montage en série	61
11. Vannes régulatrices de pression	62
11.1. Le limiteur de pression	62
11.1.1. Le limiteur de pression à commande directe.....	62
11.1.1.1. Quelle différence entre un clapet anti-retour taré et un limiteur de pression ?	63
11.1.2. Le limiteur de pression piloté.....	63
11.1.2.1. Le limiteur de pression à pilotage interne	63
11.1.2.2. Le limiteur de pression à pilotage externe	64
11.1.2.3. Quelle différence entre un limiteur de pression à pilotage interne ou à pilotage externe ?	65
11.1.3. Vanne de séquence	65
11.1.3.1. Vanne de séquence à commande directe.....	65
11.1.3.2. Vanne de séquence à commande indirecte.....	66
11.1.4. Vanne de freinage.....	66
11.1.5. Vanne d'équilibrage	68
11.2. Réducteur de pression.....	69
11.2.1. Fonction.....	69
11.2.2. Réducteur de pression à commande directe	69
11.2.3. Réduction de pression à commande piloté.....	70
11.3. Régulation de pression	71
12. Régulateur de débit.....	71
12.1. Vanne de régulation de débit à deux voies.....	73
12.2. Vanne de régulation de débit à trois voies.....	74
12.3. Vanne diviseur de débit	75
12.4. Quelques applications.....	76
13. Clapet anti-retour.....	78
13.1. Clapet anti-retour simple	78
13.2. clapets anti-retour pilotés	79
13.2.1. clapet anti-retour piloté simple.....	79
13.2.2. clapet anti-retour piloté sans raccordement de fuite.....	79
13.2.3. clapet anti-retour piloté avec raccordement de fuite	80
13.2.4. Clapet anti-retour piloté double.....	80



14. Accumulateurs.....	81
14.1. Accumulateur à vessie.....	81
15. Réglage de vitesse.....	84
15.1. Etranglement réglable.....	84
15.2. Etranglement réglable avec clapet anti-retour ou régulateur de vitesse.....	84
15.3. Deux régulateurs de vitesse.....	85
15.4. Positionnement du régulateur de vitesse.....	85
15.4.1. Sur l'entrée avant du distributeur.....	85
15.4.2. Sur l'entrée avant le vérin.....	86
15.4.3. Sur la sortie avant le vérin.....	86
15.4.4. Sur la sortie avant le distributeur.....	87
16. SIF 70-5-1.....	88
17. SIF 71-5-2.....	89
17.1. Localisation.....	89
17.2. Travail demandé.....	89
18. SIF 73-5-3.....	91
18.1. Localisation.....	91
18.2. Travail demandé.....	91
19. SIF 74-5-4.....	97
19.1. Développer le fonctionnement des systèmes industriels suivants.....	97



1. Préface

L'objectif de ce cours d'hydraulique est de faire découvrir cette technologie particulière aux étudiants.

La finalité du cours est de leur permettre la lecture de plan hydraulique, d'en comprendre le fonctionnement et les techniques de régulation de base.

Le cours peut-être décomposé en deux grandes parties, l'une théorique et l'autre pratique.

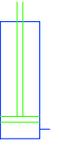
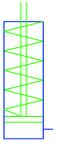
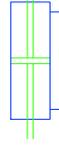
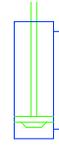
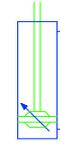
Dans le cadre de la partie théorique, il sera analysé les caractéristiques du fluide hydraulique, la constitution d'un réseau hydraulique et bien entendu l'étude de tous les composants intervenant dans un réseau. L'étude des composants, très importante pour bien comprendre le fonctionnement des composants, permettra par la suite la compréhension des circuits et l'analyse de leur comportement. Cette partie sera associée à une série de fiches technologiques reprenant toutes les caractéristiques indispensables à la maîtrise.

Dans le cadre de la partie pratique, il sera proposé aux étudiants toute une série d'applications qu'ils devront résoudre. Réalisation de la description d'un réseau hydraulique, analyse du comportement (pression - débit) en certains endroits d'un réseau et enfin analyse fonctionnelle d'un circuit hydraulique complet. Les aspects câblage hydraulique seront réalisés dans le cadre du cours de travaux pratiques par application électro-hydraulique. L'aspect physique des composants sera développé pendant le cours théorique par la mise à disposition des étudiants de matériels didactiques.

Il est attendu des étudiants, en fin de cycle, qu'ils soient capables de reconnaître les composants, de les décrire et donc de les maîtriser et de pouvoir déterminer son rôle au sein d'un système plus complexe.

Ils devront donc être capables de lire un schéma hydraulique, de le comprendre et de l'analyse.

2. Les symboles

La transformation de l'énergie			
	Groupe moteur-pompe		Piston simple effet
	Pompe hydraulique à 1 sens de flux		Piston simple effet avec ressort de rappel
	Pompe hydraulique à 2 sens de flux		Piston double effet
	Pompe hydraulique à 1 sens de flux à cylindrée variable		Piston double effet à double tige de piston
	Pompe hydraulique à 2 sens de flux à cylindrée variable		Piston double effet avec amortissement fixe d'un côté
	Moteur hydraulique à 1 sens de flux		Piston double effet avec double amortisseurs réglables
	Moteur hydraulique 1 sens de flux à cylindrée variable		Piston simple effet télescopique
	Moteur hydraulique à 2 sens de flux		
	Moteur hydraulique à 2 sens de flux à cylindrée variable		
	Transmission hydrostatique en éléments séparés		
	Transmission hydrostatique en unité compacte		



Le traitement de l'huile



Filtre



Refroidisseur



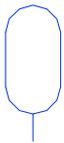
Réchauffeur



Manomètre



Débitmètre



Réservoir



Robinet d'isolement



Les détails de finition

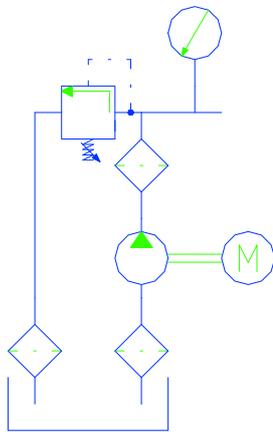
↓ Retour réservoir

• Source de pression

• Noeud de connexion fixe

⚡ Conduite électrique

▭ Réservoir du groupe



Groupe hydraulique complet

Les distributeurs

 Distributeur 2/2 ND	 Tiroir 1b-1h ON
 Distributeur 2/2 NF	 Tiroir 1b-1h OFF
 Distributeur 3/2 ND	 Tiroir 1b-1h ON 2b OFF
 Distributeur 3/2 NF	 Tiroir 1b OFF 1h-2b ON
 Distributeur 4/2 II-X	 Tiroir 1b-1h ON 2h-2b ON
 Distributeur 4/2 X-II	 Tiroir 1b-2h ON 1h-2b ON
 Distributeur 5/2 ND	 Tiroir 1b OFF 2b-1h ON 2h-3b ON
 Distributeur 5/2 NF	 Tiroir 1h-1b ON 2b-2h ON 3b OFF
 Distributeur 4/3 II-...-X	 Tiroir 1b - 2b - 1h - 2h OFF
 Distributeur 4/3 II-Y-X	 Tiroir 1h - 2h - 2b ON 1b OFF
 Distributeur 4/3 II-H-X	 Tiroir 1b - 2b - 1h - 2h ON



Les systèmes de commande	
	Rappel par ressort
	Commande pneumatique direct
	Commande hydraulique direct
	Commande hydraulique indirect
	Commande électrique
	Commande générale manuelle
	Commande par bouton poussoir
	Commande par levier
	Commande par levier et maintien
	Commande par pédale
	Commande par poussoir
	Commande par galet
	Commande par galet escamotable
	pilotage hydraulique interne à commande électrique
	pilotage hydraulique interne à commande pneumatique
	pilotage hydraulique externe à commande pneumatique
	Commande électrique centrage par ressort
	Commande hydraulique centrage par ressort
	pilotage hydraulique externe à commande électrique
	pilotage hydraulique externe à commande électrique avec rappel par ressort
	pilotage hydraulique interne à commande électrique avec rappel par ressort
	pilotage hydraulique externe à commande pneumatique avec rappel par ressort
	pilotage hydraulique interne à commande pneumatique avec rappel par ressort

Régulateur de débit et de pression	
 Réducteur de débit fixe  Réducteur de débit réglable  Régulateur de débit à deux voies  Régulateur de débit à trois voies  Diviseur de débit  Clapet de non retour avec étranglement  Clapet anti-retour  Clapet anti-retour avec ressort  Clapet de non retour piloté (retour interne de l'huile de pilotage)  Clapet de non retour piloté (retour externe de l'huile de pilotage)  Sélecteur de circuit (OU)  Valve de réglage de pression ND à un étranglement  Valve de réglage de pression NF à un étranglement	 Limiteur de pression à commande directe à tarage fixe  Limiteur de pression à commande directe à tarage réglable  Limiteur de pression à commande pilotée (retour externe de l'huile de pilotage)  Limiteur de pression à commande pilotée (retour interne de l'huile de pilotage)  Réducteur de pression à commande directe à tarage fixe  Réducteur de pression à commande directe à tarage réglable  Réducteur de pression à commande pilotée  réducteur de pression autorégulateur (réducteur de pression à 3 voies)  Conjoncteur de pression à commande pilotée  Disjoncteur de pression à commande pilotée



3. Introduction

3.1. Définition

L'hydraulique est la science qui s'occupe de l'étude des fluides à l'état statique et cinétique.

A la question « qu'est-ce que l'hydraulique ? » la technique répond comme suit :

Par hydraulique on entend la transmission et la commande de forces et de mouvements par des liquides.

3.2. Avantages et inconvénients

AVANTAGES	INCONVENIENTS
Force importante du à la pression du fluide de 10 à 700 bars. Réglage de manière continue et progressive	Technique sale, il y a toujours une transpiration des composants
Le fluide est incompressible (huile)	Coût élevé à l'achat
Localisation aisée des fuites (visuel)	Maintenance proportionnel aux autres techniques
Régulation précise donnant une souplesse au organe à mouvoir	Boucle de retour nécessaire
Sécurité en cas de rupture des canalisations, pression basse de façon instantanée	Fluide spécifique
Mouvement linéaire mieux contrôlé	Fluide à entretenir
Mouvement rotatif mieux contrôlé	Echauffement du fluide et donc des composants risque de brûlure et répercussion de cette chaleur sur la viscosité
Système mécanique auto lubrifié augmentant leur longévité	Faible vitesse du fluide et donc des organes avec des mouvements de l'ordre de 0,65m/s
Vitesse de déplacement constant garantissant une régulation continue et progressive	Danger de l'acidité de l'huile
Puissance compact, actionneur (vérin) de petite taille	Accessoire nécessaire pour réaliser une régulation de pression
Facilité de commande	Perte de charge importante
Démarrage sur charge des actionneurs	Refroidisseur d'huile très compliqué.

La pression, la force, le couple et la vitesse des éléments de puissance sont réglables d'une manière continue et progressive.

Il faut retenir que la vitesse est toujours faible en hydraulique, les déplacements rapides ne pourront être réalisés.

3.3. Comparaison des systèmes hydrauliques et pneumatiques

Il faut avant tout être conscient que si ces deux systèmes peuvent être liés dans certaines applications ils ne pourront en aucun cas être remplacés l'un par l'autre. Ils possèdent des propriétés très dissemblables, ce qui fait que chacun possède un domaine bien spécifique dans les applications industrielles.

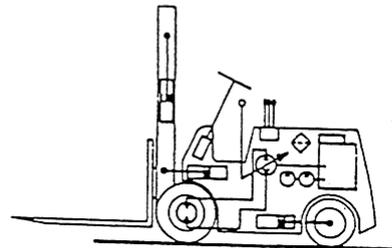
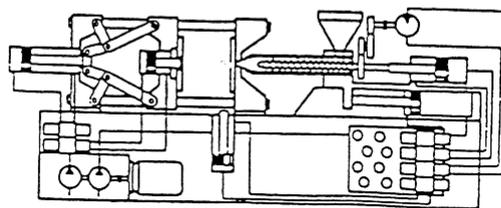
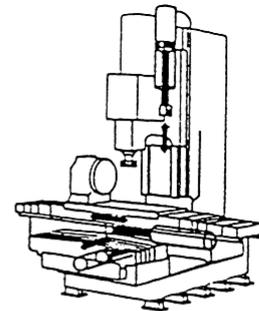
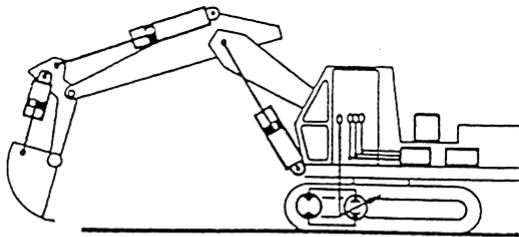


Transmission hydraulique	Transmission pneumatique
Réglage simple et continu de la vitesse, même lorsque la charge varie.	La vitesse dépend de la charge, mais peut être nettement plus élevée que pour les transmissions hydrauliques.
Hautes pressions (jusque 300 bars et plus), d'où le développement possible de puissances élevées.	Pressions relativement basses (8 bars), d'où effort pratiquement limité à 5 tonnes.
A cause des pressions importantes, le problème d'étanchéité est rendu plus difficile et le coût d'une installation hydraulique plus élevée.	En raison de la basse pression, l'installation pneumatique est bon marché.
Mouvement réguliers sans à-coups.	Un déplacement lent sans à-coups est difficilement réalisable.
Le plus souvent, il faudra prévoir l'acquisition d'un groupe moto-pompe complet par machine.	En général, l'usine dispose déjà d'une installation d'air comprimé.

3.4. Applications

Grâce aux capacités de l'hydraulique de transmettre de l'énergie de façon réglable, sans à-coups, pour des puissances élevées et cela avec des mouvements linéaires très simple à mettre en œuvre en fait un allié particulier en industrie.

Les applications sont nombreuses et peuvent être classées sous deux domaines, l'hydraulique stationnaire ou l'hydraulique mobile.





3.5. présentation d'un système hydraulique

Dans un système hydraulique, l'énergie mécanique est transformée en énergie hydraulique, transportée sous cette forme pour finalement être retransformée en énergie mécanique.

Les éléments principaux d'un système semblable sont les suivants :

- la pompe
- les vannes : limiteur de pression, distributeur, étrangleur, clapet anti-retour,...
- les accessoires : filtres, réservoir, radiateur, réchauffeur, refroidisseur, tuyauteries, accumulateur, soupape de sécurité, manomètre...
- les actionneurs : vérin simple et double effet, pompe hydraulique,...
- les détecteurs : à contact ,à pression,...
- les régulations : de pression, de débit,
- Et bien sur le fluide : huile.

Réalisons un classement de ces éléments :

Alimentation	Commande	Puissance
Groupe moto pompe (transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique)	Valve de débit	Vérin
Fluide incompressible (huile)	Vanne d'arrêt	Moteur hydraulique
Filtre	Clapet anti-retour	
Réservoir	Régulateur	
Canalisation	Soupape de séquence	
Manomètre	Distributeur	
Refroidisseur	Limiteur	
Accumulateur	Régulateur	
Soupape de sécurité	Vanne de freinage	

4. Lois et notions fondamentales

4.1. La force

4.1.1. force statique

$$F_s = m \cdot a$$

- F_s = force en newton (N) ou en Kgf (rappel 1N = 9,81Kgf)
- m = masse en Kg
- a = accélération en m/s^2

4.1.2. force dynamique

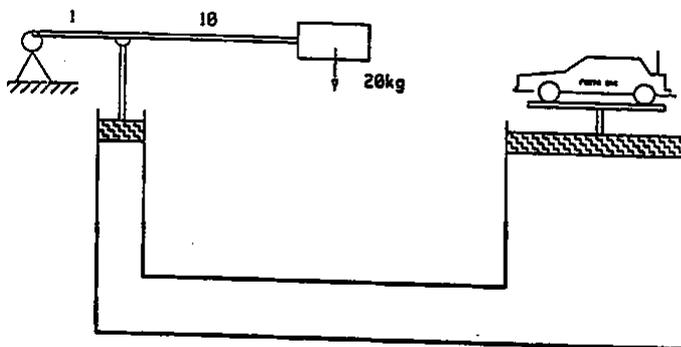
avec force dynamique > force statique dans notre cas il s'agira de la force développée par le piston.

$$F_D = p \cdot S$$

- F_D = force en N ou en Kgf (rappel 1N = 9,81Kgf)
- P = pression en N/m^2 (= Pa) ou en bar (1bar = 1 Kgf/cm²) ou en psi (1 bar = 14 psi)
- S = surface en m²

4.1.3. La transmission de la force en hydraulique

La loi de Pascal nous dit que : *la pression qui est exercée sur une partie définie d'un liquide dans un espace clos, non élastique se propage dans ce liquide dans toutes les directions et est perpendiculaire aux parois.*



4.1.4. Les forces en pratique

Pour un vérin, $F = p \cdot S \cdot 10$ avec F en N, p en bar et S en cm²

Pour un moteur le couple moteur est, $C = F \cdot l$ avec C en Nm, F en N et l en m

Pour un moteur le couple hydraulique est, $C = p \cdot v$ avec v qui est la cylindrée

Il est bon d'attirer l'attention sur le fait qu'une pompe fournit un débit mais nullement une pression.



4.2. La pression

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

- P = pression en N/m² (= Pa) ou en bar (1bar = 1 Kgf/cm²) ou en psi (1 bar = 14 psi)
- F = force en N ou en Kgf (rappel 1Kgf=9.81N)
- S = surface en m²

4.3. Le débit

On peut dire que le débit caractérise le déplacement d'un volume dans un certain temps.

$$Q = \frac{V}{t}$$

- Q = débit en m³/s
- V = volume en m³
- T = temps en seconde

Si 1dm³ = 1 litre -> 1m³ = 1000 litres et que 1 minute = 60 secondes

$$Q = 60000 \cdot \frac{V}{t}$$

- Q en l/min
- V en litre
- T en minute

4.3.1. Le débit d'une pompe

$$Q = \frac{v \cdot n}{1000}$$

- Q = débit en l/min
- V = cylindrée en cm³
- N = vitesse de rotation du moteur en t/min

4.3.2. Le débit d'un piston hydraulique

$$Q = v_r \cdot S$$

- Q = débit en l/min
- v_r = vitesse en m/s
- S = surface en m²

Remarque : lorsque nous avons une réduction de section, on peut dire que le débit ne change pas, par contre la vitesse du fluide augmente lorsque la section diminue et ce afin de conserver un débit fixe.

On peut donc dire que en fonction des obstacles, la vitesse du fluide peut varier en fonction de l'endroit où l'on se trouve dans le circuit.

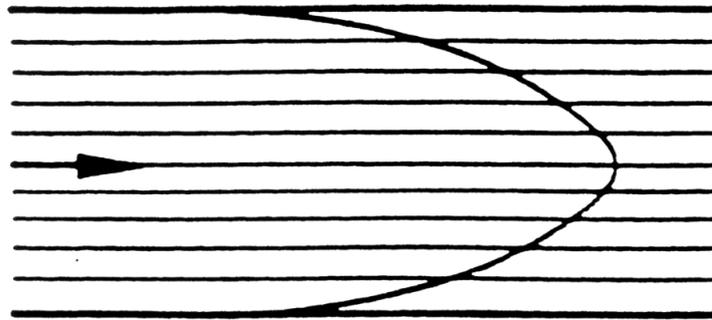
4.4. L'écoulement

4.4.1. Ecoulement laminaire

Un écoulement est laminaire lorsque les différentes particules de liquide se déplacent uniformément les unes par rapport aux autres et parallèlement à la direction de l'écoulement.

Dans un écoulement laminaire, il y a moins de frottement entre les particules de liquide il en résulte que les pertes sont beaucoup plus faibles.

$Re < 2300$ écoulement laminaire en Reynolds. $Re = \frac{\text{vitesse} \cdot d}{\text{viscosité}}$

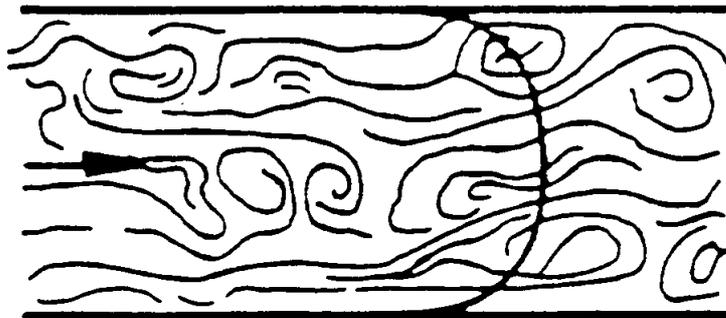


4.4.2. Ecoulement turbulent

Lorsque les particules de liquide se déplacent en tourbillonnant dans le flux de liquide, on parle d'un écoulement turbulent.

Un écoulement turbulents est provoqué essentiellement par des vitesses de liquide trop élevées, un diamètre de conduite trop restreint, des rétrécissements trop brusque, des coudes, etc...

$Re > 2300$ écoulement turbulent en Reynolds. $Re = \frac{\text{vitesse} \cdot d}{\text{viscosité}}$





La vitesse des fluides se trouve dans les fourchettes suivantes :

Vitesse d'aspiration : $v_a \Rightarrow 0,5 \rightarrow 1,5$ m/s

Vitesse de retour : $v_r \Rightarrow 2 \rightarrow 3$ m/s

Vitesse de pression : $v_p \Rightarrow 4 \rightarrow 7$ m/s

4.5. Perte de charge

Tous les liquides sont soumis à un frottement interne. Cette propriété de la matière, caractérisée par la viscosité, doit être prise en compte en principe là où les différentes couches de liquide se déplacent les unes sur les autres à des vitesses différentes.

Les pertes de charge sont dues à :

- Conduite de grande longueur
- Fortes courbes
- Modifications soudaines de la section
- Vitesse d'écoulement élevée
- Viscosité élevée de l'huile

4.6. La puissance

$$P = F \cdot v \quad \text{si } F = p \cdot S \text{ et } v = Q/S$$

$$P = p \cdot S \cdot \frac{Q}{S} \text{ ce qui donne}$$

$$P = p \cdot Q$$

- P = puissance en W
- p = pression en N :m²
- Q = débit en m³/s

La puissance hydraulique se note

$$P = \frac{p \cdot Q}{600}$$

- P = puissance en Kw
- p = pression en bar
- Q = débit en l/min

$$P = \frac{p \cdot Q}{450}$$

- P = puissance en Cv
- p = pression en bar
- Q = débit en l/min



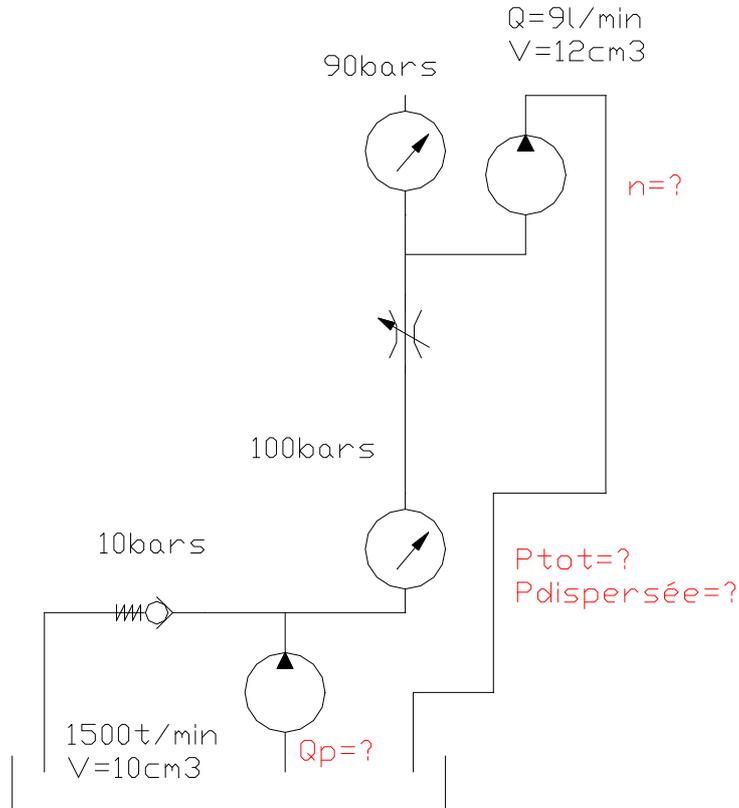
4.7. Le rendement

Un système hydraulique est caractérisé par trois types de rendement :

- Rendement volumétrique η_v , qui caractérise les pertes par fuites internes et externes des pompes et des moteurs.
Le rendement est calculé en faisant le rapport entre le débit à la sortie de la pompe et le débit en entrée de la pompe. La différence représente la quantité évacuée par le drain et servant à lubrifier et au refroidissement
- Rendement hydromécanique η_{Rm} , qui caractérise les pertes par frottements au niveau des pompes, des moteurs et des vérins.
- Rendement total $\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{Rm}$
 - Pompe à palette 60 à 65
 - Engrenage 90 à 95
 - Piston 80 à 90
 - Vis 95 à 98



4.8. Exercice



$$Q_p = \frac{v \cdot n}{1000} = \frac{10 \cdot 1500}{1000} = 15 \text{ l/min}$$

$$n = \frac{1000 \cdot Q_p}{v} = \frac{1000 \cdot 9}{12} = 750 \text{ t/min}$$

$$P_m = \frac{p \cdot Q}{600} = \frac{90 \cdot 9}{600} = 1,35 \text{ Kw}$$

$$P_p = \frac{p \cdot Q}{600} = \frac{100 \cdot 15}{600} = 2,5 \text{ Kw} = P_{\text{total}}$$

$$P_{\text{sécurité}} = \frac{p \cdot Q}{600} = \frac{100 \cdot 6}{600} = 1 \text{ Kw}$$

$$P_{\text{étrangleur}} = \frac{p \cdot Q}{600} = \frac{10 \cdot 9}{600} = 0,15 \text{ Kw}$$

$$P_{\text{tot}} = P_m + P_{\text{sécurité}} + P_{\text{étrangleur}} = 1,35 + 1 + 0,15 = 2,5 \text{ Kw}$$



5. Fluides hydrauliques

5.1. Généralités

Le fonctionnement optimal et la durée de vie d'un appareillage hydraulique dépendent dans une grande mesure des propriétés et de l'état du fluide hydraulique utilisé.

Pour pouvoir transmettre le plus correctement possible l'effort et l'énergie, un fluide hydraulique doit être incompressible et être suffisamment fluide.

Il existe deux catégories d'huiles :

- Les huiles minérales
- Les fluides hydrauliques anti-incendie

5.2. Propriétés des fluides hydrauliques

- Viscosité correcte
- Large domaine d'application
- Bonnes propriétés lubrifiantes
- Chimiquement et physiquement stable
- Capacité de séparation avec l'eau
- Propriétés anti-corrosion
- Résistance au vieillissement
- Propriété anti-mousse
- Bonne capacité de séparation avec l'air
- Absence d'agressivité par rapport aux matériaux d'étanchéité
- Bon point inflammation, bon point de figeage, bonne étanchéité.

5.3. Les additifs

Pour satisfaire à toutes ces propriétés, la plupart des fluides hydrauliques sont dopés. On leur ajoute donc certains additifs.

- Additifs anti-oxydation
- Additifs anti-corrosion
- Additifs anti-rouille
- Additifs anti-mousse
- Améliorateurs de viscosité
- Abaisseurs du point de solidification



5.4. La viscosité

5.4.1. Description

Si les molécules d'un fluide ne peuvent se déplacer que difficilement les unes vis-à-vis des autres parce que le frottement intérieur entre les couches de molécules est important, on parle alors d'une viscosité élevée. Le fluide à haute viscosité et s'écoule donc difficilement.

La viscosité est donc une mesure du frottement interne d'un fluide. Elle s'exprime en mm^2/s .

La viscosité dépend de la température.

La valeur de la viscosité d'un type d'huile défini est toujours donnée pour une température de service de 40°C .

La viscosité de démarrage est plus ou moins de $800 \text{ mm}^2/\text{s}$

La viscosité de fonctionnement est plus ou moins de $15 \text{ à } 54 \text{ mm}^2/\text{s}$

On peut encore dire que la viscosité est l'inverse de la fluidité.

5.4.2. Indice de viscosité

La viscosité dépend directement de la température, mais cette influence diffère d'une huile à l'autre.

L'indice de viscosité exprime la modification de viscosité en fonction de la température. Il s'agit d'un chiffre.

Plus l'indice de viscosité est élevé, moins la viscosité change en cas de fluctuation de température.

5.5. La classification des huiles

5.5.1. Norme DIN 51524 et 50525

Huile H

Les huiles H sont des huiles hydrauliques sans additifs. L'indice de viscosité est de 100 maximum. Elles sont utilisées dans des mécanismes hydrauliques qui ne posent pas d'exigences élevées.

Huile HL

Les huiles HL comportent des additifs anti-oxydation et anti-corrosion. Elles sont surtout utilisées dans des mécanismes hydrauliques où l'on peut imaginer un danger de corrosion et d'oxydation, comme par exemple à des températures de service élevées.

Huile HLP

Les huiles HLP comprennent des additifs anti-oxydation, anti-corrosion et anti-usure. Elles sont utilisées dans les systèmes hydrauliques fortement sollicités.

Huile HLM à indice de viscosité élevé

Elles contiennent également des additifs pour améliorer l'indice de viscosité.

Elles sont utilisées pour un service sévère et des fluctuations de température extrêmes.



5.5.2. Norme ISO

La viscosité est mesurée en mm^2/s , avec une tolérance de $\pm 10\%$, à 40°C .

ISO V.G. 32

Viscosité grade

Domaine de viscosité de 32 soit de 28,2 à 35,2 mm^2/s

5.5.3. Norme SAE

Huiles pour moteurs et transmissions. Pour les huiles-moteurs, il existe une série normale et une série hiver.

- La série normale comporte 4 classes qui ont chacune des limites de viscosité aux environs de 100°C .
- La série hivers (w), qui comprend 3 classes, avec une limite de viscosité à -18°C .
- Les huiles dites « multigrade ». Une même huile peut avoir une viscosité déterminée, de façon à pouvoir être rangée dans la série normale et dans la série hiver.

SAE 20W – 40 est suffisamment épaisse à 100°C et suffisamment fluide à -18°C pour pouvoir être classée, d'une part, dans la série 40 et, d'autre part dans le série 20W.

5.6. Le choix du fluide

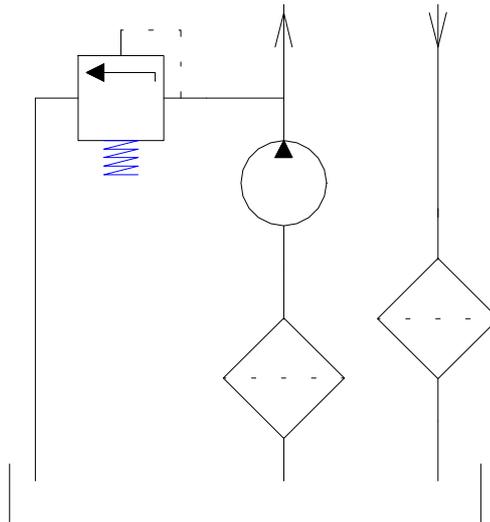
- Viscosité maximale au départ : $800\text{mm}^2/\text{s}$ environ.
- Pour que la pompe soit lubrifiée, la viscosité minimale doit être de $15\text{mm}^2/\text{s}$. Il y a donc une température de service maximale admissible pour chaque huile.
- Pour une bonne lubrification, la viscosité désirée fluctue, à la température de service, entre $40\text{mm}^2/\text{s}$ et $54\text{mm}^2/\text{s}$.

6. Groupe hydraulique

6.1. Définition

Un groupe hydraulique est constitué par un réservoir, une pompe, un moteur électrique et, éventuellement, des vannes de commandes. Les filtres font également partie des éléments de base d'un groupe hydraulique.

6.2. Symbole



6.3. Le réservoir

Le réservoir doit remplir des fonctions bien précise dans une installation hydraulique :

- Le réservoir doit toujours être rempli d'huile en suffisance, il sert de volume de stockage mais aussi de volume de tampon.
- Le réservoir joue un rôle de régulateur de température, l'huile échauffée de par sa circulation dans l'installation dissipe sa chaleur dans le réservoir.
- Le réservoir joue encore le rôle de filtration afin de mettre en circulation dans l'installation un fluide aussi propre que possible.
- Le réservoir permet également aux particules non souhaitée de se décanter (en particulier les particules métalliques)
- Le réservoir joue encore le rôle de désaérateur, il s'agit de séparer les bulles d'air contenues dans l'huile afin de supprimer par la suite les problèmes de cavitation dans l'installation.

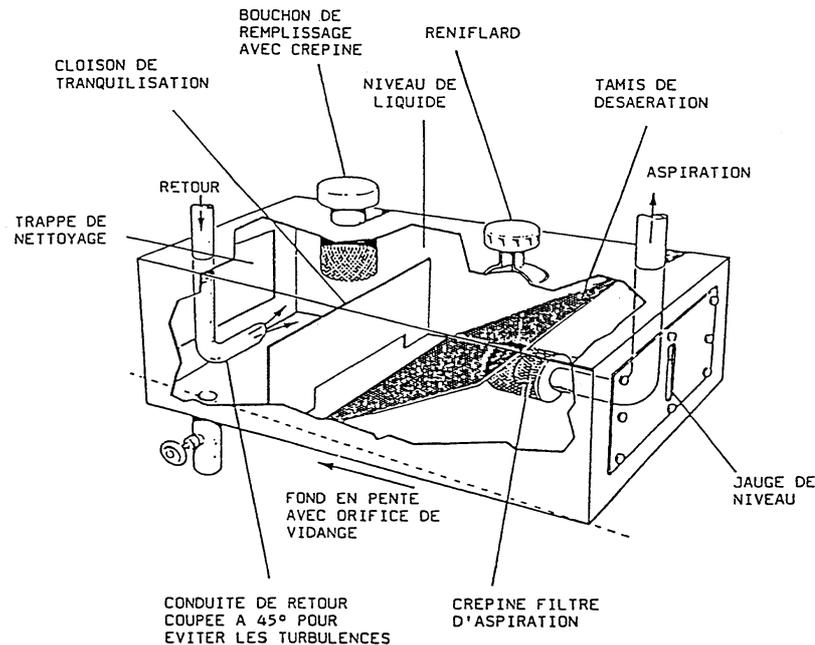


Fig .1

6.3.1. Le stockage

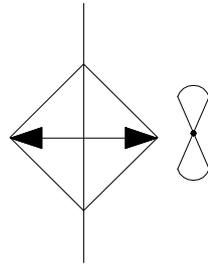
La capacité d'un réservoir dépend de l'application, mais pour des installations stationnaires, il faudra prévoir un volume égal de 3 à 5 fois le débit de la pompe. Pour une installation (mobile), il faudra prévoir un volume de 1,5 fois le débit de la pompe. De plus, en aucun cas nous ne pourrions avoir un réservoir entièrement plein. Une couche d'air de 10 à 20% doit être prévue. Cette dernière formera le volume tampon.

6.3.2. la régulation de température

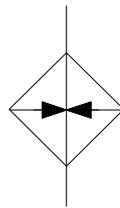
Nous savons que l'huile lors de son retour dans le réservoir va se mélanger à l'huile déjà en place. Je précise que les ouies d'aspiration et de retour devront être éloignées le plus possible l'une de l'autre. Des cloisons internes à la cuve peuvent être placées pour éviter que l'huile de retour ne puisse être aspirée directement.

Je peux donc aisément comprendre que l'huile en léchant les parois va restituer une partie de la chaleur ainsi emmagasinée. Les parois de la cuve pourront avoir des formes particulières afin d'augmenter cet échange de chaleur. On parlera de radiateur. (voir les transformateurs électrique à huile). Si malgré tout, l'échange reste insuffisant, il sera placé un ventilateur en plus du radiateur.

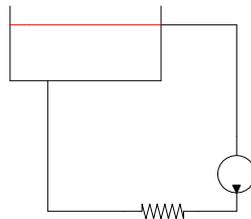
Symbolisation d'un réservoir de refroidissement couplé à un ventilateur.



Si on doit refroidir l'huile dans la plupart des cas, certaine situation exige que l'on chauffe cette dernière. Dans ce cas, le schéma du réservoir devient.



En pratique la régulation de température peut se faire soit dans la boucle primaire soit via un réseau secondaire comme l'illustre le schéma suivant :



6.3.3. La filtration

Pour augmenter la durée de vie des appareillages hydrauliques et pour prévenir les défaillances dues à l'obstruction des orifices de commande ou le blocages des tiroirs et analogues, nous devons filtrer l'huile afin d'en retirer toutes particules qui pourrait apporter une usure ou une détérioration. Il est prouvé que la sécurité de fonctionnement d'une installation dépend à 80% de la pureté des fluides utilisés. Les filtres ont pour but de ramener ces impuretés à une valeur admissible en ce qui concerne la grandeur et la concentration des impuretés.

6.3.3.1. Grandeurs caractéristiques des filtres

Les caractéristiques d'un filtre sont données par la finesse ou le degré de filtration. La finesse sera donnée par la nature des pores constituant le filtre.

- Finesse de filtration absolue : cet indice indique la grandeur des particules qui peuvent encore traverser le filtre. Toutes les particules d'une taille plus importante sont retenues par le filtre.

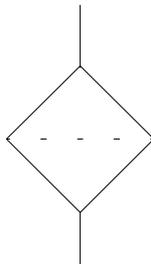


- Finesse de filtration nominale : Sur base d'une méthode donnée et pour un filtre donné, cela revient à dire que dans des conditions précises (méthode) et en un temps déterminé, X% des impuretés indiquées sont retenues.
- Finesse de filtration moyenne : C'est la dimension moyenne des pores du matériel filtrant. Ceci signifie que la plupart des particules supérieures à cette dimension seront retenues, tandis que les particules plus petites passeront librement.

En résumé, le choix d'un filtre est défini par :

- La grandeur de filtration en μm .
- Le débit d'huile dans le circuit
- La différence de pression entre entrée et sortie
- La pression de fonctionnement
- Le type de filtre
 - En aspiration
 - En pression
 - En retour
- La valeur Béta (efficacité du filtre)

6.3.3.2. Symbole



6.3.3.3. Filtres d'aspiration

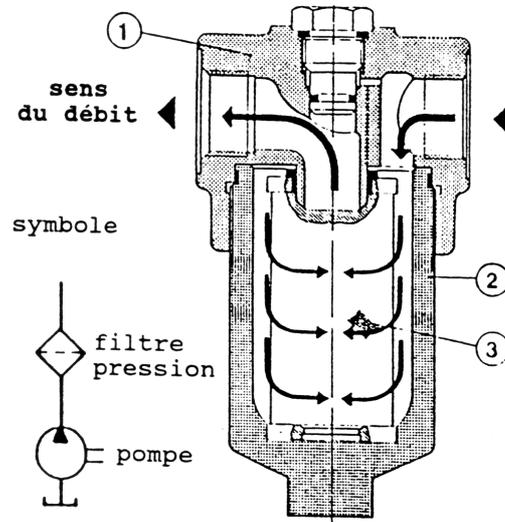
Il protège la pompe contre des impuretés relativement grandes mais il faut toujours veiller à ce qu'un filtre d'aspiration n'entraîne pas une cavitation de la pompe.

La finesse de filtration est généralement supérieure à $100\mu\text{m}$.

6.3.3.4. Filtre de pression

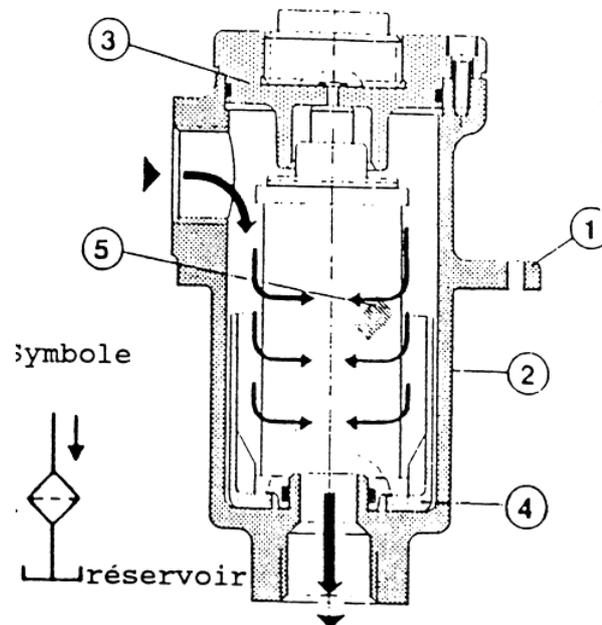
Lorsqu'un très haut niveau de propreté est souhaité, on place souvent un filtre dans la conduite de pression. Le plus souvent, le filtre en question est placé directement devant la vanne de commande ou de réglage à protéger.

Fig .4



6.3.3.5. Filtre de retour

Le filtre de retour est utilisé dans de nombreux cas. Il filtre la totalité du flux d'huile juste avant que celui-ci ne pénètre dans le réservoir. L'avantage est qu'il n'y a pour ainsi dire aucun encrassement du réservoir.



6.3.3.6. Filtration secondaire

Afin d'améliorer la filtration, on réalise sur certaine installation une filtration secondaire. Il s'agit de placer sur le réservoir un circuit en boucle fermé reprenant une pompe et un filtre couplé à un dégazeur. Ce système indépendant du groupe primaire fonctionnera en continu.



6.3.3.7. Filtration par fuite

Cette autre façon d'améliorer la filtration consiste à réaliser une fuite d'huile sur le réseau primaire à l'aide d'un étrangleur, on réalise ainsi une fuite continue et donc une filtration continue. Nous réalisons ainsi la filtration d'un pourcentage de l'huile mise en circulation.

6.3.4. La désaération

Il s'agit ici d'emprisonner les bulles d'air afin de les soustraire à l'huile. Pour cela, il sera placé un tamis sur lequel les bulles d'air vont se figer pour ensuite glisser le long de ce dernier pour remonter à la surface du volume d'huile et ainsi être évacué par l'orifice de mise à l'air du réservoir.

6.3.5. La décantation

Il s'agit ici de permettre un dépôt naturel des impuretés dans le fond du réservoir. Pour cela certains points seront respectés. Le fond du réservoir aura une pente afin de réaliser le dépôt en un point bas du réservoir en vue de l'évacuation de ce dernier. Les orifices de retour et d'aspiration immergés dans l'huile du réservoir devront posséder un biseau diffusant le fluide vers les parois. Ce système permet d'une part de pousser l'huile sur la parois pour augmenter le refroidissement mais permet aussi de ne pas trop perturber l'ensemble du volume, nécessaire pour permettre une décantation efficace. Sur l'aspiration, un biseautage sera également réalisé afin de limiter la cavitation.

7. Quid la cavitation ?

Au sein du fluide, certaines molécules se transforment en gaz sous l'effet de la chaleur ou d'un autre phénomène de pression au sein des molécules. Lors de la transformation inverse, passage de l'état gazeux à l'état liquide, nous avons une implosion de la molécule de gaz. Lors de cette implosion, nous avons au droit de l'impact arrachement de matière. L'implosion est due au fait que la molécule d'huile gazeuse qui est alors détendue d'où son augmentation de volume va être soumise à la pression au sein du réservoir. Si la pression du réservoir ne bouge pas, mais que la molécule grandit, je peux dire que la pression de ce volume de gaz augmente. Une fois atteint le seuil maximum, il y a implosion.

La cavité apparaît lorsque la section des tuyaux est trop petite, lorsque la longueur des tuyaux est excessive, lorsque la viscosité de l'huile est mal adaptée au fonctionnement du système, lorsque la vitesse de rotation de la pompe est inadéquate ou lorsque le sens de rotation de la pompe est mauvais. Une dernière possibilité est un mauvais remplissage du réservoir entraînant une aspiration d'air.

Afin d'éviter le problème au droit de la pompe, retenez que la grande section correspond à l'aspiration et la petite section au refoulement.

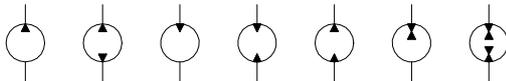


8. Pompes et moteurs hydrauliques

8.1. Les pompes hydrauliques

8.1.1. A cylindrée fixe

8.1.1.1. Symboles



8.1.1.2. Principe de fonctionnement

Le principe est simple, nous allons agrandir le volume en créant une dépression ce qui entraîne une aspiration et donc remplissage d'un volume. Par la suite, on va déplacer ce volume après l'avoir enfermé. Lors du déplacement on va réduire le volume pour permettre ensuite au volume ainsi comprimé de sortir. Nous aurons donc compression du liquide en sortie de pompe.

Noter qu'une pompe qui à la même entrée et sortie n'entraînera pas de compression.

La pompe volumétrique est donc une pompe dans laquelle le volume se modifie.

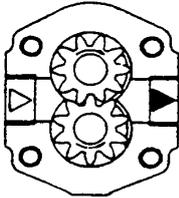
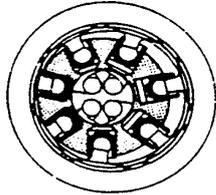
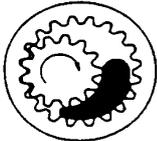
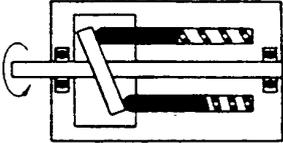
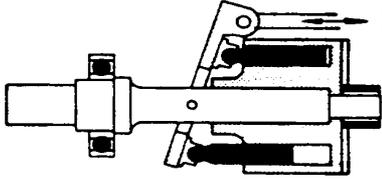
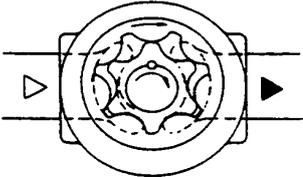
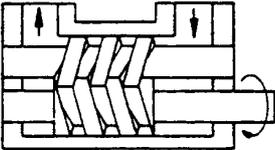
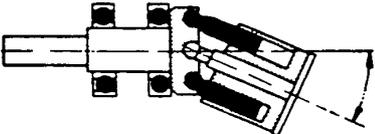
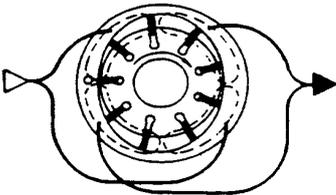
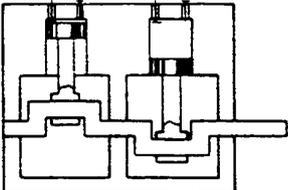
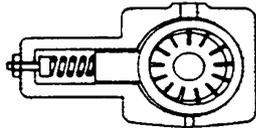
8.1.1.3. Types de pompe

La pompe à pistons est la pompe volumétrique par excellence.

La pompe à vis est une pompe à débit constant. De plus faible encombrement pour un débit plus grand. La rotation d'une telle pompe peut être très importante.

La pompe à engrenage n'offre pas un débit constant car nous retrouvons des impulsions qui risquent de se transmettre à l'actionneur.

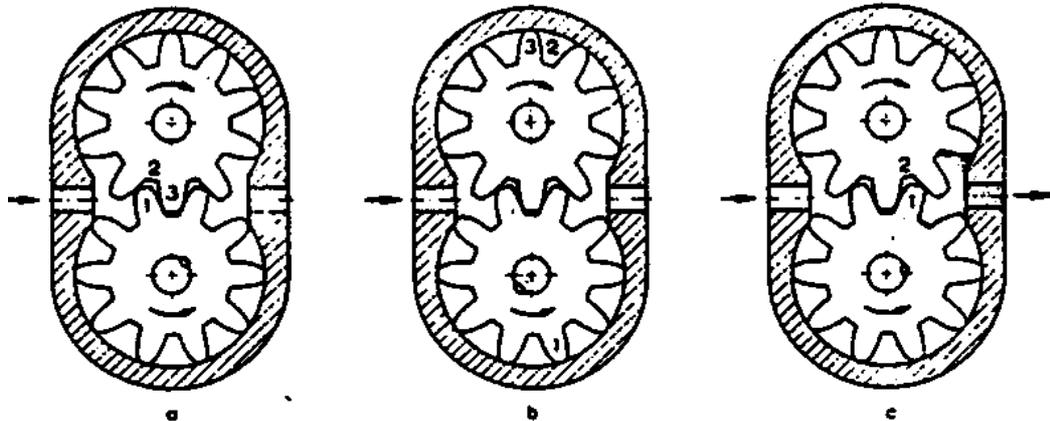
Ci dessous un tableau reprenant tous les types de pompes que l'on peut rencontrer.

	Pompes à cylindrées fixes	Pompes à cylindrées variables
	 <p>Pignon, denture externe</p>	 <p>Pistons radiaux</p>
 <p>Denture interne</p>	 <p>Pistons axiaux</p>	 <p>Pistons axiaux (plateau incliné)</p>
 <p>Profils conjugués</p>	 <p>Vis</p>	 <p>Pistons axiaux (axe brisé - Thoma)</p>
 <p>Palettes</p>	 <p>Pistons en ligne</p>	 <p>Palettes</p>

Nous ne ferons ici qu'un rappel rapide sur les pompes, l'étude complète ayant été réalisé dans le cours de technologie pneumatique. Nous serons attentifs à retenir les pompes adaptées à la technologie hydraulique.

8.1.1.4. La pompe à engrenages

L'illustration suivante nous montre la pompe à engrenage :



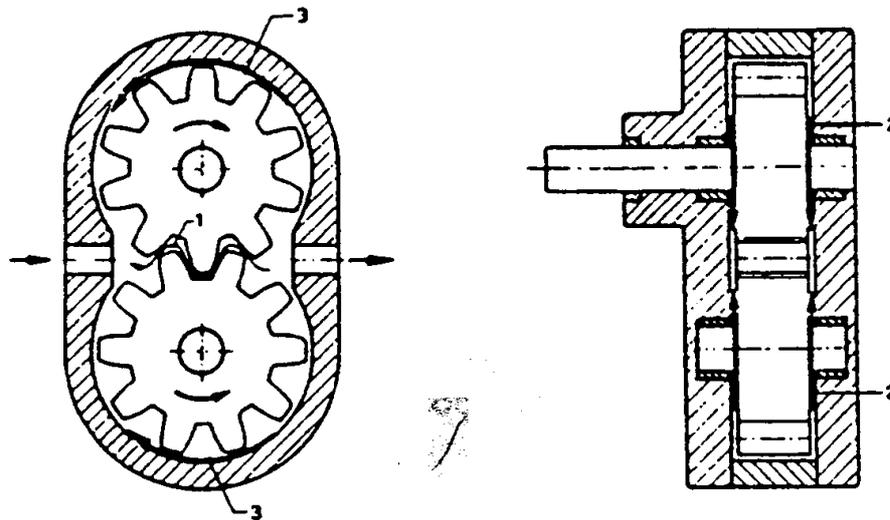
Elle est constituées de deux engrenages en général de même taille qui seront mis en rotation par un organe moteur extérieur. Seul un des engrenages sera motorisé. Remarqué bien l'entrée et la sortie d'une telle pompe. L'huile est aspirée du réservoir, entraînée dans le creux entre deux dents et conduite du côté pression de la pompe. La chambre où les dents s'engrènent, forme une séparation entre le côté pression et le côté aspiration et empêche l'huile de retourner vers l'aspiration. A chaque révolution, une certaine quantité d'huile est entraînée, elle dépend du nombre de dents et de la capacité des creux entre les dents et le carter. Nous savons que la mise en pression du fluide lors de la rotation des engrenages et la combinaison avec la réduction du volume va permettre d'augmenter la pression du fluide.

Cette augmentation de pression va toutefois se reporter sur les organes de la pompe et en l'occurrence sur les engrenages et les axes de ces derniers. Nous pouvons donc isoler deux zones d'usure sur notre pompe. Pour limiter ces dernières, nous allons réaliser au sein même de notre carcasse, deux rainures dont le but sera de laisser un volume d'huile de sortie donc sous pression venir exercer une contre force au droit des zones d'usure afin de réaliser en quelque sorte un équilibre de force. Si nous venons de voir que la pression de sortie exerçait des effort sur les engrenages de la pompe, il existe encore un autre endroit ou nous devons remarquer des efforts très importants. Il s'agit bien sur des efforts au droit de la denture lors de la mise sous pression d'un fluide faut-il le rappeler incompressible. Pour éliminer cette dernière, on réalisera également une rainure vers la sortie. En effet, nous pouvons dire que la pression entre les dents est plus grande que la pression de sortie donc le fluide entre dent pourra être éjecté vers la sortie.

Un autre point très important est la lubrification d'une telle pompe. Nous ne pouvons en aucun cas réaliser une lubrification sous pression car dans ce cas nous appliquerions de nouveau effort sur les engrenages ce qui n'est nullement souhaitable. Nous utiliserons donc la dépression exercée au droit des dents pour réaliser notre lubrification. Nous utilisons le crachat d'huile apparaissant lors de la dépression pour chasser de l'huile via une rainure au centre des engrenages afin dans réaliser la lubrification.

Notons encore que le module des engrenages est de 2 au lieu de 2,25 pour les engrenages classiques afin d'améliorer l'étanchéité lors du contact entre dents.

Lors du fonctionnement en moteur hydraulique, la figure ci-dessous illustre le fonctionnement.



Si nous venons de voir la pompe à engrenage externe, il existe aussi les pompes à engrenage interne. Le principe reste le même, nous avons mise en mouvement de deux engrenages. Dans ce cas, nous avons un engrenage dit stator fixe et un engrenage dit rotor mobile. Le rotor a une denture externe et est appelé pignon alors que le stator a une denture interne et appelé couronne dentée. Le pignon est excentrique par rapport à la couronne dentée.

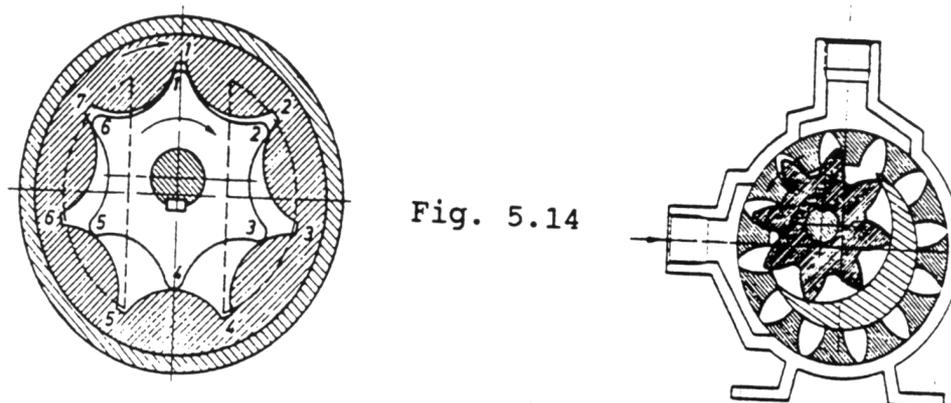
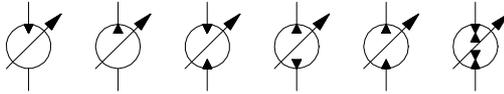


Fig. 5.14



8.1.2. A cylindrée variable

8.1.2.1. Symboles



8.1.2.2. Pourquoi une pompe à cylindrée variable ?

Nous avons vu ci-dessus que le débit et la pression étaient fixe et dépendait exclusivement de la constitution de la pompe. Si nous voulons réaliser une régulation de pression ou de débit, il nous faut pouvoir modifier le volume de notre pompe pour en modifier les caractéristiques pression et débit.

Pour obtenir une régulation de pression :

L'avantage est de travailler à pression constante maximum mais à débit minimum. Cela sous entend une cylindrée plus basse et donc un échauffement réduit.

Pour obtenir une régulation de débit :

Dans ce cas, nous jouerons sur l'excentricité des éléments de la pompe.

Pour obtenir une régulation de puissance :

Dans un premier temps, nous utiliserons la puissance pour réaliser la mise sous pression et ensuite nous pourrons augmenter le débit tout en diminuant la pression mais en gardant la puissance constante.

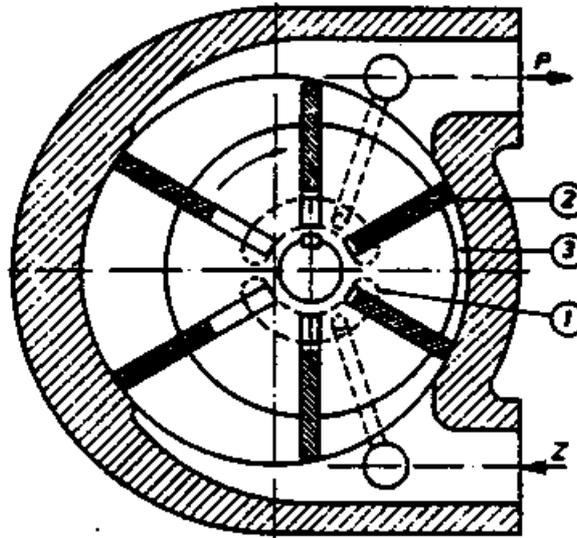
Quelle type de régulation pour quel type de pompe ?

Régulation de pression avec une pompe à palette.

Régulation de débit avec une pompe à piston.

Régulation de puissance avec une pompe à piston.

8.1.2.3. La pompe à palette



Ce type de pompe est constitué de deux parties, un stator fixe et un rotor qui sera mis en rotation. Le rotor est composé d'un noyau sur lequel est placés les palettes. Les palettes seront en contact avec la paroi intérieure du stator. Les palettes divisent l'espace entre stator et rotor en différentes chambres. Chaque palette sera biseautée afin d'améliorer l'étanchéité et ainsi réduire l'échauffement. Afin d'exercer une pression minimum devant garantir l'étanchéité, deux systèmes peuvent être mis en œuvre, soit les palettes sont mises sous pression sur le stator par l'utilisation de ressort, soit la mise sous pression se fait en injectant à l'arrière des palettes la pression du fluide ainsi obtenue en sortie. Il va de soi que quelques tours seront nécessaires avant d'obtenir une parfaite étanchéité et donc un fonctionnement correct de la pompe. Afin de pouvoir réguler le débit, nous devons modifier la cylindrée de la pompe, pour cela, nous modifierons le positionnement du stator vis à vis du rotor. En effet, à l'aide d'un ressort de réglage, nous allons réaliser un déplacement du stator (réglage de l'excentricité) afin de modifier la cylindrée.

Si la pression de régulation donnée via le ressort de réglage est inférieure à la pression de sortie, je peux dire que l'excentricité est minimum et que dès lors la cylindrée est aussi minimum. J'en déduis que le débit est minimum. Ce dernier ne sera jamais nul car nous devons considérer les fuites internes ce qui garantira le fonctionnement continu de la pompe.

Sur base des informations que je viens d'avancer, je peux dire que je viens de réaliser une régulation de débit, mais nullement une régulation de pression. Pour réaliser cette dernière, on placera un clapet anti-retour réglable dont la pression de réglage fixera la pression en sortie de la pompe.

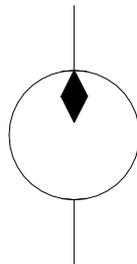
Le repérage des orifices sur une telle pompe est le suivant :

- S = aspiration
- L = drain vers le réservoir
- P = sortie sous pression

Une autre méthode pour remplacer le réglage de l'excentricité par ressort est de placer un distributeur 3/2 extérieur qui commande deux pistons en rapport 2/1 de par et d'autre du stator afin de mettre se dernier en mouvement par rapport au rotor et ainsi modifier l'excentricité et donc la cylindrée.

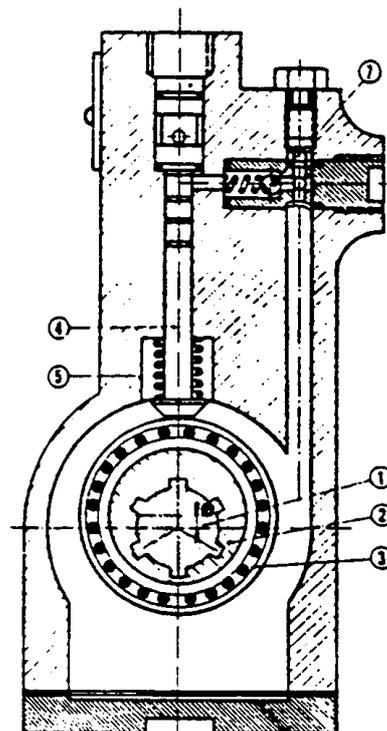
8.1.2.4. La pompe à piston

8.1.2.4.1 Symbole



8.1.2.4.2 Principe

Le schéma suivant illustre ce type de pompe :



Le débit avec un seul piston n'étant pas constant, ces pompes sont équipées le plus souvent de deux et même davantage de pistons.

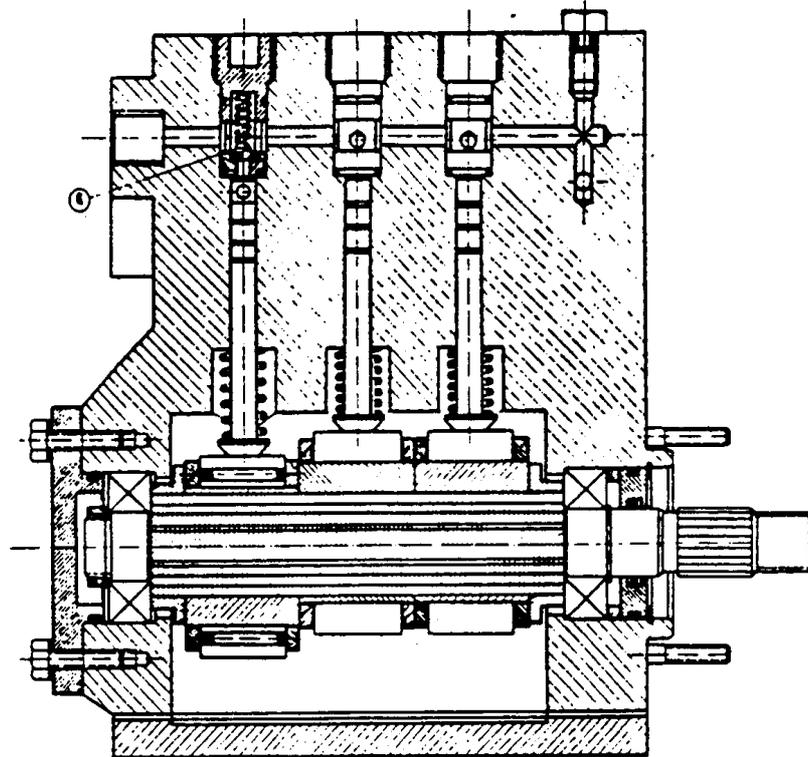
Le nombre de piston sera toujours impaire afin d'éviter tout point mort bas.

Les pompes à pistons sont divisées en trois grands groupes :

- Les pompes à pistons en ligne (les pistons sont dans le même plan et sont alignés en parallèle)
- Les pompes à pistons radiaux (les pistons se trouvent dans le même plan, mais sont montés radialement)
- Les pompes à pistons axiaux (les pistons sont montés parallèlement entre-eux, mais groupés cylindriquement)

8.1.2.5. Les pompes à pistons en ligne

Les pistons sont montés dans un même plan et leurs axes sont parallèles. Le déplacement des pistons s'effectue à l'aide de cames montées sur un arbre à cames. Chaque cylindre possède sa soupape d'aspiration et de refoulement. La pompe elle-même ne possède qu'une seule aspiration et un seul refoulement. Par la rotation des cames, l'une après l'autre, le débit est plus constant. La plupart des pompes à pistons en ligne, ont un débit invariable.

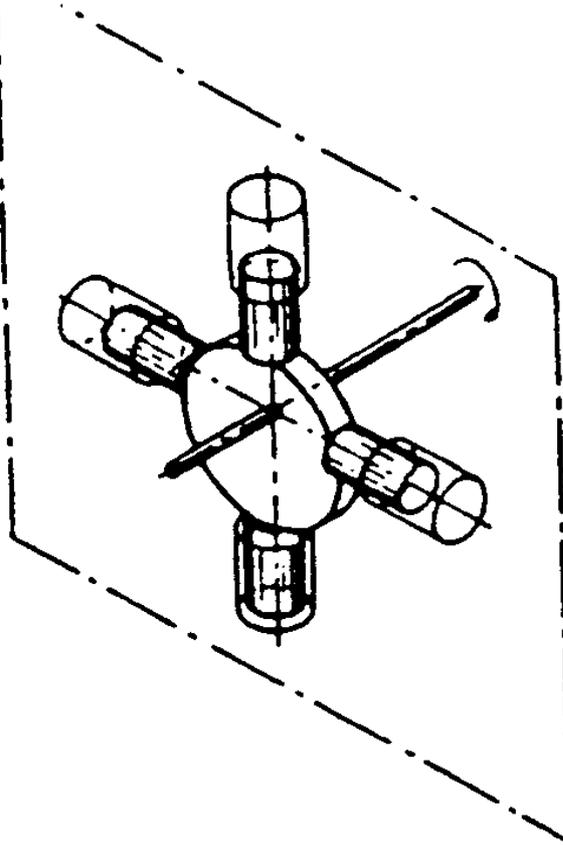


8.1.2.6. Les pompes à pistons radiaux

Le mouvement des pistons s'effectue à l'aide d'un disque excentrique monté sur l'arbre de la pompe ou par anneau excentré. Ce type de pompe est comparable aux pompes à palettes.

En faisant tourner l'axe de la pompe, les pistons sont entraînés dans un mouvement de va-et-vient suivant la courbure des cames. Les clapets d'admission et de refoulement sont reliés entre-eux de telle manière qu'il suffit d'un seul orifice pour l'arrivée et d'un seul orifice pour la sortie. Ces pompes peuvent être entraînées dans les deux sens de rotation.

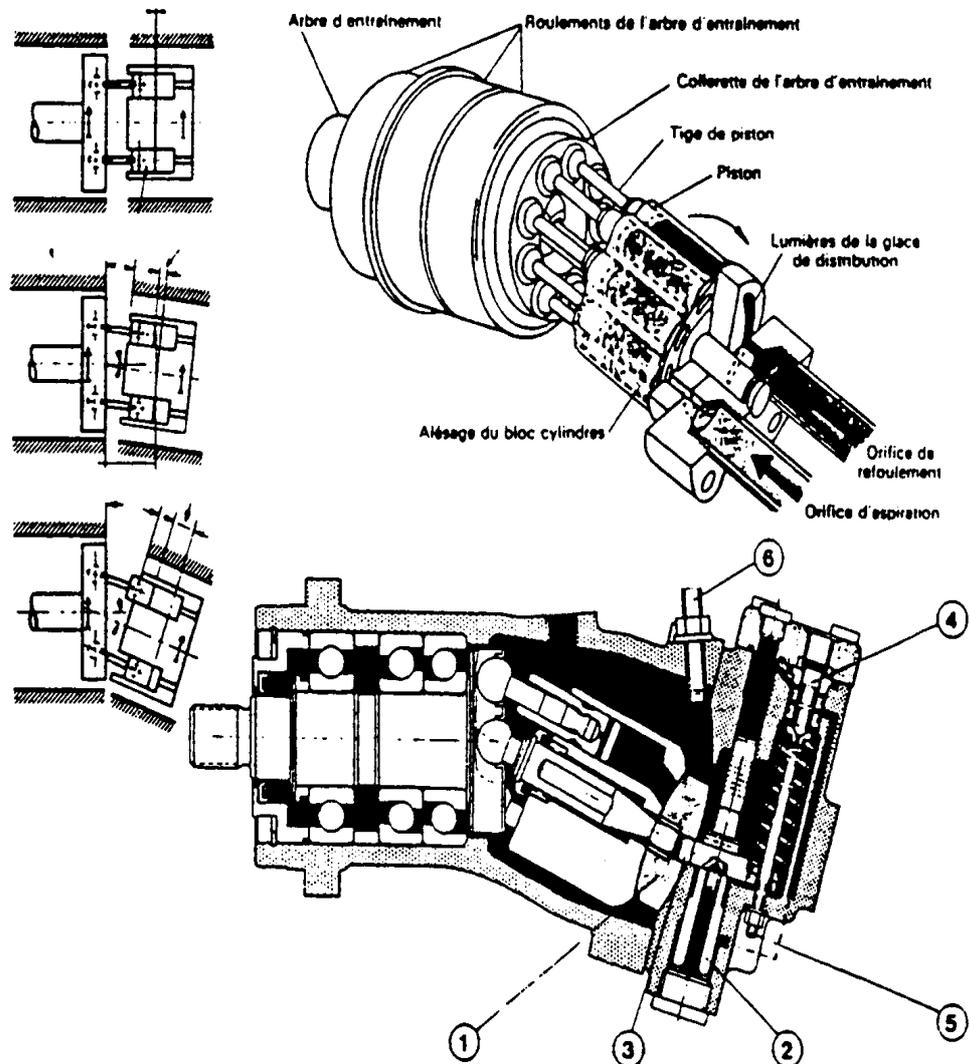
Cette pompe peut être à cylindrée variable, il suffit de modifier l'excentricité de l'anneau. Le déplacement de cet anneau est réalisé grâce à deux vérins qui seront placés diamétralement sur l'anneau. L'un sera actionné par la pression de sortie et l'autre par cette même pression mais avec en plus un régulateur de pression qui pourra être modifié par l'usage d'un ressort réglable.



8.1.2.7. Les pompes à pistons axiaux

Sur l'axe de ces pompes, est fixé un plateau monté sur un plan incliné. Chaque piston est ainsi solidaire de ce plateau et sont maintenu à son contact avec des ressorts. Lors de la mise en mouvement de l'axe, les pistons ont un mouvement de va-et-vient. Lors du recul des pistons, la soupape d'admission s'ouvre et l'huile entre dans l'espace libre. Lors de l'avance des pistons, la soupape de refoulement s'ouvre et l'huile s'écoule dans l'installation.

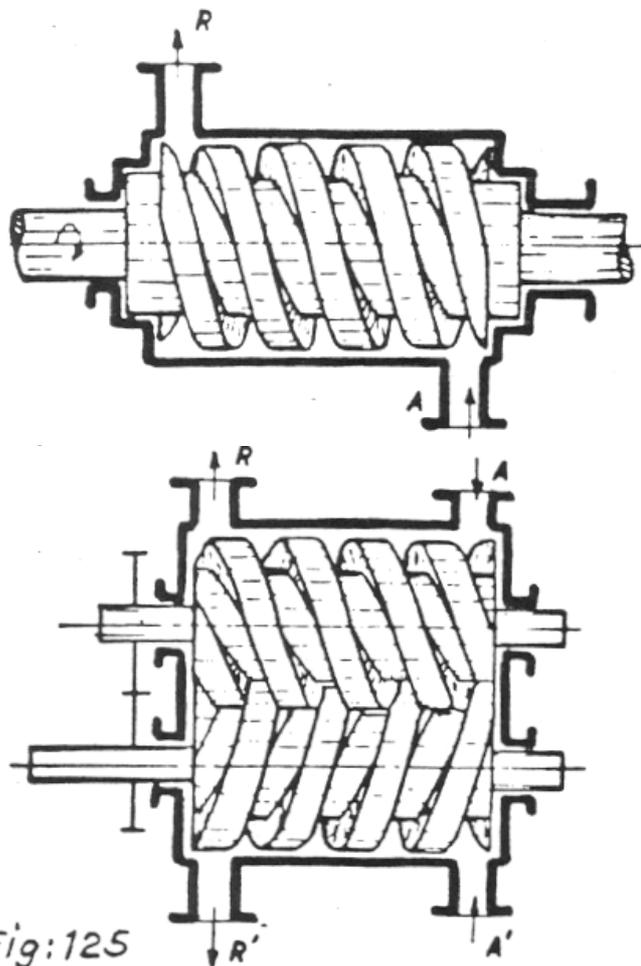
Ces pompes à pistons peuvent être à cylindrée fixe ou à cylindrée variable. On parlera dans ce cas d'un angle α pour fixer la valeur de la cylindrée. Le principe est simple, on modifie la cylindrée des pistons en jouant sur l'angle d'inclinaison du plateau reprenant la tête de chaque piston.



8.1.2.8. La pompe a vis

8.1.2.8.1 Principe

Le principe de la vis est simple, il suffit d'exploiter la modification du volume de deux vis l'une par rapport à l'autre. En pratique, les pompes à vis hydraulique sont constituées d'une vis maître entraînée par un moteur extérieur et deux vis esclaves placés latéralement sur cette dernière. Cette mise en œuvre permet de réaliser un équilibrage des vis entre elles et éviter toute déformation en regard au force mise en œuvre.



8.1.3. En conclusion

Vous devez retenir qu'une pompe est un organe mécanique qui vous permet de fournir un débit, la pression apparaît suite à la résistance du circuit.

Retenez encore que le rendement volumétrique d'une pompe ne peut jamais être égale à 100%, nous avons toujours des fuites internes qui de plus sont nécessaires pour lubrifier le mécanisme.

Retenez que si la valeur des pertes dépasse 7%, il faut envisager de remplacer la pompe.

8.2. Les moteurs hydrauliques

Les moteurs hydrauliques transforment l'énergie hydraulique en énergie mécanique. L'huile est introduite sous haute pression dans le moteur hydraulique ce qui entraîne la mise en route du moteur.

La plupart des pompes hydrauliques peuvent travailler comme moteur. On distingue les moteurs à engrenages, les moteurs à palettes et les moteurs à pistons.

La vitesse de rotation d'un moteur à engrenages doit se situer entre 500 et 2500 t/min. Le rendement oscille entre 63 et 90%.

Nous pouvons classer les moteurs à palettes et encore meilleur, les moteurs à pistons. Les descriptions faites pour les pompes restent d'application pour les moteurs.

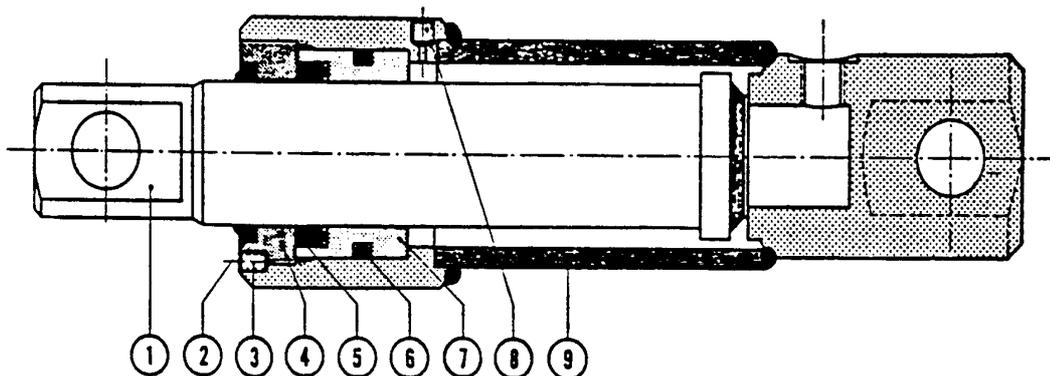
9. Les pistons

9.1. Introductions

L'énergie hydraulique peut être transformée en énergie mécanique. Si cette transformation d'énergie donne un mouvement mécanique rotatif, on parle alors d'un moteur hydraulique. Si par contre, l'énergie est transformée en mouvement linéaire, on parle alors d'un moteur linéaire ou d'un vérin hydraulique.

9.2. Piston simple effet

Ces pistons n'ont qu'un seul raccordement pour l'huile. L'huile pousse le piston vers l'extérieur, tandis que le mouvement de rentrée est réalisé par un ressort de rappel ou par une charge ou une force extérieure.



Le piston se compose d'un tube sans soudure sur lequel on a fixé le flasque de tête et la flasque de fond. Le canal d'arrivée d'huile se trouve dans le flasque de fond. Dans le flasque de tête, on trouve une buselure de guidage maintenue en place par un écrou. Une goupille empêche le desserrage de l'écrou. Une autre goupille sert de purge d'air au piston.

Un joint assure l'étanchéité entre le piston et la bague de guidage ; le joint réalise l'étanchéité entre la tête du piston et la bague de guidage.

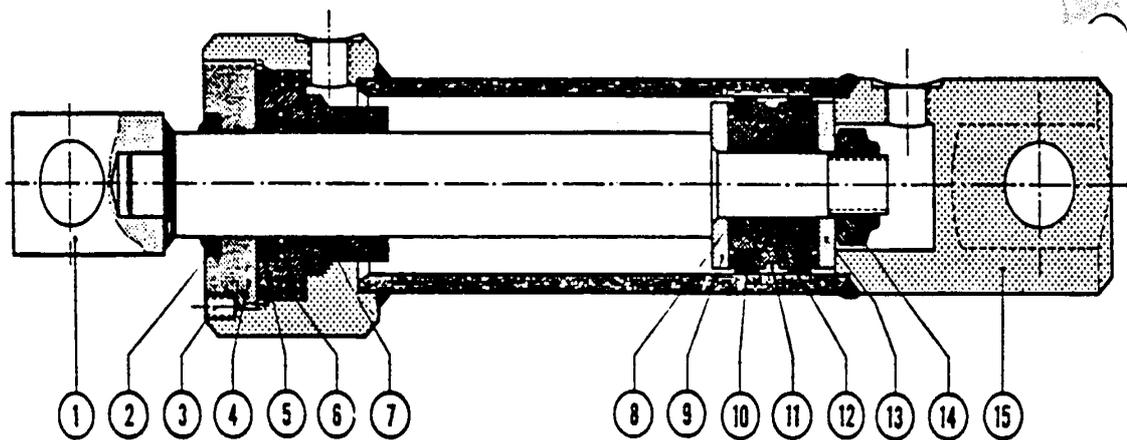
Le joint anti-poussière ou joint racleur empêche que des impuretés ne pénètrent dans le cylindre lors du mouvement d'entrée. Lors de la sortie du piston, il y a contact

uniquement entre le piston et la bague, de manière à ce que le corps du piston n'intervienne pas dans le guidage. En voici les symboles.

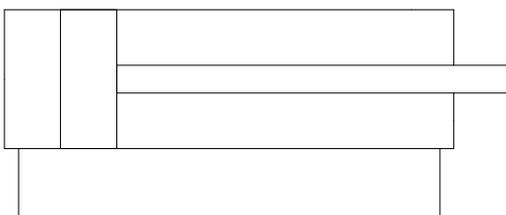


9.3. Piston double effet

Les pistons double effet sont dotés de deux raccords pour l'huile. Le mouvement de va-et-vient du piston s'effectue hydrauliquement. Les pistons ont deux sections actives, de même grandeur ou de grandeur différente.



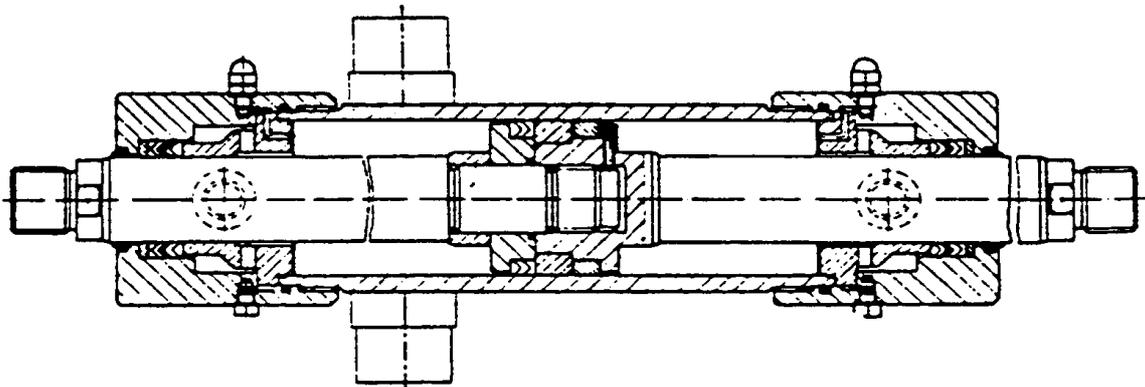
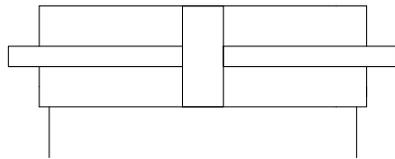
Ce piston est constitué lui aussi d'un tube cylindrique auquel la tête et le fond sont fixés par soudage. Le fond est analogue à celui d'un piston simple effet. La tête est pourvue d'un raccordement d'huile. Le plongeur est remplacé par une tige et un piston. Le piston qui comporte une bague de guidage se déplace à travers la bague de guidage. Les surfaces qui sont donc mises en contact pendant le mouvement du piston doivent être usinées avec précision. En voici le symbole.



9.4. Pistons spéciaux

9.4.1. Piston à tige traversante

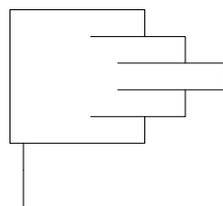
Ce piston est aussi appelé piston double effet à vitesse égale. Le piston est doté d'une tige traversante ou autrement dit de deux tiges de même diamètre. Il en résulte que pour un débit identique dans les deux directions, le piston aura la même vitesse. En voici le symbole.



9.4.2. Pistons télescopiques

Lorsque l'espace disponible est limité, on utilise des pistons télescopiques. Ceux-ci se composent d'un certain nombre d'éléments coulissant les uns dans les autres. Lorsque l'on introduit l'huile sous pression, l'élément de plus grand diamètre se déplace en premier lieu, suivi de celui dont le diamètre vient en seconde place, etc... Chacun des pistons fonctionnent comme un piston simple effet.

Ceci provient du fait qu'un élément avec une plus grande surface active nécessite une pression inférieure pour vaincre une charge définie. La rentrée s'effectue dans l'ordre inverse. En voici le symbole.





9.4.3. Pistons différentiels

Il s'agit d'un piston double effet dont le rapport spécifique [surface A du piston / surface B annulaire] est prédéfini, ainsi que le rapport $F1/F2$.

Le mouvement de rentrée s'effectue de la même manière que dans le cas des pistons double effet.

Le mouvement de sortie est toutefois complètement différent. Dans le cas d'un piston double effet, l'huile pénètre sous pression dans le fond du piston. L'huile de la chambre annulaire retourne vers le réservoir.

Dans le piston différentiel, l'huile n'est pas conduite de la chambre de l'annulaire vers le réservoir, mais bien vers le fond du piston. Les deux côtés du piston sont alors sous pression, mais comme la surface A du piston est plus grande que la surface B annulaire, la force résultante entraîne le déplacement du piston.

9.4.4. Pistons à course identique

Dans certaines applications, deux ou plusieurs pistons doivent se déplacer de la même façon en même temps, même si la charge de chaque cylindre est différente. Pour ce faire, on utilise des pistons à course identique.

Ces pistons n'ont pas uniquement la même course, mais sont aussi conçus de manière à ce que le volume du côté tige du premier vérin soit égal au volume du côté fond du second vérin.

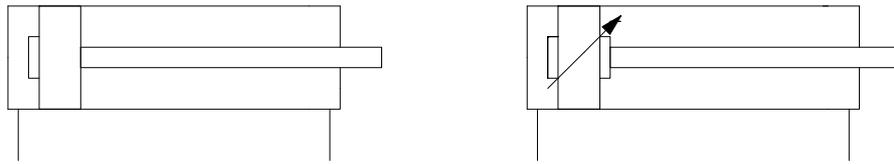
Les deux pistons se déplacent donc à la même vitesse que ce soit en entrée ou à la sortie, indépendamment de la charge exercée sur les pistons.

9.4.5. Utilisation d'amortisseur

Si la vitesse de rentrée est plus importante que la vitesse de sortie, en cause une charge extérieure, cela veut dire que pendant la rentrée, le piston emmagasine de l'énergie et que une fois en bout de course, cette énergie va devoir passer d'une valeur non nulle à zéro. Ce phénomène se caractérise par des coups en fond de vérin et détérioration mécanique de ce dernier.

Pour limiter ces phénomènes destructifs, on place un amortisseur dans le fond du piston. Ce dernier est réalisé à l'aide d'un volume d'huile qui amortira le choc en dispersant l'énergie du piston. L'huile pourra ensuite être évacuée pour permettre une entrée complète du piston. Noter que la réaction de l'amortisseur peut être réglée via un étrangleur qui régulera l'expulsion du fluide en dehors. En aucun cas cet étrangleur ne pourra être fermé à fond car dans ce cas la pression sur ce matelas sera supérieure à la pression donnée par la charge et il y aura rupture.

En clair, lorsque le piston est dans sa course de rentrée, l'huile s'écoule librement via l'espace d'amortissement en direction de l'orifice de sortie. Lorsque l'épaulement d'un amortisseur arrive dans cette ouverture, la sortie de l'huile est freinée. Le volume d'huile restant doit alors être évacué par l'ouverture d'étranglement réglable.



9.4.6. Le purgeur d'air

Nous savons que le déplacement du piston se réalise par la mise sous pression d'huile dans un réservoir. Si cette huile possède un pourcentage de bulle d'air, on peut aisément supposer que ces bulles d'air sous la pression vont se retrouver à la surface supérieure du piston. Hors nous savons que si l'huile est un fluide incompressible, l'air est un gaz qui est compressible. Cela sous-entend que nous pourrions avoir en tête de piston un matelas d'air pouvant engendrer des mouvements non souhaité si la charge varie. Pour éviter ce problème, on place des purgeurs d'air. Il s'agit d'un appareil composé d'un pointeau qui est taré via un ressort. Une fois l'air sous pression, il y a déplacement du pointeau permettant le passage de l'air et l'échappement de celui-ci via le talon du pointeau. Une fois l'air évacué, l'huile pousse à son tour le pointeau mais avec une pression supérieure car incompressible et loge le pointeau dans un interstice fermant ainsi l'échappement du talon du pointeau.

10. Vanne de distribution

10.1. Fonction

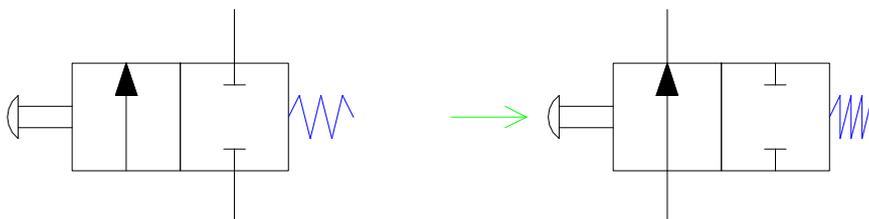
Les vannes de distribution ont pour rôle d'ouvrir ou de fermer les conduites.

10.2. Positions de commutation et raccordements

Le nombre d'orifices de raccordement et les positions de commutation possibles constituent deux critères importants pour les vannes.

Chaque position de commutation est représentée symboliquement par un carré. Les flèches et les traits à l'intérieur du carré visualisent la mise en communication des différents orifices.

Soit la vanne suivante, deux positions, ouvert (à gauche) ou fermé (à droite):





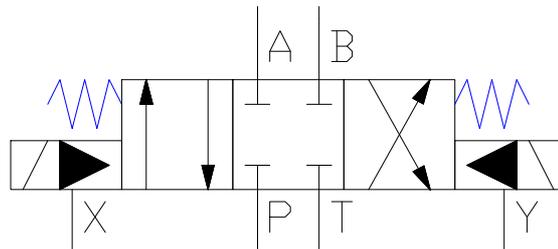
Noter que la case de repos se trouve toujours du côté du ressort de rappel.

La dénomination d'une vanne comporte deux chiffres, le premier donne le nombre d'orifices de raccordement et le deuxième, le nombre de positions de commande.

Exemple : vanne 4/3 - 4 orifices
- 3 positions de commande

Le distributeur suivant est un 4/3 avec centrage par ressort et commande électrohydraulique.

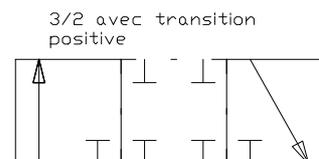
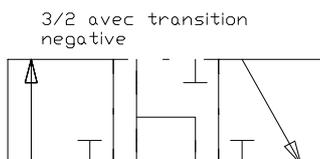
Les orifices sont désignés par les lettres suivantes :



- P raccordement à la pression ou à la pompe
- T conduite de retour vers le tank
- A et B vers les utilisateurs
- L conduite d'huile de fuite (le drain)
- Z, Y ou X conduites de commande

Vous pouvez encore avoir des vannes ayant une zone de transition, cette zone n'est pas considérée comme un état, une vanne 3/2 (dessinée ci-dessous) ne deviendra pas une vanne 3/3.

Cette zone de transition sera soit positive (à droite) soit négative (à gauche).

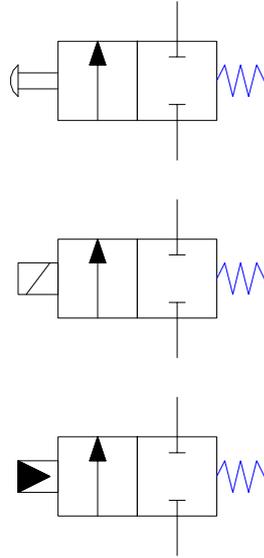


10.3. type de commande

Il existe un grand nombre de commande :

- mécanique : on utilise ici un levier, un ressort ou un galet palpeur
- électrique : le déplacement du tiroir s'opère sous l'impulsion d'un signal de commande électrique
- hydraulique : dans ce cas, on applique une pression au niveau des entrées X ou Y pour réaliser la commande du déplacement du tiroir.

Vous trouverez ci-dessous l'ensemble des représentations.



Vous pouvez encore trouver les distributeurs à commande indirecte (pré piloté)

Les vannes de distribution de grand calibre, c'est-à-dire de grande puissance sont des vannes pré pilotées. Ceci est nécessaire pour compenser le surdimensionnement d'un électro-aimant plus puissant qui doit permettre un déplacement plus important du tiroir. Nous allons donc utiliser une pression pour réaliser cette commande.

Une vanne de distribution pilotée est composée d'une vanne principale et d'une vanne de pré pilotage.

Vous trouverez ci-dessous un tableau reprenant l'ensemble des vannes pilotées.

vanne de distribution 4/2 à deux étages		
orifice de pilotage	schéma détaillé	schéma simplifié
alimentation externe : X retour externe : Y		
alimentation externe : X retour externe : Y		
alimentation externe : X retour interne : T		

vanne de distribution 4/3 à deux étages		
orifice de pilotage	schéma détaillé	schéma simplifié
alimentation externe : X retour externe : Y		
alimentation interne : P retour externe : Y		
alimentation externe : X retour interne : T		
alimentation interne : P retour interne : T		

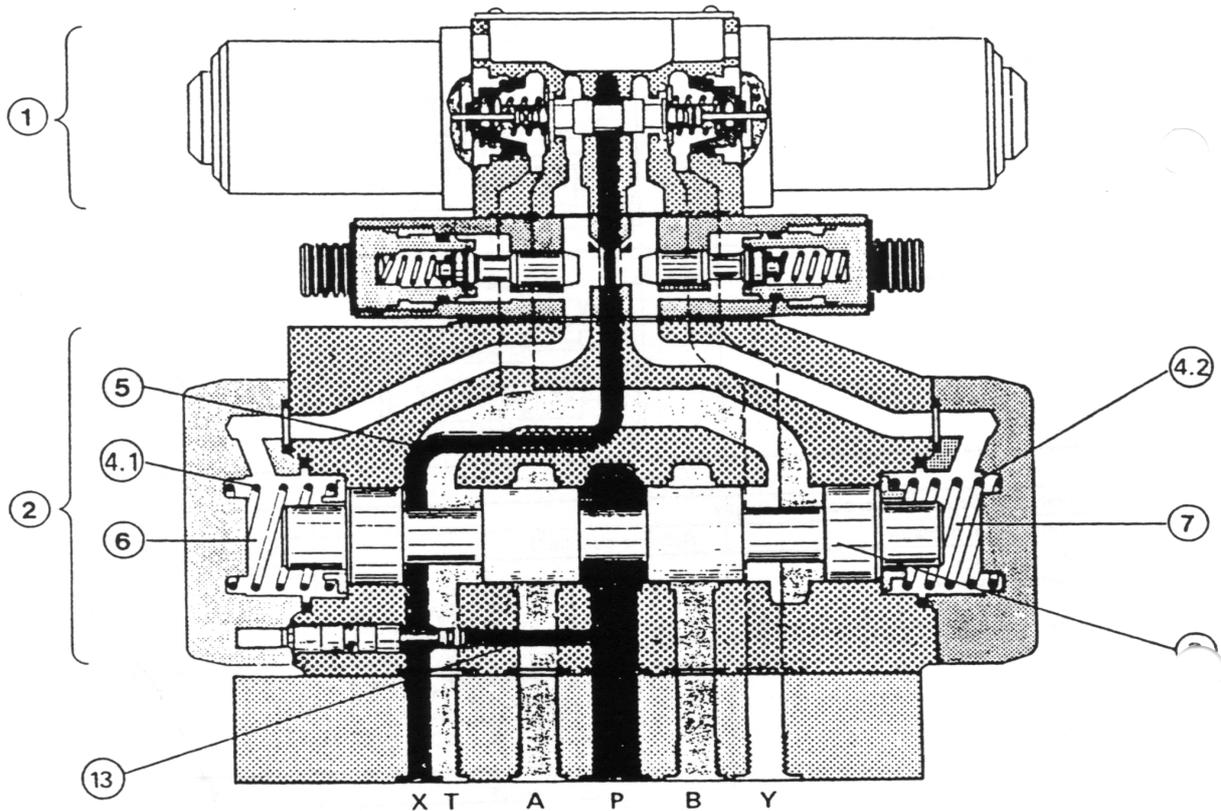
10.4. choix des vannes de distribution

Il faut vérifier les points suivants :

- La dimension des orifices de raccordement
- Capacité de passage indiquée en l/min
- Pression de service maximum admissible
- Différentes formes de tiroir

10.5. Fonctionnement d'un distributeur à commande électro-hydraulique et centrage par ressorts.

Soit l'analyse de la vanne définie ci-dessus et représentée par le schéma ci-dessous.



La vanne pilote est une vanne 4/3 à commande électrique directe.

Le déplacement du tiroir (3) de la vanne principale est réalisé par la vanne-pilote.

Dans la version à centrage par ressorts, le tiroir principal (3) est maintenu en position médiane par les ressorts (4).

Etant donné que le tiroir principal (3) se déplace quand de l'huile sous pression est dirigée dans une chambre occupée par les ressorts, la position centrale sera obtenue par mise hors pression simultanée des deux chambres des ressorts. C'est pourquoi la vanne-pilotage est pourvue d'une position de repos (=position médiane) qui assure cette mise hors pression.

Les deux canaux de pilotage A et B (reliés aux chambres des ressorts de la vanne principale) sont reliés aux raccords Y ou T (réservoir) de la vanne pilote.

L'apport d'huile sous pression à la vanne-pilote peut se faire de façon interne (p) ou externe (x).

Lorsque l'aimant de droite (a) de la vanne pilote est actionné, ce dernier pousse le tiroir-pilote vers la gauche.

La chambre de ressort de gauche (a) de la vanne principale est ainsi mise sous pression, tandis que la chambre de ressort de droite reste reliée au réservoir.

De ce fait, le tiroir principal (3) est poussé vers la droite contre le couvercle de fermeture.

Ce faisant, dans la vanne principale, le raccord P est relié à B et A à T.

Lors de la mise hors circuit de l'aimant, le tiroir de pilotage revient en position centrale.

De ce fait, la chambre de ressort (a) est de nouveau reliée au réservoir via la vanne de distribution.

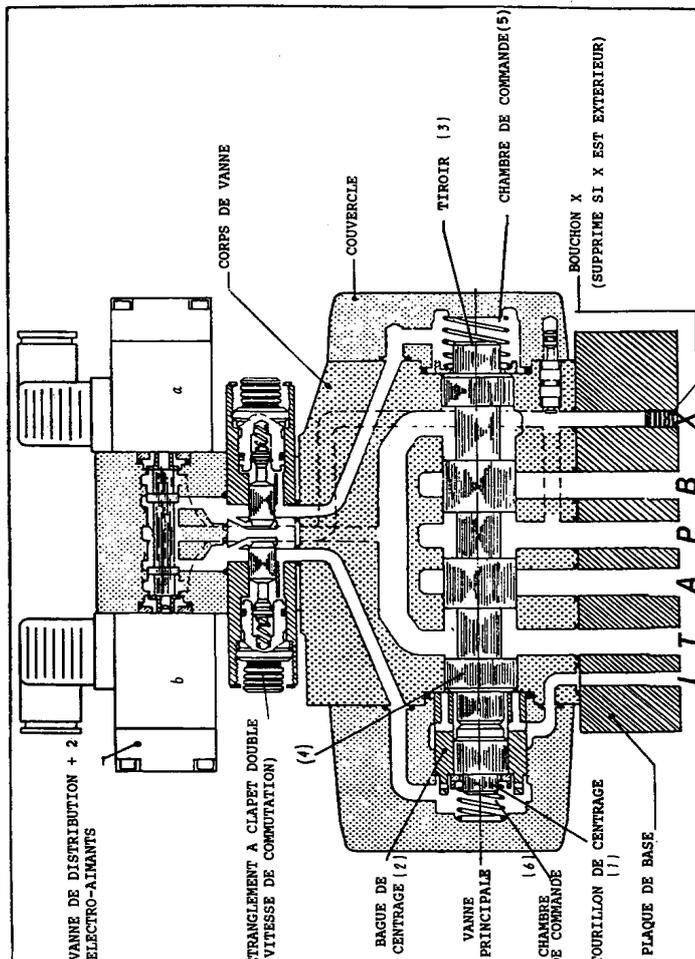
Le tiroir principal est poussé par le ressort b (vanne principale) vers la gauche, ce qui ramène le tiroir principal en position centrale.

La commande vers la position de manœuvre gauche s'opère de manière similaire.

10.6. Fonctionnement d'un distributeur à commande électro-hydraulique et centrage par pression.

Dans certaine application, les ressorts de centrage ne peuvent fournir les efforts nécessaire pour permettre la remise en position centrale de la vanne.

Pour des vannes de distribution à centrage par pression, les deux chambres de commande de la vanne principale sont reliées à la pression de commande en position centrale.





Le tiroir principal est maintenu en position centrale par l'action conjointe du tiroir (3), de la bague de centrage (2) et de la tige de centrage (1).

Si nous actionnons l'aimant droit (a) de la vanne-pilote, le tiroir de la vanne-pilote est alors poussé vers la gauche.

La chambre de commande (5) est reliée au réservoir, tandis que la chambre de commande (6) reste reliée à la pression de commande.

La bague de centrage (2) est poussée contre le corps de la vanne.

Le tourillon de centrage (1) pousse le tiroir de la vanne principale vers la droite contre la butée.

Si nous n'excitons plus l'aimant droit (a), le tiroir de la vanne-pilote retourne alors en position centrale, ce qui ramène la chambre de commande (5) à nouveau sous pression.

De ce fait, le tiroir de la vanne principale est poussé vers la gauche étant donné que sur la surface du tiroir (3) est plus grande que celle du tourillon de centrage (1).

Le déplacement vers la gauche continue jusqu'à ce que l'épaisseur (4) pousse contre la bague de centrage (2).

Dans cette situation, les sections de la bague de centrage (2) et du tourillon de centrage (1) sont supérieures à la section du tiroir (3) ce qui entraîne le déplacement du tiroir principal.

Le tiroir de la vanne principale reste en position centrale.

Si nous excitons l'aimant gauche (b), ceci va entraîner le mouvement du tiroir de la vanne de pilotage vers la droite, ce qui fait que la chambre de commande (5) restera sous la pression de commande et que, la chambre de commande (6) sera reliée au réservoir.

Le tiroir principal se déplace vers la gauche jusqu'à ce que le tourillon de centrage (1) vienne se déplacer contre le couvercle de fermeture.

Par ce mouvement du tiroir principal, la bague de centrage (2) est entraînée vers la gauche.

Si nous n'excitons plus l'aimant b, la chambre de commande (6) vient à nouveau se placer sous la pression de commande.

Les surfaces sous pression de la bague de centrage (2) et du tourillon de centrage (1) sont supérieures à la section du tiroir (3).

Le tiroir principal se déplace vers la droite de façon à ce que la bague de centrage soit contre le corps de la vanne.

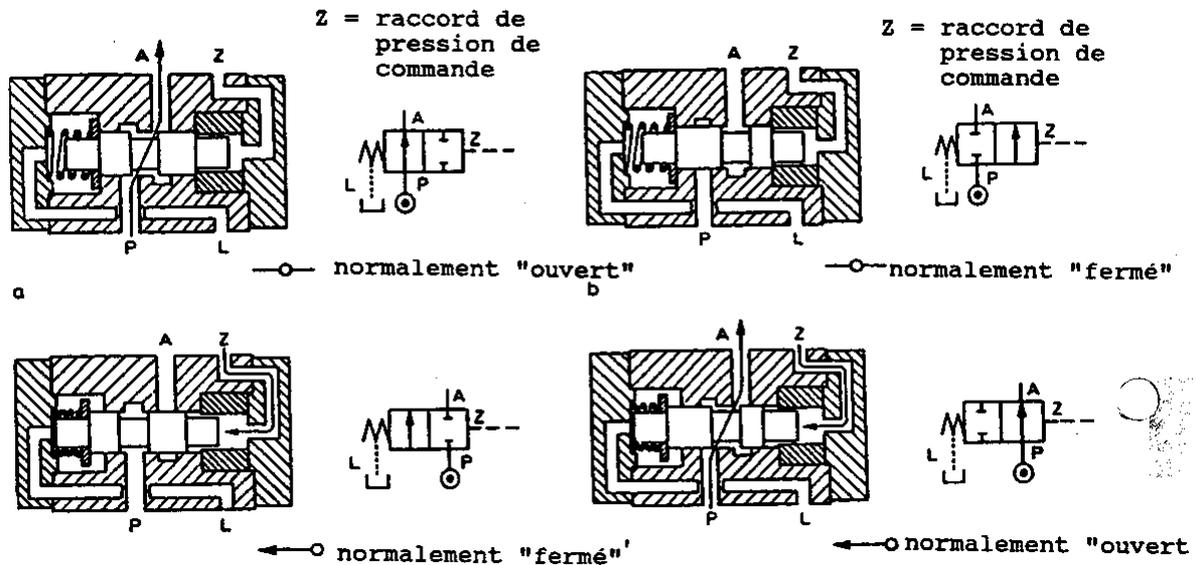
La section du tiroir (3) est alors supérieure à la section du tourillon de centrage (1) ce qui fait que le tiroir reste en position centrale.

A remarquer que l'espace entre le tiroir principal et la bague de centrage (2) est relié au réservoir par une conduite séparée (conduite de fuite).

10.7. Construction des distributeurs

10.7.1. Construction des distributeurs 2/2

Vous trouverez ci-dessous le dessin d'un distributeur en coupe.



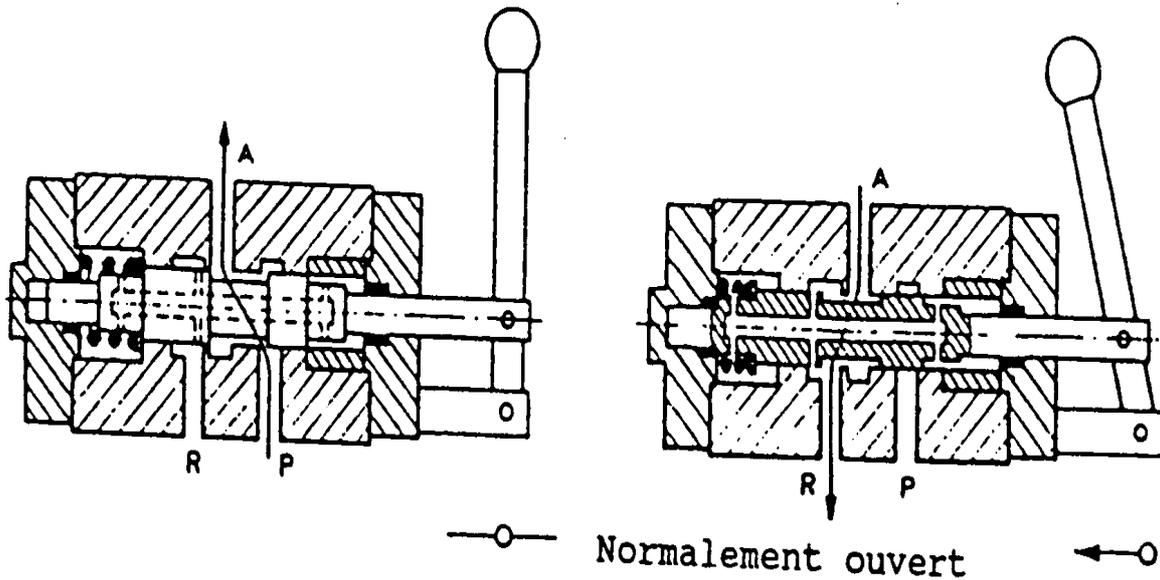
Nous remarquons qu'un troisième raccordement (L) est encore présent au niveau de la vanne de distribution. Via ce raccordement, l'huile de fuite qui s'est accumulée dans la chambre du ressort pendant la commutation est évacuée en direction du réservoir. Ceci est nécessaire pour empêcher que cette huile n'aille exercer une contre pression indésirable lors de la commutation. Comme l'huile de fuite doit être évacuée de la chambre du ressort, la conduite de fuite est dessinée dans le symbole du ressort.

Application :

- Réaliser la commande d'un vérin hydraulique double effet à l'aide de deux vannes type 2/2.
- Réaliser la commande d'un vérin hydraulique simple effet à l'aide de deux vannes type 2/2.

10.7.2. Construction des distributeurs 3/2

Pour les vannes de ce type, nous utiliserons les lettres P,A et R ou T. Le dessin ci-dessous illustre ce type de vanne.



L'orifice R ou T sert le plus souvent pour l'évacuation de l'huile en direction du réservoir.

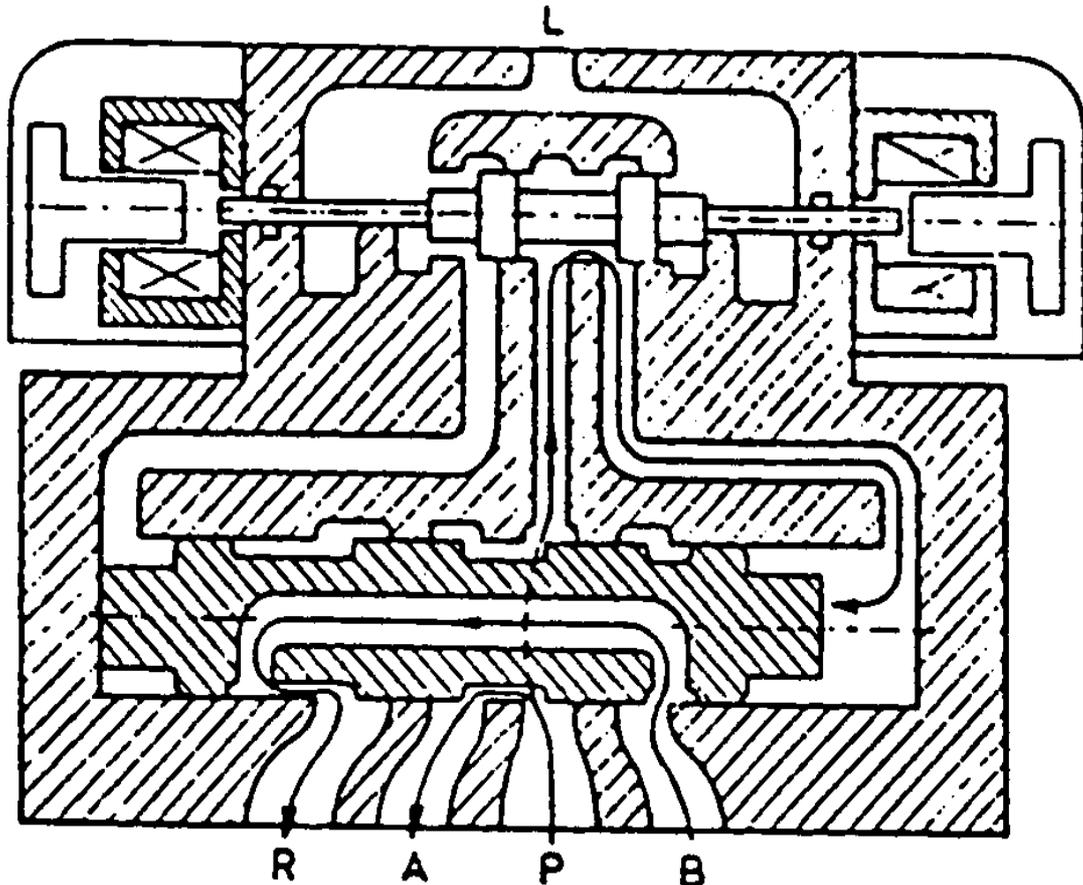
La conduite de fuite peut alors être supprimée étant donné que les fuites intérieures peuvent être évacuées par cette voie.

Application :

- Réaliser la commande d'un vérin hydraulique double effet à l'aide de deux vannes type 3/2.
- Réaliser la commande d'un vérin hydraulique simple effet à l'aide de deux vannes type 3/2.

10.7.3. Construction des distributeurs 4/2

Pour les vannes de ce type, nous utiliserons les lettres P,A,B et R ou T. Le dessin ci-dessous illustre ce type de vanne.

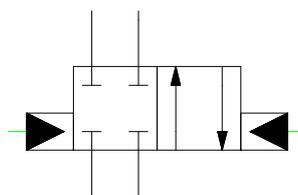
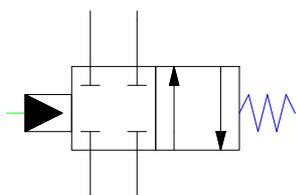


En pratique, bon nombre de vanne 4/2 seront commandées par pression car la manœuvre exige des efforts musculaires ou électro-magnétique trop important. Il va de soit que cette manœuvre s'effectuera avec une petite vanne de distribution 4/2.

Vous pouvez trouver des distributeurs dit monostable ou bistable. En voici les illustrations.

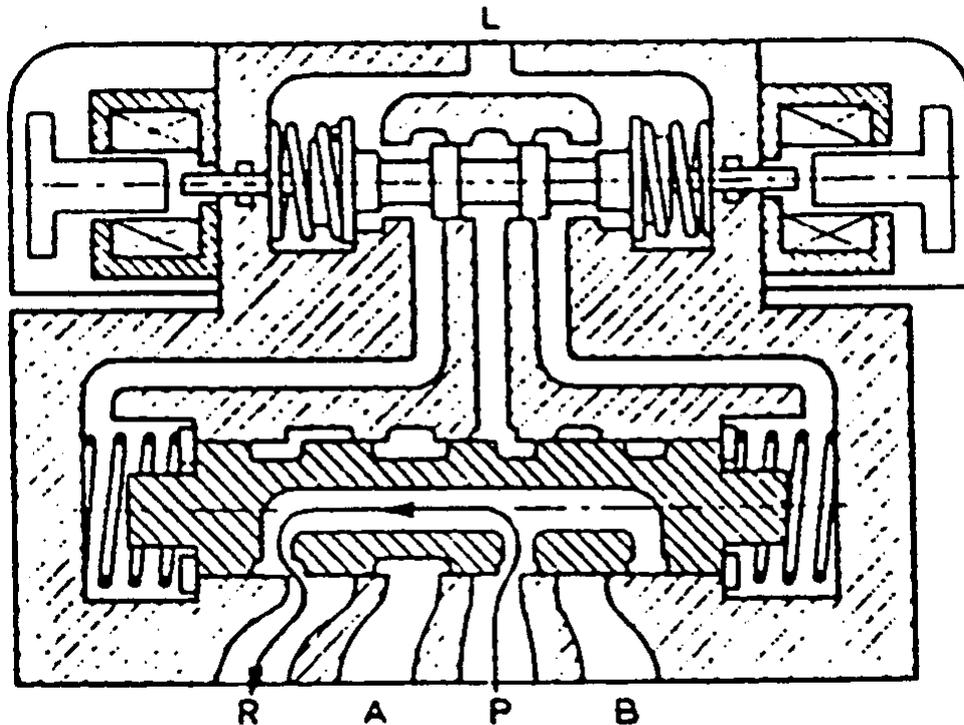
monostable

bistable

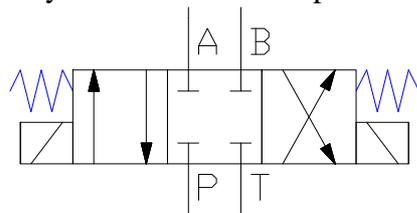


10.7.4. Construction des distributeurs 4/3

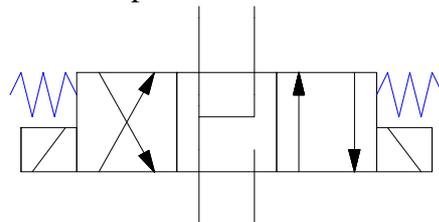
Si nous voulons réaliser l'arrêt d'un vérin entre sa position haute et sa position basse, nous ne pouvons plus utiliser de distributeur 4/2. Il nous faudra utiliser un distributeur type 4/3 dont la position stable sera obtenue lorsque nous aurons un double signal de commande. Dans ce cas, nous aurons une vanne monostable.



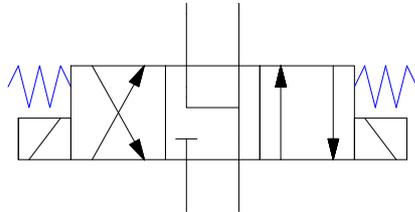
Analysons une étude comparative des états stables suivants :



Permettre la commande d'un vérin double effet. Possibilité de positionnement intermédiaire du vérin à l'état stable. Dans ce cas nous aurons besoin d'un limiteur de pression sur l'entrée P.

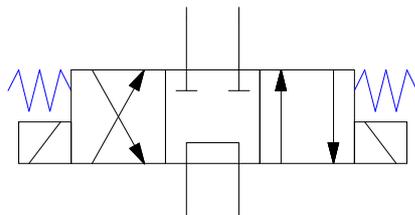


Permettra la commande d'un autre distributeur (interface electro-hydraulique) ou commande d'un vérin en système différentiel.
En position centrale le distributeur commandé restera dans son état initial.

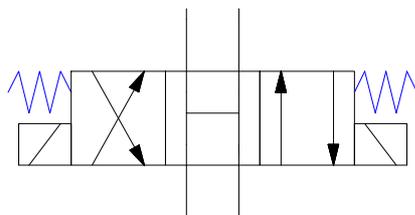


Permettra de libérer des capteurs pilotés. Commande d'un autre distributeur, en position central le distributeur commandé reviendra dans son état de repos via les ressorts.

Rem : on ne peut pas mettre ce type de distributeur en série car il y aura toujours un distributeur qui pourra fermer la pression vers le tank.



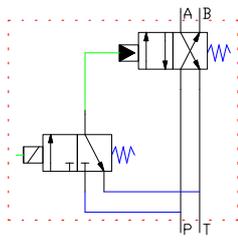
Permettra la commande d'un vérin double effet. Possibilité de positionnement intermédiaire du vérin à l'état stable. Le limiteur de pression ne sera ici pas nécessaire sur l'entrée P.



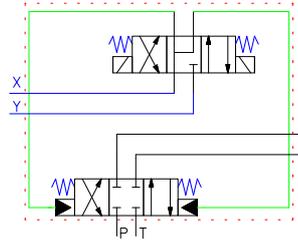
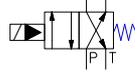
Permettra de réaliser un distributeur à commande indirect. Ce type sera nécessaire lorsque la section des sorties est trop importante que pour permettre une commande direct des tiroirs qui exigerait une puissance importante par bobine. Nous placerons donc un pré distributeur comme un relais sur un contacteur.

Nous pouvons encore trouver des distributeurs de puissance associés à des distributeurs de commande. Deux cas peuvent se trouver, soit l'alimentation du distributeur de commande est interne soit elle est externe. La différence entre les deux est visible au nombre de bornes.

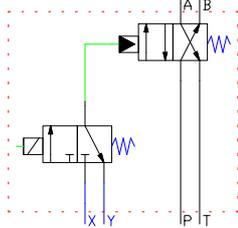
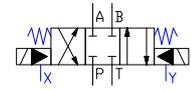
Ci dessous la représentation de ces deux cas.



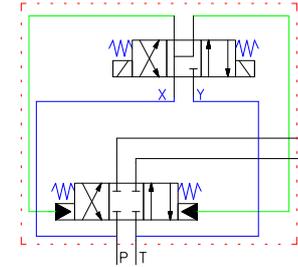
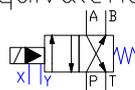
equivalence



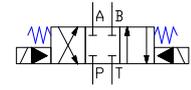
equivalence



equivalence



equivalence



Application :

Réaliser la commande d'un distributeur 4/2 à pression et ressort de rappel par un autre distributeur type 3/2 à commande électrique et rappel par ressort en vu de commander un vérin double effet.

Réaliser la commande d'un vérin double effet avec deux distributeurs 4/3 type monostable avec centrage par ressort. L'un sera piloté électriquement et le second piloté par pression par le premier cité. Faites les deux variantes, alimentation de commande interne ou externe.



10.7.5. Recouvrement du distributeur

Lorsque l'on considère les positions de commutation, la position de transfert obtenue lors du passage d'une position de commutation vers une autre, est également importante. Elle dépend du recouvrement entre le tiroir et le corps du distributeur.

1° Recouvrement positif :

Lorsque le tiroir est commuté vers la droite, l'ancienne liaison P->T est obturée avant que la nouvelle liaison P->A ne soit réalisée.

Pendant la commutation, tous les raccordements sont donc séparés les uns des autres pendant un moment.

2° Recouvrement négatif :

Dans ce cas, la liaison vers l'utilisateur est ouverte pendant la manœuvre, avant que la liaison vers le réservoir ne soit fermée.

Pendant la manœuvre, tous les raccords sont donc reliés simultanément pendant un court moment. On obtient ainsi une manœuvre souple.

3° Recouvrement nul :

Le recouvrement nul se situe exactement entre les recouvrements décrits.

Ceci implique qu'au moment où P->T est fermé, la liaison P-> A est ouverte.

10.7.6. Commande par électro-aimant

Ce type de commande est le plus fréquent en raison des nombreux cycles automatiques.

On utilise les électro-aimants en quatre versions de base :

- Aimant à courant continu commutant dans l'air.
- Aimant à courant continu commutant dans l'huile.
- Aimant à courant alternatif commutant dans l'air.
- Aimant à courant alternatif commutant dans l'huile.

Les aimants à courant continu fonctionnent en souplesse, c'est-à-dire qu'ils claquent moins fort lors de l'attraction que les aimants à courant alternatif.

L'aimant à courant continu est insensible à la sous-tension et à la charge.

L'armature peut être maintenue dans toutes les positions (ouvert, fermé) sans risque de claquage de l'enroulement.

Dans la plupart des cas, les aimants peuvent fonctionner sans problème dans l'air.

Dans des conditions difficiles, les aimants fonctionnent dans un espace étanche à la pression et rempli d'huile. La tige poussoir se déplace alors dans l'huile. Ceci

amortit le mouvement du poussoir. En effet, l'huile a besoin d'un certain temps pour s'écouler d'un côté à l'autre du poussoir.

Les aimants à courant alternatif se caractérisent par des temps de commutation très courts.

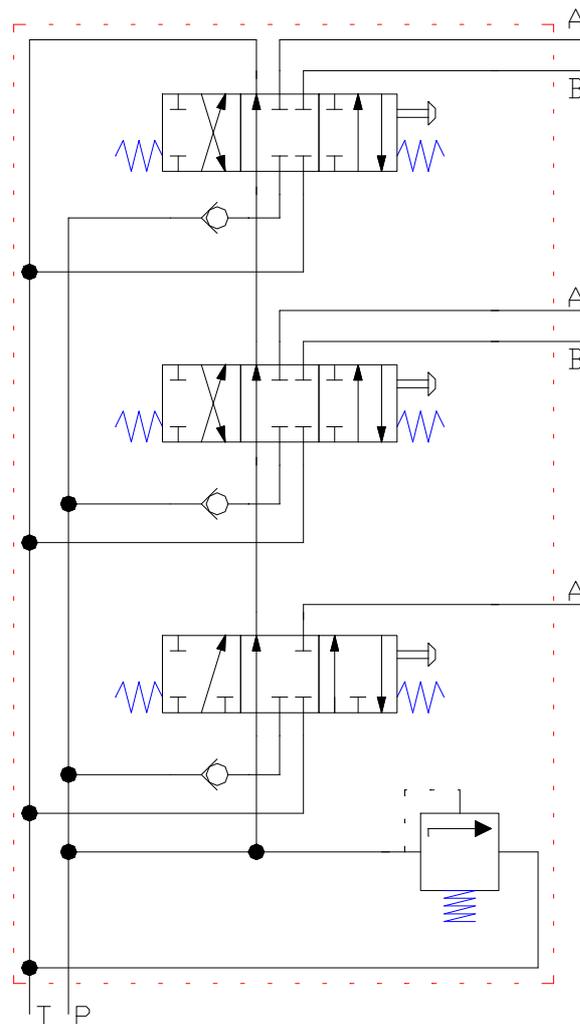
Le grand inconvénient réside ici dans le fait que l'aimant à courant alternatif peut claquer lorsque la tension est trop basse ou lorsqu'il y a serrage. Il y a une influence entre le couple résistant demandé par la commutation et le courant circulant dans la bobine.

10.7.7. Modes de montage

10.7.7.1. Montage en parallèle

Dans ce type, plusieurs vannes peuvent être commandées simultanément. L'abaissement d'une charge lourde est empêché par un clapet anti-retour.

Exemple de montage :

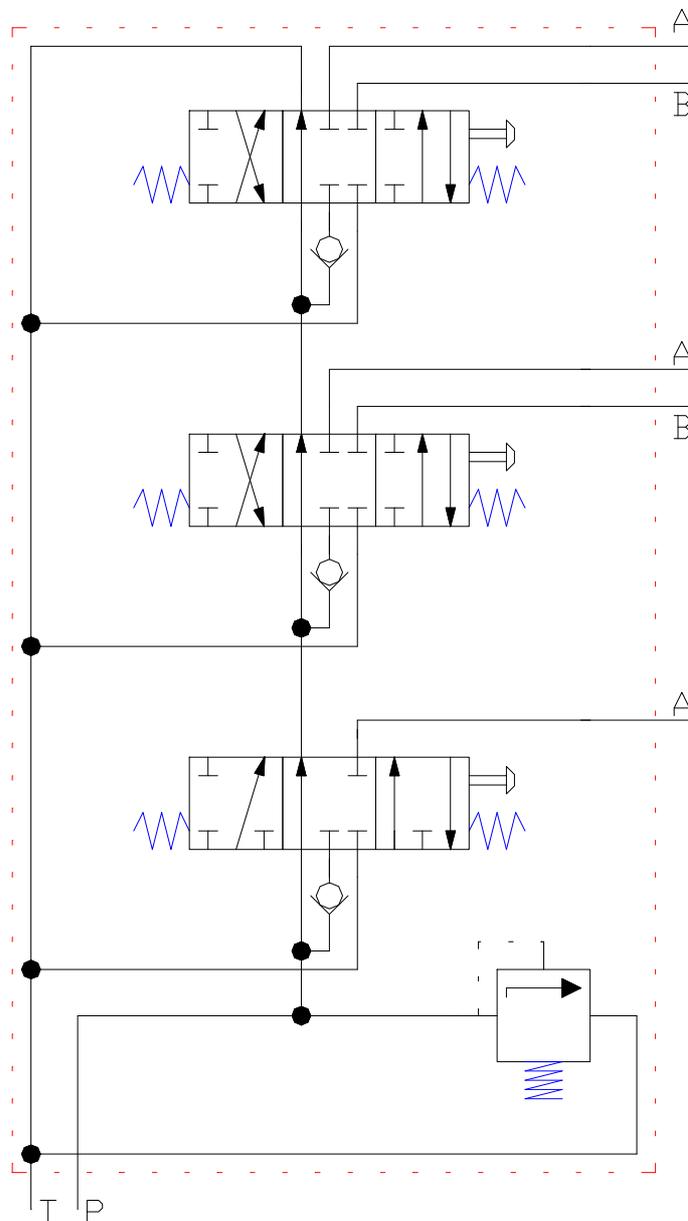


10.7.7.2. Montage en série

Dans ce type, l'alimentation de chacune des vannes placées en aval est reliée à la conduite de pompage sous pression de la vanne placée en amont. Les vannes peuvent donc être commandées uniquement l'une après l'autre et non pas simultanément.

Dans le schéma suivant, la vanne 3 ne reçoit d'huile sous pression que si les vannes 2 et 1 se trouvent toutes les deux au repos.

Exemple de montage :



11. Vannes régulatrices de pression

11.1. Le limiteur de pression

Fonction : Protéger le système hydraulique contre des augmentations de pression indésirables.

Types : Limiteur de pression à commande directe
 Limiteur de pression piloté

Emplacements : Le limiteur de pression doit être monté entre la conduite de pression et la conduite de retour.

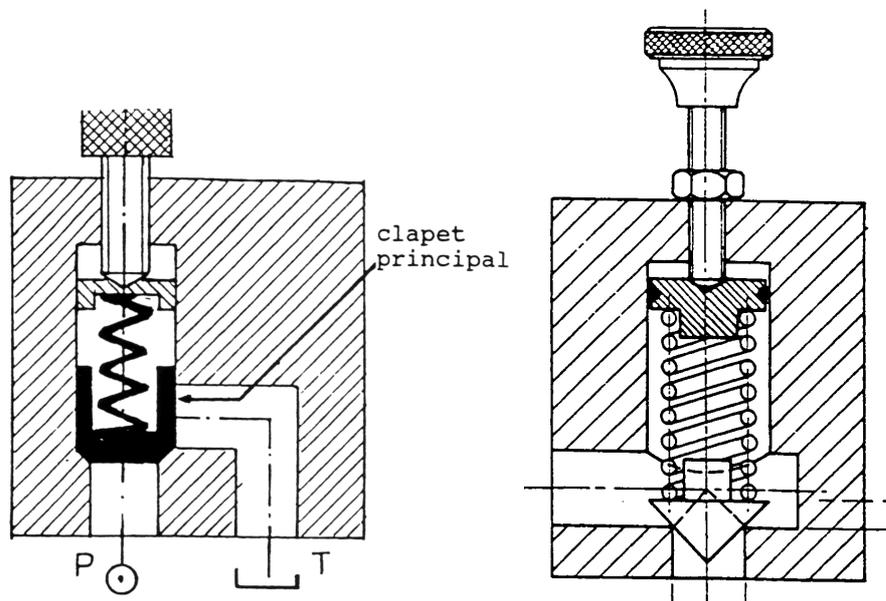
11.1.1. Le limiteur de pression à commande directe

Il s'agit d'un type qui ne peut être utilisé que pour des systèmes basse pression (160-200 bars)

La pression d'huile agit directement sur un clapet fermé par un ressort.

Le produit de la pression d'huile et de la section du ressort sur lequel la pression agit, définit si le clapet peut être ouvert. ($F=p.S$).

Aussi longtemps que la force du ressort est supérieure à la force de la pression, le clapet reste fermé.



11.1.1.1. Quelle différence entre un clapet anti-retour taré et un limiteur de pression ?

Nous pouvons dire immédiatement que le clapet anti-retour taré constitué d'un cône, d'une bille et d'un ressort exerçant une force sur cette dernière va travailler en tout ou rien, soit je suis ouvert et la bille est poussée par l'augmentation de pression soit je suis fermé, la pression donnée par le ressort est supérieure à la pression d'huile. Nous aurons donc avec ce type des à coup de pression non désirable dans l'installation.

Si par contre nous utilisons un limiteur, nous allons avoir non plus un fonctionnement tout ou rien mais bien un fonctionnement régulé qui s'adaptera en fonction de la pression. Je n'ai donc pas une ouverture maximum ou minimum, je possède une plage de réglage. De plus, le fonctionnement est basé sur une mesure de contre pression donc meilleur réaction, plus stable.

11.1.2. Le limiteur de pression piloté

Il s'agit là d'une version coûteuse qui est utilisée avec les systèmes haute pression ou ayant des débits plus importants.

Avec un limiteur de pression à commande directe, le ressort hélicoïdal devrait être plus puissant, par conséquent difficile à régler et surtout à loger dans le corps de la vanne.

Le limiteur de pression piloté est constitué d'une vanne principale et d'une vanne de pilotage, cette dernière étant un limiteur de pression à commande directe.

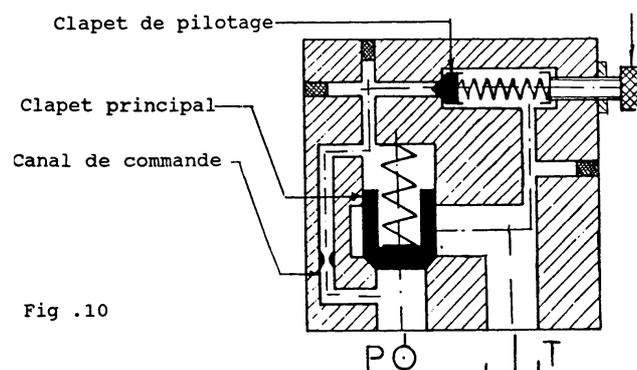
11.1.2.1. Le limiteur de pression à pilotage interne

La pression du système maximum est réglée par la tension du ressort du limiteur de pression.

Ce limiteur de pression a une petite section, d'où une tension de ressort peu élevée.

Un canal de pilotage est parallèle à la soupape principale.

Si la pression est inférieure à la pression réglée, la pression sera égale en amont et en aval de la soupape principale et un ressort relativement faible pourra maintenir la soupape principale fermée.



Si la pression devient trop importante, le clapet de pilotage s'ouvre et un flux d'huile a lieu de P à travers le canal de pilotage, le long de la vanne de pilotage en direction de T.

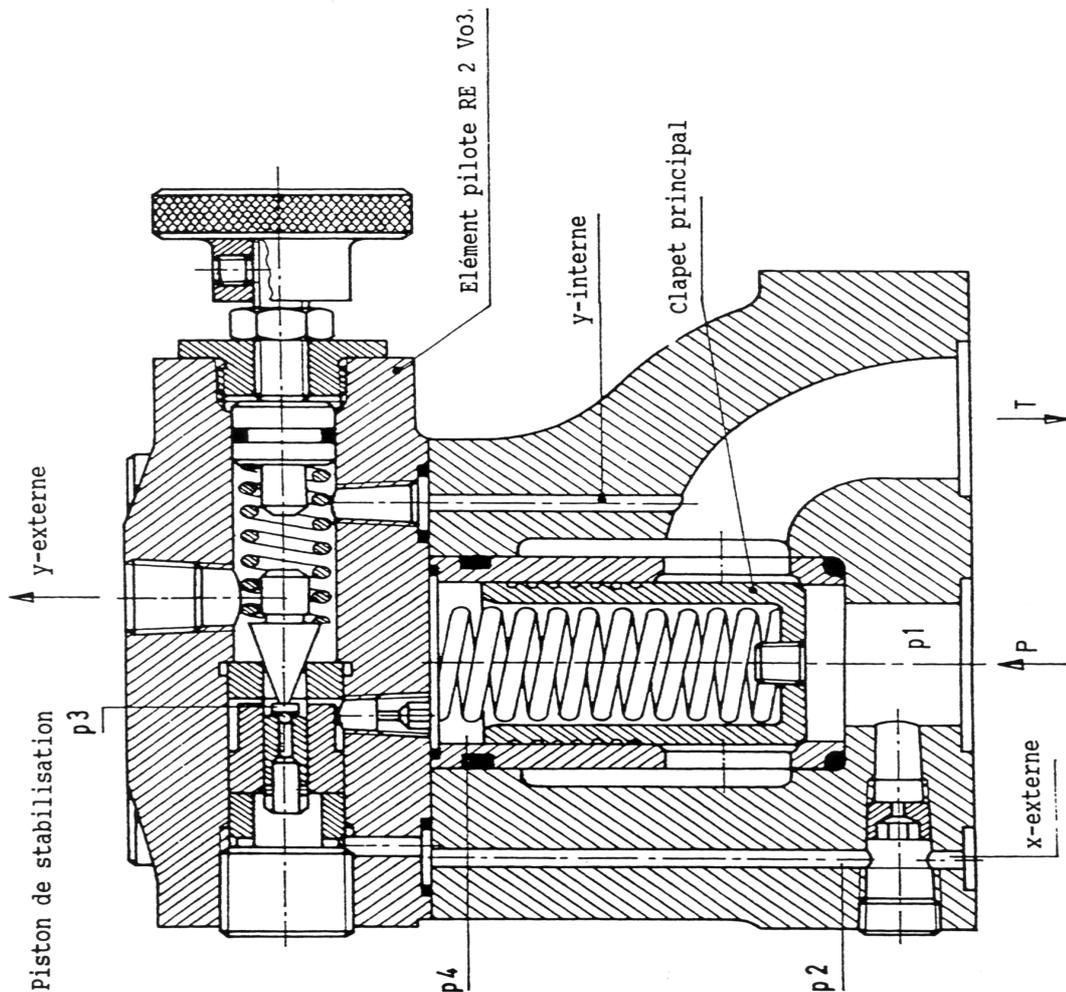
Via l'étranglement du canal de pilotage, on a une diminution de pression, ce qui fait que la pression en aval de la vanne principale est nettement inférieure à la pression en amont de P.

De ce fait, la vanne principale s'ouvre et le flux principal s'écoule directement de P vers T.

11.1.2.2. Le limiteur de pression à pilotage externe

Lorsque l'électro-aimant D n'est pas excité, l'orifice Z est relié au réservoir. La pression en aval du clapet principal est alors égale à 0 bar. De ce fait, le clapet principal sera également complètement ouvert, ce qui permet une circulation exempte de pression.

Si l'électro-aimant D est excité, c'est le réglage du clapet de pilotage qui définit la pression d'ouverture.



11.1.2.3. Quelle différence entre un limiteur de pression à pilotage interne ou à pilotage externe ?

Si nous réalisons un essai avec les deux types de limiteur, nous pourrions constater ce qui suit : le limiteur indirect reste constant en fonction du débit durant un certain temps qui représente sa plage de fonctionnement alors que pour le direct, la pression augmente en fonction du débit.

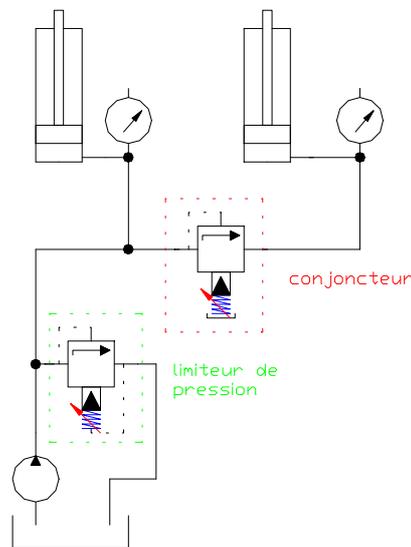
11.1.3. Vanne de séquence

Une vanne de séquence ou conjoncteur est utilisée pour maintenir fermée une dérivation vers une partie d'une installation hydraulique tant que la pression pour cette dérivation n'a pas atteint une valeur réglée.

De ce fait, il est possible d'effectuer un certain nombre de fonctions dans un circuit hydraulique selon une séquence prédéterminée. Il s'agit en quelque sorte d'une vanne temporisée à l'enclenchement avec comme critère de basculement un certain niveau de pression de commande.

11.1.3.1. Vanne de séquence à commande directe

Regardons comment fonctionne le circuit ci-dessous.



Lorsque le système hydraulique est en fonctionnement, la tige de piston du cylindre A va se déplacer.

La pression à laquelle la tige du piston sort du vérin A n'est pas encore à même de commander la vanne conjoncteur.

Ce n'est que lorsque la course de la tige du vérin A est complètement achevée, que la pression P2 sera atteinte.

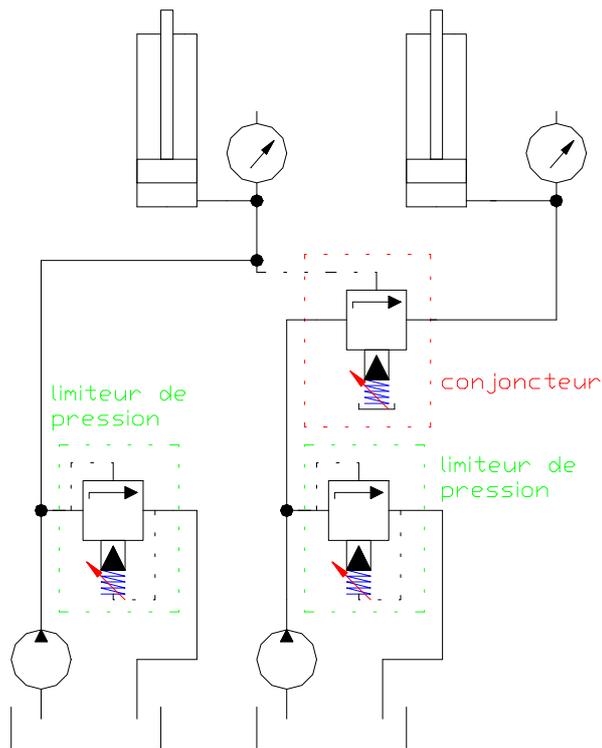
A ce moment, si la pression atteint donc la valeur P2 dans le système, la vanne de séquence est commandée et le vérin B est mis en mouvement.

Si la pression dans le système augmente jusqu'à atteindre la pression P1, le limiteur de pression est alors commandé.

11.1.3.2. Vanne de séquence à commande indirecte

Dans ce cas, l'huile de commande pour l'ouverture de la vanne est prélevée sur un autre circuit.

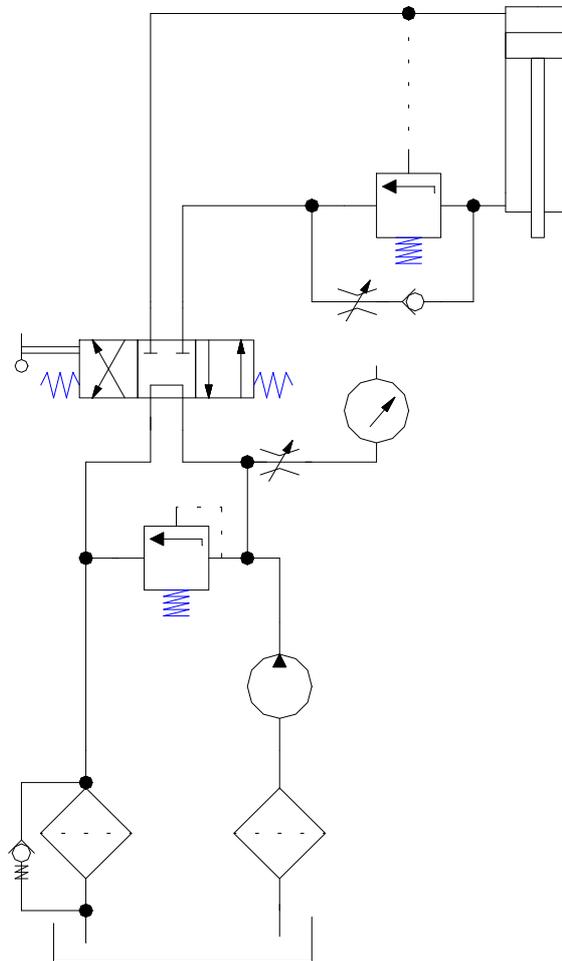
Le cylindre I sort le premier, lorsque la pression est suffisante dans le système, la vanne conjointeur est alors sollicitée, ce qui entraîne également la sortie du cylindre II.



11.1.4. Vanne de freinage

Le but d'une telle vanne est de maintenir le contrôle d'une charge négative dans un vérin hydraulique. La charge ne va se déplacer que si la valeur réglée de la vanne de freinage est dépassée.

Analysons le schéma suivant :



Lors de la descente de la charge, la conduite placée devant la vanne de freinage interviendra en tant que conduite d'alimentation de la vanne de freinage. Lorsque la pression au-dessus du piston est devenue suffisamment élevée, la vanne de freinage est alors commandée et s'ouvre. L'huile s'écoule alors en direction du réservoir. Le piston descend. De ce fait, la pression au-dessus du piston va descendre, ce qui a pour effet de refermer la vanne de freinage. Si la charge veut monter, ceci doit pouvoir s'opérer sans obstacle, ce qui explique pourquoi nous plaçons un clapet anti-retour. Ce système permet de freiner la descente du vérin mais empêche aussi de mettre le volume d'entrée du vérin en dépression sous la force de la charge.

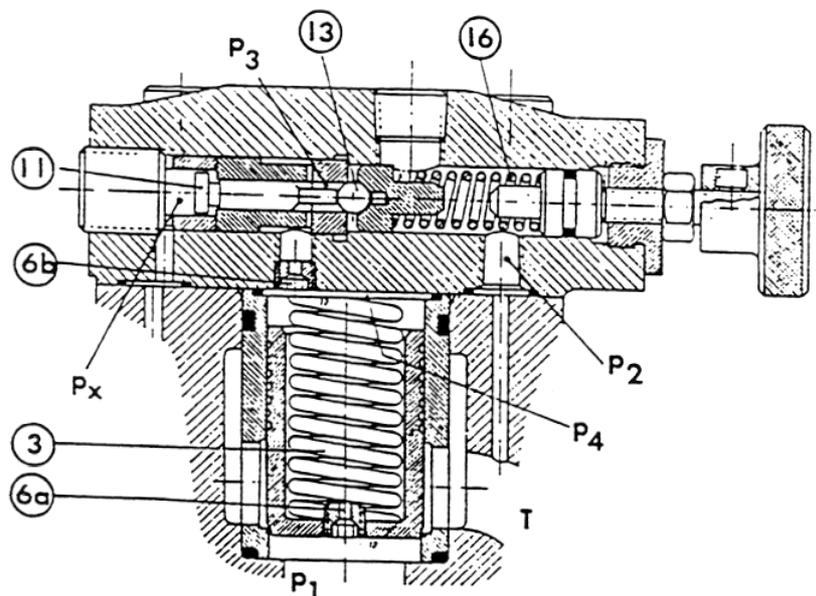
11.1.5. Vanne d'équilibrage

Une vanne d'équilibrage est un appareil qui limite la pression de service réglée dans un circuit hydraulique ou dans une partie de celui-ci. Lorsque la valeur réglée est atteinte, cette vanne s'ouvre complètement et laisse la totalité du débit d'alimentation s'écouler en direction du réservoir.

En raison de sa construction spéciale, cette vanne ne se ferme qu'après que la pression dans la commande (x) a diminué de 15 à 20% environ par rapport à sa valeur d'ouverture.

Noter que les vannes d'équilibrage sont toujours des vannes préilotées.

Analysons le fonctionnement du schéma suivant :



Nous voyons que la pression du côté P (p_1) pénètre via les diaphragmes 6A et 6B jusqu'à la bille d'étanchéité (13) du clapet préiloté (p3).

La pression de commande (P_x) agit sur l'arrière du piston de commande (11). Le clapet principal est équilibré hydrauliquement et reste fermée sous l'action du ressort (3) si $p_x = p_3 = p_1 \leq \text{Force du ressort}$. Si p_3 vainc la force du ressort, la bille se soulève de son siège.

Ceci crée une chute de pression dans l'espace p_3 et comme l'alimentation en direction de l'espace p_4 s'opère également via un diaphragme, on a ici également une chute de pression (par rapport à p_1). Le clapet principal est soulevé de son siège, ce qui libère la liaison P-T.

Etant donné que le pilotage extérieur est séparé de l'entrée P par un clapet anti-retour, l'orifice x reste sous pression.

Le piston piloté (11) n'est plus équilibré, en effet $p_3 = \text{pression du réservoir}$, il vainc la force du ressort. On a alors $p_2 = p_3 = \text{pression du réservoir}$. Ce qui entraîne le soulèvement complet du clapet principal et la réalisation d'une liaison P-T, pratiquement exempte de pression. (La pression dépend de la pression du ressort sur le clapet principal).

La surface du piston de commande (11) est 15 à 17% plus grande que sur la surface de fermeture de la bille(13).

Ceci implique que la force du ressort (16) ne pourra repousser le piston (11) que si la pression de commande p_x a diminué de 15% environ.

Noter qu'une telle vanne ne sera jamais utilisée que dans des installations ou portion d'installation équipée d'accumulateur. En effet, en absence de cet élément, la vanne d'équilibrage déclencherait et s'enclencherait continuellement.

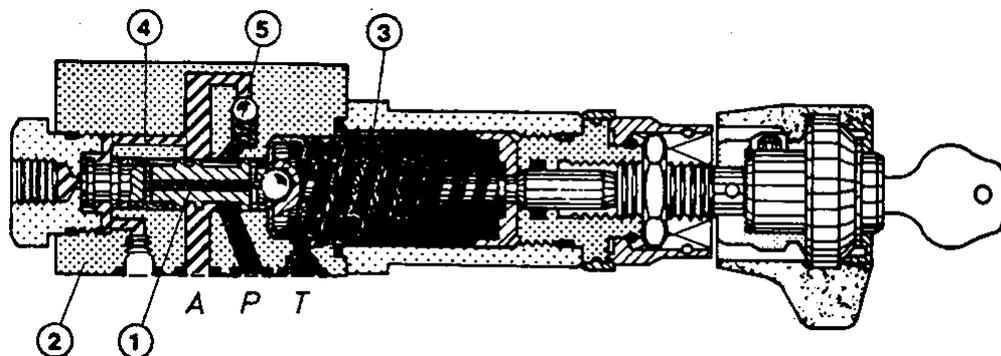
11.2. Réducteur de pression

11.2.1. Fonction

Le réducteur de pression a pour tâche de diminuer la pression et de la maintenir constante dans un circuit secondaire. Cette régulation n'est possible que si la pression d'entrée est de 10% environ supérieure à la valeur de sortie réglée (circuit secondaire).

11.2.2. Réducteur de pression à commande directe

Le principe de fonctionnement est illustré par la figure suivante :



Le tiroir (1) a une précontrainte définie correspondant à la pression de sortie pré réglée (= pression secondaire). La pression secondaire (raccord A) agit, via la canalisation de commande (4), sur la section gauche du tiroir.

Lorsque la pression A atteint la valeur réglée par le ressort, le tiroir se déplace vers la droite et diminue le débit de P vers A.

A ce moment là, seule peut s'écouler vers la sortie de la vanne la quantité qui est prélevée (sans augmentation de pression au-dessus de la valeur réglée) par l'utilisateur dans le système secondaire de A.

Cette pression exerce alors une force opposée par rapport à la force du ressort. Si l'utilisateur ne soutire pas de liquide, la vanne est alors fermée.

Pour un réducteur de pression à trois voies on a également une protection de la pression du circuit secondaire. Lorsque la pression en aval de la vanne augmente en raison des forces extérieures qui s'exercent sur l'utilisateur, le tiroir de commande est comprimé plus encore contre le ressort.

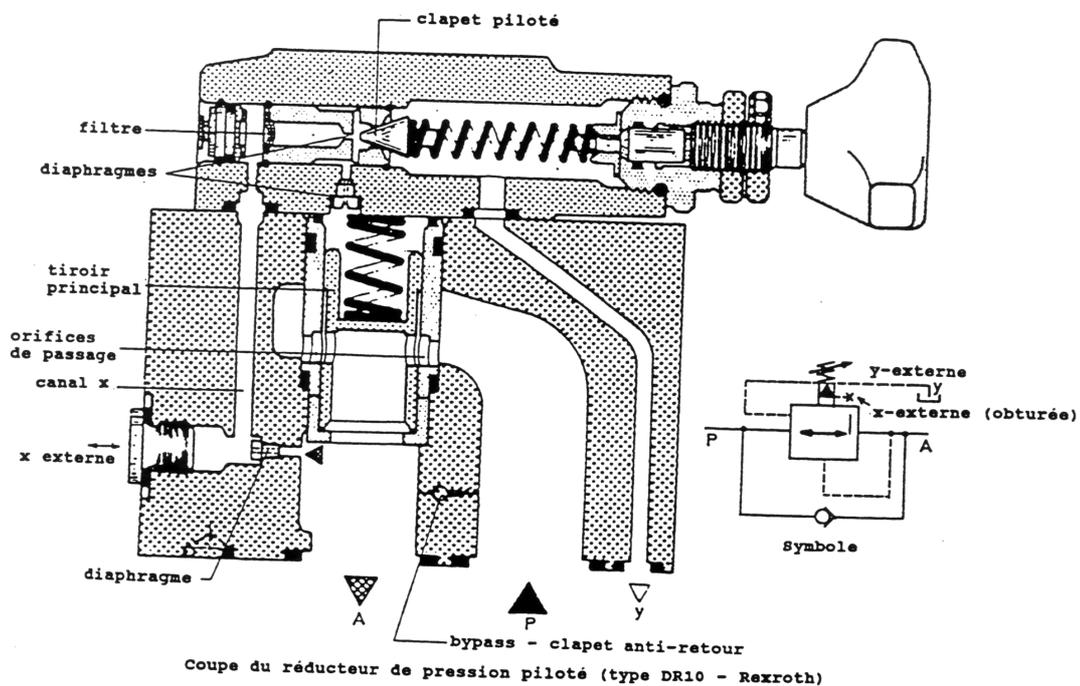
Le raccord de A est alors relié au réservoir via le tiroir. Dans ce cas, il y a évacuation de liquide de manière telle que la pression ne continue plus à augmenter.

11.2.3. Réduction de pression à commande piloté

Lorsque le débit devient trop important, on utilise un réducteur de pression pré-piloté.

On obtient ainsi un équilibre en remplaçant le ressort par un équilibre hydraulique.

Analysons le fonctionnement au départ du dessin suivant :



La commande s'effectue ici à partir de la sortie.

La pression de sortie agit sur les deux diaphragmes en relation avec le pré-pilotage.

Tant que le réglage du pré-pilotage n'est pas dépassé, la vanne est normalement ouverte. Si le pré-pilotage s'ouvre, on a alors une chute de pression au-dessus de la vanne principale et celle-ci se ferme progressivement. Si la consommation à la sortie A est égale à zéro, la vanne se ferme complètement.

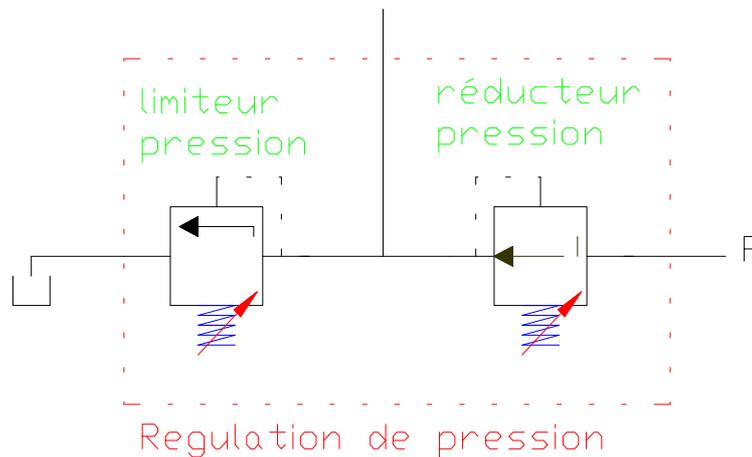
En principe, il ne peut jamais y avoir de fermeture complète. Mais pour conserver l'état d'équilibre pour un débit minimum. Il faut créer un delta p constant au dessus de la vanne principale.

Cela signifie qu'il y a un flux constant de A ->Y et donc aussi de P->A, ce qui exige une section de passage minimum de la vanne principale.

11.3. Régulation de pression

Je peux encore dire qu'une régulation de pression est réalisée avec un réducteur de pression et un limiteur de pression.

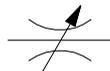
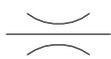
Voici l'illustration d'une régulation de pression.



12. Régulateur de débit

Le but d'une vanne de régulation de débit est d'influencer le débit Q en modifiant la section de la canalisation, de manière ainsi à réguler la vitesse des vérins et des moteurs. Vous trouverez ci-dessous les symboles des différents types de régulateur de débit.

fixe réglable



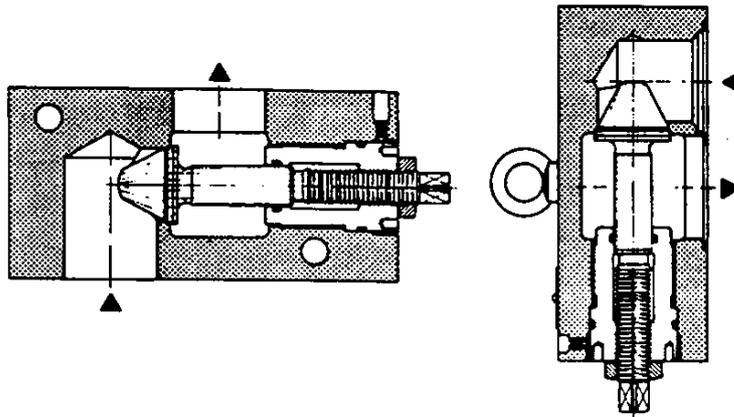
Les symboles indiquent un rétrécissement de la section de la conduite.

La plupart du temps, on ne désire régler la vitesse que dans un sens. C'est pourquoi on prévoit un clapet anti-retour.

Quelles différences entre un étrangleur et une vanne de régulation de débit ?

Une caractéristique de la vanne de régulation de débit est que le flux d'huile (débit) reste constant et est indépendant de la pression (charge) à laquelle la vanne de régulation de débit est assujettie.

Dans un étranglement, il y a un rapport quadratique entre le débit Q et la différence de pression (perte de charge) Δp .



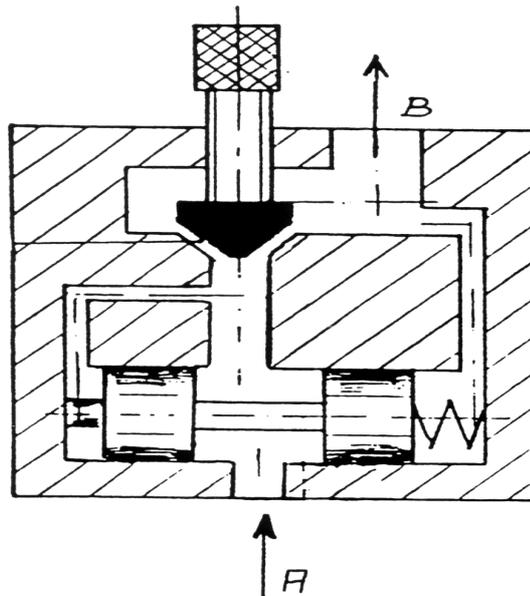
Montage sur embase

Ceci signifie que le débit Q change lorsque la différence de pression Δp est modifiée, autrement dit : lorsque la pression d'entrée ou de sortie d'un étranglement est modifiée, la différence de pression Δp est également modifiée sur l'étranglement et par conséquent, le débit également.

La pression d'entrée reste constante dans la plupart des cas, mais du fait de la modification de la charge d'un moteur ou d'un cylindre, la pression de sortie 2 va être modifiée.

Les vannes d'étranglement peuvent donc être utilisées uniquement lorsque la charge ne change pas ou ne subit qu'une légère modification.

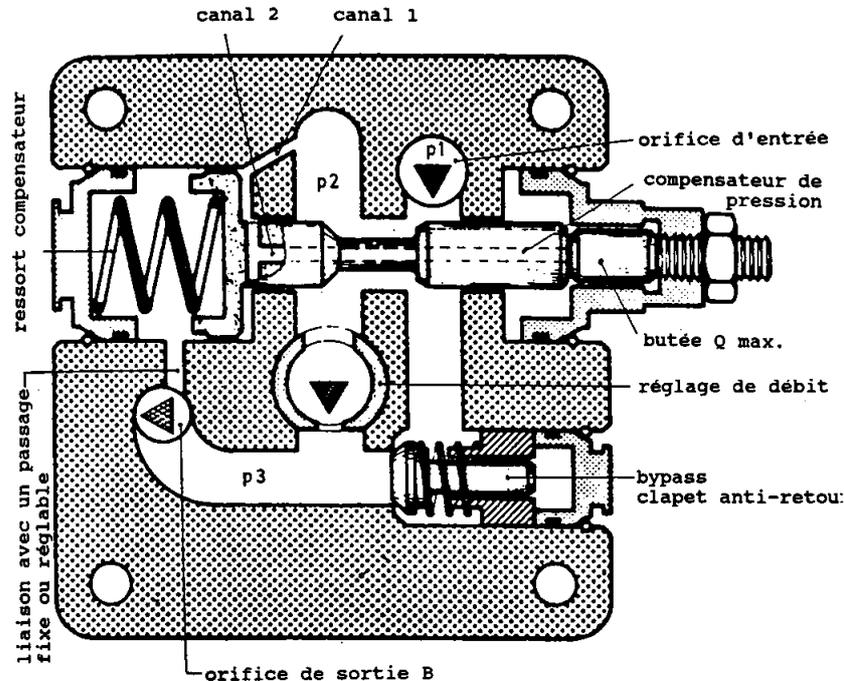
Pour les vannes de régulation de débit, le flux de passage est indépendant de la différence de pression Δp entre l'entrée et la sortie de la vanne, c'est-à-dire que le flux d'huile réglé reste également constant en cas de fluctuation de pression.



Ce type de vanne est donc utilisé si la vitesse d'un utilisateur doit rester constante alors que la charge fluctue.

12.1. Vanne de régulation de débit à deux voies

Le dessin ci-dessous va nous permettre de comprendre le fonctionnement de ce type de régulateur de débit :



L'indépendance souhaitée de la pression est obtenue en plaçant en série avec la restriction proprement dite (étranglement 2) une restriction variable (étranglement 1). Cette restriction variable (étranglement 1) sera automatiquement adaptée en cas de modification de pression au niveau de l'étranglement.

Le débit est réglé à la sortie B au moyen d'une vis de réglage de débit.

Ce débit doit rester constant, y compris en cas de charge éventuelle et fluctuante (pression).

Pour que ceci soit possible, la chute de pression delta p_2 doit rester constante sur l'écoulement 2.

Le chariot de poussée fait en sorte que la chute de pression delta P_2 reste constante.

Ce chariot de poussée est constitué de deux pistons à deux surfaces égales.

La pression p_2 qui règne pour l'étranglement 2 agit d'un côté (à gauche), tandis que la pression p_3 située en aval de l'étranglement 2 agit de l'autre côté (à droite).

La différence de pression au niveau de l'étranglement est donc constamment mesurée et adaptée.

Etant donné que la pression p_3 est inférieure à la pression p_2 (quelle que soit la forme de restriction), un ressort est prévu du côté p_3 de manière à maintenir le chariot de poussée en équilibre.

La différence de delta p_2 est toujours égale à la force du ressort et constante, la force du ressort étant constante. Si la différence de pression delta p_2 est constante, le débit à la sortie B est alors constant lui aussi.

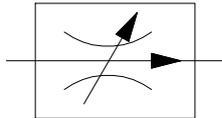
Si la charge augmente, par exemple, la pression p_3 va aussi augmenter.

Pour une pression d'alimentation constante, la différence de pression Δp_2 va être modifiée.

Le chariot de poussée est déplacé ($F_2 = F_3 + F_{\text{ressort}}$), de manière à augmenter le débit d'alimentation.

De ce fait, la pression p_2 va augmenter et en conséquence, la différence de pression Δp_2 va être ramenée à la valeur constante.

Si on utilise une vanne de régulation de débit à deux voies, la pression de la pompe sera toujours maximale quelle que soit la pression de service dans le vérin. En voici le symbole.



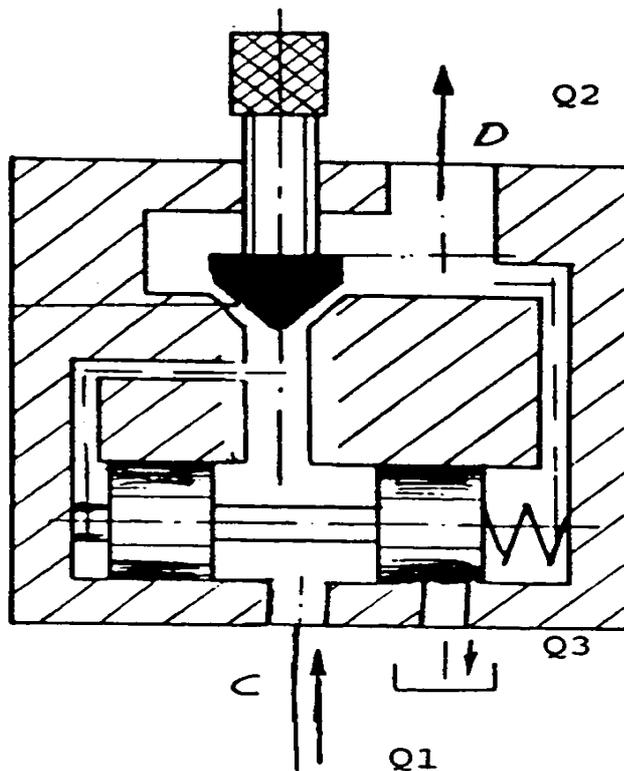
Ce type de vanne peut régler le débit entrant et sortant de vérins et de moteur.

Noter encore que ce type de vanne peut être couplée en parallèle.

Un clapet anti-retour sera toujours utilisé étant donné qu'une vanne de régulation de débit ne fonctionne que dans une direction.

12.2. Vanne de régulation de débit à trois voies

Pour remédier à l'inconvénient d'une pression de pompe maximale avec une vanne de régulation de débit à deux voies, on utilise des vannes de régulation de débit selon le principe de la figure ci-dessous.



Pour une vanne de régulation de débit à trois voies, l'excédent de liquide, pour maintenir constante la différence de pression sur l'ouverture de l'étranglement, est évacué tant en amont qu'en aval de la vanne de régulation via un canal supplémentaire en direction du réservoir d'huile.

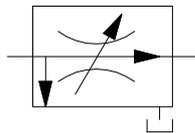
Cette vanne donne un flux principal Q_2 qui est constant et un flux résiduel Q_3 qui est variable.

Pour cette vanne, le chariot de poussée est couplé en parallèle à l'étranglement. Au repos, l'étranglement réglable du chariot est fermé.

Des modifications de charge sont absorbées par le déplacement du chariot, de sorte qu'une partie de débit fourni par la pompe reflue via le chariot en direction du réservoir.

Le débit Q_3 peut être utilisé également pour d'autres utilisateurs.

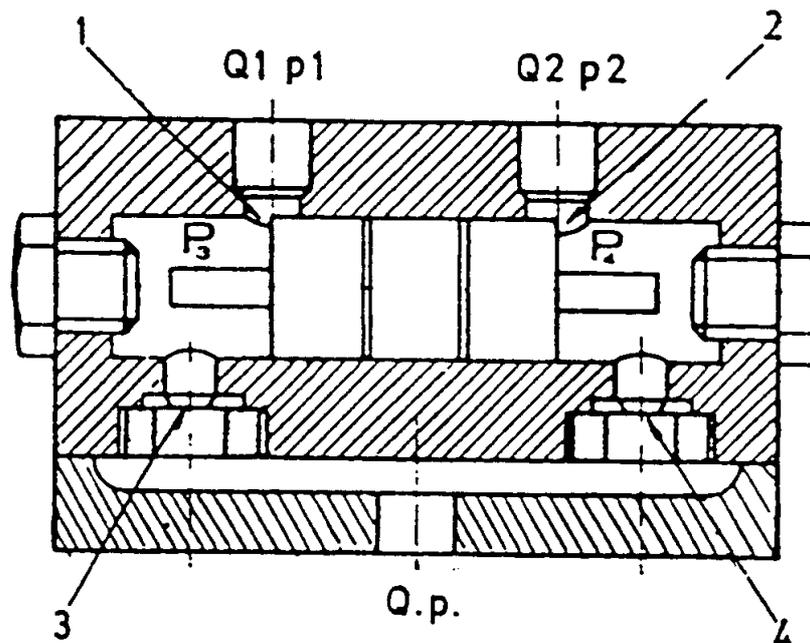
Toutefois, on ne peut placer en parallèle l'une à côté de l'autre deux vanne de régulation de débit à trois voies. En effet, dans ce cas la vanne ne peut réguler puisque la pression de sortie est toujours minimale. Voici son symbole.



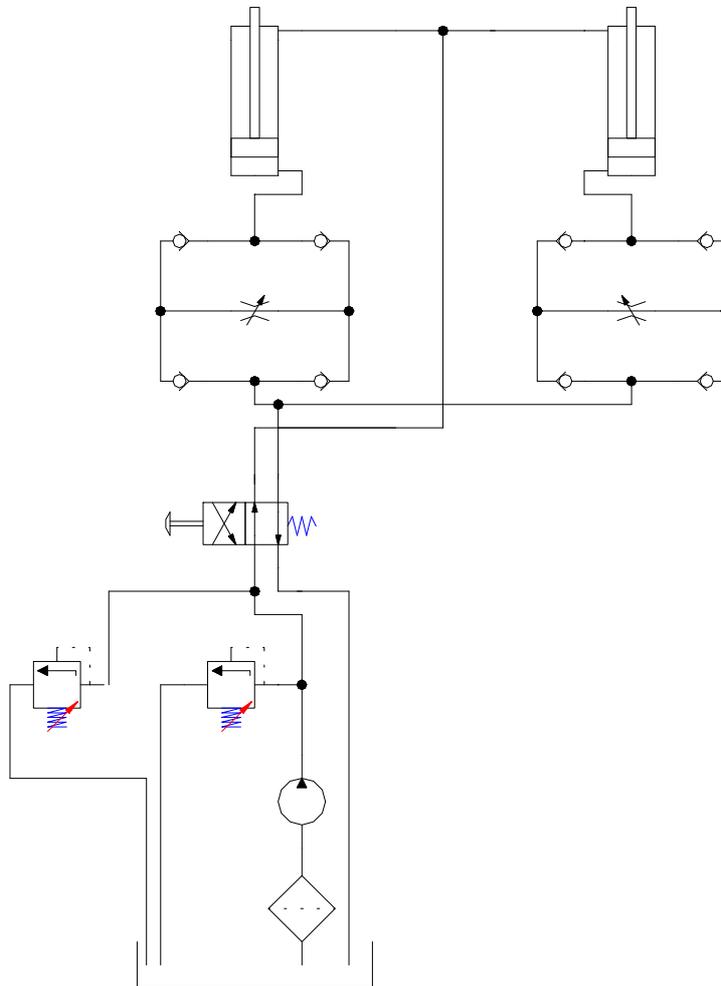
12.3. Vanne diviseur de débit

La vanne diviseur de débit fournit, quel que soit le débit d'alimentation, deux débits égaux aux sorties A et B. Cette vanne est utilisée pour deux vérins à course égale.

A l'aide du dessin ci-dessous, analysons le fonctionnement.



2^{ème} cas : Mise en mouvement à l'aide de deux vérins d'un plateau sur lequel est placé une charge non répartie uniformément. Le mouvement sera uniforme vers le haut et le bas.



Analyser le cycle de fonctionnement du système et repérer les clapets fonctionnant pour la sortie du vérin et pour l'entrée de ce dernier.

13. Clapet anti-retour

13.1. Clapet anti-retour simple

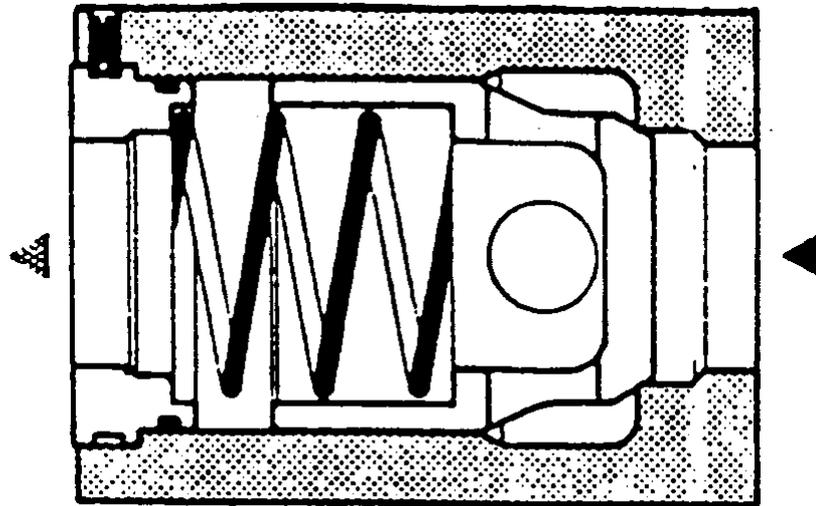
Les clapets anti-retour empêchent le passage de l'huile dans un sens, alors que l'huile peut s'écouler librement dans l'autre. L'étanchéité doit être absolue. C'est pourquoi cette soupape est toujours du type à clapet. Comme éléments d'étanchéité, on utilise des billes et des cônes. Un ressort de force faible sert à maintenir le clapet fermé en position de repos. Le clapet peut être monté dans toute position quelconque.

Lorsque du liquide traverse la soupape dans la direction indiquée par la flèche, la bille est soulevée du siège par la pression du liquide. Le passage est libéré.

Dans le sens inverse, le ressort et le liquide compriment la bille sur le siège et ferment la liaison.

La pression d'ouverture dépend du ressort sélectionné, de sa précontrainte et de la section efficace de la bille.

Certain clapet anti-retour ne possède pas de ressort, l'élément de fermeture reposant par son propre poids sur le siège au repos. Il va de soit que ce type de clapet doit toujours être placé verticalement.

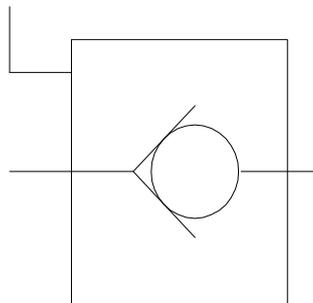


13.2. clapets anti-retour pilotés

13.2.1. clapet anti-retour piloté simple

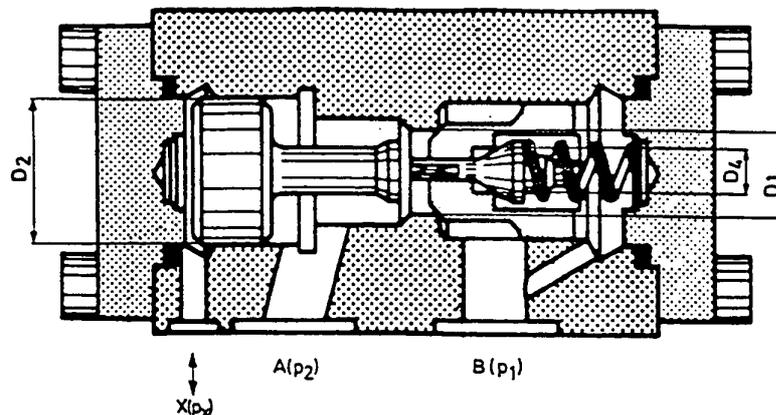
Le clapet anti-retour piloté permet un passage libre du flux d'huile au travers de celui-ci lorsqu'elle arrive par le côté du clapet. Ceci est rendu possible grâce au pilotage hydraulique qui soulève le clapet de son siège.

Ceux-ci sont utilisés lorsque le piston ne peut plus se déplacer au repos (par exemple, abaissement d'une charge ou la perte d'huile dans le distributeur), alors qu'un ordre de déplacement du clapet doit laisser passer l'huile dans la direction précédemment interdite.



13.2.2. clapet anti-retour piloté sans raccordement de fuite

Le dessin ci-dessous illustre ce type de clapet, analysons le fonctionnement.



Un écoulement libre est possible dans le sens A-B. De A vers B, le clapet principal 1 et le clapet piloté 2 sont maintenus sur le siège par le ressort 3 et la pression du système.

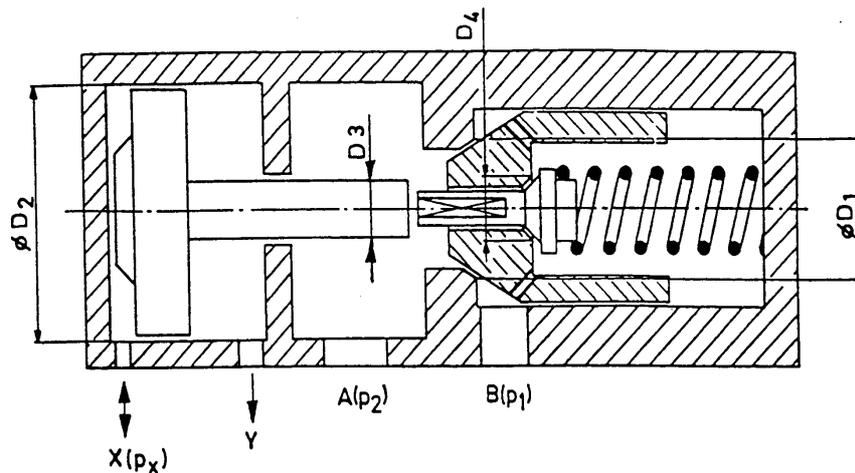
En appliquant une pression à la conduite de commande Z, le piston de commande 4 est déplacé vers la droite.

Ce faisant, le clapet piloté, puis le clapet principal sont soulevés du siège. De ce fait, le liquide peut s'écouler de B vers A.

L'important pour ces clapets anti-retour pilotés (sans raccordement de fuite) est que le raccordement A doit être exempt de pression à l'ouverture hydraulique étant donné que la pression en A influence la pression de commande Z.

13.2.3. clapet anti-retour piloté avec raccordement de fuite

Pour empêcher les conséquences d'une augmentation de pression au niveau de l'orifice A sur le plongeur de commande, on choisit l'exécution de la figure suivante. Son fonctionnement est analogue à celui du type précédent. Le côté de la tige du piston de commande est maintenant fermé vis-à-vis de l'orifice A. Les pertes éventuelles sont évacuées via le raccord Y.

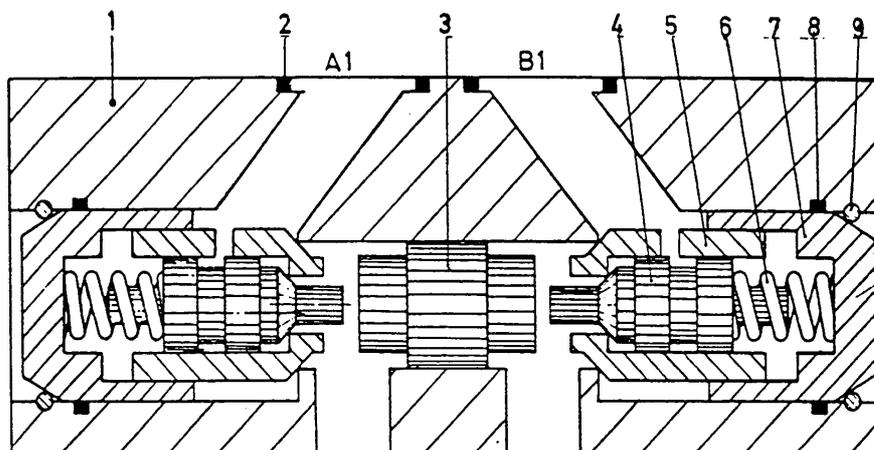


13.2.4. Clapet anti-retour piloté double

Pour bloquer un vérin en position de repos, de façon à ce qu'il ne puisse se déplacer ni dans un sens ni dans l'autre, il faut utiliser un clapet anti-retour double piloté.

Nous devons, à proprement parler, utiliser deux clapets anti-retour piloté double. On empêche ainsi le déplacement du piston sous l'effet d'une force extérieure lorsque le distributeur de commande est en position neutre.

Ces clapets anti-retour existent aussi bien pour un montage dans une conduite que sur embase, en sandwich entre la valve de distribution et la plaque de base. Si un clapet anti-retour piloté double est monté directement sur le vérin, ce clapet joue alors le rôle de protection en cas de rupture de canalisation.





14. Accumulateurs

Un accumulateur est un récipient collecteur de liquide dans lequel le liquide non compressible est maintenu sous pression par une source d'énergie mobile qui circule à l'extérieur de celui-ci.

Dans un accumulateurs, on peut donc stocker de l'énergie hydraulique et la délivrer au moment désiré.

On peut comparer un accumulateur hydraulique à un condensateur en électricité.

Utilisation des accumulateurs :

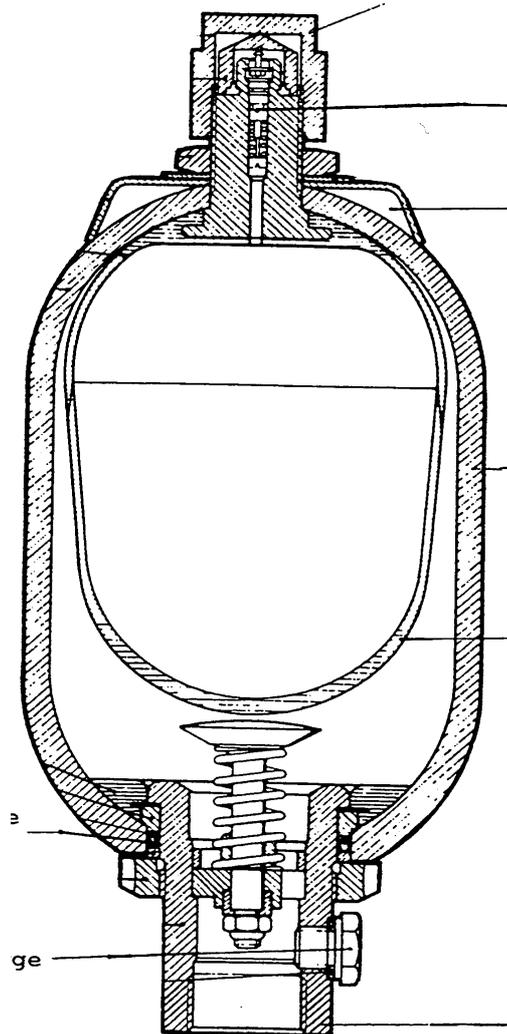
- Comme réserve d'énergie pour maintenir la pression.
Lors de l'arrêt de la pompe, l'accumulateur maintient le système sous pression. Les pertes de pression dues aux fuites sont compensées par l'accumulateur. De même une augmentation de pression en raison d'une modification de la température de la charge est absorbée par l'accumulateur. En cas de défaillance de la pompe ou du moteur, l'accumulateur peut remplacer la pompe momentanément.
- Comme complément au débit de la pompe.
Pour les systèmes à dépassement de charge, l'accumulateur absorbe un surplus d'huile lorsque le débit de la pompe est trop élevé et restitue l'huile lorsque la pompe ne peut pas fournir la quantité demandée.
- Comme amortisseur de vibrations pour :
L'absorption des ondes de choc créées par une ouverture et une fermeture rapide de clapets.
La résorption des coups de bélier.
L'aplanissement des pulsations de la pompe.

On distingue trois types d'accumulateurs, à savoir les accumulateurs à poids, à ressort et au gaz. Ces derniers sont les plus utilisés.

14.1. Accumulateur à vessie

L'accumulateur à vessie est l'accumulateur à pression de gaz le plus utilisé.

L'accumulateur à pression de gaz possède une valve de remplissage en gaz. Le gaz pompé dans l'accumulateur est comprimé. Plus le gaz est comprimé et plus la pression du gaz devient élevée et, parallèlement, la pression d'huile.



L'accumulateur à vessie consiste la plupart du temps en une bouteille en acier forgé sans soudure. L'organe de séparation est une vessie en caoutchouc synthétique. Une valve de remplissage est disposée sur la partie supérieure de la vessie. Celle-ci sert au remplissage de la vessie et à sa fixation dans la bouteille. La bouteille possède un orifice largement dimensionné pour l'huile à sa partie inférieure.

Dans l'ouverture, on trouve une sorte de clapet anti-retour pour éviter que la vessie ne soit comprimée dans l'ouverture de passage de l'huile (risque de déchirure) lors du remplissage de gaz. L'étanchéité est assurée par un O-ring. Le clapet et le raccord peuvent être enlevés lorsque la vessie doit être remplacée.

Pour des raisons de sécurité, la vessie doit être parfaitement vide avant de pouvoir procéder au remplacement. La capacité de la vessie est légèrement inférieure à la capacité de la bouteille. Avant de mettre l'accumulateur en service, on remplit la vessie jusqu'à une pression préalablement définie.

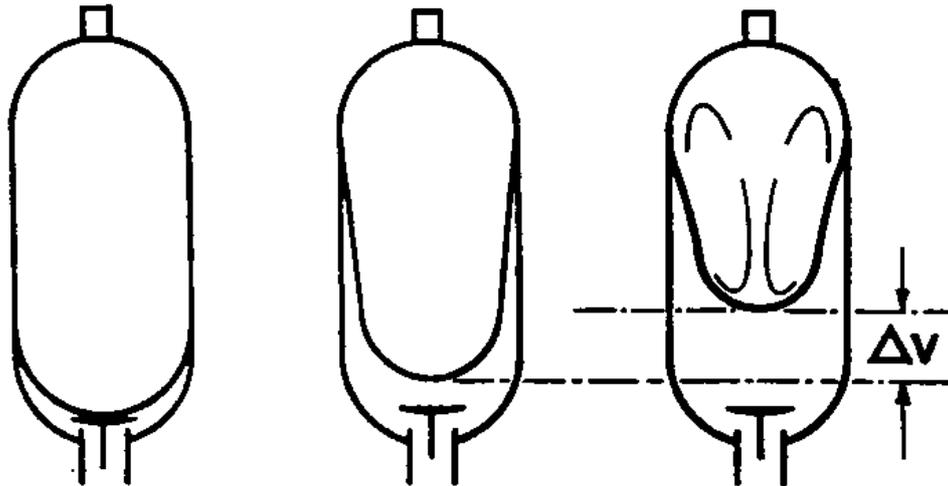
Le gaz utilisé peut être de l'air ; mais dans la plupart des cas ce sera de l'azote.

Il y a de l'oxygène dans l'air ce qui peut entraîner une oxydation par exemple de la membrane en caoutchouc ou de la paroi en acier de l'accumulateur.

Lors du remplissage, la vessie se dilate et vient se placer presque entièrement contre la paroi de la bouteille. Ceci entraîne la fermeture du clapet anti-retour. Le plateau en caoutchouc sert de protection et de support à la vessie.

L'huile amenée provoque l'ouverture du clapet et comprime la vessie. Si l'accumulateur cède de l'huile, la pression diminue et le volume de la vessie augmente.

La bouteille est conçue de manière à s'ouvrir en cas de surpression dans la partie inférieure. L'huile peut alors s'écouler sous une pression nettement plus faible que la pression de rupture de la bouteille.



Si un accumulateur est présent dans le système hydraulique, les prescriptions suivantes doivent alors être respectées.

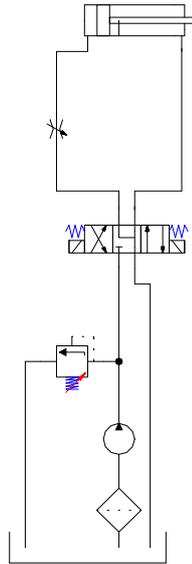
- Chaque accumulateur doit posséder un manomètre approprié qui indique la pression d'huile dans l'accumulateur. La pression de service maximum admissible doit être indiquée sur le dispositif de mesure.
- Chaque accumulateur doit être protégé par un limiteur de pression approprié. En cas de surcharge, la pression peut être diminuée.
- Une vanne d'arrêt doit être montée dans la conduite d'admission (conduite de pression) de l'accumulateur. Ce robinet doit être monté le plus près possible de l'accumulateur. Chaque accumulateur doit être isolé séparément.
- La décharge de l'accumulateur à la main est possible via le robinet de purge.
- Au repos, l'accumulateur ne peut être sous pression.

15. Réglage de vitesse

Analysons les systèmes existants permettant un réglage de vitesse :

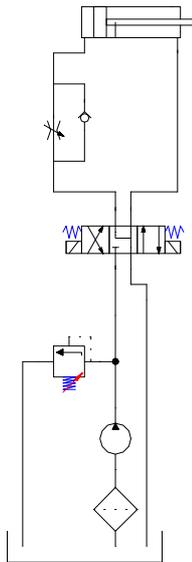
15.1. Etranglement réglable

L'huile traverse toujours l'étranglement, tant lors du mouvement d'entrée que du mouvement de sortie du piston. Autrement dit, en modifiant l'étranglement, on modifie la vitesse dans les deux sens.



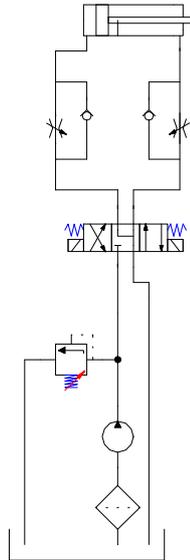
15.2. Etranglement réglable avec clapet anti-retour ou régulateur de vitesse

La vitesse de sortie du piston est réglable. La rentrée n'est pas réglable.



15.3. Deux régulateurs de vitesse

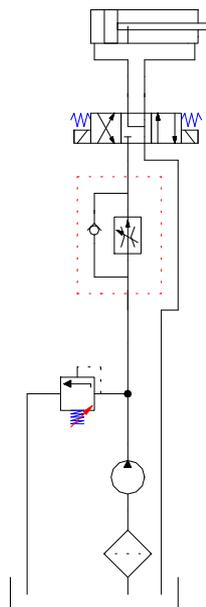
Le régulateur gauche influence le mouvement de sortie du piston, le régulateur droit, le mouvement de rentrée. Les mouvements de rentrée et de sortie du piston peuvent donc toujours être réglés indépendamment l'un de l'autre.



15.4. Positionnement du régulateur de vitesse

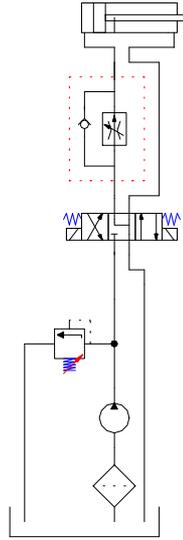
15.4.1. Sur l'entrée avant du distributeur

On règle ici le débit qui rentre dans le vérin. Nous pourrions réaliser une régulation sur la sortie comme sur l'entrée du vérin.



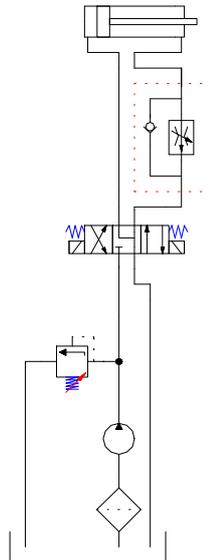
15.4.2. Sur l'entrée avant le vérin

On règle ici le débit qui rentre dans le vérin. Seul la sortie du vérin sera régulé.
L'avantage de cette régulation est que le vérin n'est sous pression que d'un côté et que la pression est fonction de la charge.
L'inconvénient de la régulation de l'admission est que le piston n'est pas maintenu entre deux coussins d'huile.



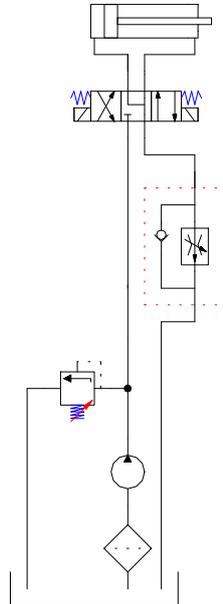
15.4.3. Sur la sortie avant le vérin

On règle ici le débit qui sort du vérin. Seul la rentrée du vérin sera régulé.
L'avantage de cette régulation est que le piston est toujours maintenu par l'huile ; même si la charge travaille en traction, on obtient un mouvement contrôlé.
L'inconvénient de ce réglage est que la pression côté piston est élevée même lorsque la charge est minimale.



15.4.4. Sur la sortie avant le distributeur

On règle ici le débit qui sort du vérin. Nous pourrions réaliser une régulation sur la sortie comme sur l'entrée du vérin.



**16. SIF 70-5-1****CAHIER DES CHARGES.**

Sous forme de petits schémas, représenter les circuits suivant dans le cas d'une technologie hydraulique.

- Un distributeur hydraulique type 5/3 à commande électrique à deux étages (détails).
- Un distributeur type 5/2 monostable à commande hydraulique externe
- Un circuit équipé d'une régulation de pression et alimentant un piston double effet via un distributeur à commande par levier. Fonctionnement tout ou rien.
- Un circuit permettant de gérer la course d'un piston en position verticale. En aucun cas la charge ne doit entraîner le piston. Un distributeur au choix doit gérer le mouvement.
- Un circuit devant gérer deux pistons, le second ne pourra sortir que si le premier est en fin de course. Utilisation de vanne de séquence. Un distributeur au choix doit gérer le mouvement.
- Deux circuits, distincts en tout point, doivent travailler en synchronisme. Le piston de gauche ne pourra se mettre en mouvement que si le piston de droite est rentré en fin de course. Un distributeur au choix doit gérer le mouvement.
- Je souhaite réaliser une régulation de vitesse sur le piston d'une machine tout en garantissant la même régulation dans les deux sens du mouvement. Un distributeur au choix doit gérer le mouvement.
- Je souhaite mettre en mouvement un piston à vitesse lente en sortie et libre en rentrée. Le piston devra être positionné durant son déplacement. Placer les éléments pour garantir un fonctionnement optimum.
- Vous devez gérer l'avance d'une machine avec des moteurs hydrauliques. Faites un système fiable et sûr.
- Vous avez un système dont les variations de charge sur un piston occasionne de léger mouvement sur un second piston alimenté par le même groupe. Réaliser une solution au choix.

**17. SIF 71-5-2****CAHIER DES CHARGES.****17.1. Localisation.**

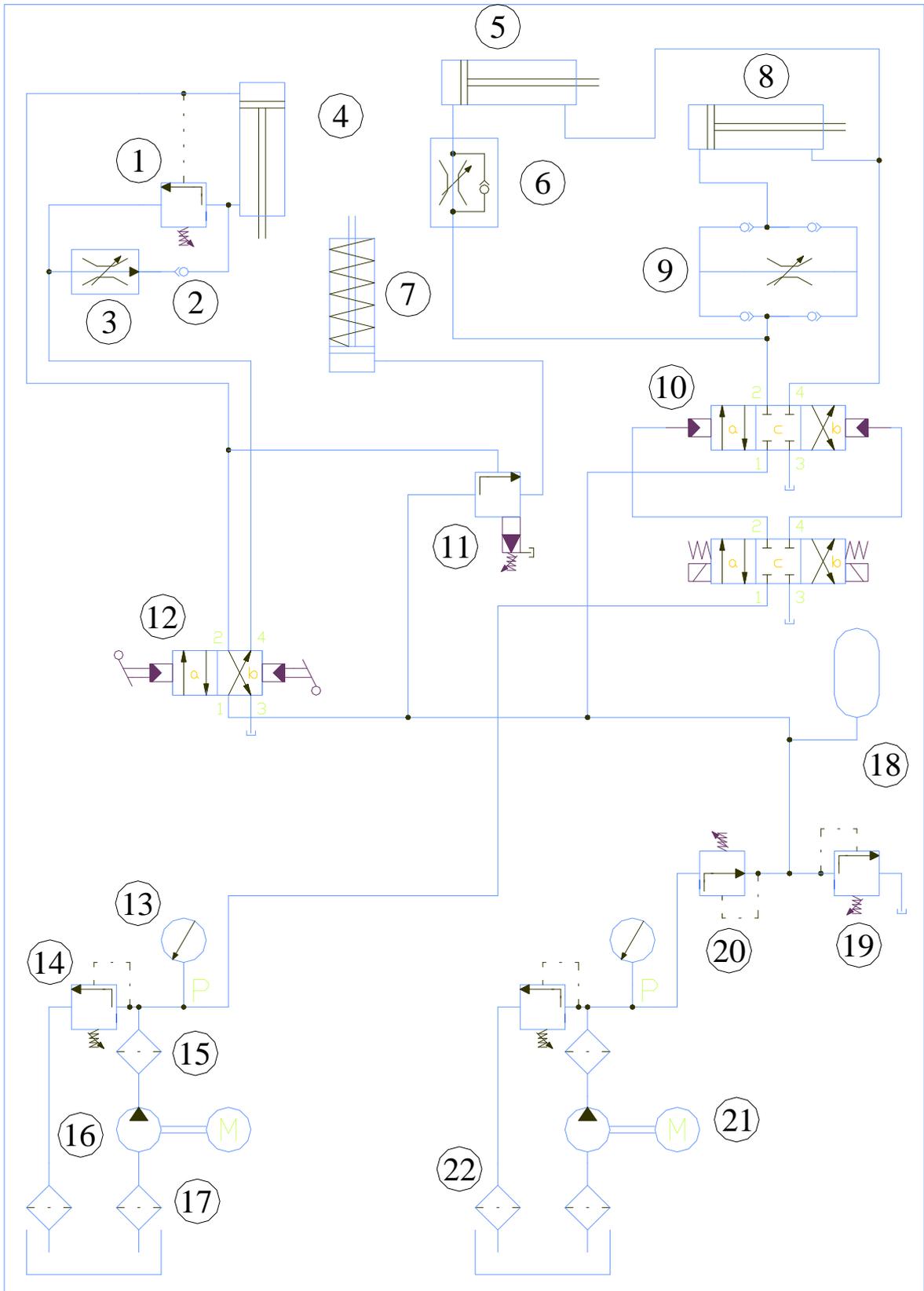
Vous devez réaliser un dossier de maintenance pour une nouvelle machine et vous devez en analyser le fonctionnement afin d'en déduire la nomenclature complète qui permettra par la suite d'établir la liste des pièces de rechange nécessaire à la maintenance de l'outil. Ce travail est important, car il permettra de vérifier dans quelle mesure du matériel similaire déjà en stock pour d'autre machine pourrait également être utilisé pour cette nouvelle acquisition. Il s'agit de limiter au maximum la diversification des pièces dans le magasin.

17.2. Travail demandé.

Réaliser pour les éléments numérotés sur le plan ci-dessous une description complète.

Il faut comprendre par description :

- Le terme général du composant (distributeur, limiteur de pression, clapet anti retour,..)
- Le terme spécifique du composant dans le schéma (vanne de freinage, conjoncteur,)
- Une description physique (nb de tiroir, nb d'état, nb d'orifice, ...)
- Le type de commande (1 étage, 2 étages, BP, pédale, pneum, hydr, ...)
- Le type de rappel (ressort, ressort taré, pédale, pneum, hydr, ...)
-



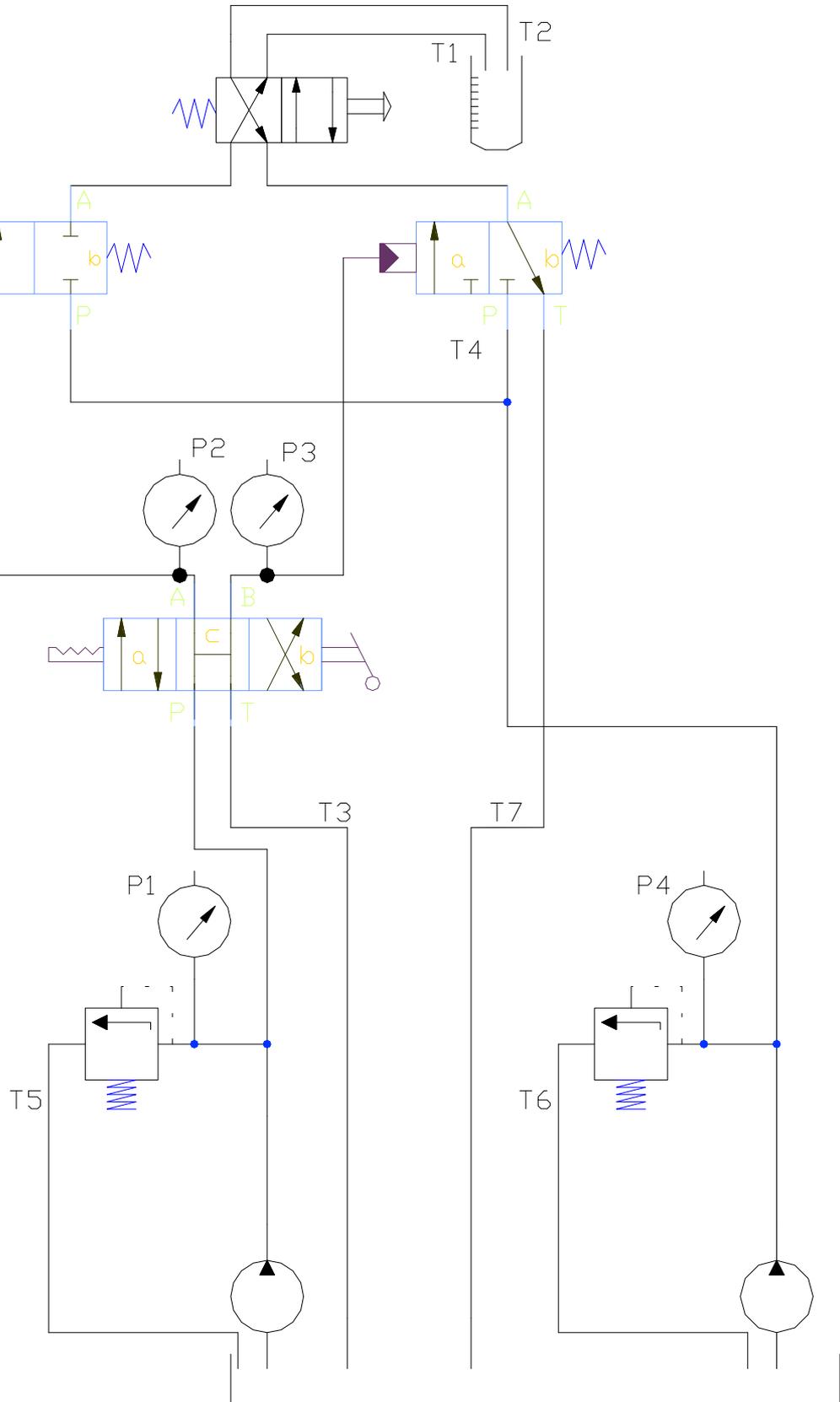
**18. SIF 73-5-3****CAHIER DES CHARGES.*****18.1. Localisation.***

Vous devez réaliser un check list du comportement d'une installation et plus précisément un relevé des variations de débit et de pression à chaque stade du cycle. L'analyse se fera par pallier successif en distinguant deux états, l'état transitoire et l'état stabilisé. En d'autre terme, pour un piston il s'agira d'observé durant sa course et une fois en fin de course.

18.2. Travail demandé.

Réaliser les relevés nécessaires pour tous les points du cycle demandés et remplir le tableau en annexe. Nous supposons que le cycle est celui défini par le tableau.

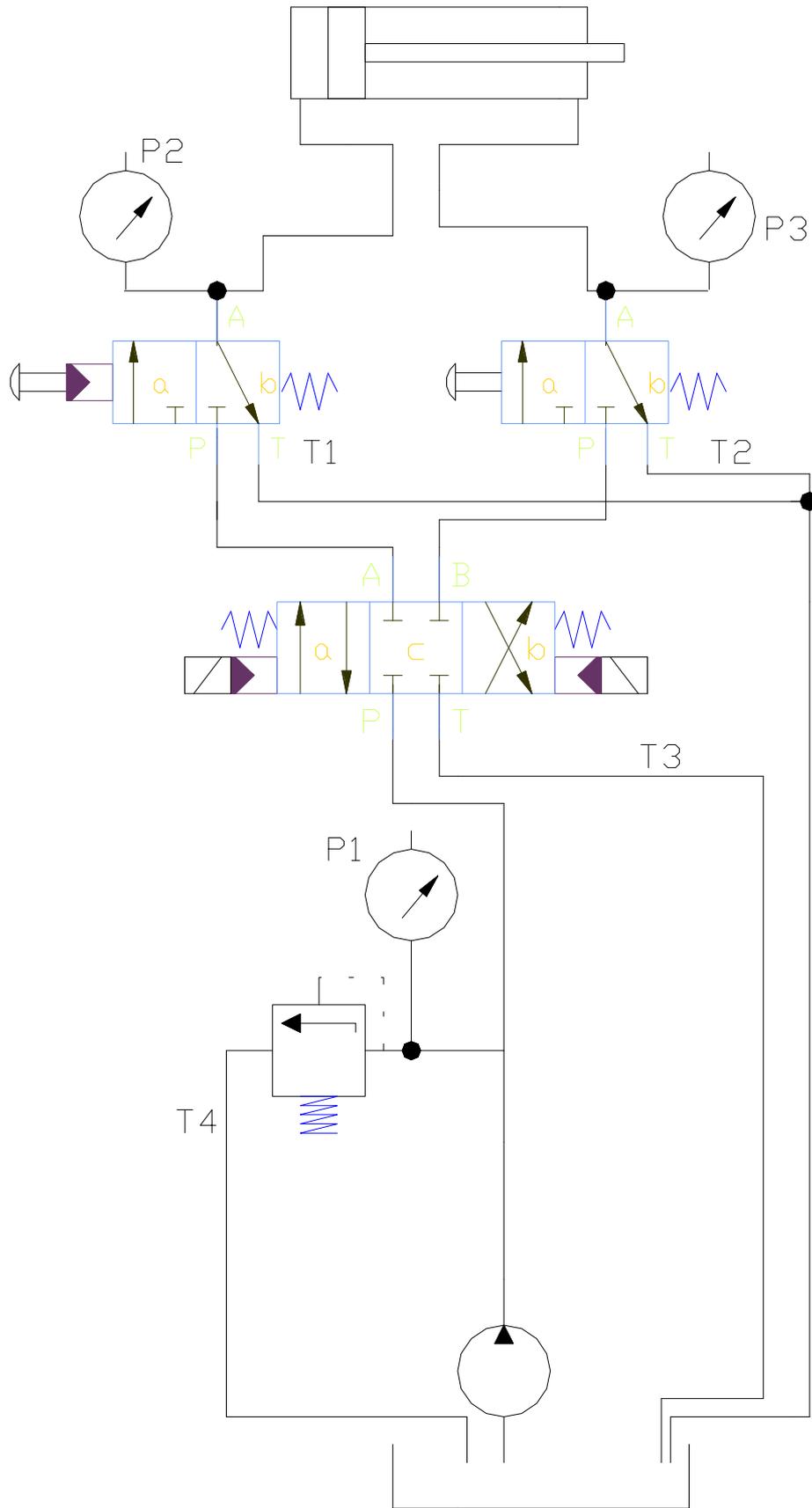
Vous réaliserez également un inventaire de tous les problèmes techniques prévisibles sur base d'une lecture des plans.





	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Position du 4/3	c	a	a	a	a	b	b	b	b	c
Passage établi										
Position du 2/2	b	a	a	a	a	a	b	b	b	b
Passage établi										
Position du 3/2	b	b	a	a	b	b	b	a	a	a
Passage établi										
Position du 4/2	b	b	b	a	a	a	a	a	b	b
Passage établi										
Débit en T1										
Débit en T2										
Débit en T3										
Débit en T4										
Débit en T5										
Débit en T6										
Débit en T7										
Pression en P1										
Pression en P2										
Pression en P3										
Pression en P4										

Liste des anomalies techniques sur le schéma.





1) Première variante, analyse durant le mouvement du piston.

	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Position du 4/3	a	a	a	a	c	b	b	b	b	c
Passage établi										
Position du 3/2 G.	a	a	b	b	a	a	b	b	a	a
Passage établi										
Position du 3/2 D.	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b
Passage établi										
Etat du piston										
Débit en T1										
Débit en T2										
Débit en T3										
Débit en T4										
Pression en P1										
Pression en P2										
Pression en P3										

Liste des anomalies techniques sur le schéma.





2) Deuxième variante, analyse une fois le mouvement du piston terminé.

	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Position du 4/3	a	a	a	a	c	b	b	b	b	c
Passage établi										
Position du 3/2 G.	a	a	b	b	a	a	b	b	a	a
Passage établi										
Position du 3/2 D.	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b
Passage établi										
Etat du piston										
Débit en T1										
Débit en T2										
Débit en T3										
Débit en T4										
Pression en P1										
Pression en P2										
Pression en P3										

Liste des anomalies techniques sur le schéma.

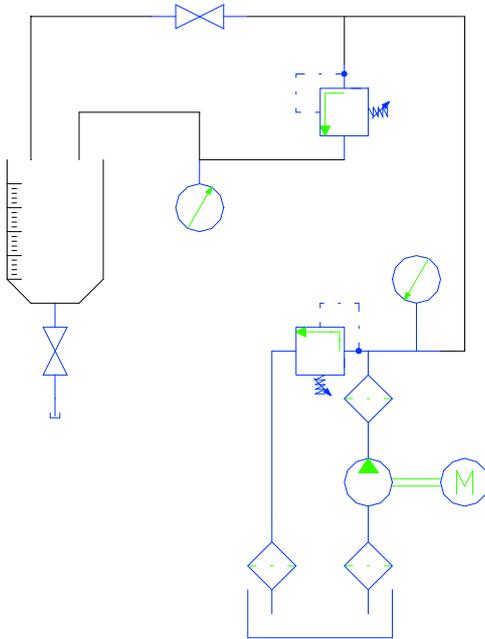




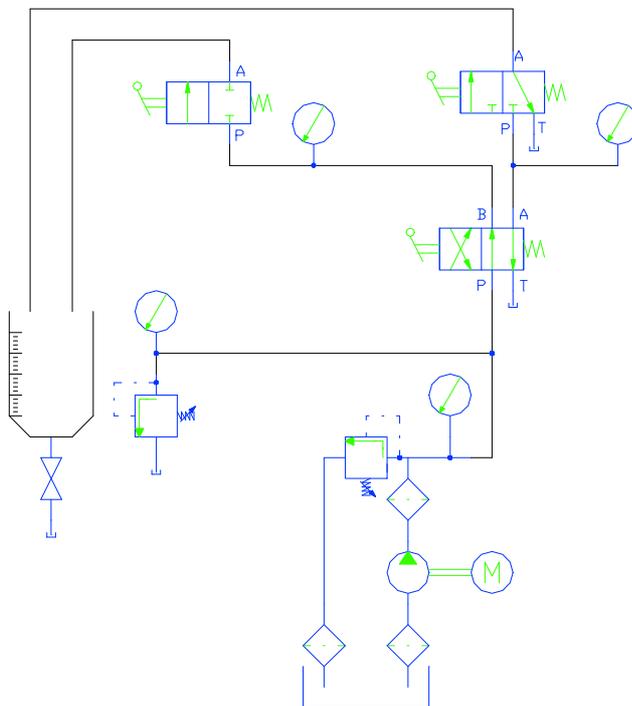
19. SIF 74-5-4

19.1. Développer le fonctionnement des systèmes industriels suivants.

Exercice n°1 :

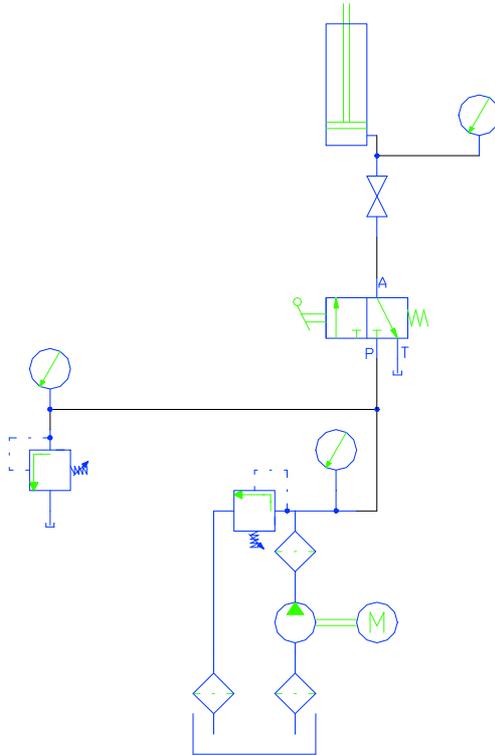


Exercice n°2:

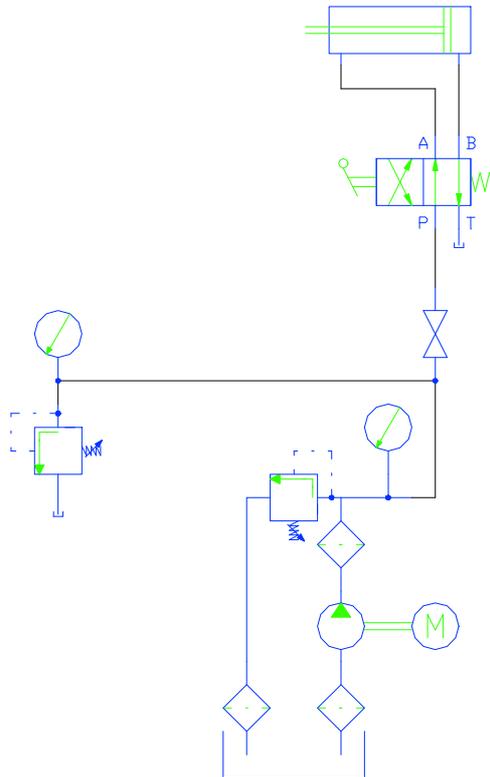




Exercice n°3 :

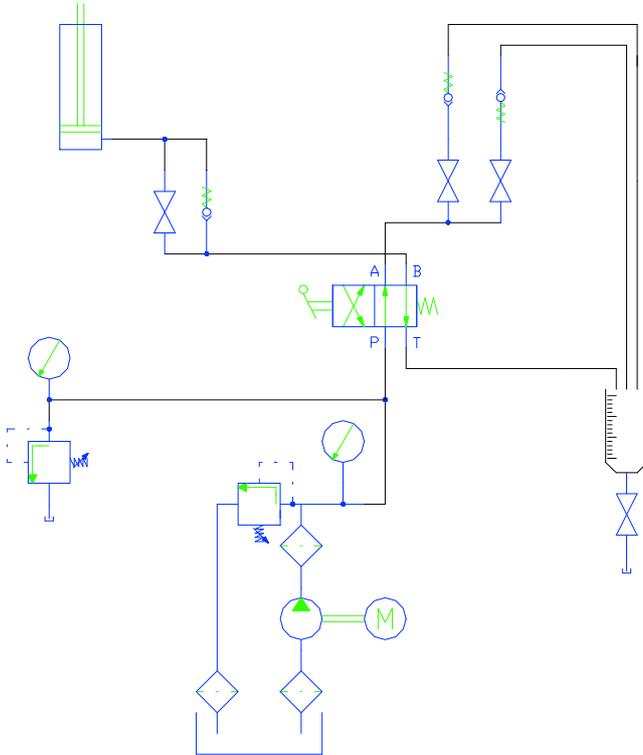


Exercice n°4 :

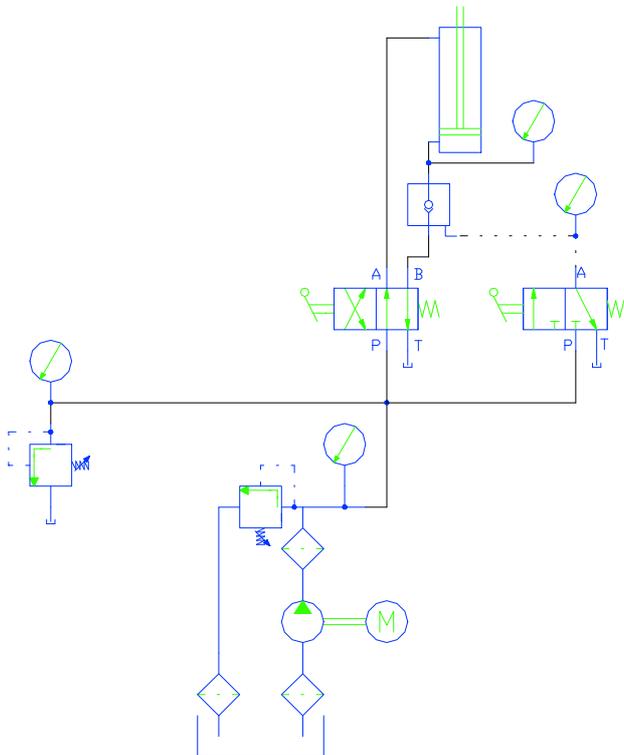




Exercice n°5 :

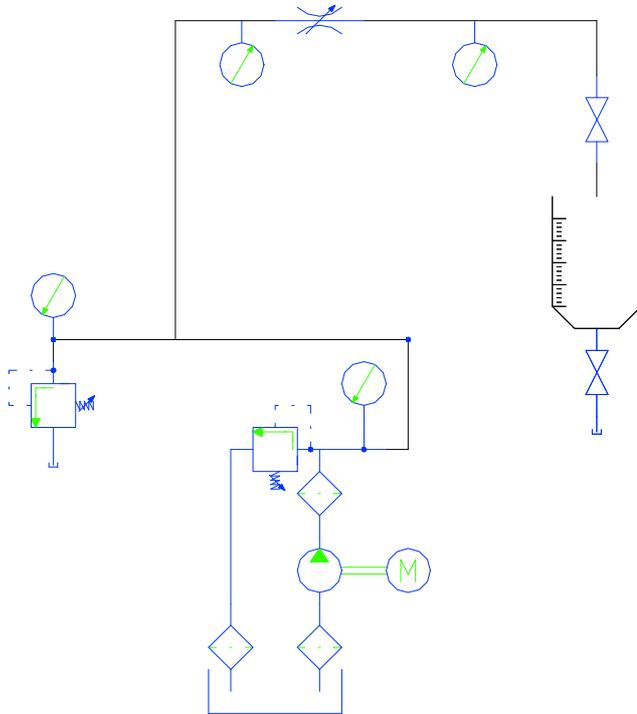


Exercice n°6 :

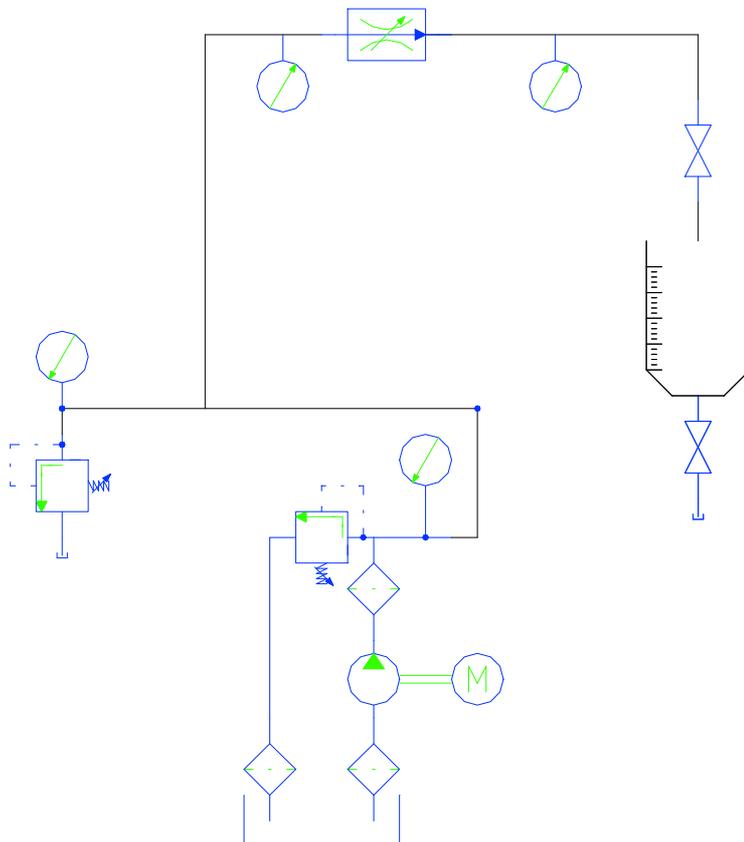




Exercice n°7 :

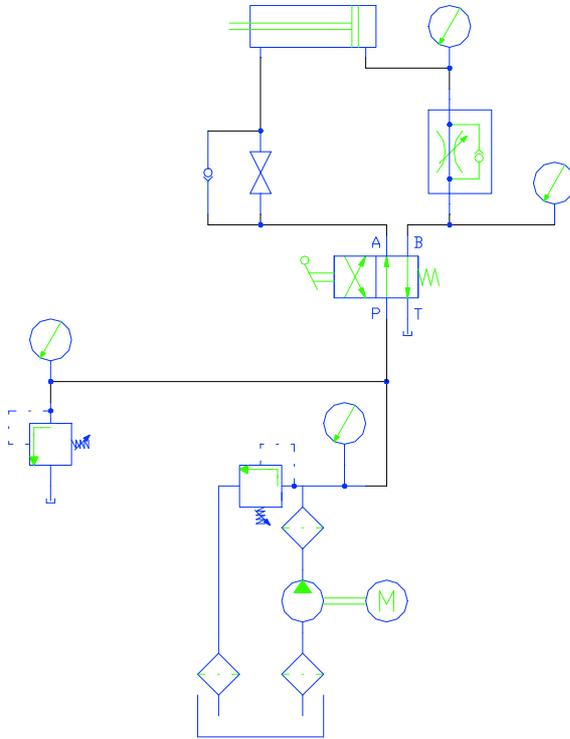


Exercice n°8 :

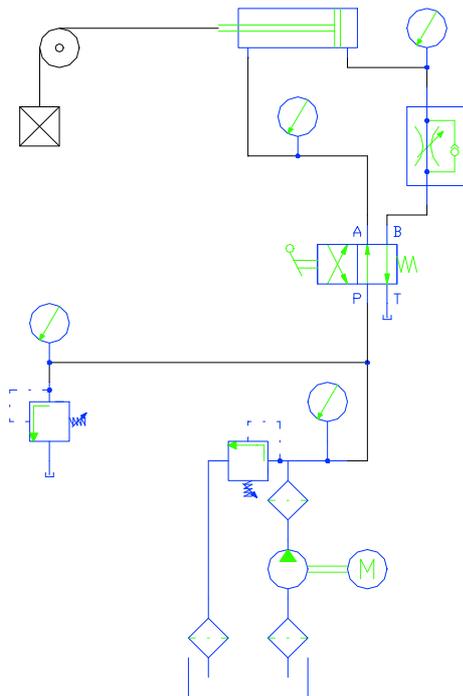




Exercice n°9 :

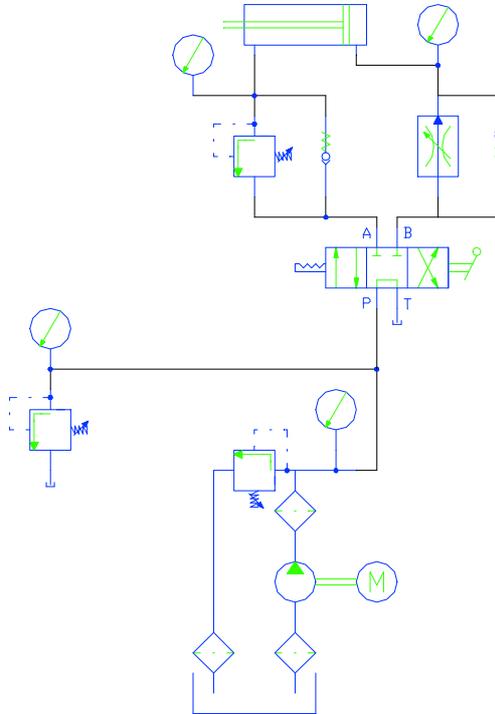


Exercice n°10 :

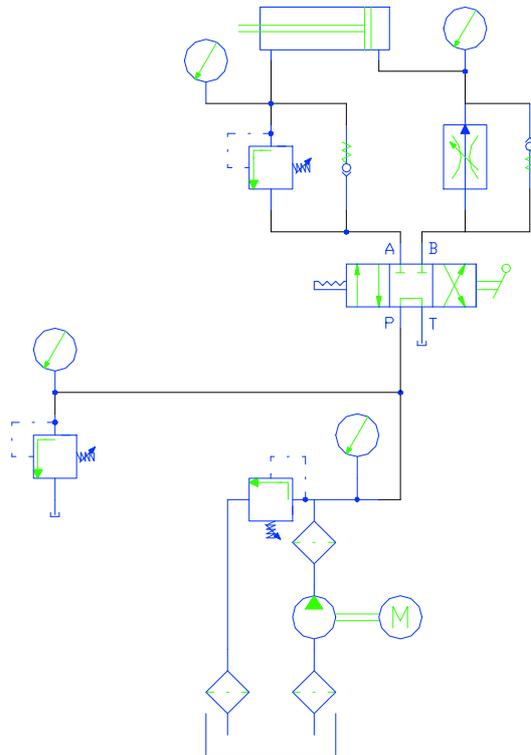




Exercice n°11 :

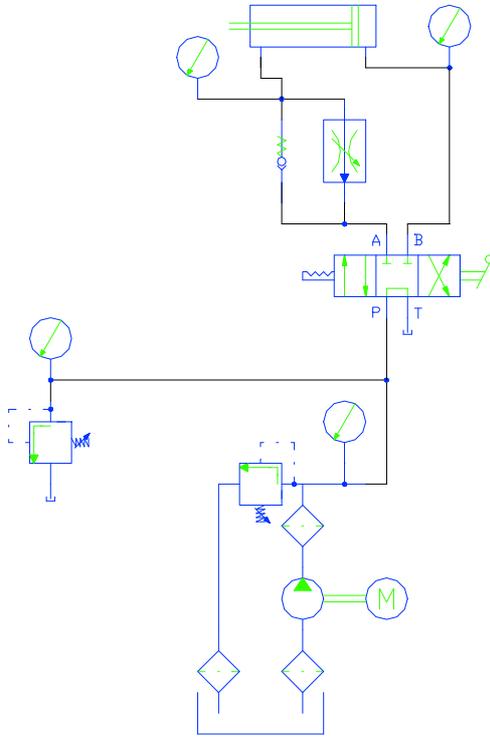


Exercice n°12 :

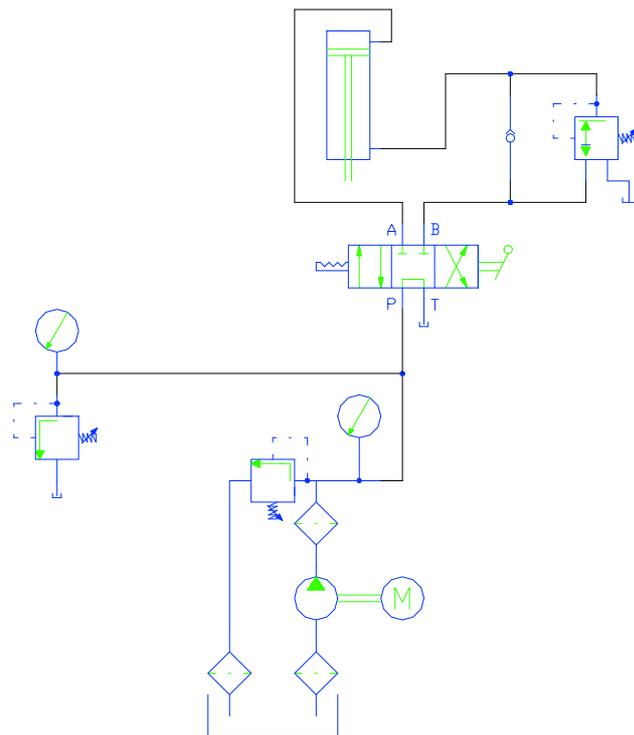




Exercice n°13 :

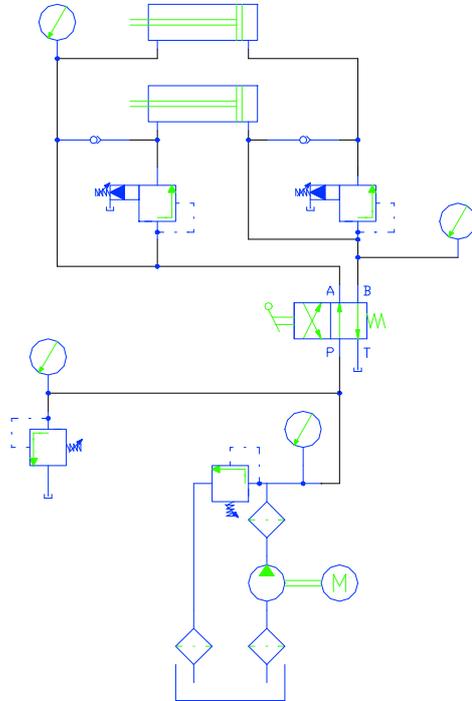


Exercice n°14 :

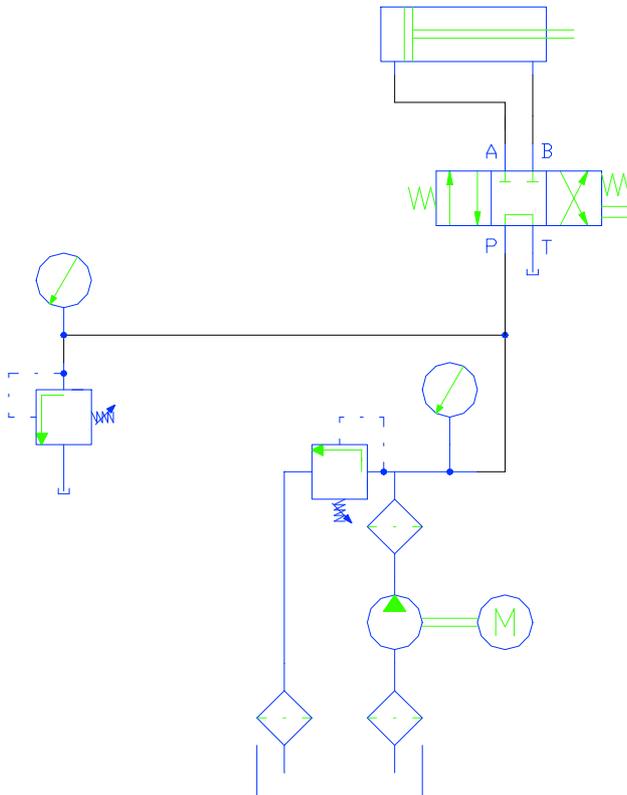




Exercice n°15 :

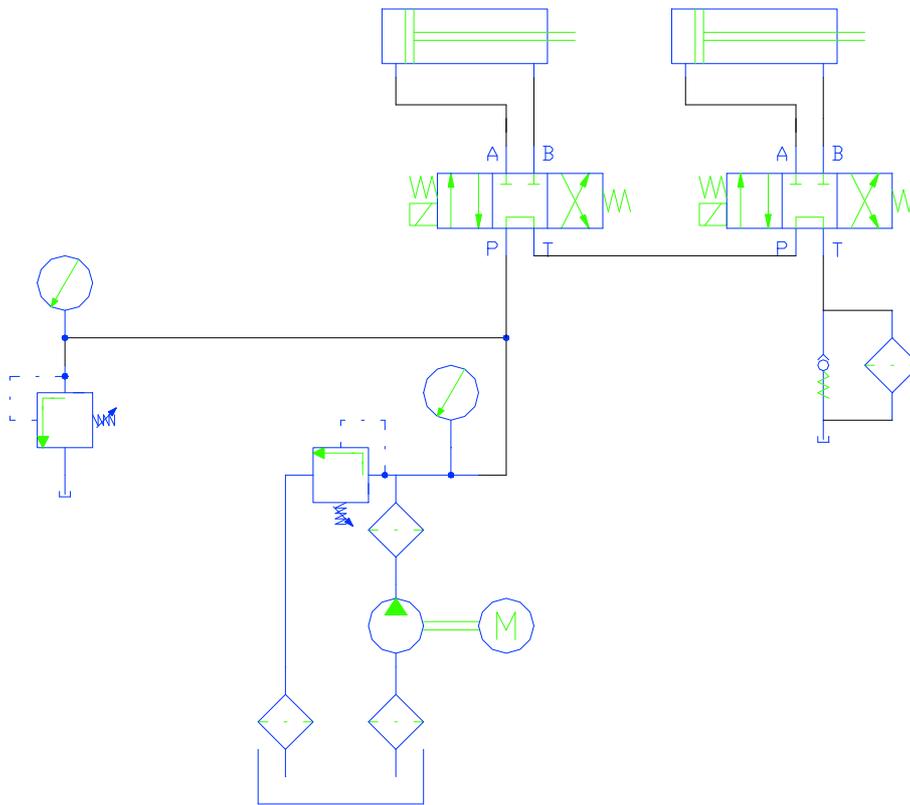


Exercice n°16 :

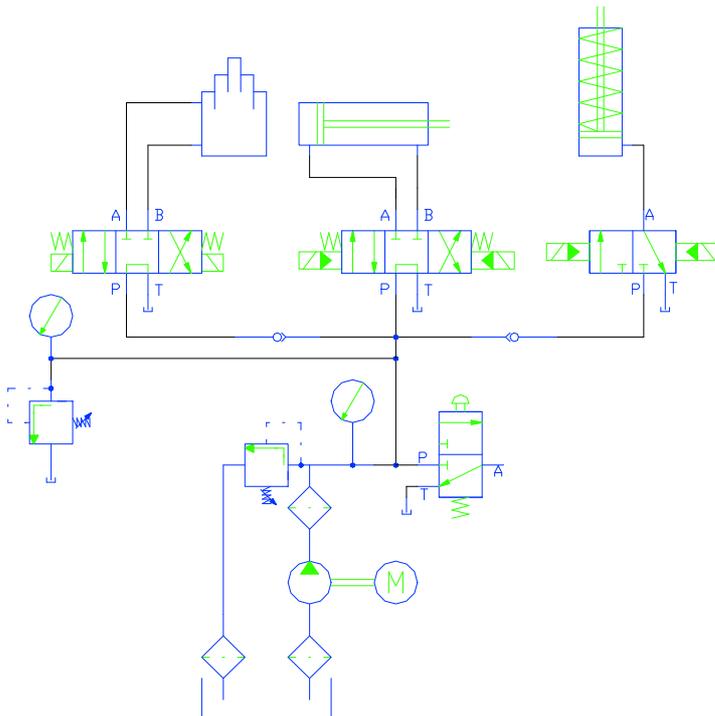




Exercice n°17 :

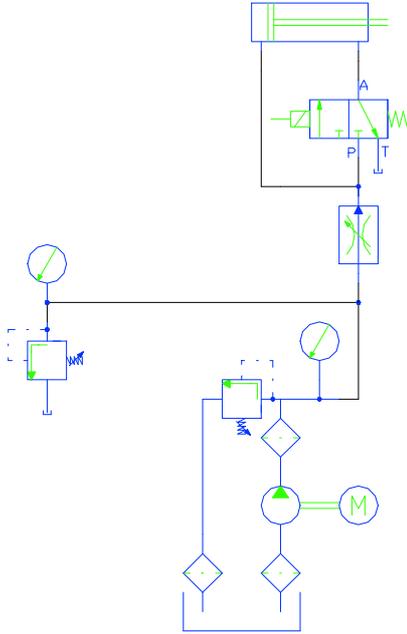


Exercice n°18 :

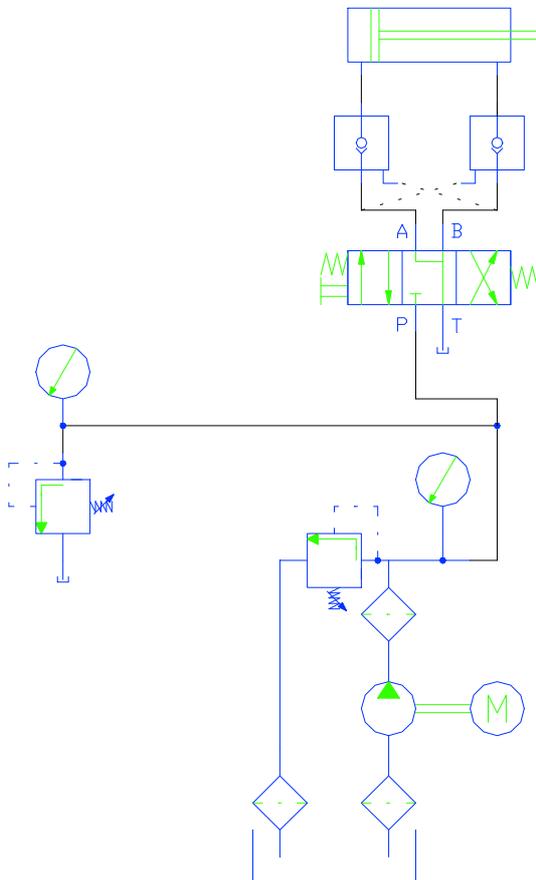




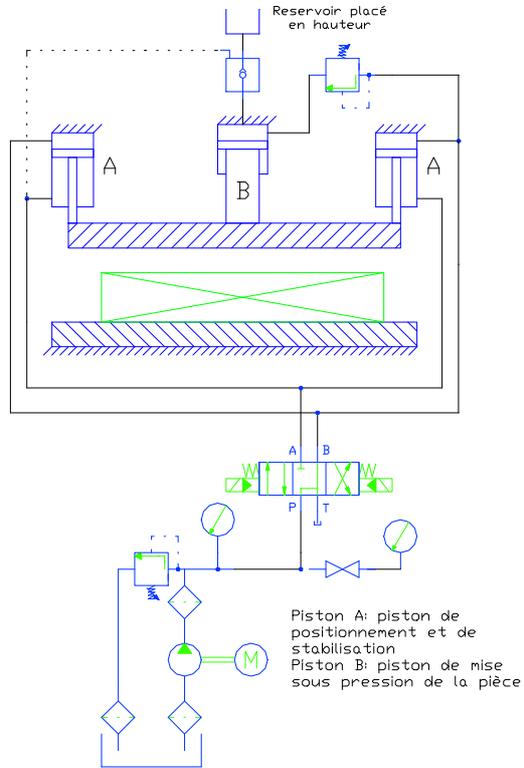
Exercice n°19 :



Exercice n°20 :



Exercice n°23 :



Exercice n°24 :

