A detailed hydraulic circuit diagram in blue lines serves as the background. It features a pump at the bottom left, a reservoir at the bottom, and a complex network of pipes, valves, and actuators. Three 4/3-way directional control valves are prominently displayed in the middle section. The diagram includes various symbols for pumps, tanks, valves, and actuators, connected by solid and dashed lines representing hydraulic lines.

# HYDRAULIQUE INDUSTRIELLE

*Huiles et fluides industriels*  
*Transmissions hydrostatiques*  
*Composants hydrauliques*  
*Exemples de montages*  
*Exercices résolus*

*J.J. Veux*

Jean-Jacques VEUX

Professeur agrégé de mécanique  
Professeur en S.T.S. Maintenance Industrielle

*Ouvrage d'*

# HYDRAULIQUE INDUSTRIELLE

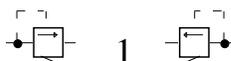
Bacs professionnels  
Bacs scientifiques et techniques  
Sections de techniciens supérieurs  
Instituts universitaires de technologie  
Techniciens de maintenance

Commande : uniquement par correspondance à l' adresse ci-dessous  
334 Chemin de l' Evescat - 83500 LA SEYNE / MER - France

Consultation partielle ou renseignements sur Internet :  
<http://members.aol.com/jjveux/hydraulique/accueil.htm> - Email : [jjveux@aol.com](mailto:jjveux@aol.com)

Un CDROM multimédia (PC, MAC ...) est également disponible, description en fin d'ouvrage  
(renseignements aux adresses ci-dessus)

Copyright : © Veux J.J. - 2000 - Toute reproduction, même partielle, est interdite sans autorisation de  
l'auteur ou de ses ayants droits (Code de la Propriété Intellectuelle).



# SOMMAIRE

<b><u>CHAPITRES et PARAGRAPHES</u></b>	<b><u>Page</u></b>
<b>Avertissements</b>	<b>8</b>
<b>A- ÉCOULEMENTS DES FLUIDES VISQUEUX</b>	<b>9</b>
<b>I - Débit et puissance dans une conduite</b>	<b>9</b>
1°) Débit volumique dans une conduite	9
2°) Puissance hydrostatique transmise par un fluide	10
<b>II - Effets de viscosité, pertes de charge</b>	<b>10</b>
1°) Types d'écoulements - nombre de Reynolds	10
2°) Viscosité dynamique	11
3°) Viscosité cinématique	11
4°) Paramètres physiques influant sur la viscosité	12
5°) Pertes de charges dans une conduite	13
<b>B- HUILES</b>	<b>14</b>
<b>I - Grades normalisés et services</b>	<b>14</b>
1°) Norme ISO - NF	14
2°) Normes SAE - API - CCMC - ACEA - AGMA	15
3°) Equivalence des grades	17
4°) Indice de viscosité	18
<b>II - Huiles de synthèse</b>	<b>19</b>
<b>III - Additifs</b>	<b>20</b>
<b>IV - Contrôle, surveillance et analyse des huiles</b>	<b>20</b>
1°) Contrôle des niveaux et des consommations	20
2°) Contrôle de la viscosité	21
a) Viscosimètre à billes	21
b) Viscosimètre à coupe	22
c) Rhéomètre	22
3°) Contrôle des particules par comptage	23
4°) Contrôle des particules par gravimétrie	24
5°) Contrôle des particules par séparation magnétique	24
6°) Spectrographie infrarouge et ultraviolette	24
7°) Spectrographie de masse	24
<b>C- TRANSMISSIONS DE PUISSANCE HYDROSTATIQUES</b>	<b>25</b>
<b>I - Généralités</b>	<b>18</b>
<b>II - Qualités d'une transmission de puissance</b>	<b>25</b>
<b>III - Pertes dans les circuits hydrauliques hydrostatiques</b>	<b>26</b>
<b>IV - Types de circuits (ouverts ou fermés)</b>	<b>27</b>
1°) Circuits ouverts	27
2°) Circuits fermés	28
<b>V - Règles d'exécution des schémas</b>	<b>29</b>

<b>D- COMPOSANTS HYDRAULIQUES</b>	<b>30</b>
<b>I - Pompes et moteurs</b>	<b>30</b>
1°) Définitions et grandeurs remarquables	30
2°) Architecture des pompes et moteurs	32
a) unités (pompes et moteur) à pistons axiaux	32
b) unités à pistons radiaux	33
c) unités à engrenage	34
d) unités à palettes	34
e) pompes auto-régulées	36
f) auto-régulation "Load-Sensing"	38
<b>II - Vérins</b>	<b>39</b>
1°) Architecture	39
2°) Relations entre débits et sections	39
3°) Relation entre efforts et sections	41
4°) Calcul des tiges de vérins au flambage	41
5°) Vérins rotatifs	42
<b>III - Appareils de contrôle de la pression</b>	<b>43</b>
1°) Limiteurs de pression	43
2°) Réducteurs de pression	46
3°) Valves de séquence	49
4°) Circuits à accumulation, conjoncteurs - disjoncteurs	51
a) Accumulateurs de pression	52
b) Conjoncteur-disjoncteur	53
5°) Valves de freinage	54
<b>IV - Appareils de contrôle du débit</b>	<b>55</b>
1°) Limiteurs de débit	55
2°) Régulateurs de débit	56
<b>V - Obturateurs et distributeurs</b>	<b>58</b>
1°) Clapets anti-retour	58
2°) Clapets pilotés déverrouillables	59
3°) Distributeurs TOR	60
a) Distributeurs à clapets	61
b) Distributeurs à tiroir	61
c) Distributeurs pilotés	62
4°) Distributeurs à commandes proportionnelles	63
5°) Servo-valves	64
6°) Fonctions des cartes électroniques de commande proportionnelle	65
a) Conversion tension / courant	65
b) Décalage du "zéro volt"	65
c) Rampes	65
d) Vibration du tiroir	65
e) Boucles d'asservissement - PID	65

<b>VI - Filtration</b>	<b>66</b>
1°) Position des filtres dans les circuits	66
a) A l'aspiration	66
b) Au refoulement	67
c) Au retour	67
2°) Sécurité des filtres	67
3°) Efficacité des filtres	69
a) Efficacité absolue	69
b) Efficacité relative	69
4°) Remplissage et dépollution des installations	69
a) Remplissage	69
b) Dépollution	69
<b>VII - Bâches et groupes</b>	<b>70</b>
1°) Bâches	70
2°) Groupes	70
<b>VIII - Divers</b>	<b>71</b>
1°) Échangeurs de chaleur	71
2°) Thermoplongeurs	71
3°) Mesure de la pression	71
a) Manomètres	72
b) Mano-contacts	72
4°) Plaques sandwich, embases, bloc de raccordement	72
<b>E - SOLUTIONS COURANTES &amp; EXEMPLES DE MONTAGES</b>	<b>73</b>
<b>I - Maintien en position d'un récepteur</b>	<b>73</b>
<b>II - Maintien en charge d'un récepteur</b>	<b>73</b>
<b>III - Variation / contrôle de vitesse d'un récepteur</b>	<b>75</b>
1°) Faibles puissances	75
2°) Puissances plus importantes, temps d'utilisation courts	76
3°) Fortes puissances	77
<b>IV - Freinage d'une charge motrice</b>	<b>77</b>
1°) Freinages limités	77
2°) Freinages intenses	77
3°) Arrêt / freinage des moteurs	78
<b>V - Réalisation d'une séquence</b>	<b>79</b>
1°) Dérivation dans un circuit	79
2°) Maintien d'une partie de circuit sous pression	79
<b>VI - Non production de chaleur pendant les temps morts</b>	<b>80</b>
1°) Un ou plusieurs centres ouverts en parallèle	80
2°) Plusieurs centres ouverts en série	80
3°) Limiteur de pression piloté avec charge/décharge	81
4°) Pompe à cylindrée variable auto-régulée	82

<b>VII - Séparations de circuits</b>	<b>82</b>
<b>VIII - Alimentation à deux puissances différentes (2 pompes)</b>	<b>83</b>
<b>IX - Vitesses différentes par montages différentiels de vérin</b>	<b>84</b>
<b>X - Circuits fermés à recyclage d'huile</b>	<b>85</b>
<b>XI - Gavage de vérins de presse en vitesse d'approche</b>	<b>86</b>
<b>XII - Étanchéité des circuits par contre pression</b>	<b>87</b>
1°) Bâche sous pression	87
2°) Clapet taré sur les retours	87
<b>XIII - Asservissements en position</b>	<b>88</b>
1°) Asservissement sans contre - réaction	88
2°) Asservissement avec contre - réaction	89
3°) Asservissement avec contre - réaction et centrage	89
4°) Exemple de montage d'asservissement avec commande électrique	90
<b>XIV - Exemple - Montage avec circuit de servitude</b>	<b>91</b>
<b>XV - Exemple - Circuit à deux pompes</b>	<b>93</b>
<b>XVI - Exemple - Machine à tarauder</b>	<b>94</b>
<b>XVII - Exemple - Machine à percer en série</b>	<b>96</b>
<b>XVIII - Exemple - Direction hydraulique assistée</b>	<b>98</b>
<b>F - EXERCICES RÉSOLUS</b>	<b>100</b>
<b>I - Pertes de puissance dans une conduite</b>	<b>100</b>
<b>II - Détermination d'un diamètre de conduite</b>	<b>100</b>
<b>III - Détermination d'un ensemble moteur/pompe pour une trans.</b>	<b>101</b>
<b>IV - Déplacement d'une charge avec un vérin</b>	<b>102</b>
<b>V - Freinage d'une charge</b>	<b>103</b>
<b>VI - Mouvements de charge à vitesses contrôlées</b>	<b>104</b>
<b>VII - Détermination d'un vérin à grande course</b>	<b>107</b>
<b>VIII - Presse haute pression (avec multiplicateur)</b>	<b>108</b>
<b>LEXIQUE</b>	<b>110</b>
<b>SYMBOLES NORMALISES (schématisation)</b>	<b>112</b>
<b>DESCRIPTION DU CDROM</b>	<b>120</b>

**Ci-après : index alphabétique renvoyant aux principaux chapitres concernés.**

Recherche sur le premier mot significatif : le premier chapitre indiqué est le principal.

Pas de renvoi sur les exercices corrigés.

# INDEX ALPHABÉTIQUE

Accumulateurs	D-III-4	E-II	E-XV
Additifs (pour huiles)	B-III		
Analyse des huiles	B-IV		
Asservissements	E-XIII		
Autorégulées (pompes)	D-I-2	E-III-2	E-VI-4
Axiaux (pistons)	D-I-2		
Bâches	D-VII		
Blocs de raccordement	D-VIII		
Circuits (types/ouverts/fermés)	C-IV-1/2	E-X	
Clapets	D-V-1	E-XII-2	
Clapets pilotés	D-V-2	E-I-2	E-XI E-XV
Colmatage (anti-)	D-VI-2		
Commande prop. (cartes)	D-V-6		
Comptage des particules	B-IV-3		
Conjoncteurs-disjoncteurs	D-III-4		
Contrôle des huiles	B-IV		
Couple (pompes et moteurs)	D-I-1		
Cylindrée	D-I-1		
Débit et puissance	A-I		
Distributeurs com. prop.	D-V-4		
Distributeurs TOR	D-V-3		
Échangeurs de chaleur	D-VIII		
Écoulements (type d')	A-II-1	A-II-5	
Efficacité des filtres	D-VI-3		
Embases	D-VIII		
Engrenage (unités à)	D-I-2		
Filtration	D-VI		
Filtres (efficacité des)	D-VI-3		
Flambage (vérins)	D-II-4		
Freinage (valve de)	D-III-5	E-IV	
Gavage (circuit de)	C-IV-2	E-X	
Grade (d'une huile)	B-I-1/2		
Gravimétrie	B-IV-4		
Groupes hydrauliques	D-VII		
Huiles	B		
Indice de viscosité	B-I-3	A-II-4	

Limiteurs de débit	D-IV-1	E-III-1			
Limiteurs de pression	D-III-1	E-III-1	E-VI-3		
Mano-contacts	D-VIII				
Manomètres	D-VIII				
Moteurs	D-I				
Normes	Page 1	G (page 112)			
Orifices (désignation)	C-V	D-V			
Palettes (unités à)	D-I-2				
Particules (contrôle)	B-IV-3/4				
Perte de charge	A-II-5				
Pertes (dans les circuits hyd.)	C-III	A-II-5			
Plaques	D-VIII				
Pompes	D-I				
Proportionnelle (dist. à com.)	D-V-4				
Radiaux (pistons)	D-I-2				
Réducteurs de pression	D-III-2	E-XIV	E-XVI		
Régulateurs de débit	D-IV-2		E-XVI	E-XVII	
Reynolds (nombre de)	A-II-1				
Rhéomètre	B-IV-2				
Schémas	C-V	page 112			
Sections actives (vérins)	D-II-2				
Séquence (valve de)	D-III-3	E-V	E-IX	E-XI	E-XIV
Service (API, CCMC ...)	B-I-1/2				
Servo-valves	D-V-5				
Spectrographie	B-IV-5/6				
Surveillance des huiles	B-IV				
Synthèse (huile de)	B-II				
Transmissions de puissance	C				
Valves de séquence	D-III-3	E-V	E-IX	E-XI	E-XIV
Vérins	D-II				
Viscosimètres	B-IV-2				
Viscosité (contrôle - mesure)	B-IV-2				
Viscosité (unité de)	A-II-2/3				
Viscosité cinématique	A-II-3	B-I	B-IV-2		
Viscosité dynamique	A-II-2				

## AVERTISSEMENTS:

Ce cours d'hydraulique est destiné à donner une connaissance générale sur les fluides hydrauliques, les composants et circuits hydrauliques et à comprendre les principes de base les régissant.

Des exemples de schémas ainsi que des exercices résolus montrent les problèmes courants en hydraulique.

Cet ouvrage fait référence fréquemment aux normes en vigueur mais ne les décrit pas intégralement. Il est donc conseillé de se procurer celles-ci (auprès de l' AFNOR par exemple), et en particulier les normes :

<b>NF ISO 1219-1</b>	Symboles graphiques et schémas de circuits (⇔ NF E 04-056).
<b>NF E 04-056</b>	Symboles graphiques et schémas de circuits.
<b>NF E 04-057</b>	Guide pour l' exécution des schémas.
<b>NF E 48-600 à 640</b>	Fluides pour transmissions hydrauliques...
<b>NF E 48-602/603</b>	Lubrifiants, huiles industrielles et produits connexes (Hxx).
<b>NF E 48-610</b>	Compatibilité des fluides avec les élastomères.
<b>NF E 48-651</b>	Détermination de la pollution particulaire (comptage).
<b>NF E 48-655</b>	Expression des résultats de mesures de pollution particulaire.
<b>NF E 48-676</b>	Filtres. Spécifications et conditions d'emploi.
<b>NF T 60-141</b>	Huiles industrielles - Classification selon la viscosité.

Il ne sera traité dans cet ouvrage que des circuits hydrauliques à transmission de puissance hydrostatique, c'est-à-dire lorsque la puissance transportée par le fluide l'est sous la forme d'un débit et d'une pression (l'aspect dynamique du fluide doit être alors négligeable).

L'utilisation de cet ouvrage nécessite un minimum de rudiments en physique et en mécanique, ainsi que la maîtrise des grandeurs physiques courantes : pression, force, moment (couple), puissance, volume, masse, débit ...

*Lorsque les unités ne sont pas précisées, il est conseillé d'utiliser les unités S.I.*

Un lexique est disponible en fin de cet ouvrage pour expliquer quelques mots, expressions, barbarismes techniques rencontrés ou renseigner sur un nom propre.

# A- ÉCOULEMENTS DES FLUIDES VISQUEUX:

Les écoulements dynamiques des fluides sont décrits par les expressions de Bernoulli et d'Euler. Nous n'étudierons pas ces expressions de dynamique des fluides, seul l'aspect *hydrostatique* nous concernant dans cet ouvrage.

## I - Débit et puissance dans une conduite:

### 1°) Débit volumique dans une conduite:



La zone hachurée représente la répartition des vitesses du fluide dans la conduite. Les vitesses ne sont pas constantes dans la section S car le fluide "accroche" aux parois. On considère alors la vitesse moyenne  $V_m$ . La relation entre le débit volumique  $Q_v$ , la surface de passage du fluide S et cette vitesse moyenne s'écrit :

$$Q_v = S.V_m$$

Unités :  $Q_v$  en  $m^3/s$  , S en  $m^2$ ,  $V_m$  en  $m/s$

*Dans la suite de cet ouvrage on ne parlera plus que de la vitesse moyenne .*

On admet, en hydraulique industrielle, des vitesses dans les conduites de l'ordre de:

A l'aspiration :	0,5 à 1,5 m/s *
Au refoulement :	2 à 8 m/s
Au retour :	2 à 4 m/s
Dans les drains :	0,5 à 2 m/s *

\* : il faut déterminer la perte de charge provoquée et vérifier qu'elle est compatible avec le(s) appareil(s) concerné(s).

## 2°) Puissance hydrostatique transmise par un fluide:



$Q_v$  étant le débit volumique et  $p$  la pression au point  $A$  alors la puissance hydrostatique transmise par le fluide au point  $A$  s'exprime par:

$$P_h = p \cdot Q_v$$

Unités :  $Q_v$  en  $m^3/s$  ,  $p$  en Pa ,  $P_h$  en W.

Rappelons que cette formule n'est valable que si l'énergie véhiculée par le fluide est hydrostatique, le terme  $[\rho \cdot v^2 / 2]$  de la formule de Bernoulli doit donc être faible devant la valeur de la pression.

## II - Effets de viscosité, pertes de charge:

### 1°) Types d'écoulements, nombre de Reynolds:

C'est la façon dont s'écoule un fluide, on distingue deux types d'écoulements :

- Le type laminaire pour lequel l'écoulement du fluide est "calme" ; les lignes de courant (trajectoires des particules) restent stables et parallèles entre elles.
- Le type turbulent pour lequel l'écoulement est instable et aléatoire. Il n'y a pas de lignes de courant (tourbillons, remous ...).

Le régime turbulent se caractérise par une perte énergétique plus grande et une émission sonore importante (bruit dans les tuyauteries par exemple).

Le passage d'un type à l'autre se fait de façon instable et imprévisible. On définit un nombre de Reynolds permettant de donner approximativement la "frontière" entre ces deux types d'écoulement.

Nombre de Reynolds :  $R = V \cdot D_h / \nu$  (nombre sans dimension)

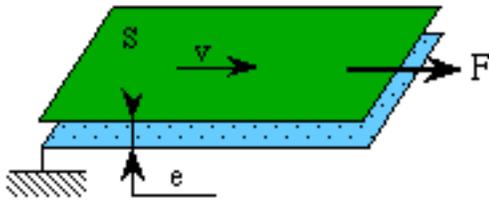
$V$  = vitesse moyenne du fluide,  $\nu$  = viscosité cinématique du fluide (voir chapitres suivants),  $D_h$  = diamètre hydraulique (intérieur !) de la conduite.

Pour un tube hydrauliquement lisse on admet que si  $R < 2000$  alors l'écoulement est de type laminaire et si  $R > 2300$  alors l'écoulement est de type turbulent (la frontière  $2000 < R < 2300$  est incertaine et caractérise l'apparition de l'écoulement turbulent).

On remarque alors que l'apparition du type turbulent est favorisée par l'augmentation de la vitesse ou la diminution de la viscosité.

## 2°) Viscosité dynamique:

La viscosité est la propriété d'un fluide à résister à sa déformation. Tous les fluides sont visqueux. On définit la viscosité dynamique par la résistance au cisaillement d'un film d'huile (figure ci-après).



Pour les fluides newtoniens :

$$F = \mu \cdot \frac{S \cdot v}{e}$$

$\mu$  (mu) est la viscosité dynamique du fluide intercalé entre les deux plaques mobiles l'une par rapport à l'autre.  $F$  est la force nécessaire pour déplacer la plaque supérieure,  $v$  la vitesse de déplacement de cette plaque.

Cette définition de la viscosité est utilisée pour les huiles moteur, boîtes de vitesses (norme SAE)...

Unités:  $F$  en N,  $S$  en  $m^2$ ,  $e$  en m,  $v$  en m/s,  $\mu$  en Poiseuille.

Sous unité : poise =  $10 \text{ g.cm}^{-1}.\text{s}^{-1} = 0,1$  Poiseuille

centipoise =  $10^{-3}$  Poiseuille

La valeur de la viscosité dynamique est significative, on peut comparer les valeurs de la viscosité de deux fluides quelconques (contrairement à la viscosité cinématique).

## 3°) Viscosité cinématique:

Pour la plupart des huiles industrielles, on utilise une autre définition de la viscosité: *la viscosité cinématique*.

Celle-ci est égale à la viscosité dynamique divisée par la masse volumique du fluide et désignée par la lettre  $\nu$  (nu).

$$\nu = \mu / \rho$$

Unités:  $\mu$  en Poiseuille,  $\rho$  en  $\text{kg/m}^3$ ,  $\nu$  en  $\text{m}^2/\text{s}$ .

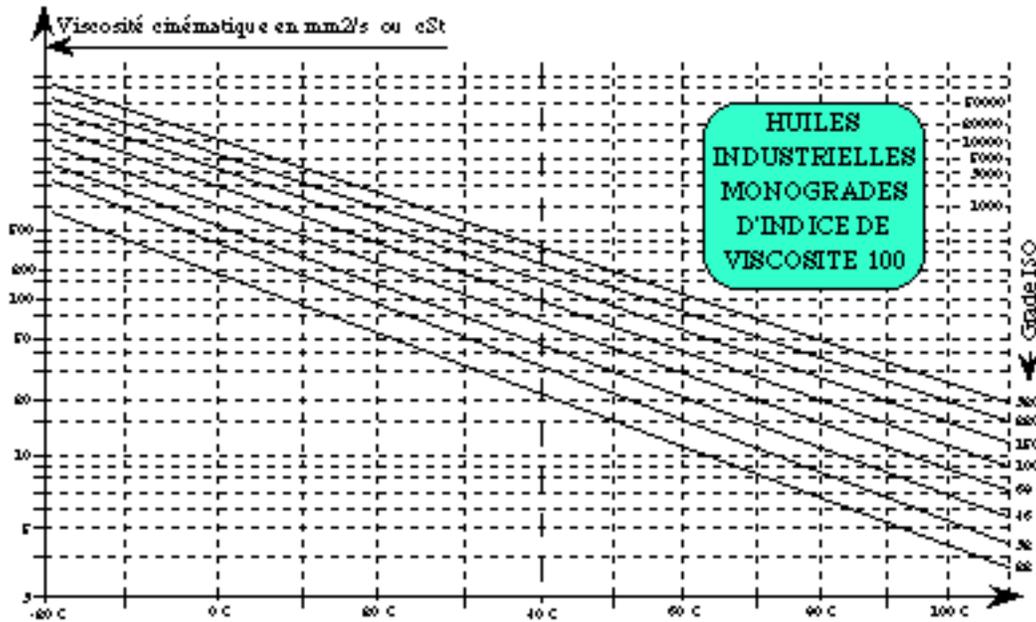
Cependant l'unité normalisée pour exprimer la viscosité cinématique est le  $\text{mm}^2/\text{s}$ , anciennement appelée centi-Stokes (cSt).

La valeur de la viscosité cinématique n'est pas significative, on ne peut comparer que les viscosités de fluide ayant des masses volumiques semblables.

Par exemple, l'air a une viscosité cinématique de  $15 \text{ mm}^2/\text{s}$  alors que celle de l'eau ne vaut que  $1 \text{ mm}^2/\text{s}$  !

#### 4°) Paramètres physiques influant sur la viscosité:

- La température : l'augmentation de la température d'une huile a pour effet de diminuer sa viscosité (et inversement). La valeur de cette variation peut être donnée par des abaques (exemple ci-dessous) ou par l'indice de viscosité (chapitre B-I-3).



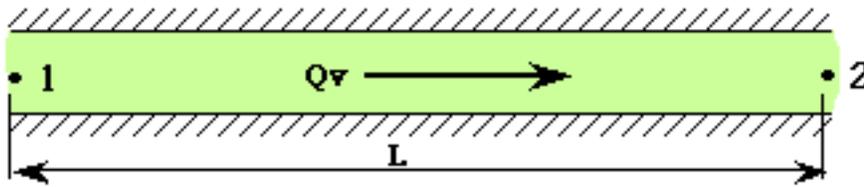
- La pression : l'augmentation de la pression d'une huile a pour effet d'augmenter sa viscosité. Par exemple, la viscosité d'une huile industrielle courante est déjà doublée à 350 bar ! On comprend l'importance de ce phénomène quand on pense que la pression dans les circuits hydrauliques dépasse parfois cette valeur. L'expression ci-dessous donne la viscosité "v" à la pression "p" (en bars) par rapport à la viscosité à pression atmosphérique (v<sub>0</sub>).

$$v = v_0 \cdot e^{a \cdot p} \quad \text{avec } a \approx 0,002 \text{ pour la plupart des huiles minérales}$$

- Les agents extérieurs, comme les pollutions, font varier la viscosité d'une huile. Voir à ce sujet le chapitre B-IV-2.

## 5°) Pertes de charges dans une conduite :

La viscosité d'un fluide a pour effet une perte de pression sur le trajet de **1** vers **2** dans une conduite ( $\emptyset$  constant).



$$p_1 = p_2 + \Delta p_t \quad \text{ou} \quad p_1 = p_2 + \Delta p_{tu} \cdot L$$

On exprime le rapport entre les pressions en 1 et en 2 par l'expression suivante:

$$p_1 = p_2 + \Delta p_t \quad \text{ou} \quad p_1 = p_2 + \Delta p_{tu} \cdot L$$

$\Delta p_t$  s'appelle la perte de pression totale du fluide sur la distance 1-2 (mais on peut exprimer  $\Delta p_{tu}$  comme perte de pression par unité de longueur).

Le terme perte de charge correspond à la même chose, mais elle est exprimée en hauteur de liquide.

Elle est surtout utilisée en adduction d'eau : perte de charge =  $\Delta H_t = \Delta p_t / (\rho \cdot g)$ .

Dans le langage technique courant, on confond les deux notions en parlant le plus souvent de "pertes de charges", quelle que soit l'unité. C'est ce que l'on fera par la suite dans cet ouvrage.

On peut exprimer la perte de charge unitaire dans une conduite à l'aide de deux expressions:

Écoulement laminaire :  $\Delta p_{tu} = (\rho / 2) \cdot (V^2 / D_h) \cdot (64 / R)$

(Formule de Hagen-Poiseuille pour tubes hydrauliquement lisses)

Écoulement turbulent :  $\Delta p_{tu} = (\rho / 2) \cdot (V^2 / D_h) \cdot (100 \cdot R)^{-0,25}$

(Formule de Blasius pour tubes hydrauliquement lisses)

Mais le plus souvent, la perte de charge se détermine, dans les conduites, à l'aide d'abaques (ou nomogrammes). Les pertes de charges dans les appareils hydrauliques sont indiquées par les constructeurs (en fonction du débit, ou à un débit nominal).

La puissance hydraulique "perdue" en chaleur par une perte de charge vaut :

$$P_Q = \Delta p_t \cdot Q_v$$

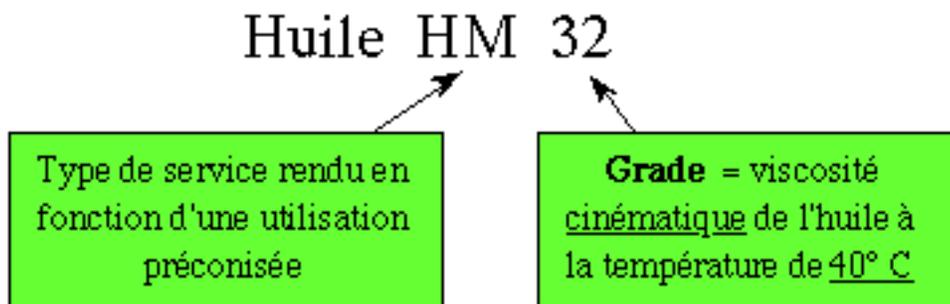
# B- HUILES

## I - Grades normalisés et services :

### 1°) Normes ISO - NF:

Plus particulièrement destinées aux huiles dites “industrielles” monogrades.

La norme ISO - NF désigne une huile par un grade et un service rendu par cette huile (ou domaine d’application). La désignation indiquée ci-après est succincte et ne donne pas toutes les caractéristiques d’une huile. La norme complète et les indications du fabricant sont donc souvent nécessaires.



La viscosité indiquée dans le grade est fixée à 40°C avec une tolérance autour de cette valeur médiane (voir ci-dessous).

<u>Grade ISO NF</u>	<u>limites de <math>\nu</math> en <math>\text{mm}^2/\text{s}</math> à 40°C</u>	
10	$\geq 9$	$\leq 11$
15	$\geq 13,5$	$\leq 16,5$
22	$\geq 19,8$	$\leq 24,2$
32	$\geq 28,8$	$\leq 35,2$
46	$\geq 41,4$	$\leq 50,6$
68	$\geq 61,2$	$\leq 74,8$
100	$\geq 90$	$\leq 110$
150	$\geq 135$	$\leq 165$
220	$\geq 198$	$\leq 242$
320	$\geq 288$	$\leq 352$

### Catégories courantes d’huile pour circuits hydrauliques:

HL : huiles minérales + propriétés anti-oxydantes et anti-corrosion particulières. Elles présentent un bon comportement vis-à-vis de l’eau. Elles sont préconisées dans les installations à moyenne pression lorsque des additifs anti-usure ne sont pas nécessaires.

HM : fluides HL + propriétés anti-usure particulières.

HV : fluides HM + propriétés viscosité/température améliorées.

Les fluides HM et HV sont les plus utilisés.

HG : fluides HM + propriétés anti stick-slip (pour glissières de machines outils).

HSx : fluides de synthèse.

HFCx : fluides difficilement inflammables. Les fluides HFC sont les plus utilisés.

## 2°) Normes SAE - API - CCMC - ACEA - AGMA:

Plus particulièrement destinées aux huiles moteurs et boîtes de vitesses (réducteurs).

Il y a deux grades SAE, un pour une utilisation à froid (suivi de la lettre W) et un pour une utilisation à chaud. Le nombre indiqué dans le grade SAE est relatif à la viscosité de l'huile à une certaine température mais n'est pas directement significatif, contrairement au grade ISO (voir correspondances ci-dessous).

Lorsqu'on indique ces deux grades pour une huile, on dit alors qu'elle est "multigrades".

<u>Grade SAE</u>	<u><math>\mu</math> (<math>10^{-3}</math> Poiseuille) à t°C</u>	<u>limite pompabilité à t°C</u>	<u>v (mm<sup>2</sup>/s à 100°C)</u>	
			<u>mini</u>	<u>maxi</u>
0 W	≤ 3250 à - 30°	- 35°	≥ 3,8°	
5 W	≤ 3500 à - 25°	- 30°	≥ 3,8°	
10 W	≤ 3500 à - 20°	- 25°	≥ 4,1°	
15 W	≤ 3500 à - 15°	- 20°	≥ 5,6°	
20 W	≤ 4500 à - 10°	- 15°	≥ 5,6°	
25 W	≤ 6000 à - 5°	- 10°	≥ 9,3°	
20			≥ 5,6°	< 9,3°
30			≥ 9,3°	< 12,5°
40			≥ 12,5°	< 16,3°
50			≥ 16,3°	< 21,9°

La désignation pour ces huiles du service API permet de connaître les performances de l'huile ainsi désignée.

Pour les huiles moteur, le service API s'indique avec deux lettres, la première indique le type de carburant utilisé dans le moteur (S = essence et C = Diesel), la deuxième indique la performance elle-même, plus la lettre est élevée dans l'alphabet et plus la performance est importante. Une même huile peut avoir deux services différents pour deux carburants possibles (voir correspondances ci-dessous).

Pour les huiles destinées aux transmissions, les deux lettres GL sont suivies d'un chiffre donnant la performance. On peut trouver des indications supplémentaires, telles que EP = extrême pression ...

### CLASSIFICATION API : S... : moteurs à essence

- SC** Moteurs à essence US 1964-67. Additifs détergents, dispersants, anti-usure, antirouille et anti-corrosion.
- SD** Moteurs à essence US 1968-71. Idem SC mais additivation renforcée.
- SE** Moteurs à essence US 1972-79. Propriétés anti-oxydante, détergente à chaud, antirouille et anti-corrosion renforcées.
- SF** Moteurs à essence US 1980-88. Stabilité à l'oxydation et pouvoir anti-usure améliorés par rapport à SE.
- SG** Stabilité à l'oxydation et dispersivité renforcées par rapport à SF.

### CLASSIFICATION API : C... : moteurs Diesel

- CB** Conditions d'utilisation modérément sévères pour des moteurs non suralimentés avec GO de plus faible qualité (à plus haute teneur en soufre). Protection requise contre la corrosion des coussinets et les dépôts à haute température. Occasionnellement pour moteurs à essence à service peu sévères.
- CC** Service modéré à sévère pour Diesel faiblement suralimentés et certains moteurs essence à service sévère. Protection contre dépôts à haute et basse température, rouille et corrosion. Détergentes et dispersantes.
- CD** Service sévère de Diesel suralimentés ou non, à vitesse élevée et forte puissance. Très bonne protection requise contre l'usure, la corrosion et les dépôts à toute température quel que soit le combustible.
- CE** Service très sévère de Diesel fortement suralimentés. Idem CD + exigences renforcées; ≈ aux huiles SHPD européennes.

### CLASSIFICATION API : GL... : Transmissions mécaniques

- GL1** Concerne tous les cas où une huile minérale pure peut être employée avec satisfaction sur des engrenages opérant sous de basses pressions unitaires et à de faibles vitesses de glissement. Des inhibiteurs d'oxydation et antirouille, ainsi que des dopes anti-mousses peuvent être employés pour que les caractéristiques du lubrifiant lui permettent d'assurer ce service. Les dopes extrême-pression et les modificateurs de coefficient de frottement ne peuvent pas être utilisés.
- GL2** Désigne le type de service où les conditions de charges, de température et de vitesses de glissement ne permettent pas l'emploi d'un lubrifiant répondant à l'API GL1.
- GL3** Concerne les engrenages non hypoïdes opérant sous des conditions modérément sévères de vitesses et de charge.
- GL4** Est plus particulièrement adaptée pour les engrenages hypoïdes opérant à hautes vitesses, basses vitesses couples bas et couples hauts.
- GL5** Pour engrenages hypoïdes, idem à GL4, mais dont la charge varie par à-coups. Les lubrifiants répondant à cette spécification doivent donner une protection anti-grippage importante.
- GL6** Pour engrenages fortement hypoïdes opérant à hautes vitesses dans des conditions de haute performance. Les lubrifiants répondant à cette spécification doivent donner une protection anti-grippage importante.

Le service API défini par l'industrie américaine est insuffisant pour les moteurs européens dont les rapports puissance / poids sont plus importants, et les conditions de fonctionnement plus sévères. Une désignation de service européen est donc utilisée également : ce sont les services CCMC et ACEA.

### CLASSIFICATION CCMC : G... : moteurs essence

- G1** ≈ niveau API SE + essais spécifiques européens
- G2** ≈ niveau API SF + essais spécifiques européens
- G3** ≈ niveau API SF pour les huiles de faible viscosité (5W30, 5W40, 10W30, 10W40) destinées à réduire la consommation de carburant.

### CLASSIFICATION CCMC : moteurs Diesel

- PD1** Pour voitures de tourisme; petits Diesel rapides à combustion indirecte, y compris les moteurs équipés de turbo.
- D1** Pour véhicules industriels (à inj. dir.). ≈ API CC/SE non suralimentés en service peu sévère.
- D2** Pour véhicules industriels (à inj. dir.). ≈ API CD suralimentés ou non en service sévère.
- D3** Pour véhicules industriels (à inj. dir.). Huiles "SHPD" (Super Haute Performance Diesel) de niveau > API CD et correspondant à la spécification Mercedes (huiles anti-polissage) pour moteurs fortement suralimentés en service très sévère.

### CATEGORIE ACEA :

## CATEGORIE ACEA :

Diverses catégorie ACEA sont définies pour les moteurs thermiques: elles désignant le rendement commencent par: A pour les moteurs à essence, B pour les moteurs Diesel. Les huiles à haut rendement ont une certification commençant par E.

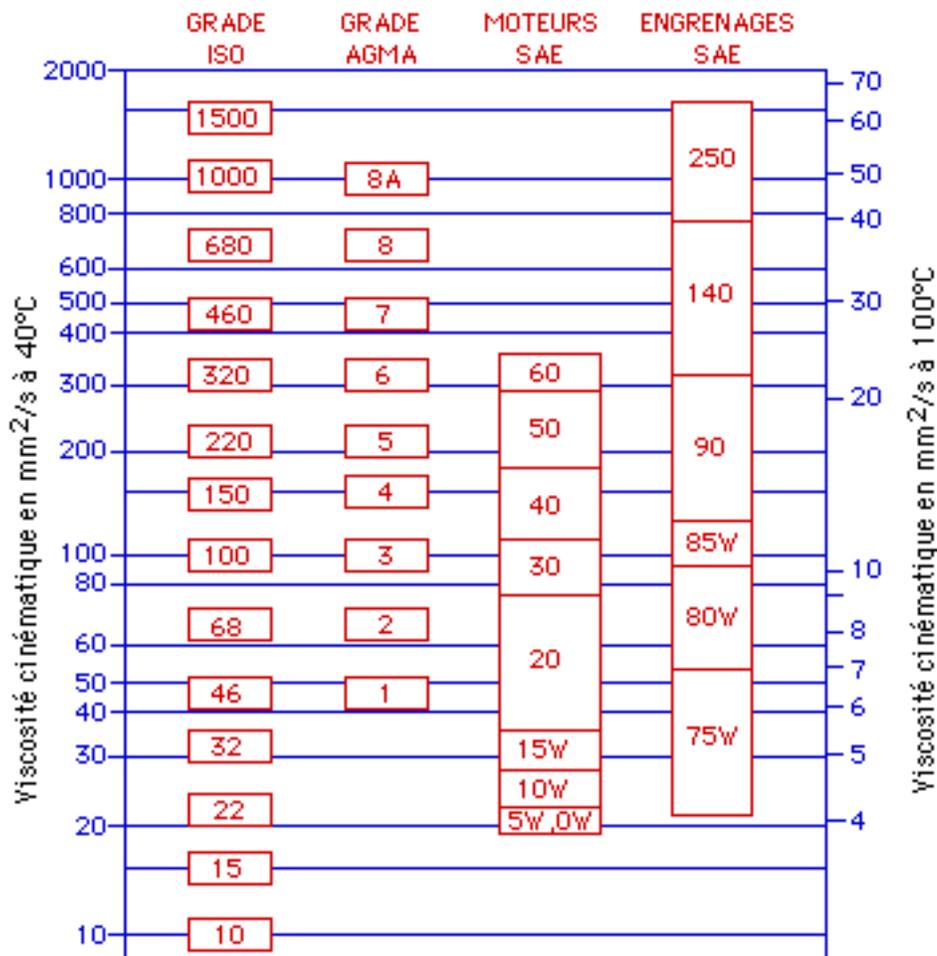
## Grade AGMA:

L' AGMA a établi un système de numérotation des grades pour les huiles utilisées dans les réducteurs, boîtes de vitesses... Ces grades spécifient la dénomination EP (extrême pression).

( Les grades de viscosité des huiles pour engrenages hypoides automobiles sont classés par la SAE, tandis que les niveaux de qualité correspondants sont établis par l'API. Ces huiles peuvent servir dans les réducteurs de vitesse, mais celles qui répondent aux exigences de l'AGMA ne peuvent être utilisées dans les différentiels et les boîtes de vitesses pour automobiles ).

## 3°) Equivalence des grades:

Ces différents grades sont parfois difficiles à comparer, car leur valeur n'est pas toujours significative de la viscosité du fluide. Le tableau ci-après permet cette comparaison (indépendamment du service du fluide).



## 4°) Indice de viscosité (IV):

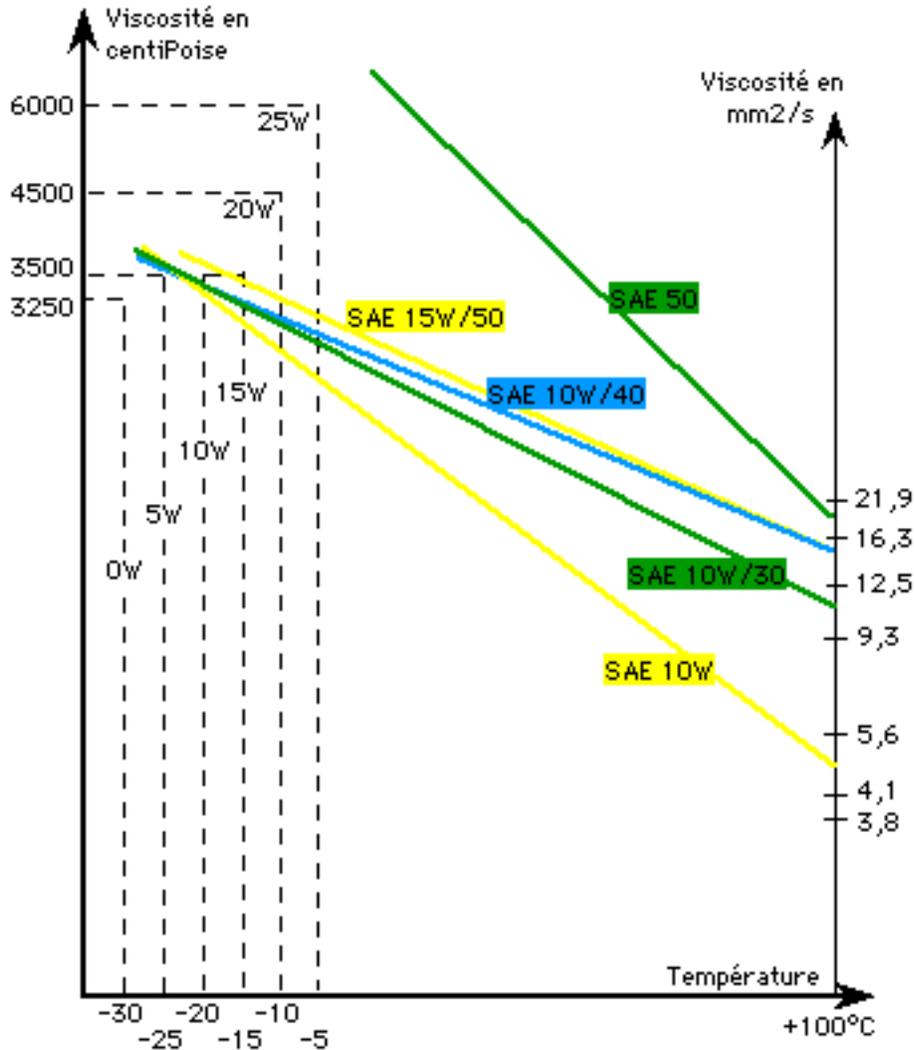
#### 4°) Indice de viscosité (IV):

L'indice de viscosité d'une huile caractérise sa qualité à avoir une viscosité plus ou moins stable en fonction de la température. Plus l'indice de viscosité est élevé et moins la viscosité de l'huile varie quand la température varie.

Pour les huiles industrielles, fonctionnant souvent à une température plus ou moins stable, l'utilisation d'une huile monograde à  $IV \approx 100$  est courante.

Par contre, pour un moteur subissant des écarts de température dépassant  $100^{\circ}\text{C}$ , une huile multigrades à haut  $IV (> 140)$  est recherchée.

Ci-dessous un tableau comparant quelques huiles moteur, on remarque que les huiles multigrades ont un  $IV$  plus fort que les autres.



Plus la droite de variation de la viscosité est horizontale, plus l'  $IV$  est élevé.

## II - Huiles de synthèse:

Ces huiles sont radicalement différentes des huiles minérales : pour la production d'huile minérale on extrait du pétrole certaines catégories de molécules. Mais le procédé n'est pas parfait: les molécules obtenues sont de tailles différentes, ce qui nuit à l'homogénéité de l'huile et limite ses possibilités d'application. Des produits indésirables restent également dans cette huile de base (paraffines, solvants légers...).

- Dans le cas de l'huile synthétique, au contraire, on fabrique la molécule dont on a précisément besoin, si bien que l'on obtient une huile de base dont le comportement est voisin de celui d'un corps pur. En créant un produit dont les propriétés physiques et chimiques sont prédéterminées, on fait mieux que la nature. On rajoute ensuite les additifs nécessaires pour répondre à un service voulu.

Ces huiles ont des performances élevées, en particulier pour des objectifs et des conditions de service difficiles. Cependant, elles sont chères à produire et leur disponibilité dans le monde est limitée. De plus, le choix d'un lubrifiant synthétique dépend du problème posé.

Les mélanges d'huiles de base d'origines différentes sont parfois possibles, toutefois une huile dite "synthétique" doit contenir moins de 15% d'huile minérale.

- Ci-dessous quelques familles d'huiles de synthèse :

**Polyglycols** : Bonnes propriétés lubrifiantes, point éclair élevé. Haut indice de viscosité : 150 à 200, faible volatilité, bonne stabilité thermique, *incompatible avec les huiles minérales*.

Exemples d'utilisations : Polyglycol soluble à l'eau : fluide difficilement inflammable, fluide d'usinage ... Polyglycol insoluble : fluide de frein, lubrifiant moteur, lubrifiant engrenage ...

**Esters** : Faible volatilité, bonnes propriétés à froid, bonne tenue thermique, *bonne propriété solvante et bonne résistance au cisaillement*.

Exemples d'utilisation : graisse, turbine à gaz, aviation, utilisé comme additif (pouvoir lubrifiant élevé).

**Hydrocarbures synthétiques** (polyalphaoléfinés) : Comportement à froid performant, indice de viscosité élevé. Selon la longueur de la chaîne, bonne propriété thermique.

Exemples d'utilisations : lubrifiant d'engrenages, compresseur ...

**Silicone** : Inerte chimiquement, grande résistance à la chaleur et à l'oxydation. Hydrophobe, indice de viscosité élevé, bonne propriété à froid. *Incompatibilité chimique avec de nombreux additifs*.

Exemples d'utilisations : graisse, fluide hydraulique ...

### III - Additifs :

Une huile ayant les propriétés demandées pour une utilisation donnée est constituée : d'une huile de base (minérale, synthétique ...) et d'un certain nombre d'additifs, ajoutant chacun une propriété particulière.

Voici quelques exemples de propriétés et d'additifs :

- anti oxydant : protège les parties métalliques de la corrosion.
- détergent : tensio-actif évitant les dépôts (particules, charbons ...) en maintenant en suspension dans l'huile ces dépôts.
- anti émulsion : évite le mélange de fluides étrangers avec l'huile (de l'eau par exemple) et favorise la décantation de l'ensemble.
- "désaérant" : favorise la séparation des gaz de l'huile.
- indice de viscosité : des additifs permettent d'augmenter celui-ci.
- additif extrême pression : renforce la tenue de l'huile pour des utilisations où le film d'huile a du mal à se former (engrenages en particulier).
- anti friction : diminue l'usure des surfaces lubrifiées.
- compatibilité avec les élastomères.

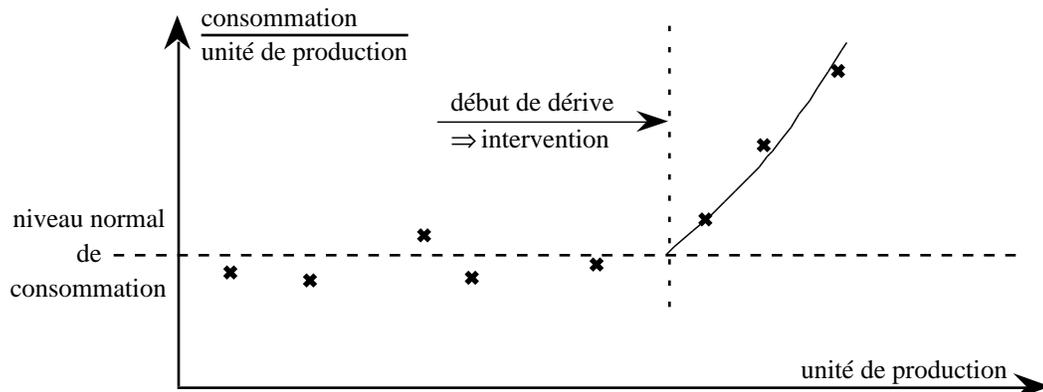
### IV - Contrôle, surveillance et analyse des huiles :

La surveillance des huiles en fonctionnement a deux buts essentiels:

- surveiller l'huile pour vérifier son état conforme.
- surveiller, à travers l'huile, l'état de l'installation.

#### 1°) Contrôle des niveaux et des consommations :

Un des moyens les plus simples consiste à noter la consommation d'huile de l'installation par unités de production (temps, nombre de pièces ou de kilomètres ...). L'évolution de cette courbe de consommation indiquera les dérives de fonctionnement et permettra de prévenir les défaillances (maintenance préventive conditionnelle : figure ci-dessous).



## 2°) Contrôle de la viscosité:

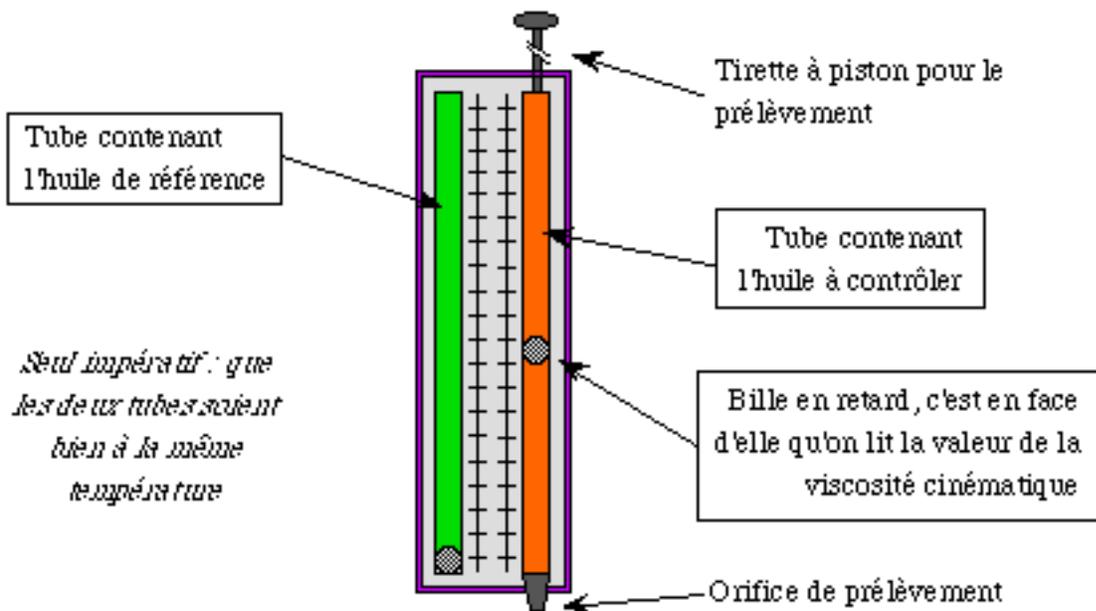
Une modification de la viscosité au cours du temps pourra signifier une dégradation de celle-ci, en indiquant parfois la cause probable.

Une élévation de la viscosité de l'huile, par exemple dans un réducteur, indiquera que celle-ci est usagée et a perdu ses qualités lubrifiantes et EP (extrême pression).

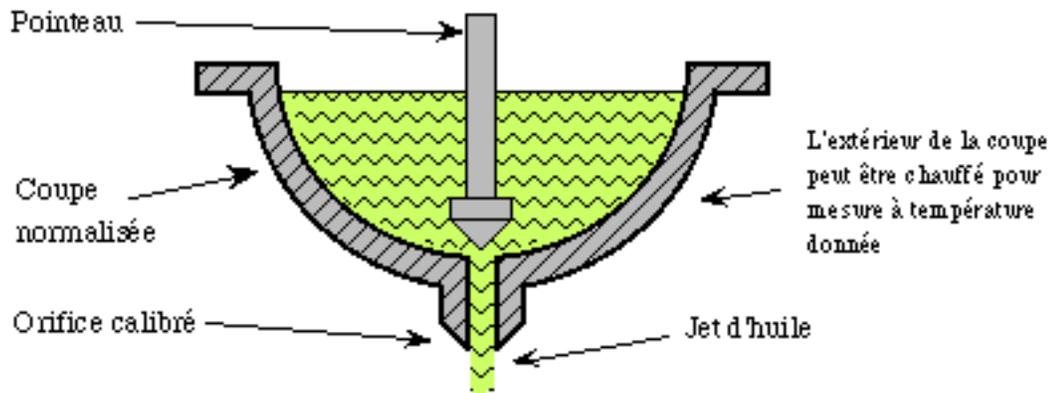
Une diminution de la viscosité de l'huile dans un moteur thermique signifiera une dilution de celle-ci par le carburant utilisé ...

Le contrôle de cette viscosité peut se faire à l'aide de plusieurs moyens, quelques uns sont décrits ci-après :

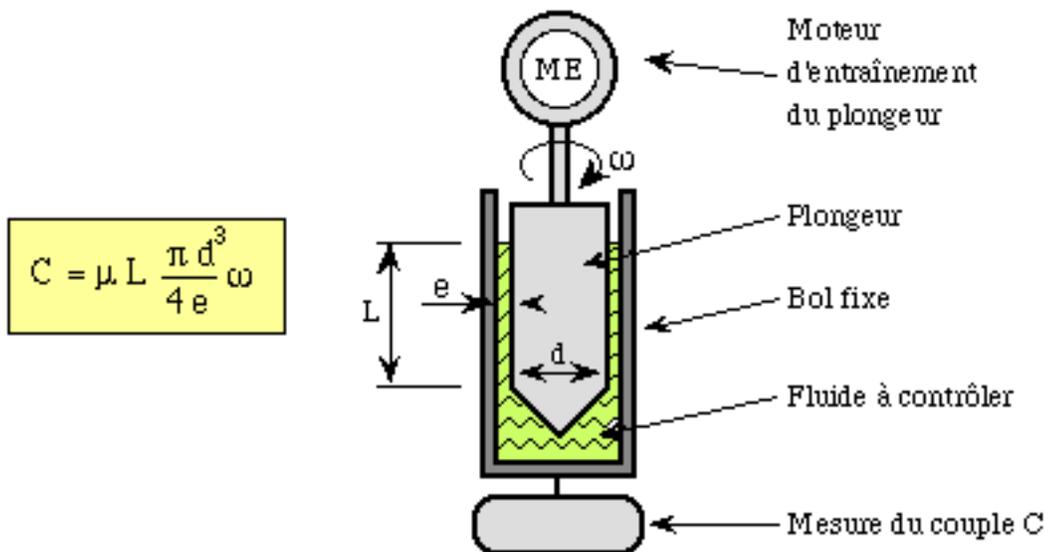
**a) Viscosimètre à billes** : on compare la vitesse de descente de deux billes dans deux tubes contenant respectivement, l'un l'huile à contrôler et l'autre une huile de référence. On lit directement la viscosité cinématique en face de la bille restée en retard. L'échelle proposée permet de connaître directement la viscosité à 40°C pour en déduire le grade ISO (ou à 100°C pour le grade SAE). Deux appareils distincts sont nécessaires, un pour les huiles industrielles à IV  $\approx$  100 et un autre pour les huiles moteurs à IV  $\approx$  150. Il faut faire très attention à ce que les températures des deux tubes soient identiques. Ce type de viscosimètre est bon marché et pratique d'emploi sur le terrain, cependant les résultats lus sont peu précis et non normalisés (figure de l'appareil ci-dessous).



**b) Viscosimètre à coupe** : on mesure le temps d'écoulement d'une certaine quantité d'huile contenue dans une coupe à travers un orifice calibré percé à sa base. Un nomogramme permet à partir de ce temps d'obtenir la viscosité cinématique. Le résultat par cette méthode est plus précis et normalisé. Les coupes peuvent être chauffées pour des mesures de viscosité à différentes températures (mesure de IV), voir figure ci-dessous.

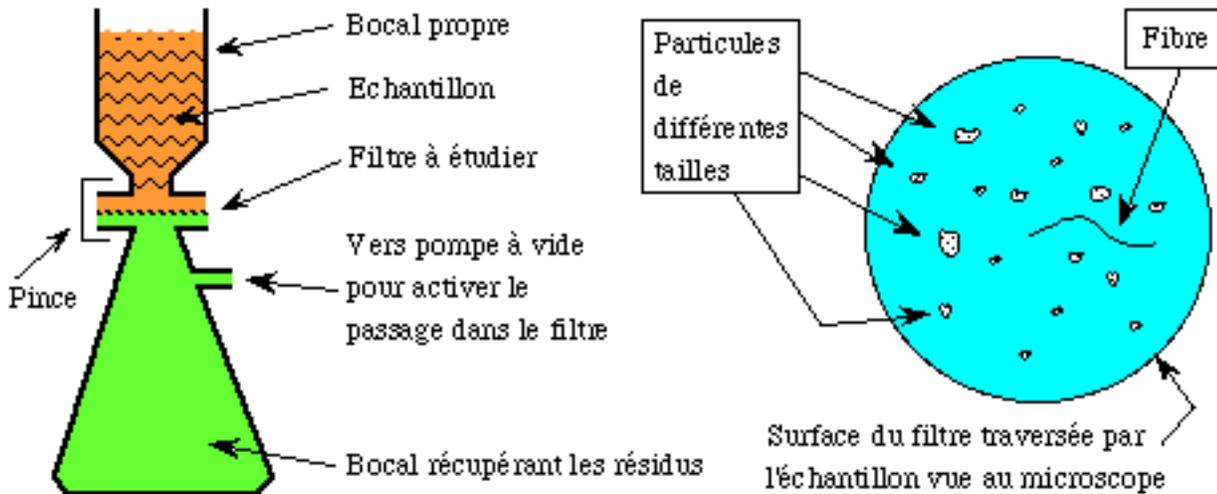


**c) Rhéomètre** : Cet appareil mesure la viscosité dynamique de tous les fluides (newtoniens ou non). Cet appareil de grande précision est peu employé pour les huiles dans l'industrie, car son utilisation est plus délicate et son prix important. De la valeur du couple mesuré on déduit la viscosité dynamique  $\mu$  (voir figure ci-dessous). Le bol peut également être chauffé pour des essais à température.



### 3°) Contrôle des particules par comptage :

On filtre un échantillon d'huile sur un filtre très fin (0,8 à 1,2 µm par exemple) puis on compte les particules insolubles qui ont été arrêtées, suivant leur taille. Il y a des équipements de laboratoire performants et des équipements de chantier moins précis mais transportables.



L'observation du filtre permet de compter les particules par tailles normalisées. Le nombre de particules dans chaque taille est ensuite ramené à un échantillon de 100 cm<sup>3</sup>. On détermine ensuite une classe de pollution pour chaque taille.

*L'ensemble de ces classes forme le code de pollution de l'huile.*

#### **Le nombre le plus grand de ce code est la classe de pollution de l'huile**

(plus le nombre de la classe est élevé et plus l'huile est polluée).

On vérifie alors si l'huile est conforme pour l'utilisation que l'on en fait. On peut également noter l'élévation de la pollution au cours du temps pour noter les dérives (maintenance préventive conditionnelle).

Ci-dessous, classes de pollution définies par la norme NF E 48-655 :

Tailles (µm)	Classes de pollution											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
[ 2 - 5 [	2500	5000	10000	20000	40000	80000	160000	320000	640000	1280000	2560000	5120000
[ 5 - 15 [	500	1000	2000	4000	8000	16000	32000	64000	128000	256000	512000	1024000
[ 15 - 25 [	89	178	356	712	1425	2850	5700	11400	22800	45600	91200	182400
[ 25 - 50 [	16	32	63	126	253	506	1012	2025	4050	8100	16200	32400
[ 50 - 100 [	3	6	11	22	45	90	180	360	720	1440	2880	5760
≥ 100	1	1	2	4	8	16	32	64	128	256	512	1024

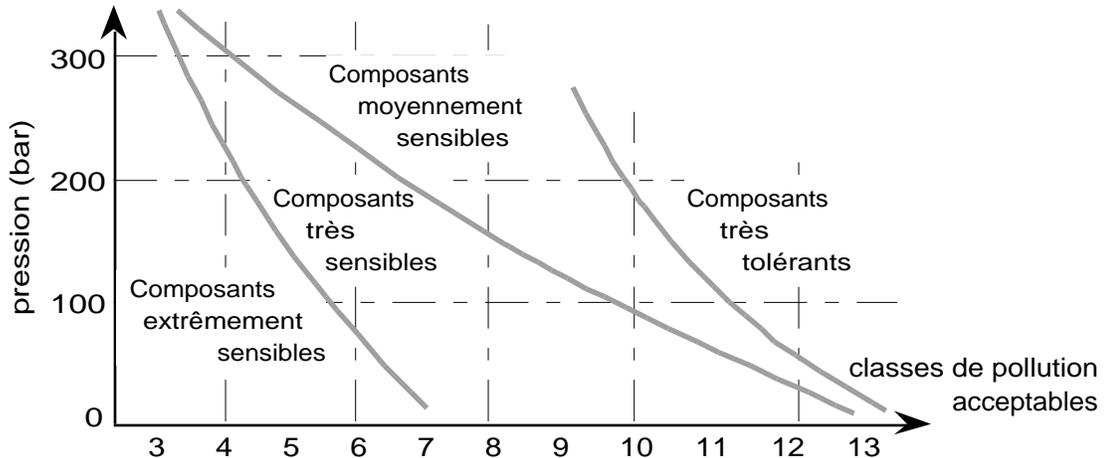
Nombres maximaux de particules, par tailles, rapportés à 100 ml de fluide analysé

D'autres normes existent, par exemple:

- la norme NAS 1638, norme allemande compatible avec la norme NF.
- la norme SAE 749 D, norme américaine, mais les classes de pollution sont définies avec d'autres valeurs.

Classes de pollution recommandées (à titre indicatif):

- |   |                |
|---|----------------|
| • servomécanismes de haute précision:   | classes 3 à 4  |
| • circuits avec servo-valves            | classes 5 à 6  |
| • hydraulique haute pression (pistons)  | classes 6 à 8  |
| • hydraulique moyenne et basse pression | classes 9 à 10 |



#### **4°) Contrôle des particules par gravimétrie :**

On effectue la même manœuvre que précédemment, mais on mesure par pesée la différence de masse du filtre entre avant et après la filtration de l'échantillon. La masse totale des particules permet de désigner également une classe de pollution normalisée.

Ce contrôle est plus délicat à réaliser que le précédent.

#### **5°) Contrôle des particules par séparation magnétique :**

On sépare les particules ferreuses d'une huile grâce à un champ magnétique. L'observation de celles-ci au microscope permet de déterminer le taux et le type d'usure. Les particules non magnétiques échappent bien sûr au contrôle.

#### **6°) Spectrographie infrarouge et ultraviolette :**

La décomposition d'une lumière hors du spectre visible permet de contrôler la quantité et l'état de certains additifs dans l'huile. Ces contrôles ne peuvent être réalisés que par des laboratoires spécialisés.

#### **7°) Spectrographie de masse :**

On analyse la lumière émise par la combustion (plasma) à très haute température d'un échantillon d'huile. L'étude du spectre lumineux permet de doser chaque constituant (Fe, Na, Cu, Al, Cr, Ni, Sn, Pb ...). L'analyse de ces constituants permet de savoir ce qui se passe dans l'installation (par exemple, l'apparition d'un taux anormal d'étain ou d'aluminium indiquera une usure anormale des coussinets dans un moteur).

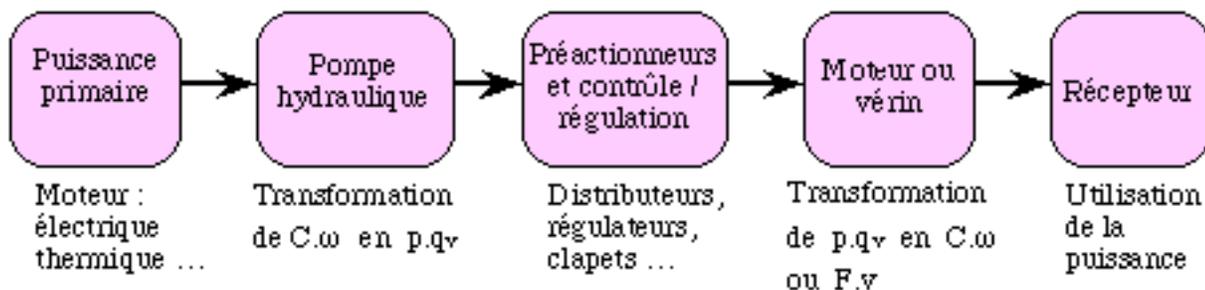
### **C - TRANSMISSIONS DE PUISSANCE HYDROSTATIQUES**

# C - TRANSMISSIONS DE PUISSANCE HYDROSTATIQUES

## I - Généralités :

Une transmission de puissance consiste à véhiculer de l'énergie d'une source primaire à un récepteur, en changeant éventuellement sa "forme" (électrique, mécanique, hydraulique...) et ses caractéristiques (couple, vitesse, intensité...).

Dans les transmissions hydrostatiques, l'énergie primaire est mécanique (produite par un moteur électrique, thermique ...) et l'énergie fournie au récepteur est également mécanique. Cette énergie est transportée sous la forme **débit** x **pression**, ce qui explique la grande facilité de contrôle et de régulation que l'on a dans ces transmissions (voir ci-dessous).



Il va de soi que chaque transformation provoque une perte énergétique qui diminue le rendement global de la transmission de puissance.

## II - Qualités d'une transmission de puissance :

Les qualités d'une transmission de puissance en général peuvent être les suivantes :

### Fondamentales :

- plage d'utilisation élevée : c'est-à-dire la possibilité d'avoir des variations de vitesse et de couple dans des proportions importantes.
- avoir un rendement élevé sur cette plage : le rendement global d'une transmission est égal au rapport de la puissance utilisable (récepteur) sur la puissance primaire consommée (moteur).

### Technologiques :

- faible encombrement
- fort rapport puissance/masse
- faible inertie
- pas de rupture de couple (couple maintenu à vitesse nulle)
- réversibilité (l'énergie peut circuler dans l'autre sens  $\approx$  "frein moteur")

### De maintenabilité :

- fiabilité
- coût de fonctionnement réduit

### Économiques :

- rapport coût/puissance initial faible (en F/kW installé)
- coût de fonctionnement réduit

Les transmissions de puissances hydrauliques sont particulièrement performantes dans les domaines suivants:

- + rapport poids / puissance très faible (d'où utilisation sur engins mobiles)
- + grande souplesse en contrôle - régulation, donc plages d'utilisation élevées
- + facilité de réalisation de certaines fonctions de commande
- + fiabilité / durée de vie importantes

En revanche, elles peuvent présenter certains désavantages dont les suivants :

- investissement parfois élevé
- demandent une maintenance soignée (protection, filtration, surveillance ...)
- rendement moins élevé qu'une transmission mécanique

### **III - Pertes dans les circuits hydrauliques hydrostatiques :**

Les pertes énergétiques (affectant le rendement) ont plusieurs causes. Ces pertes doivent bien sûr être limitées si le but de l'installation est la transmission de puissance. En revanche, si le but est le mouvement de charges importantes, alors le seul côté préoccupant sera la production de chaleur dans le circuit.

Les différentes causes sont énoncées ci-après avec un ordre de grandeur de la perte énergétique en %.

#### ***Pertes mécaniques***

Il s'agit des frottements entre les différentes pièces (1 à 2 %).

#### ***Pertes hydrodynamiques (pertes de charge)***

Dues aux écoulements dans les différents organes et conduites (1 à 5 %).

#### ***Pertes par compressibilité***

Dues à la compressibilité de l'huile, affectent essentiellement les pompes et moteurs. (2,5 à 10 %). La compressibilité du fluide provient des caractéristiques intrinsèques de l'huile et des gaz dissous (ou en émulsion).

#### ***Pertes de gavage***

Dans un circuit fermé (voir chapitre suivant), la pompe de gavage consomme bien sûr de l'énergie (1 à 2,5 %).

#### ***Pertes volumétriques***

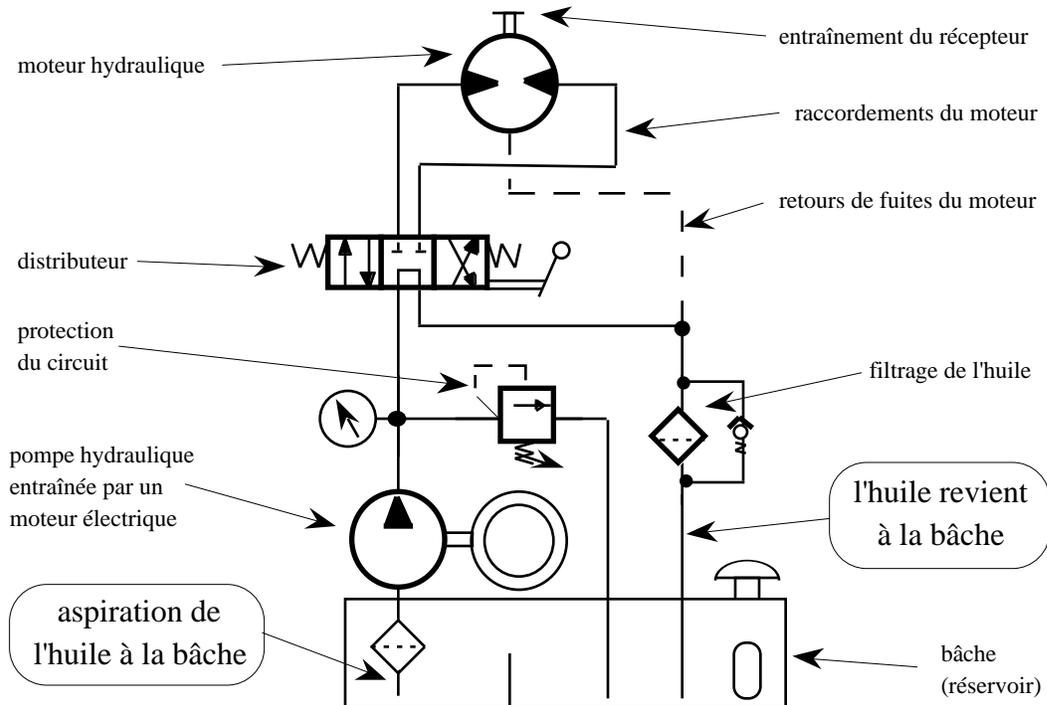
Dues aux fuites internes, affectent le rendement volumétrique (2 à 10 %). La valeur de ces pertes dépend bien sûr de la qualité du matériel et de son domaine d'application. Ces pertes dépendent également de la viscosité de l'huile employée et de l'âge du matériel.

## IV - Types de circuits (ouverts ou fermés):

Ce chapitre est destiné à fixer le vocabulaire nécessaire mais ne développera pas les détails particuliers des circuits fermés.

### 1°) Circuits ouverts :

Le fluide hydraulique circule en repassant systématiquement par la bête à pression atmosphérique.



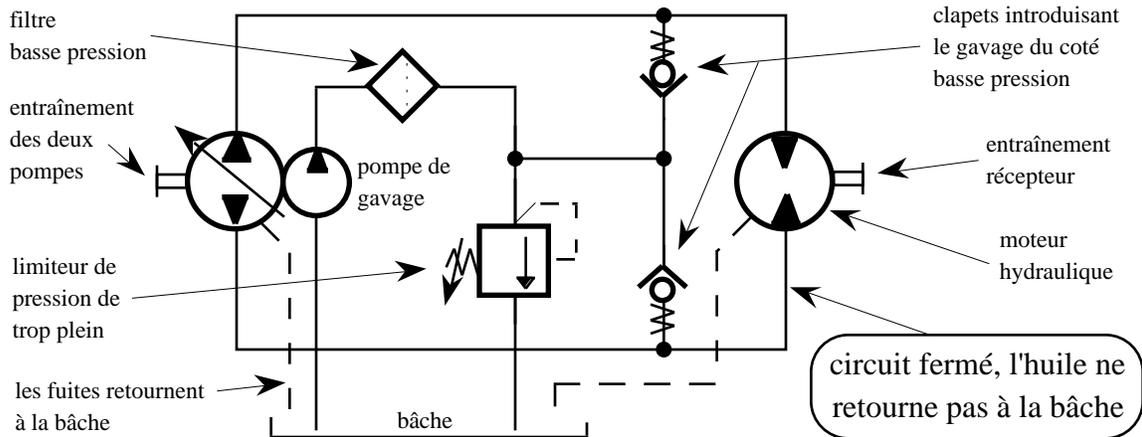
*EXEMPLE DE CIRCUIT OUVERT*

Ces circuits sont les plus simples à concevoir mais présentent un inconvénient: en effet, la pompe aspirant à la pression atmosphérique ( $\approx 1$  bar de pression absolue), celle-ci ne peut créer qu'une perte de charge minimale (de l'ordre de  $-0,2$  bar maxi) dans la conduite d'aspiration la reliant à la bête. En conséquence, pour un débit donné, la taille de la pompe devra être relativement importante à cause de ses tubulures d'aspiration (externes et internes).

Si la perte de charge à l'aspiration venait à augmenter, alors une cavitation (voir lexique) se produirait, détériorant la pompe rapidement.

## 2°) Circuits fermés :

Pour remédier au défaut précédent il suffit de faire aspirer la pompe directement à une pression beaucoup plus importante (dite pression de gavage) que celle de l'atmosphère. Pour cela le moteur recrache directement son huile à la pompe à la pression de gavage. Les tubulures de la pompe peuvent donc être de sections plus faibles.



*EXEMPLE DE CIRCUIT FERME*

Pour une même puissance transmise, un circuit fermé sera donc plus compact qu'un circuit ouvert.

Malheureusement, les fuites internes au circuit doivent être comblées en permanence par une pompe annexe, dite de gavage. Les fuites internes pouvant varier de façon importante (à chaud, à froid, matériel neuf ou usagé ...), cette pompe de gavage doit être largement surdimensionnée et nécessite par conséquent un trop plein.

On comprend alors qu'un circuit fermé, bien que plus performant en rapport poids/puissance, est beaucoup plus délicat à concevoir qu'un circuit ouvert (voir également chapitre E-X).

De même, le volume d'huile de la partie fermée du circuit est constant, les vérins simple tige en sont donc proscrits.

## V - Règles d'exécution des schémas :

Les symboles pour composants des transmissions hydrauliques doivent être composés des symboles de base et des signes de fonctions contenus dans les normes NF ISO 1219-1, NF E 04-056 et NF E 04-057.

Il sera bon de considérer également que les symboles utilisés dans l'industrie peuvent présenter des différences parfois importantes. Cependant il y a toujours une logique dans la représentation des fonctions hydrauliques, on pourra donc toujours se ramener à un symbole normalisé.

*La compréhension des fonctions en hydraulique est donc prépondérante sur la représentation*

### Quelques règles générales:

- Un symbole représente une fonction, un mode de fonctionnement, ou un mode de raccordement extérieur.
- Un symbole ne vise pas à une représentation exacte d'un organe.
- L'élaboration de symboles représentant des fonctions plus complexes doit se faire par combinaison des symboles de base et des signes de fonctions conformément aux règles données par l'ISO 1219.
- Le symbole doit représenter la fonction normale, en position de repos ou neutre.
- Les symboles indiquent la présence de raccordements extérieurs, mais il n'est pas nécessaire de représenter leur emplacement exact sur l'appareil.
- Les lettres éventuellement représentées sont purement des marques et ne décrivent pas les paramètres ou les valeurs des paramètres.
- Les symboles fonctionnels peuvent être représentés suivant n'importe quelle orientation sans que leur sens en soit affecté. Il est préférable de choisir des incréments de 90°.
- Lorsqu'un seul bloc ou une seule unité de montage réunit deux symboles ou plus, ces symboles doivent être entourés d'un trait mixte fin désignant un sous-ensemble.

Sans être normalisés, certains repères sur les appareils facilitent le travail et sont utilisés par la plupart des fabricants :

**P** : orifice de raccordement de l'alimentation en pression.

**T** : orifice de raccordement du retour à la bêche.

**A, B** : orifices de raccordement des utilisations (vers les actionneurs).

**X, Y** : orifices de raccordement des pilotages (alimentation, retour).

**D, L, R** : orifices de raccordement des drains (symboles moins utilisés).

Des extraits de normes sont disponibles en fin d'ouvrage.

# D - COMPOSANTS HYDRAULIQUES

## I - Pompes et moteurs

On ne parlera pas dans ce chapitre des vérins, pourtant considérés comme moteurs linéaires, ils seront développés dans le chapitre suivant D-II.

### 1°) Définitions et grandeurs remarquables:

Ce sont des appareils qui convertissent l'énergie hydraulique en énergie mécanique (moteurs) ou inversement (pompe).

Les grandeurs qui les caractérisent sont:

#### • La cylindrée :

C'est la quantité d'huile engendrée (aspirée ou refoulée) pendant un cycle. Elle s'exprime en volume/cycle comme par exemple :  $\text{cm}^3/\text{tr}$  (moteur et pompes).

On distingue deux sortes de cylindrées:

- La *cylindrée géométrique* (ou *théorique*) qui est calculée sur plan à partir des dimensions et formes du composant. Cette cylindrée ne tient pas compte des fuites internes, c'est celle qu'aurait le composant s'il était parfait.
- La *cylindrée réelle* qui tient compte des fuites internes. Ces fuites dépendent de nombreux paramètres : viscosité de l'huile, pression d'utilisation, vitesse d'utilisation, âge du composant ... La cylindrée réelle est donc variable et fonction de ces paramètres. Ces cylindrées sont déterminées par les constructeurs (essais) et sont indiquées dans les catalogues en fonction des différents paramètres.

Le rendement volumétrique  $\eta_v$  caractérise les fuites internes de ces composants et dépend évidemment des mêmes paramètres que la cylindrée réelle.

Le rendement mécanique  $\eta_m$  caractérise les pertes par frottements et les pertes de charge internes.

Le rendement global  $\eta_g$  ou  $\eta$ , lui, caractérise le rapport entre la puissance entrant dans le composant et celle en ressortant (définition de tout rendement énergétique). Ce rendement ne peut être déterminé que par des essais et il est indiqué par les constructeurs sous forme de tableaux ou de courbes.

$$\eta_g = \eta_v \times \eta_m$$

On établit la relation entre les deux cylindrées et le rendement volumétrique:

**Pour une pompe:** Cyl.réelle = Cyl.géométrique  $\times \eta_v$

( En effet, la pompe réelle fournit moins d'huile par tour que la pompe parfaite)

**Pour un moteur:** Cyl.réelle = Cyl.géométrique /  $\eta_v$

( En effet, le moteur réel absorbe plus d'huile par tour que le moteur parfait)

• **Le débit volumique  $Q_v$  fourni (pompe) ou absorbé (moteur) :**

$$Q_v = N \times \text{Cyl.réelle}$$

N étant la fréquence de rotation de l'arbre.

L'unité de  $Q_v$  sera en [unité de volume de la Cyl.] / [unité temps de N]

• **Le couple nécessaire à l'entraînement de l'arbre :**

Si le rendement d'une pompe (ou d'un moteur) était de 1, alors les puissances d'entrée et de sortie seraient identiques, c'est à dire que:  $p \cdot Q_v = C \cdot \Omega$

en remplaçant  $Q_v$  par son expression précédente on arrive à :

$$C = \frac{p \cdot N \cdot \text{Cyl}}{\Omega} \quad \text{or comme} \quad \frac{N}{\Omega} = \frac{1}{2\pi} \quad \text{alors} \quad C = \frac{p \cdot \text{Cyl}}{2\pi}$$

On considère également que les pertes volumétriques (fuites) n'ont pas d'effet sur le couple, en effet seules la pression et les surfaces actives (pistons, engrenages, palettes ...) entrent en compte dans la détermination géométrique du couple.

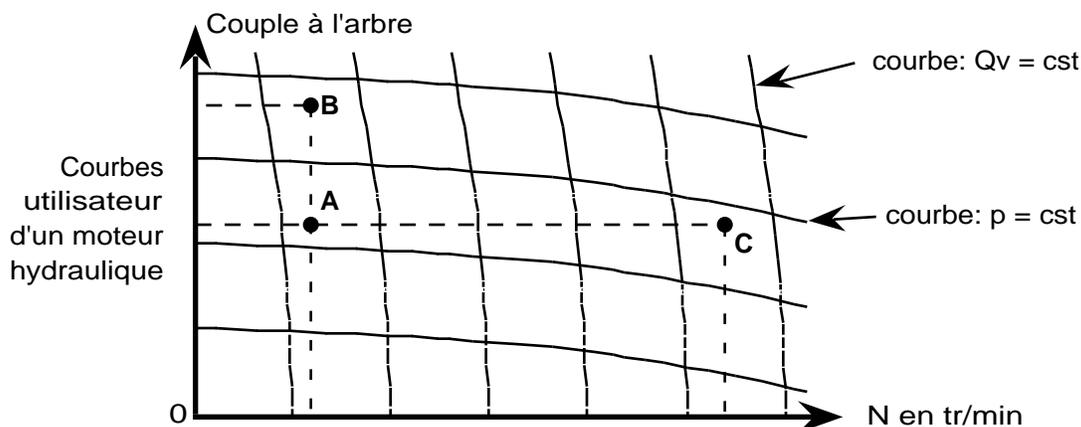
Seuls influent les frottements (paliers, joints ...) et les pertes de charges  $\Delta p$  internes. Or on peut considérer, à bas régime, que ces pertes sont faibles devant les pertes volumétriques, en conséquence on admet la formule suivante comme acceptable:

$$C = \frac{p \cdot \text{Cyl}_{\text{géométrique}}}{2\pi}$$

Si les pertes mécaniques et de charges internes sont considérées comme négligeables.

Si des moteurs sont raccordés en série, alors il faut prendre en compte, dans la formule précédente, la différence de pression aux orifices de chaque moteur ( $\Delta p$ ).

Pour tenir compte des pertes de charge et des pertes mécaniques (donc de  $\eta_m$ ), il est nécessaire de disposer des courbes utilisateurs (figure ci-dessous) établies par les essais du fabricant. Le couple est alors différent et dépend du régime.



En **B**, le couple est plus important qu'en **A**, le moteur demande plus de débit pour le même régime (fuites internes). En **C**, la vitesse est plus importante qu'en **A**, le moteur demande plus de pression pour le même couple (frottements mécaniques et pertes de charge).

## 2°) Architecture des pompes et moteurs:

Différents types de pompes et moteurs sont disponibles:

- à pistons axiaux
- à pistons radiaux
- à engrenages
- à palettes ...

Les gammes de pressions données sont indicatives et dépendent des modèles.

### a) unités (pompes et moteur) à pistons axiaux:

On entend par ce terme: «unité dont les pistons sont disposés parallèlement à l'axe». Ces unités sont adaptées, de par leur technologie, à des vitesses relativement élevées.

Elles peuvent être à cylindrée fixe ou variable. Gamme de pressions → 450 bar.

La course des pistons est provoquée par l'inclinaison d'une glace par rapport au barillet contenant les pistons. Si l'inclinaison est variable, alors la cylindrée est variable.

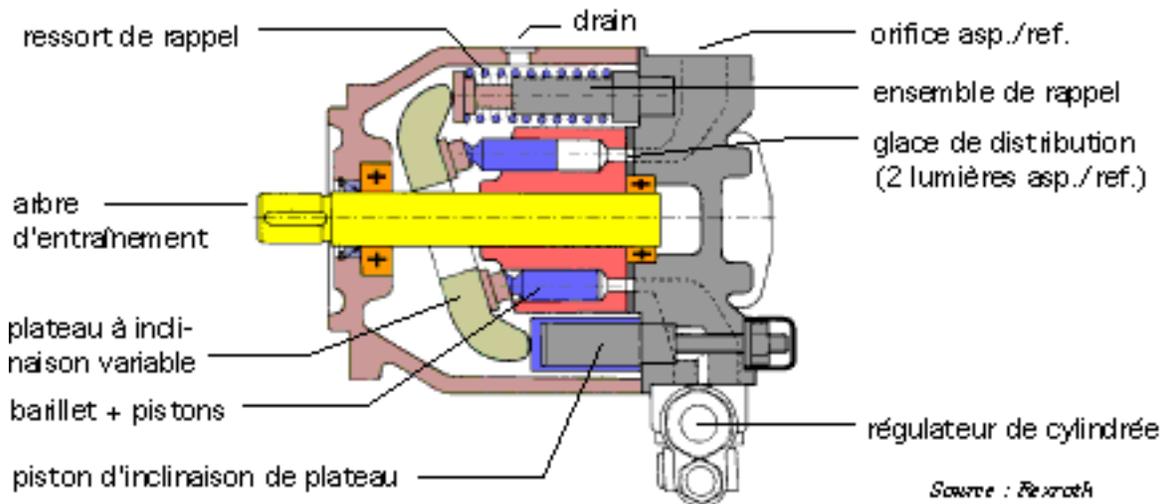
Le nombre de pistons détermine la stabilité du débit aux orifices: en effet chaque piston est soit à l'aspiration, soit au refoulement, le débit présente donc des irrégularités d'autant plus grandes que le nombre de pistons est faible ou que celui-ci est pair.

Nb de pistons	1	2	3	4	5	7	8	9	11
Δ Qv en %	100	100	13,4	29,3	4,9	2,5	7,8	1,5	1,0

On remarque tout de suite qu'il vaut mieux avoir un nombre impair de pistons, c'est bien sûr le cas pour les matériels industriels.

L'expression de la cylindrée est:

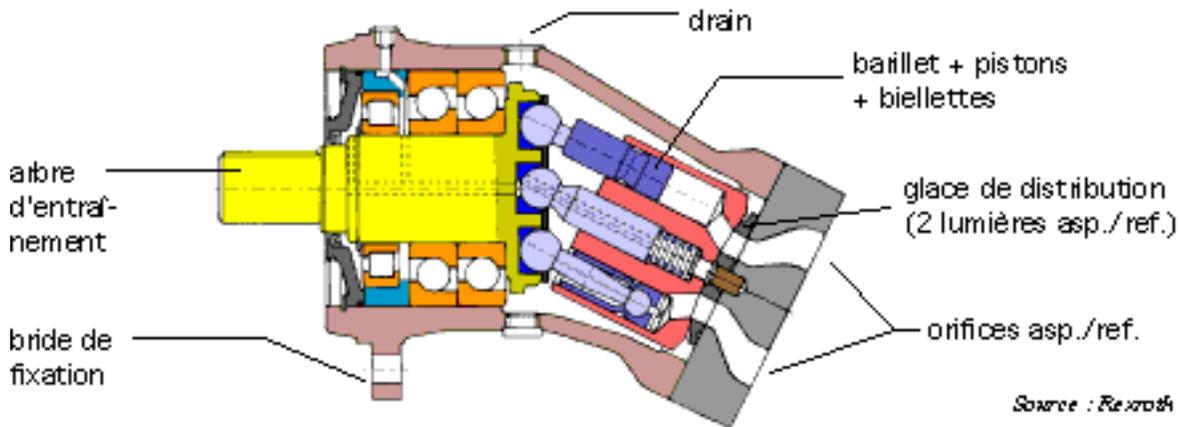
$$\text{Cyl. géométrique} = \text{Section}_{\text{piston}} \times \text{Course}_{\text{piston}} \times \text{Nombre}_{\text{de pistons}}$$



Source : Rexroth

**Pompe à pistons axiaux à cylindrée variable**

Certaines unités, dites “à axe brisé”, sont classées dans les unités à pistons axiaux à cause de leur technologie et leurs caractéristiques similaires. Ces unités ont une cylindrée fixe, fonction de l’angle arbre/barillet (figure ci-dessous).



**Pompe / moteur à axe brisé (circuits ouverts ou fermés)**

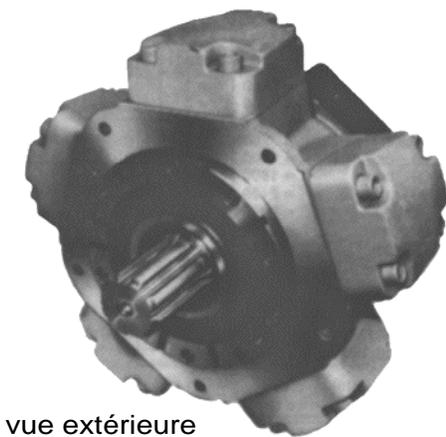
**b) unités à pistons radiaux:**

On entend par ce terme: «unité dont les pistons sont disposés radialement à l’axe», les pistons sont donc perpendiculaires à l’axe. Ces unités sont adaptées, de par leur technologie, à des vitesses relativement faibles et à des couples très élevés (pour les moteurs). Elles peuvent être à cylindrée fixe ou variable.

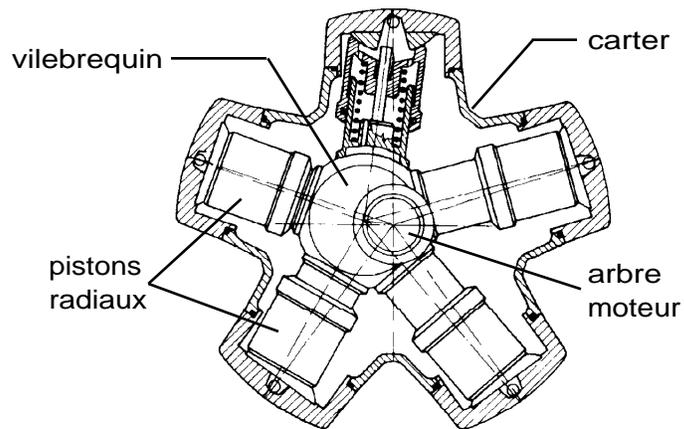
La course des pistons est provoquée par un excentrique ou “vilebrequin”. Leur cylindrée est par conséquent généralement fixe. Il existe des moteurs “multi-cylindrées” (à 2 ou 3 cylindrées), permettant plusieurs gammes de vitesses.

Le calcul de la cylindrée est le même que pour les unités à pistons axiaux. La course d’un piston vaut deux fois l’excentration (rayon de la manivelle du vilebrequin).

Le nombre de pistons détermine la stabilité du débit aux orifices de la même façon que pour les unités à pistons axiaux (voir chapitre précédent).



vue extérieure



**Moteur à pistons radiaux (couple jusqu’à 35000 N.m)** Source : cat. Rexroth

### c) unités à engrenages:

Constituées de 2 pignons engrenant dans un boîtier, lorsque les dents se quittent, le volume inter - dents augmente; c'est l'aspiration. L'huile transite ensuite entre les dents par la périphérie de l'engrenage. Lorsque les dents engrenent, le volume inter - dents diminue; c'est le refoulement. L'engrenage peut être à denture externe ou interne.

Ces unités sont adaptées à des vitesses (→ 2000 tr/min) et pressions moyennes (eng. externe → 250 bar, eng.interne → 250-300 bar).

Elles sont à cylindrée fixe. Leur prix est modique, et elles sont assez bruyantes.

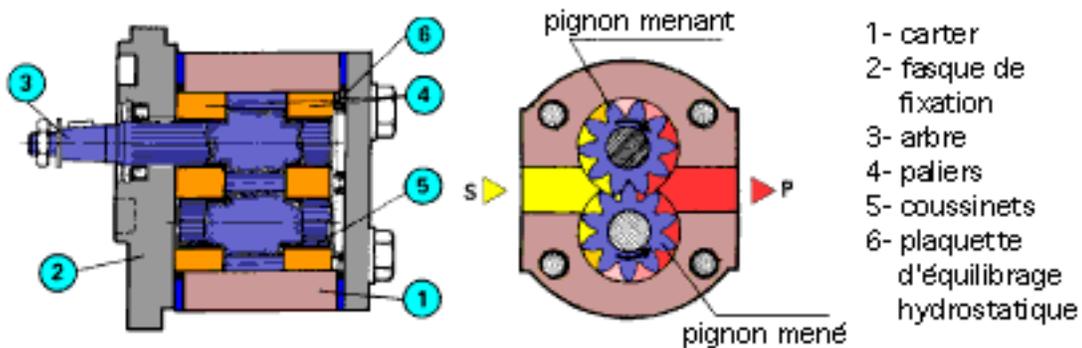
Les pompes à engrenages peuvent être accouplées les unes à la suite des autres (jusqu'à 4) sur le même arbre.

Les équilibrages hydrostatiques sur les paliers sont poussés, car les étanchéités internes se font sur des distances faibles (dents). Les jeux doivent être nuls, sans efforts pièces / pièces. En conséquence elles ne supportent souvent qu'un seul sens de rotation, à moins de démonter et d'inverser certaines pièces.

Pour une pompe à engrenage externe à denture en développante de cercle, on peut exprimer la cylindrée géométrique:

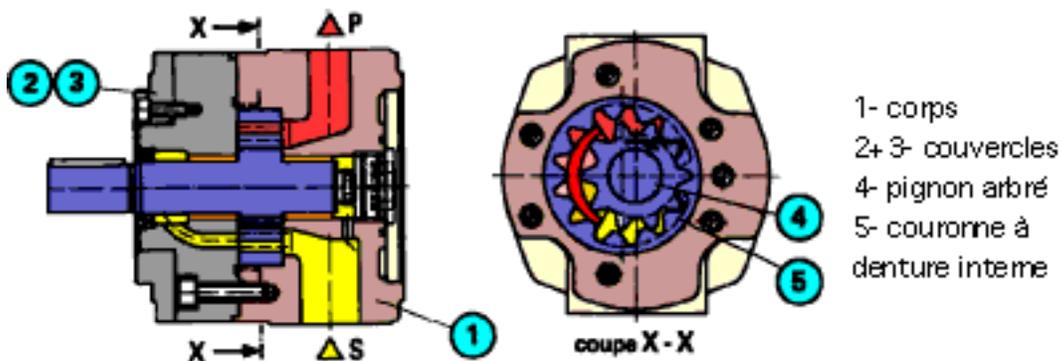
$$Cyl_{\text{géom.}} = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot Z \cdot L$$

m = module de denture, Z = nombre de dents/pignon, L = largeur de dent



Pompe à engrenage externe (p < 250 bar)

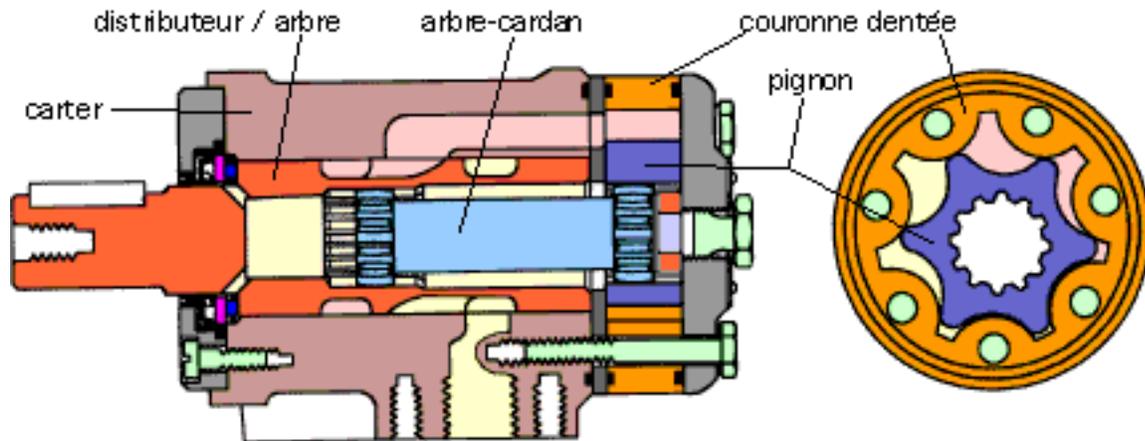
Source Rexroth



Pompe à engrenage interne (p < 210 bar)

Source : Rexroth

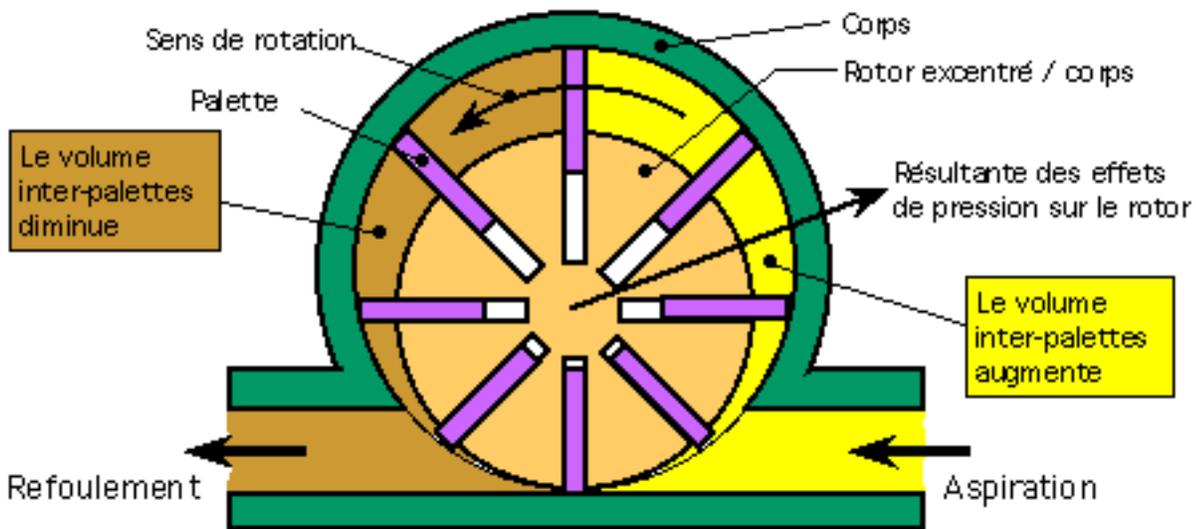
Il existe beaucoup de moteurs à denture interne, avec pignon “flottant”. Celui-ci décrit un mouvement hypocycloïdal dans la couronne dentée. La forme de la denture est particulière.



**Moteur à engrenage interne et distributeur cylindrique** ( $p < 100$  bar) *Source : Danfoss*

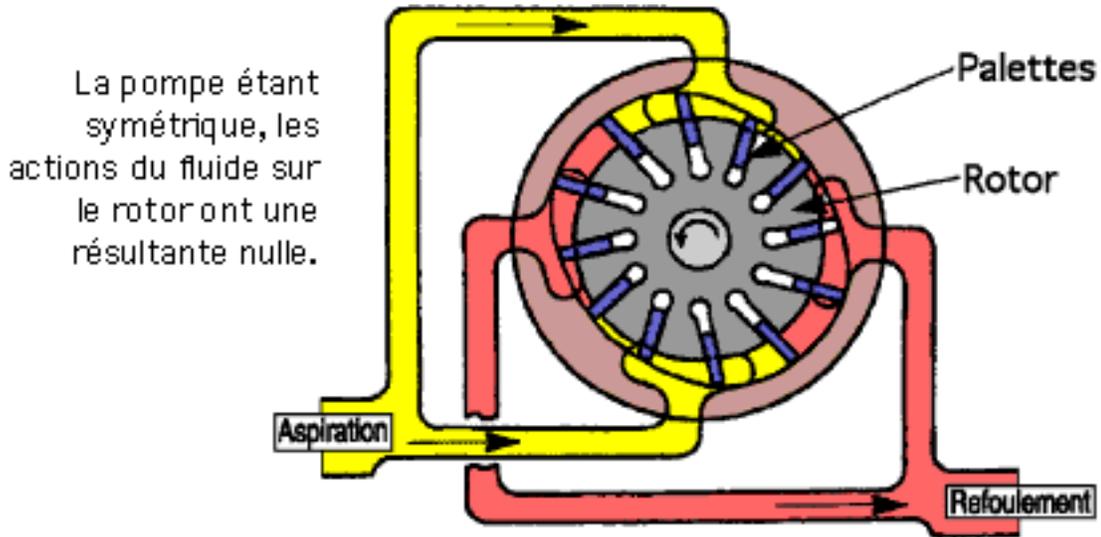
**d) unités à palettes:**

Un rotor tourne dans un anneau excentré. Le volume compris entre ces deux éléments est fractionné par des palettes coulissant dans le rotor. Sur un demi-tour le volume inter - palettes augmente; c’est l’aspiration. Sur l’autre demi-tour, le volume inter - palettes diminue, c’est le refoulement (voir figure ci-dessous).



Le modèle de pompe à palettes ci-dessus présente l’inconvénient d’une action de pression sur le rotor importante.

Pour remédier à cela, les constructeurs rendent la pompe symétrique pour équilibrer les effets de pression sur le rotor. Les paliers de celui-ci ne supportent alors aucune action importante (figure ci-après).



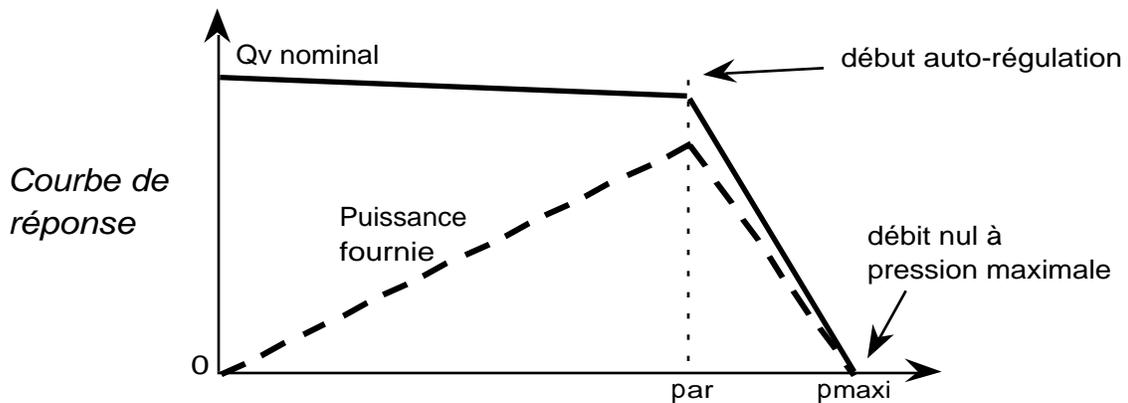
Il existe des pompes à palettes à cylindrée variable, la variation de cylindrée s'obtient en faisant varier l'excentration entre le rotor et le corps (stator).

On peut utiliser la résultante des actions de pression sur le stator pour faire varier cette excentration, la cylindrée est alors fonction de cette pression, on dit que la pompe est *auto-régulée* (voir § suivant).

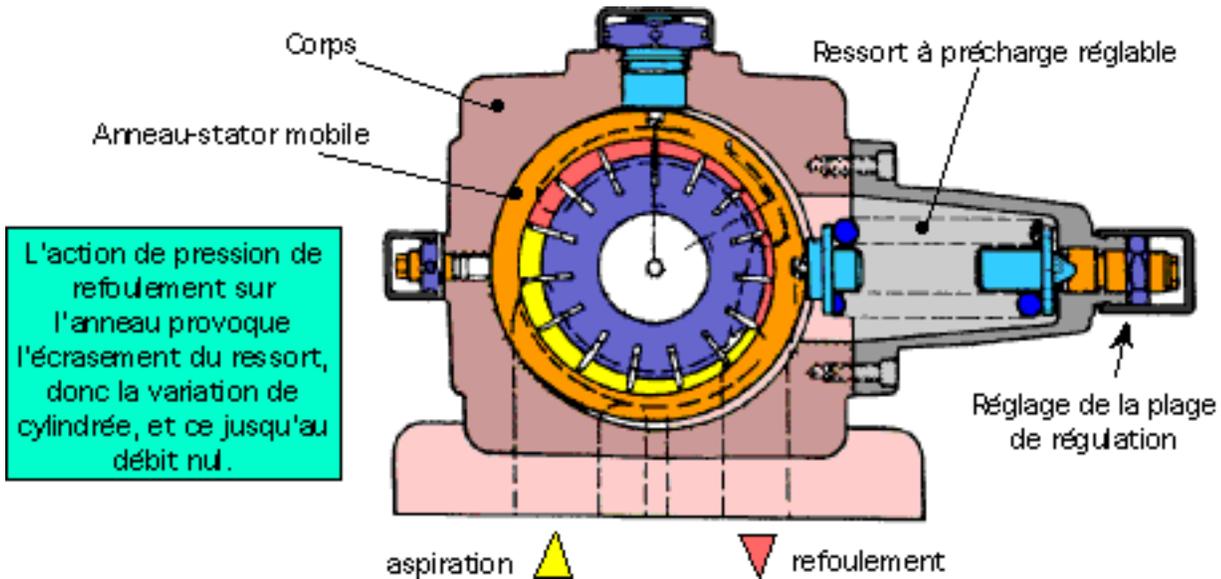
#### **e) pompes auto-régulées:**

Les pompes auto-régulées permettent de maintenir la pression maximale dans le circuit tout en ayant un débit nul. A partir d'une certaine pression, la cylindrée de la pompe se met à diminuer progressivement vers le débit nul, la pompe ne fournit alors plus de puissance (et donc n'en consomme plus).

La régulation la plus courante a l'aspect de la courbe ci-dessous (les pressions d'auto-régulation et maximale sont réglables). On trouve des pompes auto-régulées à pistons et à palettes. (Voir également chapitre E-VI-4).

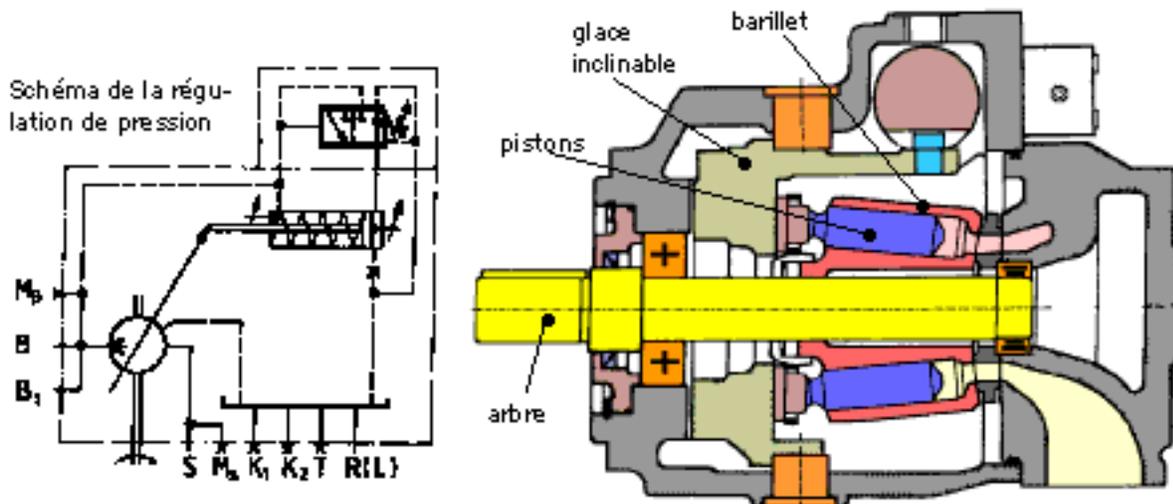


Le débit avant régulation n'est pas tout à fait constant, car le rendement volumétrique diminue lorsque la pression de sortie augmente.



**Pompe à palettes auto-régulée**

Source : Rexroth

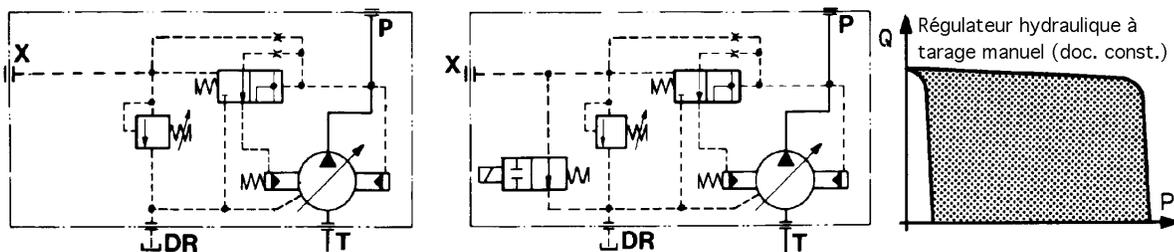


**Pompe à pistons axiaux auto-régulée (en pression)**

Source : Rexroth

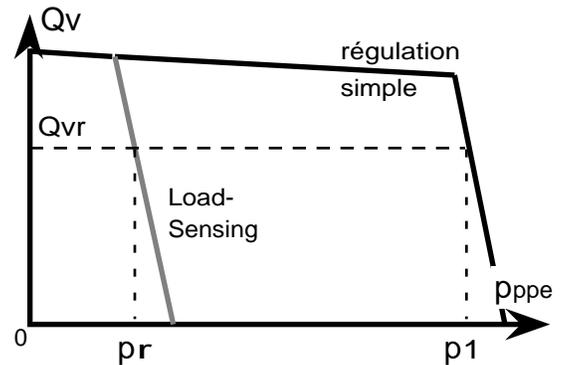
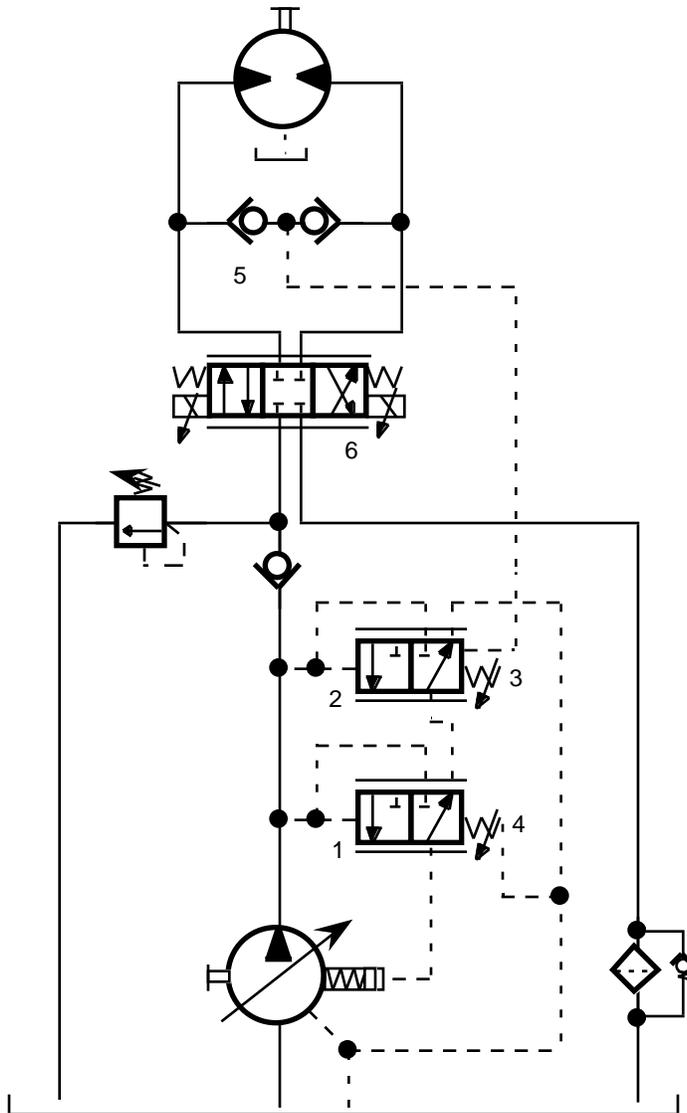
Ce type de régulation est simple mais le circuit a alors un rendement faible. En effet, si le récepteur demande une vitesse avec un couple faible, sa puissance est faible; mais la pompe, elle, débite à pression maximum.

D'autres circuits d'autorégulation peuvent être complexes et réaliser toutes sortes de régulations différentes (en pression, débit, puissance...). Ci-dessous, exemples de circuits de régulation.



## f) auto-régulation “Load-Sensing”:

Une autorégulation courante est le schéma à “mesure de charge” ou “Load Sensing”. La régulation de la pompe se fait en pression, mais pilotée par la pression à l’entrée du récepteur. Le rendement est alors bien supérieur, pour un coût faible.



Le schéma ci-contre montre une régulation LS sur un moteur à deux sens de marche. Le couple récepteur demande une pression  $p_r$ . Le distributeur 6 régule le débit à  $Q_{vr}$ .

Avec la régulation LS, la pression fournie par la pompe sera donc de  $p_r +$  quelques bars. Avec une régulation directe en sortie de pompe (§ précédent), la pression serait de  $p_1 +$  quelques bar!

On économise donc une puissance égale à  $(p_1 - p_r) \times Q_{vr}$ , le rendement est bien supérieur dans ce montage.

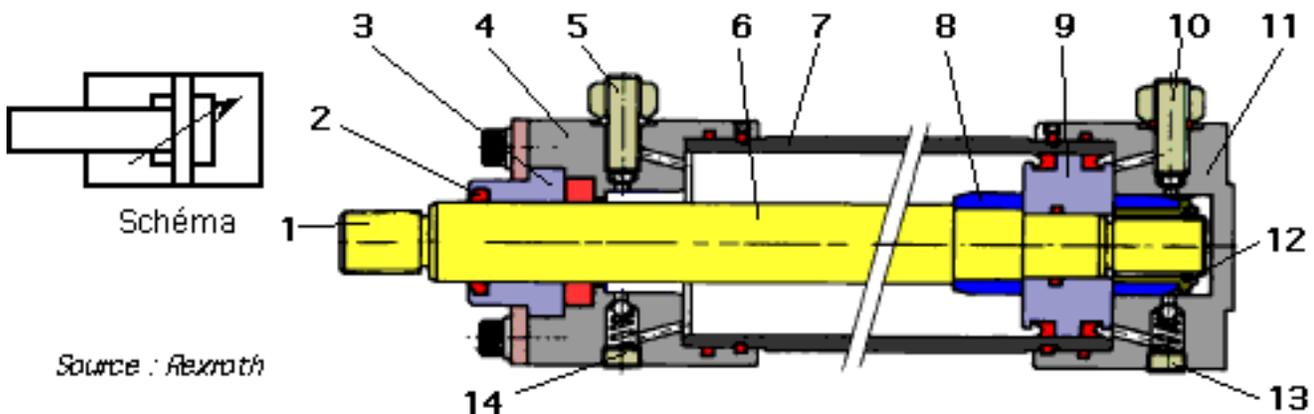
Les deux clapets 5 permettent de sélectionner le côté HP.

## II - Vérins

Les vérins sont des moteurs (ou pompes) linéaires. On considère généralement que les fuites internes de ces organes sont négligeables, et donc que leur rendement volumétrique est proche de 1. On ne décrira ici que les vérins à tige simple, le raisonnement pour les vérins à double tige est analogue.

### 1°) Architecture:

Ils sont constitués d'un corps fixe et d'un ensemble piston+tige mobile (ou l'inverse). Des variantes permettent d'obtenir des freinages en fin de course (figure ci-dessous).



Source : Rexroth

- |                                      |  |
|--------------------------------------|--|
| 1- Attache de tige                   | 2- Joint racler (anti - pollution extérieure)    |
| 3- Douille de guidage + joint(s) HP  | 4- Bride de fixation                             |
| 5- Tête de vérin (avec alimentation) | 6- Tige  |
| 7- Tube (corps de vérin)             | 8- Douille d' amortisseur fin de course sortie   |
| 9- Piston + joint(s) HP              | 10- Fond de vérin (avec alimentation)            |
| 11- Tirants                          | 12- Douille d' amortisseur fin de course rentrée |

### 2°) Relation entre débits et sections:

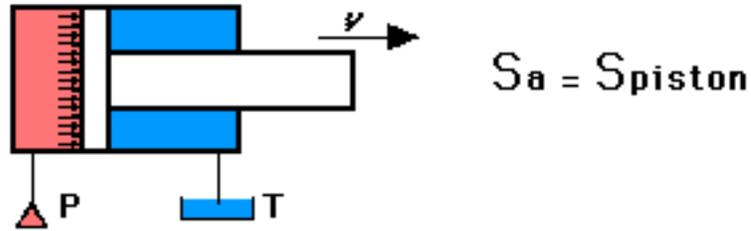
Il existe trois montages distincts des vérins à simple tige:

- montage normal tige sortante
- montage normal tige rentrante
- montage différentiel (tige sortante)

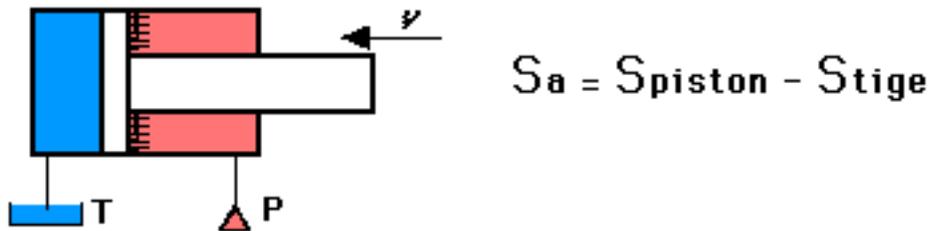
On indique pour chacun de ces montages une **section active**  $S_a$ , qui caractérise la relation section / débit  $Q_v$ . Cette relation s'écrit:

$$Q_v = \text{Vitesse}(tige+piston) \times S_a$$

a) *Montage normal tige sortante:*



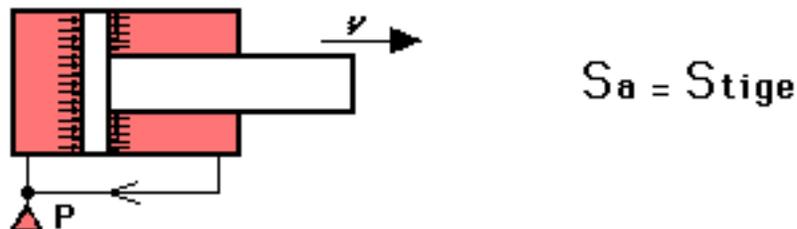
b) *Montage normal tige rentrante:*



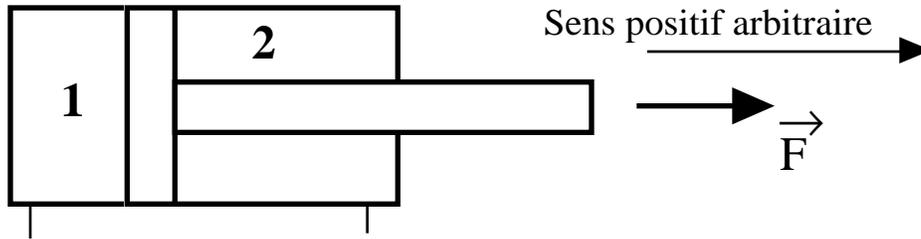
c) *Montage différentiel (tige sortante):*

Ce montage consiste à mettre sous pression les deux chambres simultanément. La chambre côté tige rejettera donc son huile dans l'autre chambre, ce débit s'ajoutant à celui d'alimentation. La vitesse de la tige sera donc plus importante que dans le montage normal.

Il y a toute une gamme de vérins pour lesquels les sections de tige sont la moitié des sections de pistons (en surface), ce qui permet d'obtenir une vitesse de sortie de tige identique à celle de rentrée grâce à ce montage en différentiel.



### 3°) Relation entre efforts et pressions:



Si on écrit l'équilibre de l'ensemble mobile piston+tige, on obtient la relation suivante, la force F est algébrique en fonction du sens positif défini, de même que les actions des pressions dans les deux chambres:

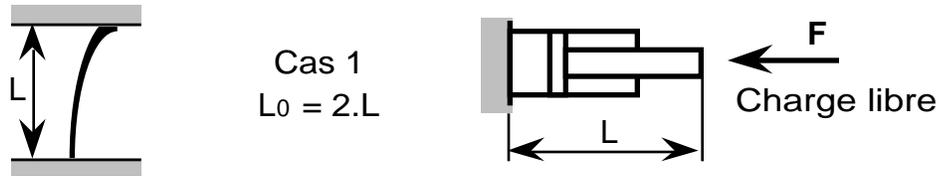
$$p_1 \cdot (S_{\text{piston}}) - p_2 \cdot (S_{\text{piston}} - S_{\text{tige}}) + F = 0$$

Attention: la pression dans la chambre 1 risque dans certains cas de provoquer une pression importante dans la chambre 2 (multiplication de pression), si un freinage du débit est réalisé sur l'échappement de 2 (voir exemple numérique au chapitre E-III-1).

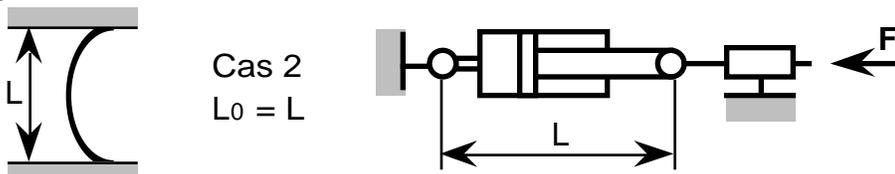
### 4°) Calcul des tiges de vérins au flambage:

Le flambage (ou flambement) est un phénomène de rupture brutal qui survient lorsqu'une poutre élancée est soumise à de la compression. Les tiges de vérins se déterminent par la formule d'Euler. Pour les différents cas de montage, on définit la longueur libre d'Euler  $L_0$  (dans tous les cas, la longueur  $L$  va du point d'attache du corps de vérin au point d'attache de la tige).

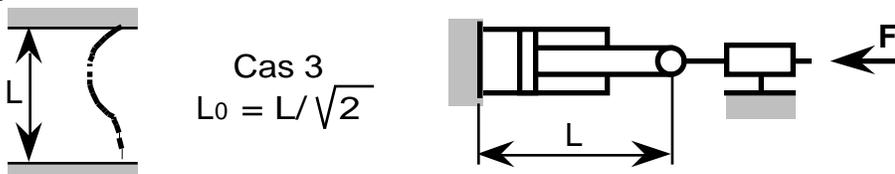
Cas n°1: corps de vérin encastré, l'autre extrémité libre:



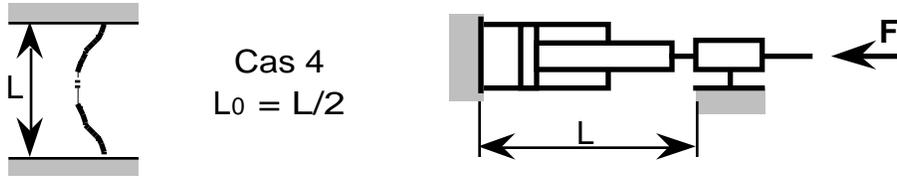
Cas n°2: deux extrémités articulées restant sur un même axe:



Cas n°3: une extrémité encastrée, l'autre articulée restant sur un même axe:



Cas n°4: deux extrémités encastées, restant sur le même axe:



La formule d'Euler qui suit, utilisée pour les tiges de vérins, est bien sûr applicable à toutes les poutres subissant ce type de contraintes. Cette formule donne la charge maximale en service en fonction des autres paramètres.

*Attention* : il faut considérer la longueur L avec la tige entièrement sortie.

$$F \leq \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{s \cdot L_0^2}$$

Avec: E = module d'élasticité longitudinal ( $\approx 20\,000 \text{ daN/mm}^2$  pour l'acier).

I = moment d'inertie ou moment quadratique en flexion ( $I = \pi \cdot d^4 / 64$ ).

d = Ø de la tige.

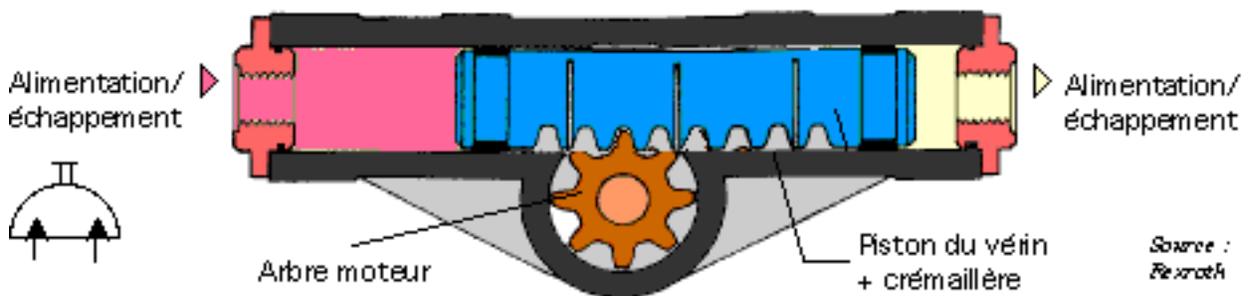
s = coefficient de sécurité (valeur usuelle = 3,5 pour les vérins).

L<sub>0</sub> = longueur libre de flambage (voir cas de figures ci-dessus).

La longueur libre de flambage est parfois à modifier en fonction de la tête de vérin et du guidage: consulter alors le catalogue du constructeur.

### 5°) Vérins rotatifs:

Appelés aussi actionneurs, ils produisent un mouvement de rotation limité en amplitude. Les calculs les concernant dépendent de leur conception (nombreux types). A titre d'exemple, la figure ci-dessous montre un exemple d'architecture:



Source : Rexroth

### III - Appareils de contrôle de la pression

Les appareils principaux ont les fonctions suivantes:

- limitation de la pression
- réduction de la pression
- séquence (passage) en fonction de la pression
- conjonction - disjonction des circuits à accumulation
- freinage de charges motrices

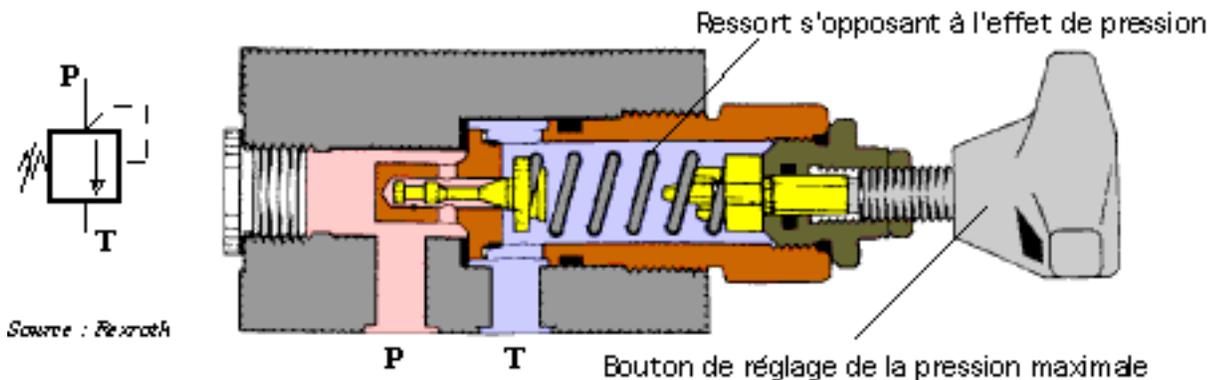
Leur description entraînera celle des appareils connexes.

#### 1°) Limiteurs de pression:

**Fonction principale:** assurer la sécurité d'un circuit ou d'une partie de circuit en limitant la pression à un maximum. *Cette pression est maintenue.*

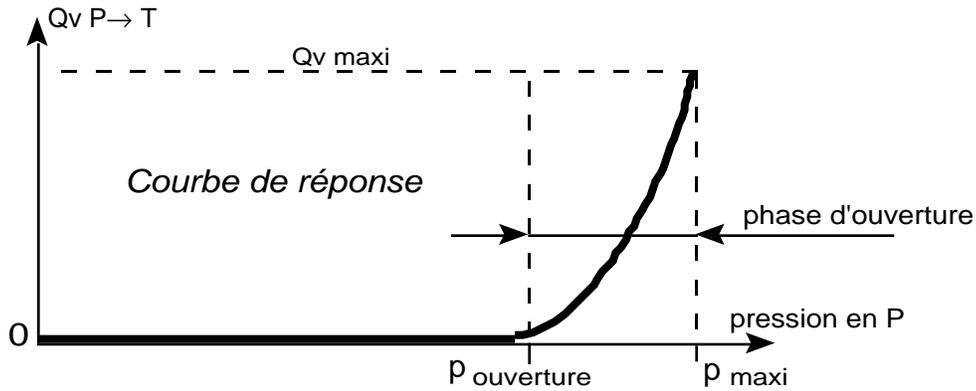
**Fonctions auxiliaires:** assurer la division de débit lors de contrôle du débit (chapitre E-III-1) ou créer une perte charge pour freinage (chapitre E-IV-3).

L'appareil est installé en *dérivation* entre la ligne de circuit et la basse pression (la bête par exemple). De par sa conception, cet appareil provoque une perte de charge qui est fonction du débit à évacuer (voir courbe de réponse ci-après).



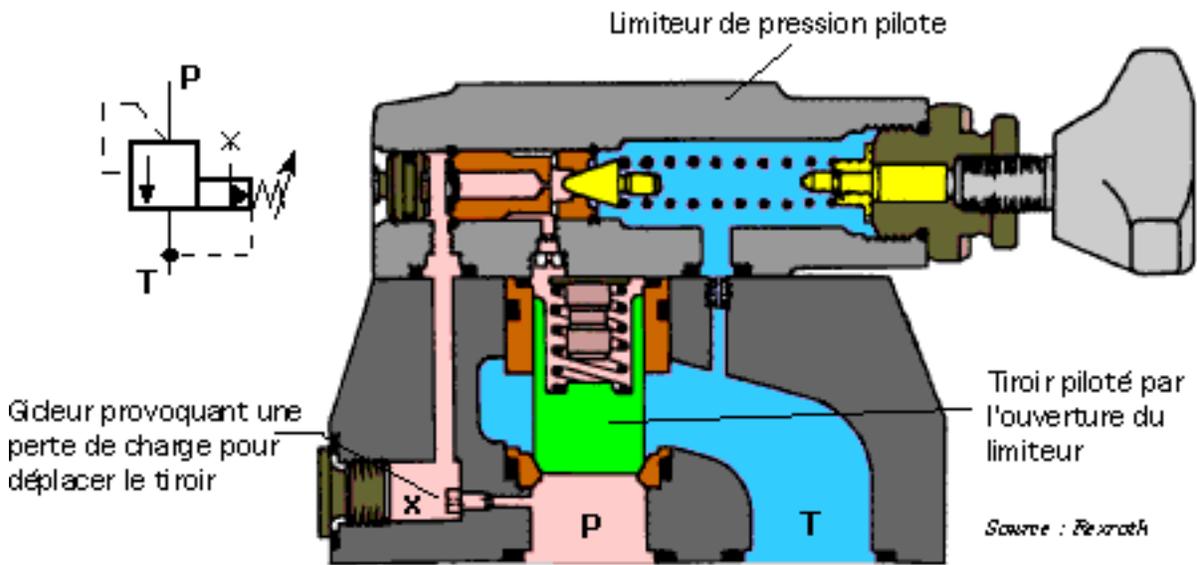
L'appareil, lorsqu'il s'ouvre et laisse passer le fluide, dégrade la totalité de la puissance hydraulique et la transforme en chaleur. Il va de soi que cette ouverture ne doit pas durer longtemps lorsque la puissance déchargée est importante (cette puissance est intégralement transformée en chaleur).

$$\text{Puissance calorifique produite} = \text{Débit} \times \Delta p_{(P-T)}$$



La différence de pression entre le début de l'ouverture et la pression maxi peut être gênante. De plus, lorsqu'il s'agit d'évacuer des débits importants, le modèle simple ci-dessus devrait être d'une taille imposante.

On préfère alors installer des modèles dits "pilotés". Un limiteur de pression normal assure la même fonction en commandant un tiroir de distributeur de forte section. Le  $\Delta p$  ouverture  $\rightarrow$  maxi est alors également diminué (figure ci-dessous).

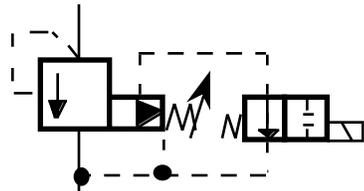


**Limiteur de pression piloté:** L'ouverture du limiteur de pression provoque un écoulement d'huile dans le gicleur  $x$ , la perte de charge dans ce dernier  $\Rightarrow p_x < p_p$ . La pression qui agit sur l'arrière du tiroir chute donc et la pression en  $P$  provoque l'ouverture de celui-ci.

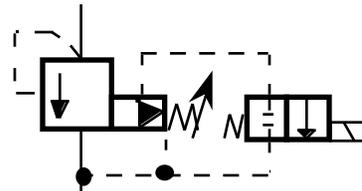
On peut également utiliser ces limiteurs de pression avec un distributeur de décharge, pour mettre la pompe à pression nulle pendant les temps morts de l'installation. Ce distributeur de petite taille, accolé directement sur l'appareil précédent, met le volume situé derrière le tiroir à pression atmosphérique (T), le tiroir reste donc ouvert en grand (voir schémas ci-dessous).

Il existe deux modèles avec deux centres "repos" inversés, pour que la bobine soit sous tension moins de 50% du temps (schémas ci-après).

Il est envisageable d'installer un distributeur bistable à deux bobines.

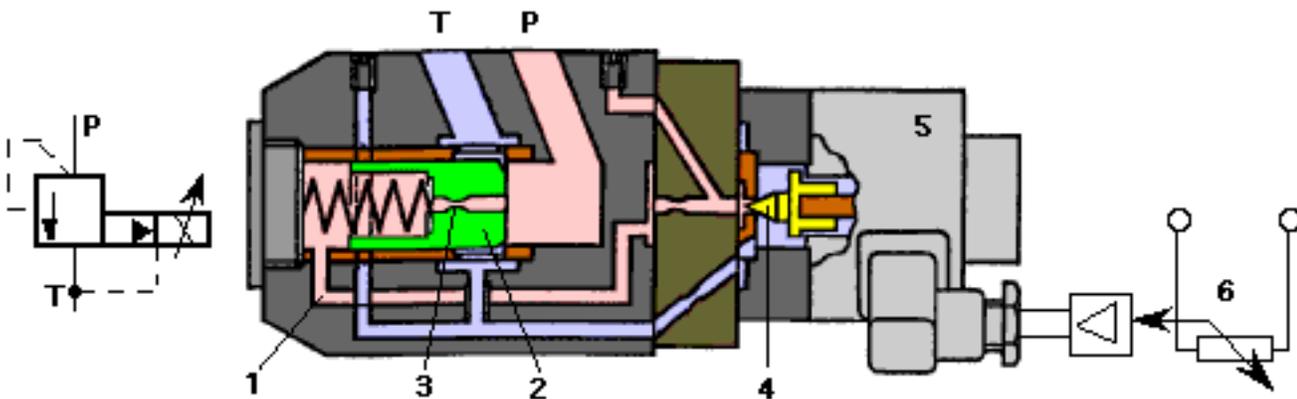


Temps morts > 50%



Temps morts < 50%

Lorsque le réglage de la pression limite doit se faire fréquemment, voire en continu, on utilise alors un limiteur de pression à commande proportionnelle. La valeur de la pression limite est alors proportionnelle à la consigne électrique qui lui est envoyée.

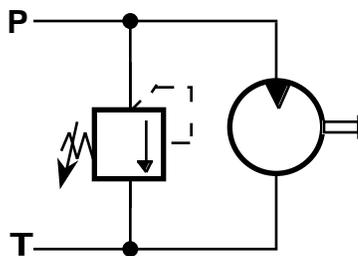


**Limiteur de pression piloté à commande électrique proportionnelle**

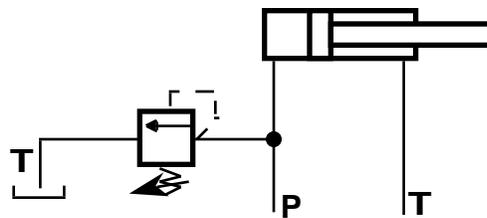
- 1 - prise de pilotage interne X
- 2 - tiroir
- 3 - gicleur
- 4 - pointe du limiteur de pression pilote à commande proportionnelle
- 5 - électroaimant proportionnel
- 6 - circuit d'alimentation

La pression nécessaire pour ouvrir 4 est proportionnelle à la valeur du courant d'alimentation. Le reste de l'appareil fonctionne comme un limiteur de pression piloté (voir chapitre précédent).

Exemples de montage:



Limitation du couple moteur



Limitation de la charge exercée par le vérin

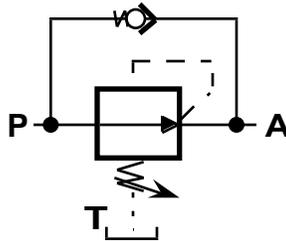
## 2°) Réducteurs de pression:

**Fonction principale:** assurer sur une ligne A une pression inférieure à la pression d'alimentation en P, et constante (il va de soi que  $p_P$  doit être supérieure à  $p_A$  pour que l'appareil serve à quelque chose).

Le terme *détendeur* est également utilisé pour cet appareil (terme malheureusement employé à désigner d'autres appareils n'ayant pas les mêmes caractéristiques, en froid et climatisation par exemple).

L'appareil est installé en *ligne*. De par sa conception, cet appareil provoque une perte de charge pour que  $p_A$  reste constante (voir courbe de réponse ci-après).

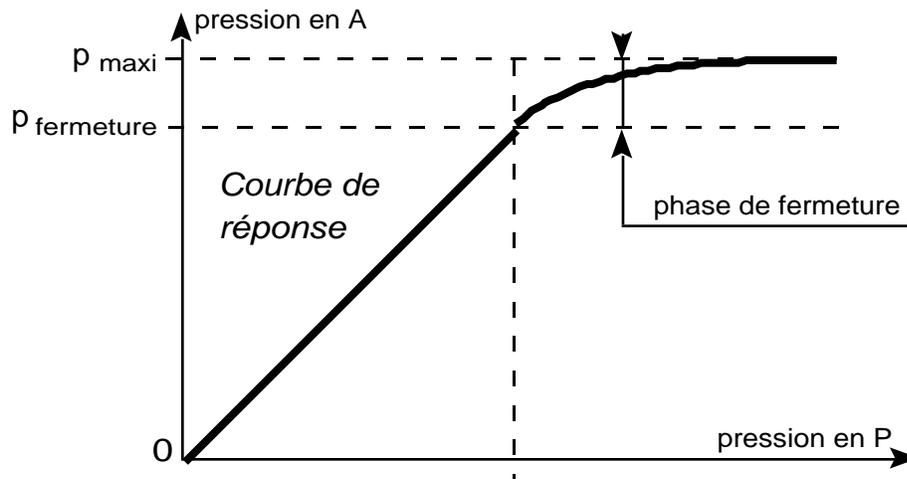
Réducteur de pression à commande directe.  
Un clapet bipasse permet d'ignorer l'appareil dans le sens  $A \rightarrow P$ .



Cet appareil doit obligatoirement être relié à la bache pour avoir sa référence à la pression atmosphérique (drain).

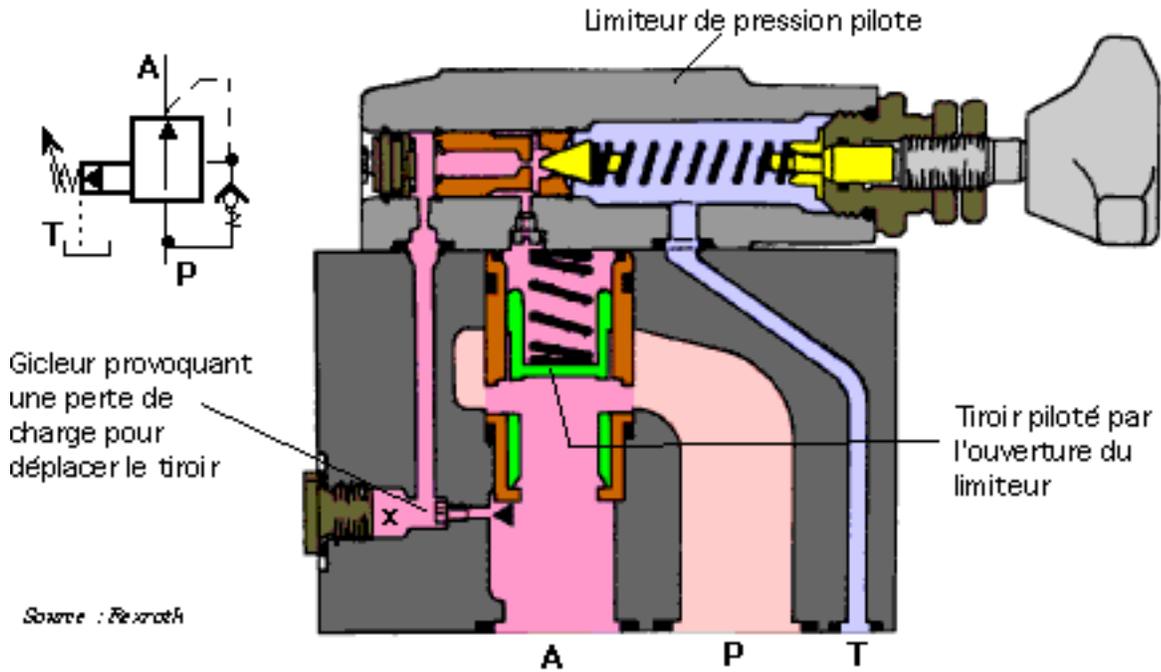
La différence de puissance entre l'entrée P et la sortie A est dégradée en chaleur, cette puissance "perdue" vaut:  $P_{\text{calorifique dégageé}} = (p_P - p_A) \cdot Q_v$

Cet appareil ne doit donc pas être utilisé pour faire passer des débits importants.



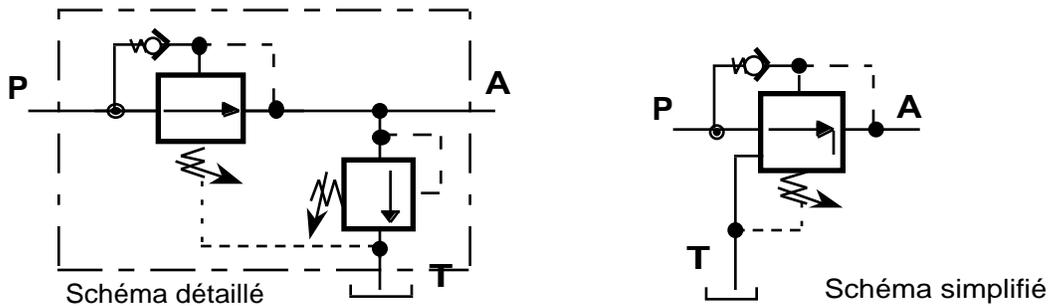
L'écart de pression entre le début de fermeture de l'appareil et la pression maximale garantie peut être gênant et affecte bien entendu la précision de régulation de l'appareil.

Il existe donc des appareils pilotés qui assurent une régulation plus précise (figure ci-après).

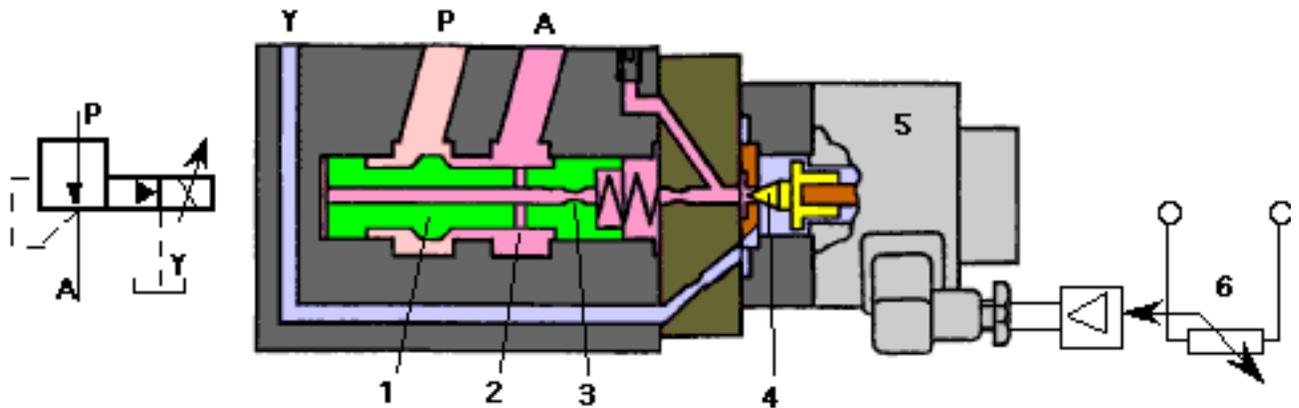


**Réducteur de pression piloté:** L'ouverture du limiteur de pression provoque un écoulement d'huile dans le gicleur  $x$ , la perte de charge dans ce dernier  $\Rightarrow p_x < p_A$ . La pression qui agit sur l'arrière du tiroir chute donc et la pression en  $A$  provoque la fermeture de celui-ci, garantissant alors une perte de charge optimale pour que la pression en  $A$  soit constante.

Il existe également des appareils combinés lorsqu'il est nécessaire de réduire la pression puis de la limiter lorsque la charge devient motrice.



Lorsque le réglage de la pression régulée doit se faire fréquemment, voire en continu, on utilise alors un réducteur de pression à commande proportionnelle (à commande électrique, par exemple). La valeur de la pression régulée est alors proportionnelle à la consigne électrique qui lui est envoyée (figure ci-après).

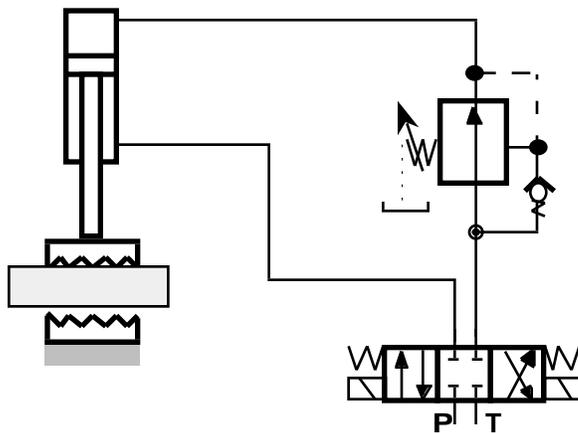


**Réducteur de pression piloté à commande électrique proportionnelle**

- 1 - tiroir
- 2 - prise de pilotage interne X
- 3 - gicleur
- 4 - pointe du limiteur de pression pilote à commande proportionnelle
- 5 - électroaimant proportionnel
- 6 - circuit de commande

La pression nécessaire pour ouvrir 4 est proportionnelle à la valeur du courant d'alimentation. Le reste de l'appareil fonctionne comme un réducteur de pression piloté (voir chapitre précédent), le ressort étant remplacé par l'électroaimant proportionnel.

Exemple de montage:



Le réducteur de pression garantit une pression de serrage de la pièce limitée et constante

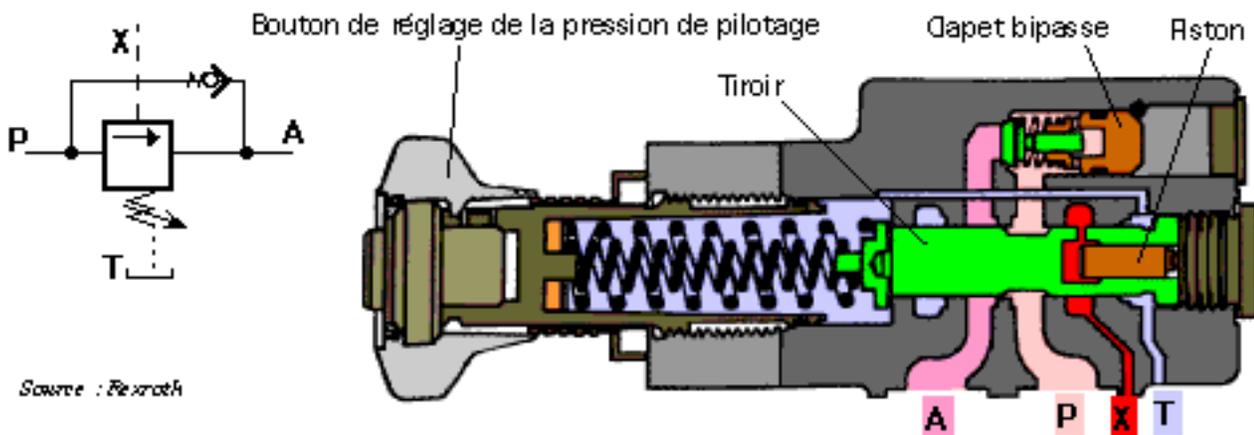
### 3°) Valves de séquence:

**Fonction principale:** laisser passer le fluide hydraulique sur une ligne  $P \rightarrow A$  lorsque la pression de commande  $X$  a atteint sa valeur de tarage.

La valve de séquence est installée en *ligne*, et ne dégrade aucune énergie lorsqu'elle est "ouverte en grand". Sa phase d'ouverture montre un comportement complexe (voir courbe de réponse ci-après), mais la fonction "valve de séquence" se trouve en dehors de cette phase.

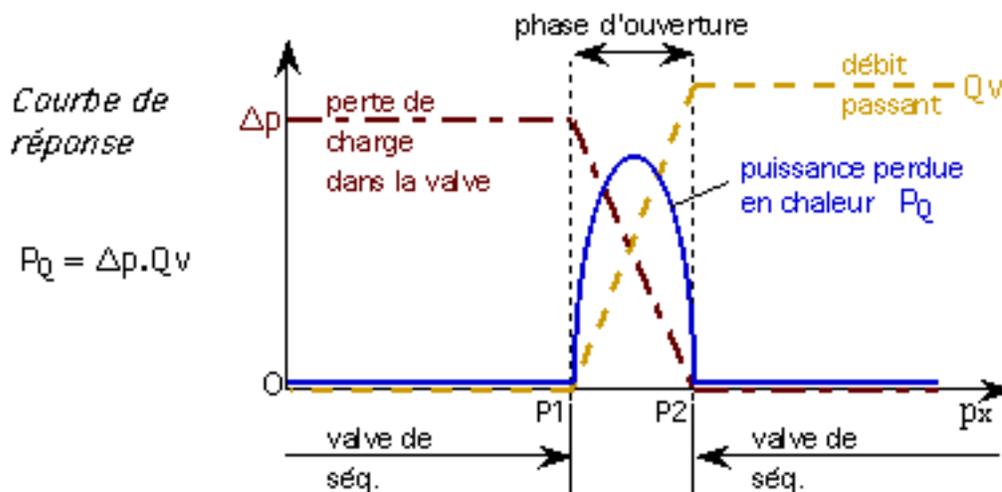
*Attention*, cet appareil a un schéma qui ressemble dangereusement à celui du limiteur de pression ! De plus, elle est également employée à d'autres fonctions comme on le verra plus tard (le nom donné doit alors être celui de la fonction).

Elle doit être impérativement raccordée à la pression atmosphérique (drain) pour pouvoir fonctionner. Cet appareil ne fonctionnant à l'ouverture que dans un seul sens, il sera systématiquement doublé d'un clapet bapasse pour le sens  $A \rightarrow P$ .



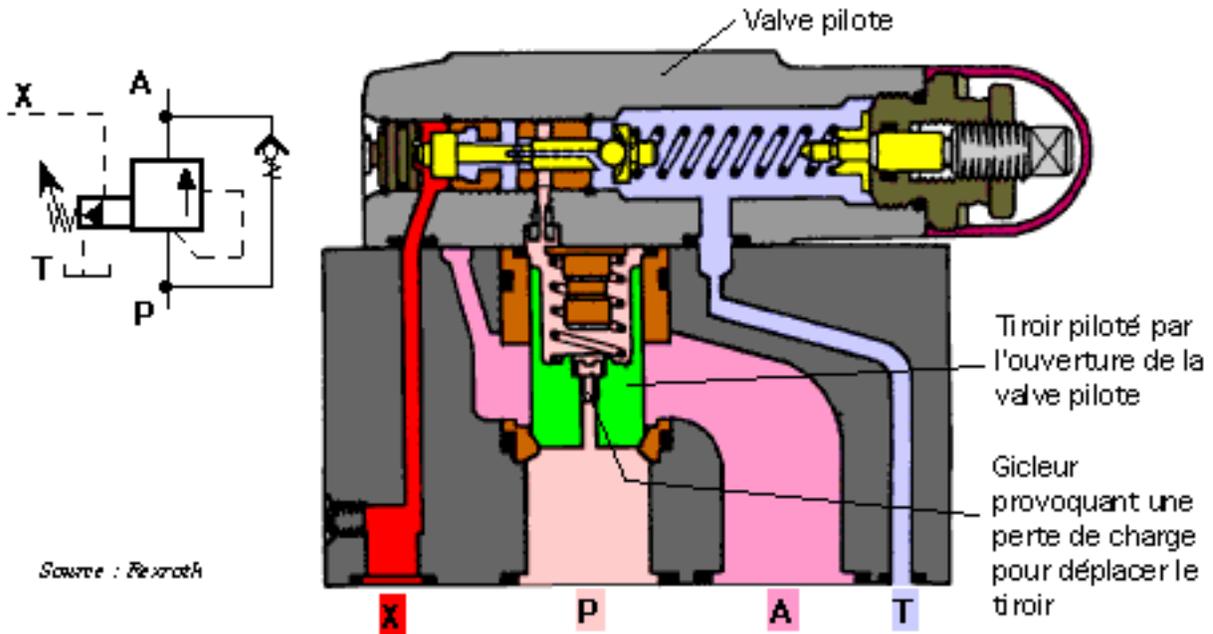
Source : Rexroth

**Valve de séquence:** La pression de commande  $X$  agit sur le tiroir (section égale à celle du piston). Dès que cette pression est supérieure à la pression réglée, alors le tiroir se trouve complètement à gauche, le passage  $P \rightarrow A$  se fait librement. Si cette pression est insuffisante, alors le tiroir est complètement à droite et le passage  $P \rightarrow A$  est fermé. Seule la phase d'ouverture donne une réponse délicate.



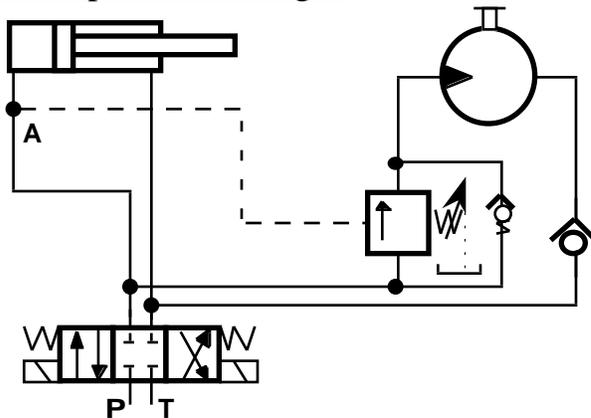
Pendant sa phase d'ouverture (de P1 à P2), la valve de séquence se comporte comme un limiteur de pression ou une valve de freinage. C'est le seul moment où elle dégrade de l'énergie hydraulique en chaleur.

Pour des débits importants, on utilise une version pilotée (figure ci-dessous).

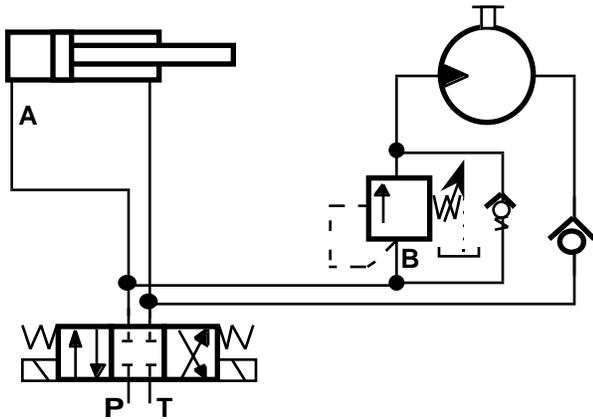


**Valve de séquence pilotée:** La pression de commande X agit sur le tiroir de la valve pilote. Lorsque cette pression est supérieure à P2 (voir courbe de réponse), le tiroir piloté est grand ouvert. A noter qu'il y a alors un petit débit qui existe entre P et T (à travers le gicleur).

### Exemples de montages



Le moteur n'est alimenté que lorsque la pression dans le vérin a atteint une valeur suffisante (correspondant à un serrage, par exemple). Il faut raccorder la conduite de commande de la valve de séquence le plus près possible du vérin pour garantir la rapidité et la précision de la séquence (en A par exemple).

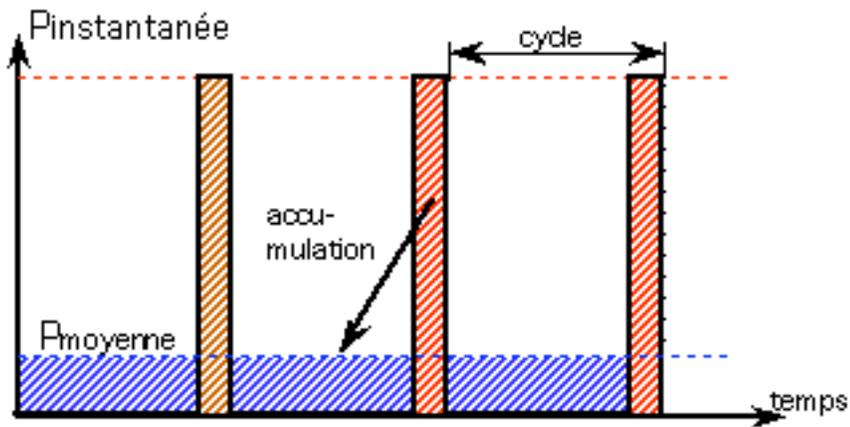


Ce montage est plus économique que le précédent, car il y a deux raccords en moins grâce à la commande interne de la valve de séquence. Cependant, les pertes de charge dans les conduites entre A et B peuvent perturber la précision de la séquence.

#### 4°) Circuits à accumulation, conjoncteurs - disjoncteurs:

##### a) Accumulateurs de pression:

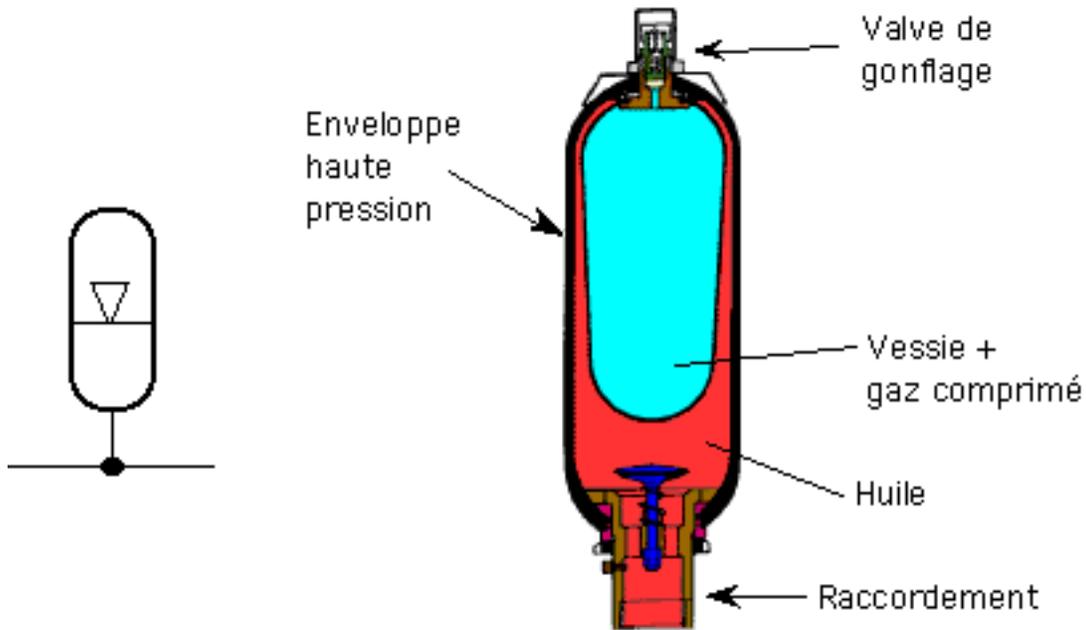
Ils sont destinés à restituer de l'énergie ou une pression. On les utilise en particulier dans les circuits où la puissance moyenne utilisée est faible, mais la puissance instantanée importante. Le graphe ci-dessous indique une puissance nécessaire au fonctionnement importante, alors que la puissance moyenne installée pourrait être beaucoup plus faible.



Exemple de calcul : 125 l/min à 150 bar pendant 5 s / min  
 donc puissance instantanée de 31,25 kW  
 mais puissance moyenne de 2,6 kW

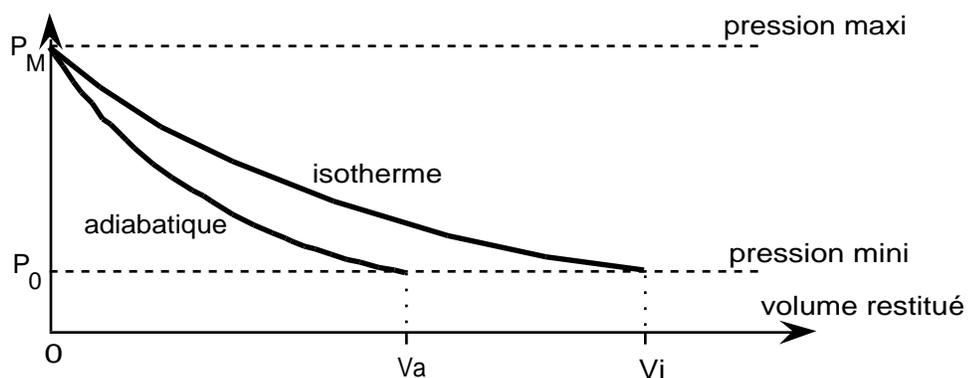
Donc, si on est capable d'accumuler l'énergie hydraulique pendant les temps morts, la puissance à installer sera beaucoup plus petite.

C'est le rôle de l'accumulateur de pression. Il est constitué d'un réservoir et d'un système de mise sous pression, le plus souvent une poche (vessie) de gaz gonflée à la pression minimale d'utilisation.



La quantité de fluide hydraulique sous pression restitué dépend de la rapidité avec laquelle elle est restituée (tous autres paramètres identiques):

- *Restitution lente* : le gaz reste à la même température car il a le temps d'échanger de la chaleur avec l'extérieur pour restituer le volume  $V_i$ . La transformation est dite *isotherme*. C'est le cas lorsque l'accumulateur restitue de l'huile sous pression pour des pilotages, maintiens sous pression ...
- *Restitution rapide* : le gaz se refroidit en se détendant (l'échange de chaleur avec l'extérieur n'a pas le temps de se faire), le volume restitué  $V_a$  est plus faible que précédemment. On dit que la transformation du gaz est *adiabatique* (sans échange de chaleur avec l'extérieur). C'est le cas lorsque l'on utilise une puissance instantanée importante pendant peu de temps (voir exemple de calcul précédent).

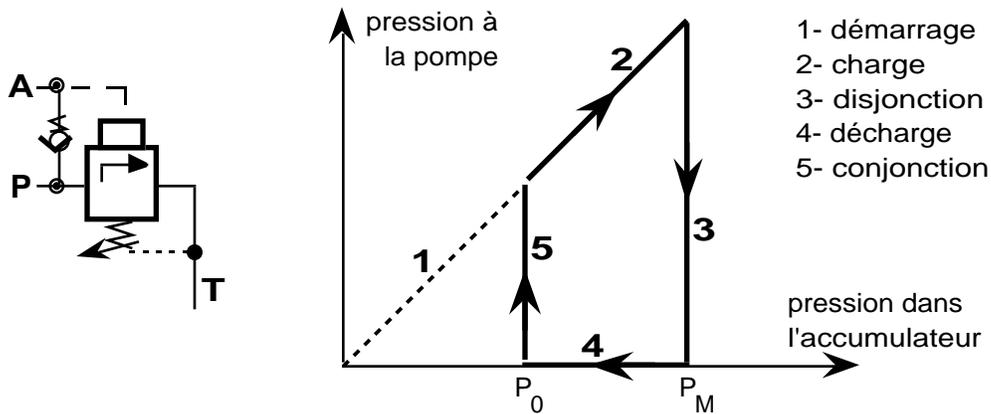


Les volumes  $V_a$  ou  $V_i$  peuvent se calculer en utilisant les résultats de la thermodynamique, mais il est souvent plus simple d'utiliser les abaques des constructeurs qui donnent la taille de l'accumulateur en fonction de:

- pression maximale d'utilisation  $p_M$
- pression minimale d'utilisation  $p_0$  (d'où est déduite la pression de gonflage)
- volume restitué  $\Delta V$  ( $V_a$  ou  $V_i$ )
- type de restitution (isotherme ou adiabatique)

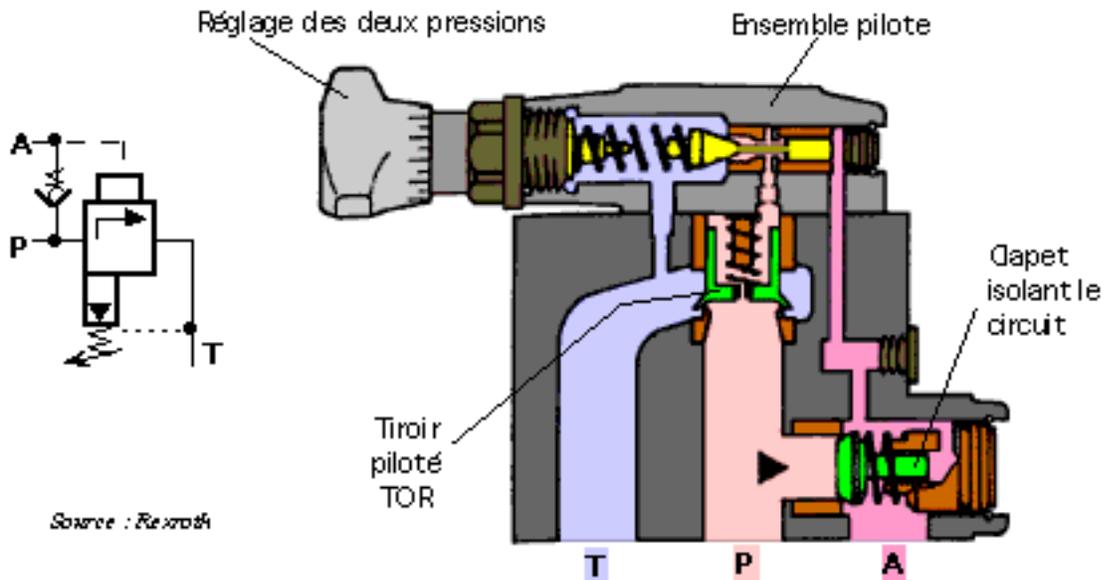
## b) Conjoncteurs - disjoncteurs:

**Fonction** : ils sont destinés à mettre le débit de pompe à la bête (pression nulle en sortie de pompe) lorsque l'accumulateur est plein (disjonction) puis à remettre l'accumulateur en charge avec la pompe lorsque la pression est insuffisante (conjonction).



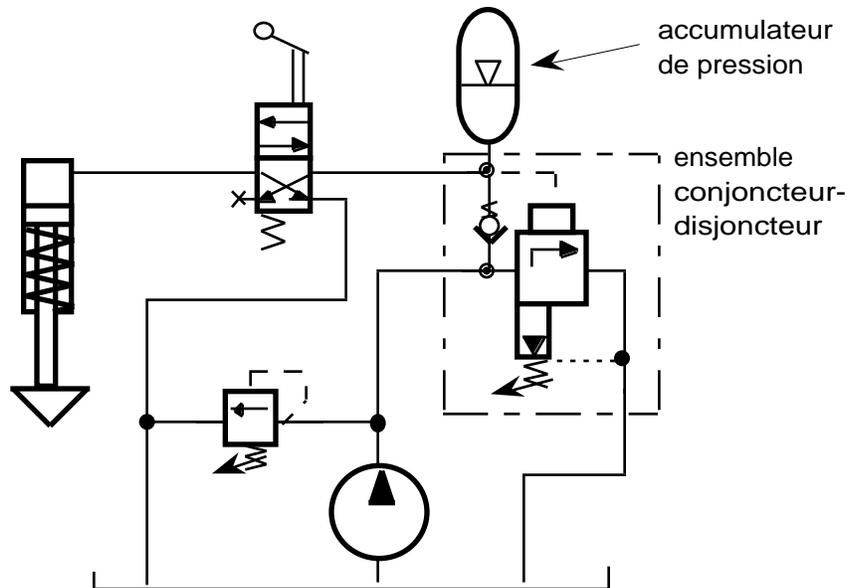
L'appareil contient bien sûr un clapet anti-retour pour éviter que l'accumulateur ne se vide à la bête pendant l'étape 4. Les étapes 3 et 5 sont brutales, il n'y a donc pas de phases d'ouverture ou fermeture comme sur les précédents appareils.

Pour les débits importants, il existe un modèle piloté (figure ci-dessous):



**Conjoncteur-disjoncteur piloté:** Lorsque la pression de disjonction est atteinte, l'ensemble pilote bascule brutalement et le tiroir piloté s'ouvre en grand, laissant passer  $P \rightarrow T$  librement. Lorsque la pression de conjonction est atteinte (l'accumulateur s'est vidé), l'ensemble pilote se referme et le tiroir tout aussi brutalement.

## Exemple de montage



Pendant les temps morts, la pompe recharge l'accumulateur. Dès que celui-ci est à pression maxi, le conjoncteur-disjoncteur met la pompe à la bêche. Si on actionne ensuite le distributeur (pour poinçonner rapidement, par exemple), l'accumulateur restitue rapidement son énergie en quantité.

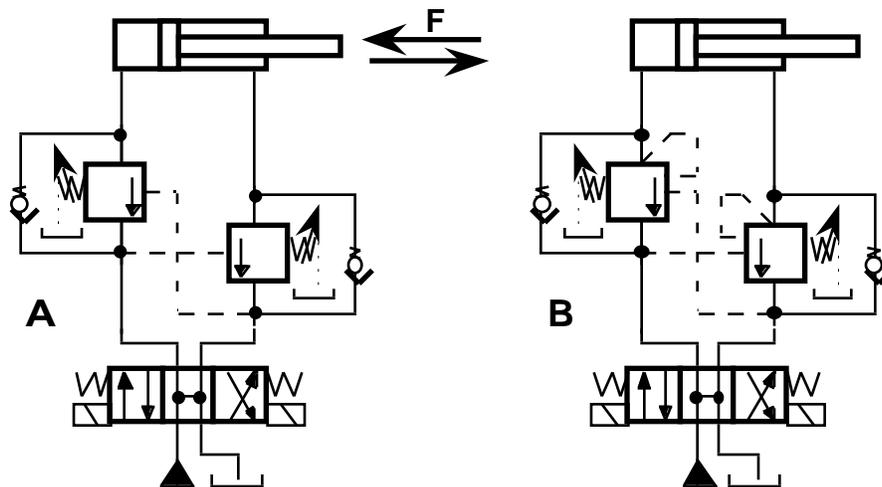
## 5°) Valves de freinage:

Comme leur nom l'indique, elles sont destinées à freiner une charge motrice (sur un vérin ou un moteur). Elles sont parfois appelées valves d'équilibrage.

Elles convertissent la totalité de l'énergie hydraulique qui les traverse en chaleur (comme tout frein !). La puissance calorifique dégagée vaut:

$$P_{\text{calorifique dégagée}} = \Delta p \cdot Q_v$$

## Exemples de montage:



Montage A: valves de freinage retenant la charge, commandées par une pression de pilotage (faible) provenant de l'alimentation de l'autre voie.

Montage B: idem, mais ce sont des valves avec action de la pression générée par la charge.

Elles sont conçues comme des valves de séquence fonctionnant dans leur phase d'ouverture (voir courbe de réponse de ces appareils).

Leur technologie à tiroir fait qu'elles présentent de légères fuites internes, et par conséquent, ne peuvent être utilisées pour maintenir une charge en position (voir clapets pilotés, à ce sujet, au chapitre D-V-2).

## IV - Appareils de contrôle du débit

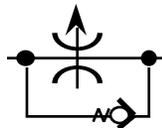
**Fonction principale:** Le principe de tous ces appareils est de créer une perte de charge pour faire varier le débit. *Il faut bien sûr que ce débit puisse varier en amont.*

### 1°) Limiteurs de débit:

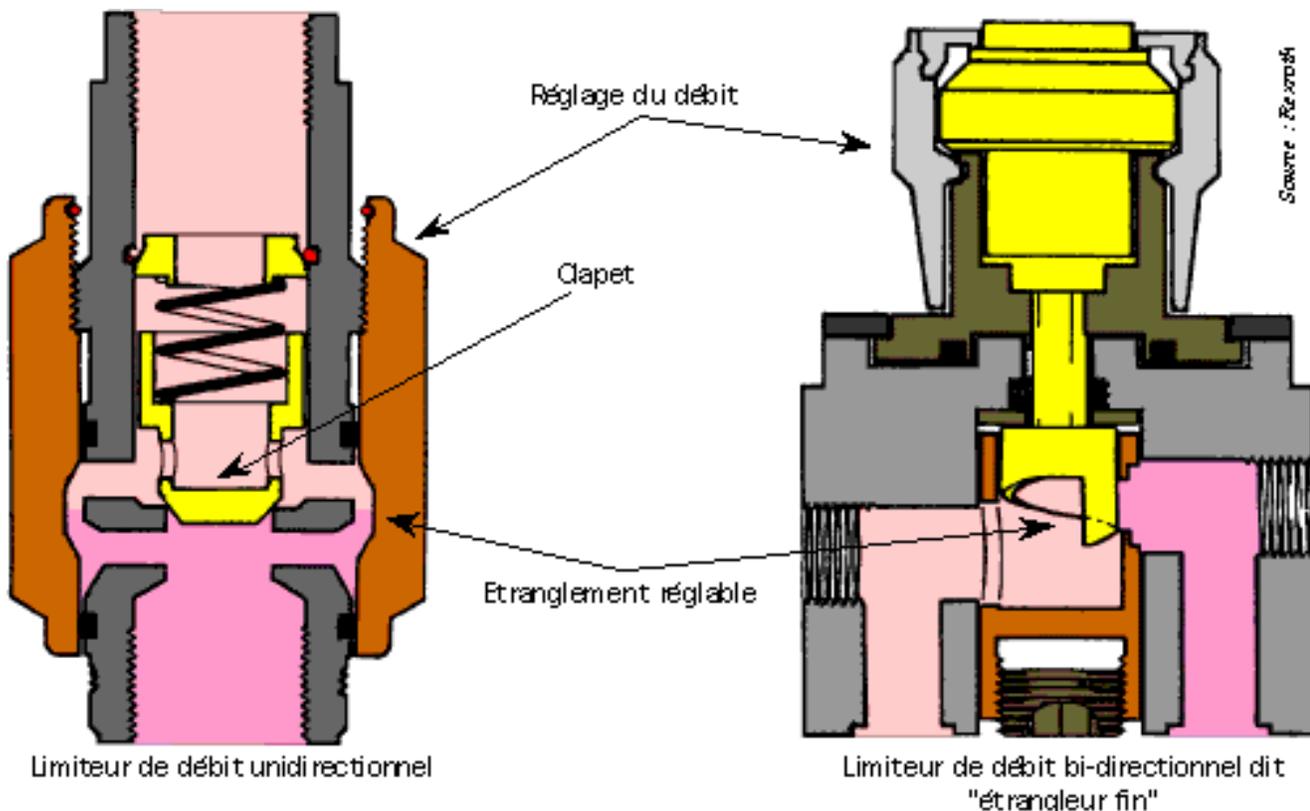
Ce sont de simples étranglements sur une conduite. Leur conception est simple et leur prix faible. La plupart sont unidirectionnels grâce à un clapet bipasse incorporé.



Limiteur de débit bidirectionnel



Limiteur de débit unidirectionnel



Limiteur de débit unidirectionnel

Limiteur de débit bi-directionnel dit "étrangleur fin"

Certains limiteurs ont un étranglement très brusque, qui les rend moins sensibles à la viscosité de l'huile, donc à la température de celle-ci. Parfois appelés "étrangleurs fins".

De toute façon, il y a perte d'énergie et donc production de chaleur. La puissance calorifique dégagée vaut:

$$P_{\text{calorifique dégagée}} = \Delta p \cdot Q_v$$

La particularité de ces appareils est que le débit qui les traverse dépend de la perte de charge à leurs bornes. En d'autres termes, si la charge au récepteur varie, la pression demandée par son actionneur change et donc le débit varie également.

*Avec un limiteur de débit, le débit varie avec la charge entraînée.*

Pour remédier à ce problème il faut utiliser un régulateur de débit (ci-après).

Il existe des limiteurs de débit à commande proportionnelle.

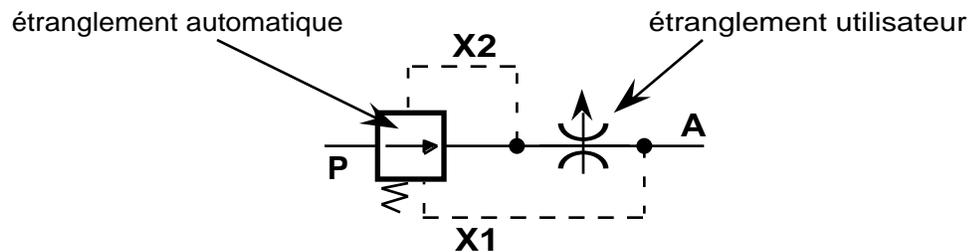
## 2°) Régulateurs de débit:

Ils sont constitués de deux étranglements successifs, l'un est réglable par l'utilisateur, l'autre change automatiquement en fonction des variations de pression pour conserver un débit constant.

De plus, la plupart sont dits compensés en température, donc peu sensibles à la viscosité de l'huile.

*Avec un régulateur de débit, le débit est indépendant de la charge .*

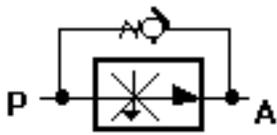
La production de chaleur due à la perte de charge dans l'appareil est identique à celle du limiteur.



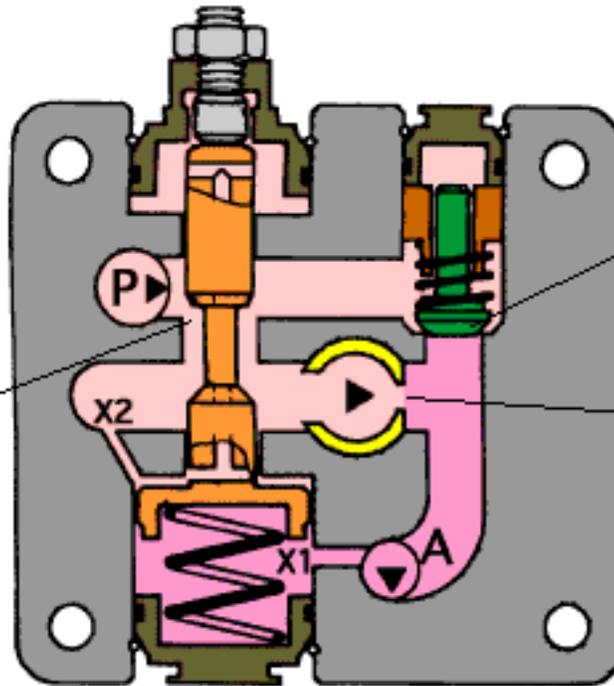
La différence de pression entre X1 et X2 aux bornes de l'étranglement utilisateur fait varier automatiquement le deuxième étranglement et ainsi maintient le débit constant.

Le schéma ci-dessus existe en version condensée (voir figure ci-après).

Régulateur de débit



Etranglement automatique

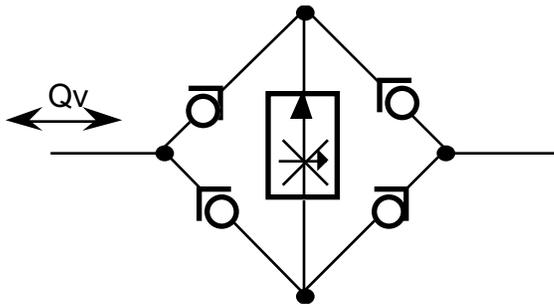


Clapet bipasse

Etranglement utilisateur réglable

Source : Rexroth

Lorsqu'on désire réguler le débit dans les deux sens, on rajoute une plaque "sandwich" composée d'un pont redresseur à clapets.

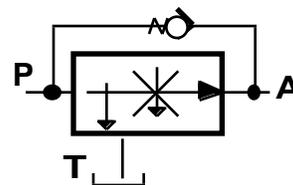


Pont redresseur à clapets pour réaliser un régulateur de débit bidirectionnel.

Lorsqu'on utilise un appareil de contrôle du débit comme ceux décrits précédemment, le problème vient toujours de l'évacuation du débit en trop (sauf en cas d'alimentation par une pompe auto-régulée).

Il existe donc une version régulateur / diviseur de débit qui sépare le débit d'alimentation en deux, le débit régulé + l'évacuation à la bête du complément.

Régulateur / diviseur de débit à trois voies



Enfin, il existe des régulateurs de débit à commande proportionnelle.

## V - Obturateurs et distributeurs

Ces appareils sont pour la plupart des préactionneurs. Ne seront pas décrites les vannes, en raison de leur simplicité et de leur connaissance dans le langage courant.

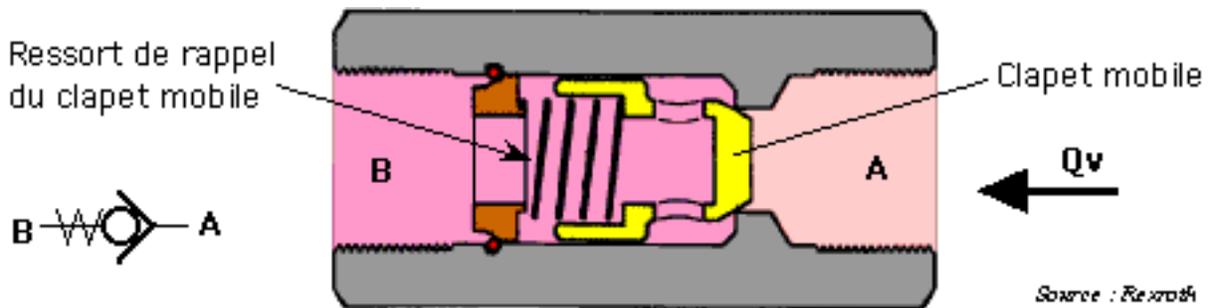
### 1°) Clapets anti-retour

**Fonction:** autoriser le passage du fluide dans un seul sens.

 Clapet sans ressort de rappel, perte de charge faible mais le débit inverse doit le fermer, donc un peu d'huile repart avant la fermeture.

 Clapet avec ressort de rappel, perte de charge plus importante, mais la fermeture est instantanée si le débit cesse, pas de retour d'huile en sens inverse.

Leur conception est très simple et leur prix faible. Ils existent sous forme de blocs s'adaptant aux différents autres appareils ou autonomes pour s'installer directement sur une conduite (figure ci-dessous).



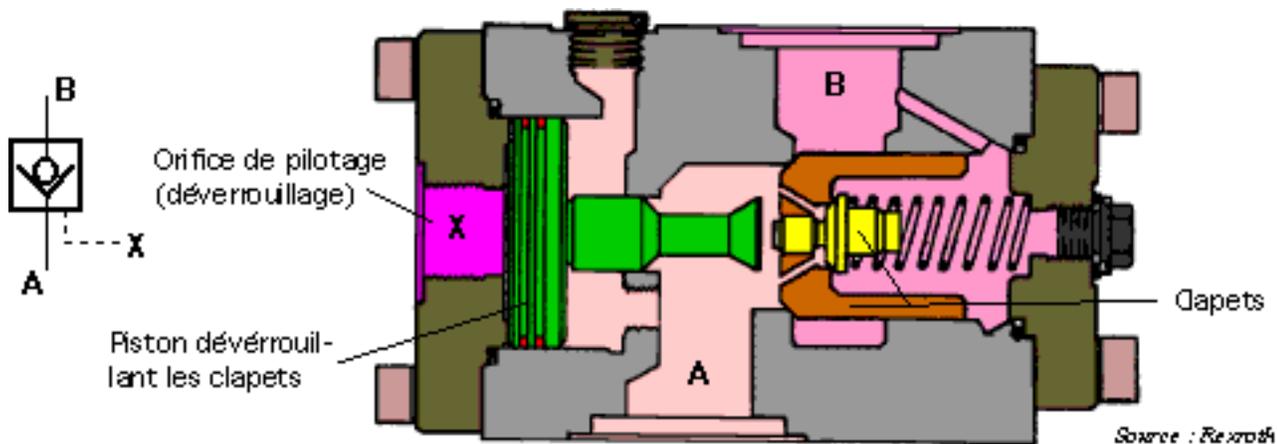
Il existe des modèles de clapets à rappel ressort, dont la précharge du ressort est déterminée pour créer une perte de charge imposée. On les appelle "clapets tarés" (voir également chapitres D-VI-2 et E-XII-2).

## 2°) Clapets pilotés déverrouillables

**Fonction:** assurer la fonction d'un clapet anti-retour, avec un déverrouillage de cette fonction pour laisser le libre passage dans les deux sens.

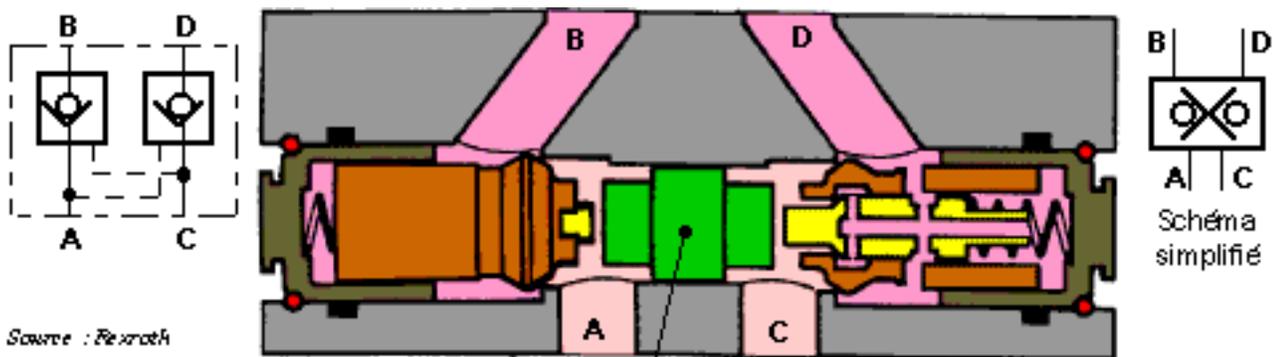
Ils sont utilisés pour le maintien en position des différents actionneurs, lorsque les distributeurs ne peuvent le faire (centres ouverts, fuites entre tiroir et corps ...).

Il faut installer ces appareils le plus près possible des actionneurs entraînant les récepteurs (vérins par exemple).



**Clapet piloté déverrouillable:** Un piston poussé par la pression de pilotage (déverrouillage) en X soulève les clapets permettant le passage de B vers A. Il y a dans cet exemple deux clapets pour assurer la progressivité de l'ouverture et diminuer la pression minimale de pilotage en X.

Lorsqu'il est nécessaire d'assurer ces fonctions sur deux voies simultanément, on peut utiliser alors un clapet piloté déverrouillable double. Cet appareil est très compact et peut être installé directement sur l'actionneur qu'il verrouille (vérin par exemple). Il existe pour cet appareil un symbole simplifié.



Piston déverrouillant la voie qui n'est pas alimentée sous pression

### 3°) Distributeurs TOR

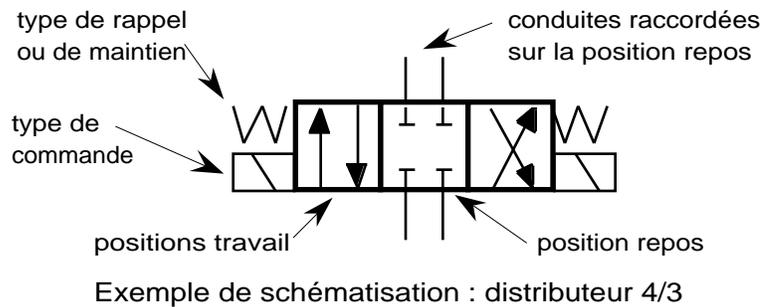
Ces appareils sont des préactionneurs qui orientent la circulation du fluide dans diverses directions, assurent l'alimentation des actionneurs et les retours de fluide à la bêche.

On distingue plusieurs technologies: à tiroir (la plus répandue), à clapets, rotatifs (ou à boisseau) ...

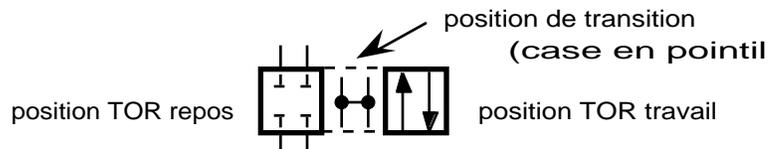
Désignation O/P : On les désigne simplement par le nombre de voies distinctes qu'ils raccordent (Orifices) et le nombre d'orientations différentes qu'ils réalisent (Positions). C'est la désignation **O/P** (nombre d'Orifices / nombre de Positions).

En plus, on désigne le type de commande (manuelle, électrique, hydraulique ...) ainsi que le système de rappel en position repos (ou indexage si celui-ci est multistable). Cette position repos est couramment appelée le *centre du distributeur*.

•• Ils se schématisent toujours en position repos (centrée), les différentes canalisations raccordées à cette position de repos.



Il est parfois nécessaire de représenter la fonction que prend le distributeur pendant sa transition. On représente alors cette fonction de transition en la limitant par des pointillés. Attention, ces positions intermédiaires ne s'indiquent pas dans la désignation O/P car elles ne représentent pas un état de fonctionnement du circuit.

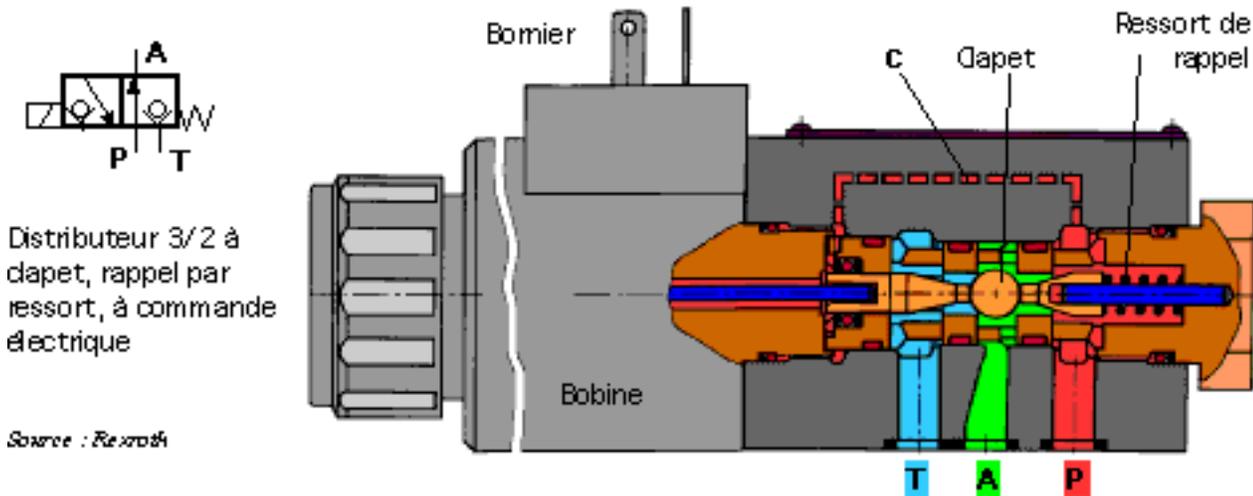


Le distributeur ci-dessus est un 4/2, la position de transition est représentée entre les deux autres. Ce distributeur, par exemple, ne pourra passer correctement du maintien d'une charge à son déplacement à cause de sa position intermédiaire "tout ouverte". Ce sont les recouvrements entre tiroir et corps de distributeur qui déterminent ces positions de transition.

Il serait fastidieux d'énumérer tous les types de distributeurs, on se contentera de donner quelques exemples avec leurs caractéristiques principales.

### a) Distributeurs à clapets:

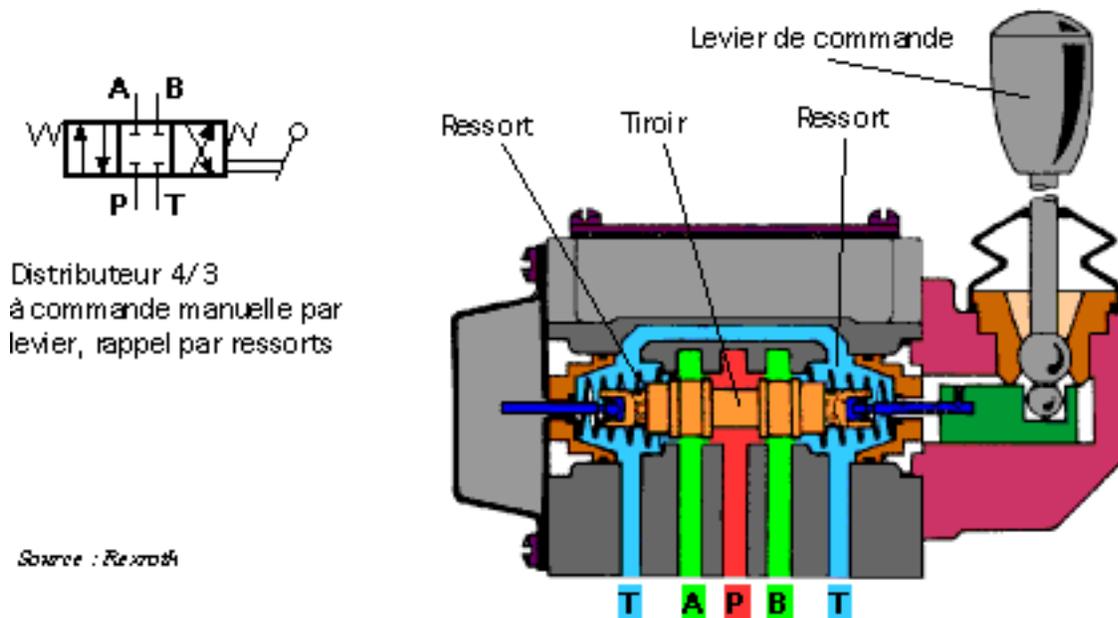
Destinés aux faibles débits, ils ne présentent pas de débit de fuites lorsque le passage est fermé (contrairement à la technologie à tiroir). Leur coût est supérieur aux distributeurs à tiroirs.



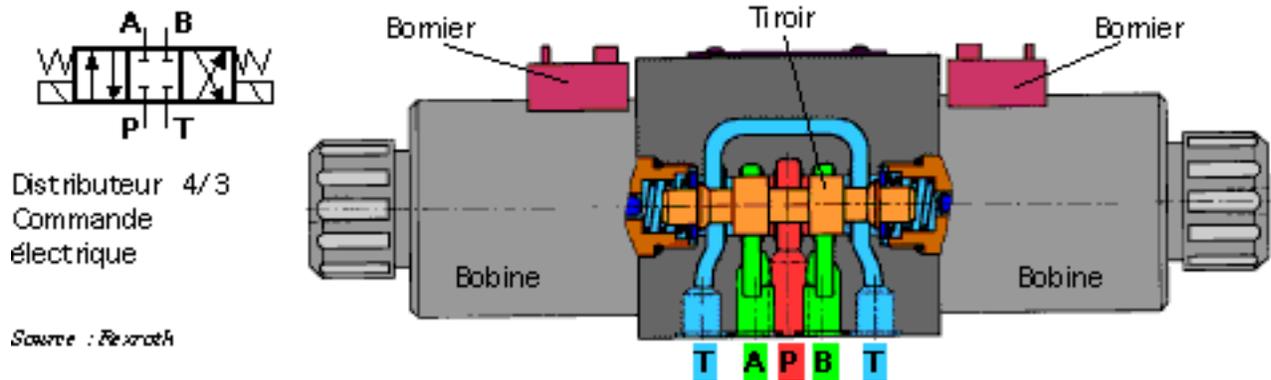
La conduite "c" ci-dessus permet l'équilibrage du clapet obturateur et donc une utilisation de ce distributeur jusqu'à 350 bar.

### b) Distributeurs à tiroir:

Ce sont les plus courants, un tiroir se déplaçant dans son corps de distributeur réalise les différentes orientations demandées. Le jeu (très faible) entre tiroir et corps peut occasionner un léger débit de fuite, par conséquent ce type de distributeur ne peut garantir le maintien en position d'une charge (il faudra lui adjoindre un clapet piloté).



On remarquera sur l'exemple ci-dessus; malgré 2 orifices T, la schématisation et la désignation n'en comptent qu'un.



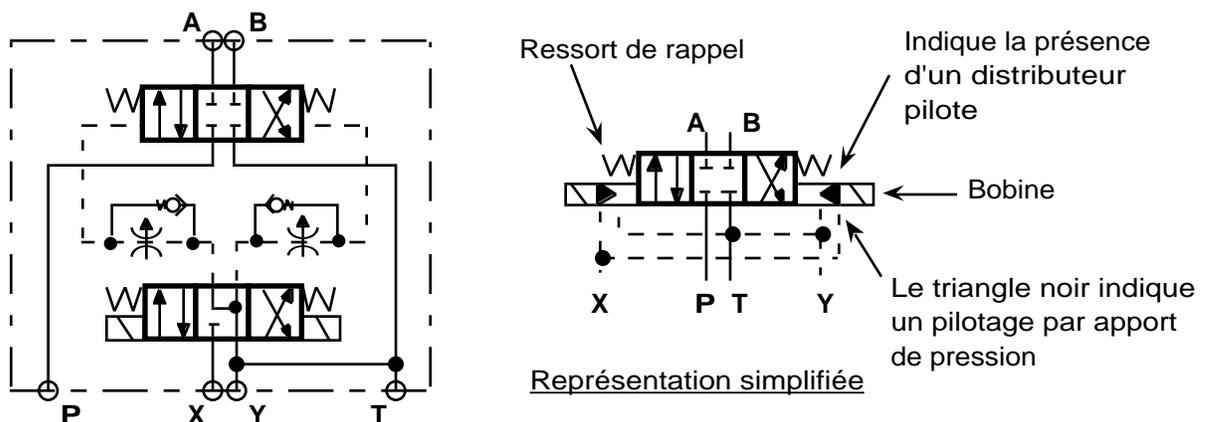
### c) Distributeurs pilotés:

Lorsque les débits à faire passer sont importants, les distributeurs à commande directe ne suffisent plus. On utilise alors un distributeur à commande directe (dit distributeur *pilote*) qui commande (pilote) hydrauliquement un distributeur *piloté* de forte taille.

On peut représenter ces distributeurs de façon complète ou simplifiée.

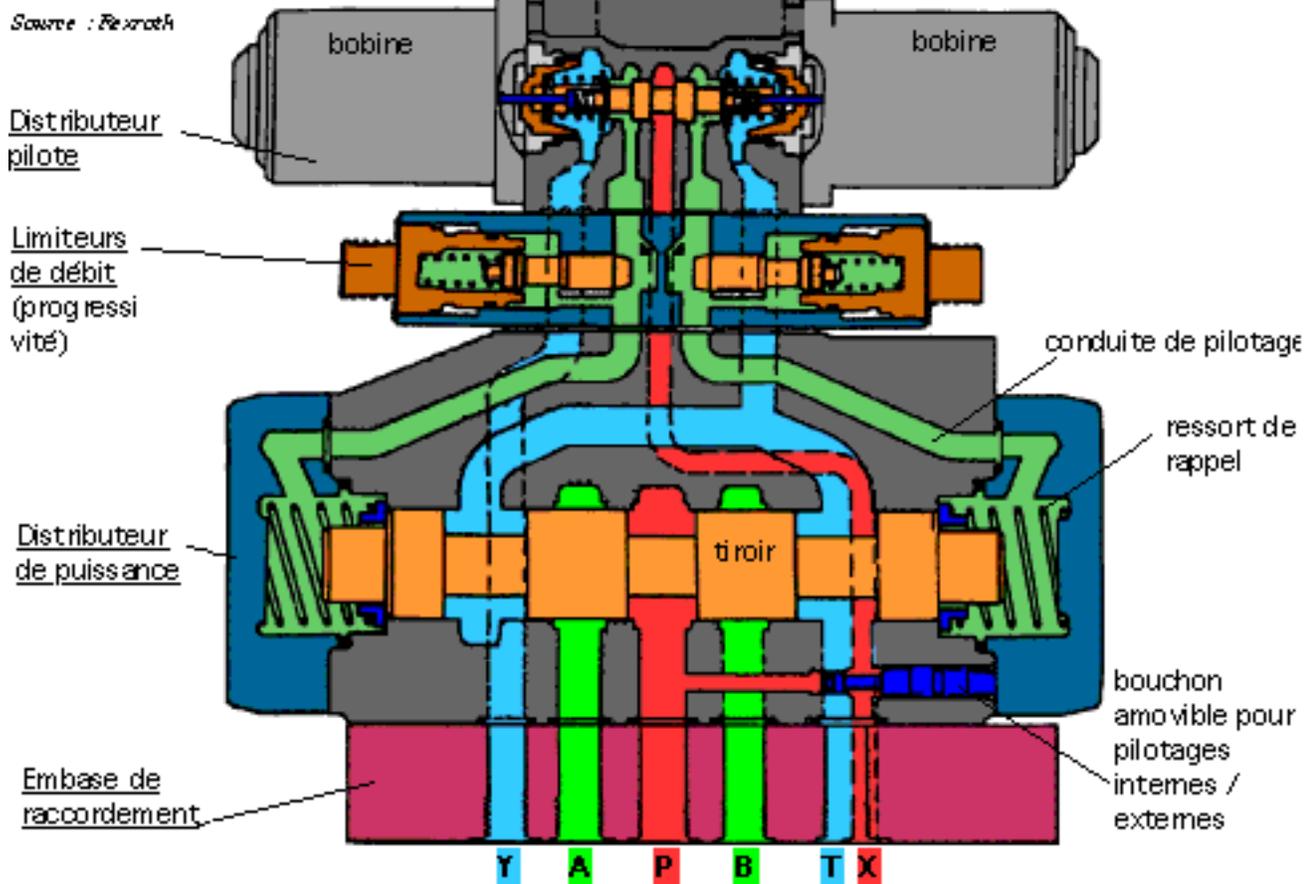
Des limiteurs de débits installés sur les conduites de pilotage permettent de ralentir la vitesse de commande de façon à donner une certaine progressivité à l'action.

On fera tout particulièrement attention, dans les circuits ayant ce type de distributeur, à ce que le distributeur pilote ait toujours un minimum de pression à sa disposition. Par exemple, un centre ouvert mettant tout le circuit à la bêche ( $p \approx 0$ ) empêchera tout fonctionnement. On sera donc souvent amené à réaliser un circuit séparé pour ces distributeurs, dit circuit de "servitude" ou de pilotage. Dans les circuits fermés, on pourra utiliser le circuit de gavage comme pression de servitude.



A gauche: représentation complète. La représentation simplifiée, à droite, ne fait pas apparaître les deux limiteurs de débits destinés à la progressivité de la commande. Le rectangle avec le triangle noir symbolise toujours un organe pilote. Si le triangle est dirigé vers le symbole du distributeur de puissance, alors celui-ci est piloté par apport de pression, dans le cas contraire le pilotage se fait par chute de pression. Alimentation de pilotage X se représente du gros côté du triangle, le retour de pilotage Y du côté de la pointe. La représentation des raccordements de pilotage interne est facultative (Y sur l'exemple ci-dessus) et peut être omise : voir plan coupe

correspondant ci-après.



#### **4°) Distributeurs à commandes proportionnelles**

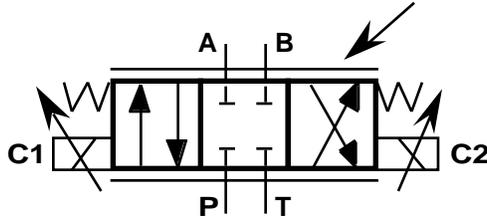
Contrairement aux distributeurs en TOR, qui présentent un nombre de positions fini, les distributeurs à commande proportionnelle donneront une infinité de positions intermédiaires. Ces positions sont proportionnelles à la commande (par exemple; la tension de commande). Le tiroir du distributeur a donc un déplacement proportionnel à la commande qui est donnée (mécanique, électrique ...).

Ils peuvent donc assurer, en plus de la fonction distribution, celle de contrôle du débit (donc de la vitesse ou de la position du récepteur).

La technologie de ces distributeurs a considérablement évolué ces dernières années, les rendant disponibles à coût raisonnable pour de nombreuses applications:

- Variation de vitesse proportionnelle.
- Phases d'accélération / décélération des charges; fonctions souvent intégrées aux cartes électroniques de contrôle de ces distributeurs.
- Asservissement en vitesse.
- Asservissement en position si l'écart d'asservissement toléré n'est pas trop faible.

La double barre indique une commande proportionnelle



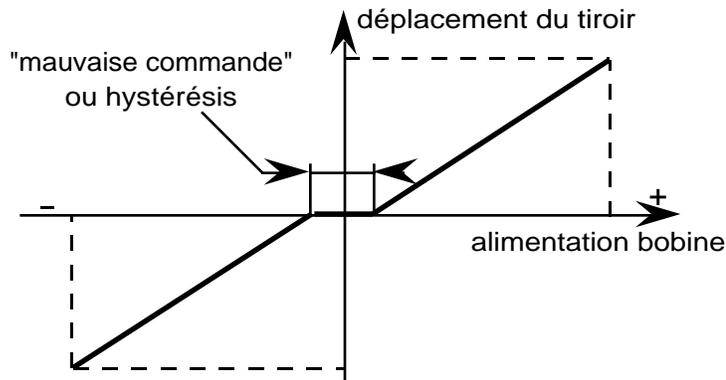
Positions intermédiaires proportionnelles **C1**



Positions intermédiaires proportionnelles **C2**

La double barre indique une commande proportionnelle et représente le corps du distributeur lorsque c'est nécessaire (asservissements par exemple). Une flèche sur chaque bobine indique que l'alimentation est bien proportionnelle.

Le problème rencontré avec ces appareils à tiroir, est leur incapacité à résoudre une commande proportionnelle avec des faibles valeurs.



En effet, le collage du tiroir va provoquer un “retard à la commande” qui perturbera les résultats pour des petits débits, ou pour des asservissements. La valeur des recouvrements entre le tiroir et son logement influe également sur l’hystérésis.

Les constructeurs ont trouvé des parades à ces défauts: voir chapitre suivant; V-6.

### 5°) Servo-valves

Ce sont des distributeurs à commande proportionnelle dont l’hystérésis est nulle. De plus, ces composants permettent des fréquences de commande beaucoup plus importantes que pour les distributeurs à commande proportionnelle.

Ces appareils à la conception délicate nécessitent une filtration poussée, leur prix de revient (installés) est élevé. Ils sont maintenant réservés à des emplois très particuliers (pour les applications courantes, ils sont remplacés de plus en plus par des distributeurs à commande proportionnelle à tiroir).

## 6°) Fonctions des cartes électroniques de commande proportionnelle

Les distributeurs, valves de pression ou de débit ... à commandes proportionnelles sont alimentées / commandées par des cartes électroniques qui peuvent avoir plusieurs fonctions, principales ou complémentaires:

### a) Conversion tension / courant:

C'est leur fonction de base! La partie commande du système donne une information proportionnelle en tension, l'appareil à commande proportionnelle a des "bobines" qui réagissent proportionnellement à l'intensité qui les traverse. C'est la carte qui fait cette conversion.

### b) Décalage du "zéro volt":

C'est le décalage de l'alimentation de la bobine par rapport à la commande en tension. Ce décalage permet de supprimer l'hystérésis: dès que la commande commande (tension  $< 0$ ), l'alimentation "saute" au minimum nécessaire pour faire déplacer le tiroir du distributeur.

### c) Rampes:

Ce sont les rampes d'accélération et de décélération du récepteur (vérin ou moteur). Au lieu de commander "brutalement" le tiroir, on provoque son déplacement vers la valeur demandée en un temps réglable en secondes (les rampes sont indépendantes).

### d) Vibration du tiroir:

Pour supprimer le collage du tiroir par adhérence, on superpose un courant haute fréquence (100 à 300 Hz). L'hystérésis est alors beaucoup plus faible (mais non nulle cependant).

### e) Boucles d'asservissement - PID:

Ces cartes permettent généralement de recevoir une mesure de l'effet rendu (position, vitesse...) pour réaliser un asservissement. Les valeurs des fonctions PID sont réglables indépendamment.

{P = correction proportionnelle à l'écart immédiat, I = correction avec intégration des écarts passés, D = correction avec dérivation des écarts passés}.

## **VI - Filtration**

Les polluants présents dans un circuit occasionnent des dommages et/ou une usure prématurée des composants (voir également chapitre B-IV).

Ces polluants peuvent être de deux types:

- solides, par exemple:
  - particules venant de l'extérieur (exemple: silice)
  - particules d'usure venant des composants
- solubles ou non solides, par exemple:
  - eau (condensation, infiltration...)
  - lubrifiant, fluide de coupe, solvant
  - air en émulsion
  - gommes, boues ...provoquant des dépôts

Nous ne décrivons que les filtres destinés à l'élimination des particules solides, en se rappelant qu'il existe des appareils et procédés spécifiques pour les autres polluants (l'eau en particulier).

Les filtres les plus courants sont constitués d'une grille dont la maille est appropriée à la taille des particules à retenir. Cette grille peut être constituée de différents matériaux: grillage, feutre, papiers, synthétiques...

### **1°) Position des filtres dans les circuits:**

Il y a plusieurs possibilités qui ont leurs avantages et inconvénients. Il est possible de combiner plusieurs de ces possibilités.

#### **a) A l'aspiration**

Le filtre est installé avant la pompe.

*Avantages* : tout le circuit est protégé, pompe comprise.

*Inconvénients* : la perte de charge provoquée par le filtre devant être faible (pour éviter une cavitation de la pompe), la maille de celui-ci est grossière, la filtration est médiocre.

Ces filtres, appelés aussi crépines, sont presque toujours présents dans les bâches, mais ils ne suffisent généralement pas à la protection du circuit et doivent être complétés par une des solutions suivantes.

## **b) Au refoulement**

Le filtre est installé après la pompe (ou avant une portion de circuit).

*Avantages* : la perte de charge étant indifférente, la maille du filtre peut être très fine. Tout le circuit est protégé.

*Inconvénients* : la pompe n'est pas protégée, ce qui impose une bêche confinée (c'est le cas généralement). Les parois des filtres doivent supporter la pression du circuit, ce qui donne des filtres volumineux, lourds et chers. Ils doivent être protégés contre le colmatage (voir § suivant).

On évite cette solution lorsque c'est possible, bien que cela soit la filtration la plus efficace pour le circuit.

## **c) Au retour**

Le filtre est installé sur les canalisations de retour d'huile (principale et/ou drainages).

*Avantages* : la perte de charge étant indifférente, la maille du filtre peut être très fine. La pression étant faible, les filtres sont plus légers et moins chers. Les particules étant collectées et/ou produites dans le circuit, elles sont arrêtées avant de polluer la bêche.

*Inconvénients* : la bêche doit être confinée. Ils doivent être protégés contre le colmatage (voir § suivant).

Cette solution efficace et économique est très souvent employée. A noter qu'il peut être intéressant de filtrer les retours de drains, car c'est aux passages de tiges ou d'arbres que la pollution extérieure s'introduit.

## **2°) Sécurité des filtres:**

Il s'agit essentiellement d'une protection contre le colmatage. A force d'arrêter des particules, le filtre finit par se boucher (se colmater) et il est nécessaire de le remplacer.

Si ce remplacement n'est accidentellement pas fait, les parois du filtre colmaté vont se déchirer sous l'effet de la perte de charge ainsi occasionnée et toutes les particules accumulées vont se déverser d'un coup dans le circuit; on imagine aisément la catastrophe que cela représente !

## Les protections courantes sont:

- Les indicateurs de colmatage: ils donnent une information lorsque la perte de charge provoquée par le colmatage devient inacceptable. Cette information peut être un voyant, un contact géré par la partie commande ...



Filtre avec indicateur de colmatage à contact

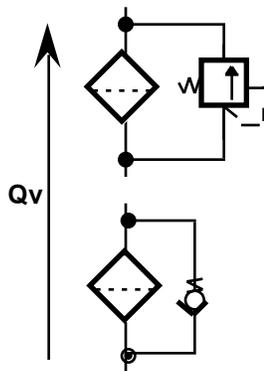


Filtre avec indicateur de colmatage à voyant

- Les limiteurs de pression bipasses: dès que la perte de charge provoquée par le colmatage devient inacceptable, le débit d'huile passe à côté du filtre.

Ce dispositif protège également le filtre lors des démarrages à froid, lorsque la viscosité de l'huile est trop importante.

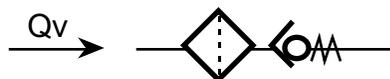
La plupart des filtres sont équipés de ce dispositif.



Filtre avec limiteur de pression bipasse. Si le filtre est colmaté, le débit passe par le limiteur. L'huile n'est plus filtrée mais le déchirement du filtre est évité.

Cette représentation, montrant un clapet taré à la place du limiteur de pression est impropre, mais très courante dans la plupart des schémas.

- Les clapets anti-retour : ils évitent un débit à contresens, ce qui provoquerait un retour des impuretés accumulées dans le circuit. Cette protection est nécessaire en particulier pour les filtres au retour lorsque le circuit peut (ou doit) "réaspirer" de l'huile (présence de vérins en particulier).



Filtre protégé contre les retours d'huile

### **3°) Efficacité des filtres:**

L'efficacité d'un filtre s'exprime par la taille des particules arrêtées par celui-ci, exprimée en  $\mu\text{m}$  ( $10^{-3}$  mm).

#### **a) Efficacité absolue:**

On indique alors la taille minimale des particules qui seront *toutes* arrêtées. Par exemple, un filtre absolu à  $10 \mu\text{m}$  ne laissera passer aucune particule de taille  $\geq 10 \mu\text{m}$ .

C'est une indication contraignante pour le fabricant, ce qui explique pourquoi cette garantie est peu utilisée; on parle plus souvent d'efficacité relative.

#### **b) Efficacité relative:**

On donne l'efficacité relative d'un filtre, par taille nominale de particules, en indiquant le pourcentage de particules arrêtées. Par exemple, un filtre ayant une efficacité de 95% à  $10 \mu\text{m}$  ne laissera passer que 5% de particules de  $10 \mu\text{m}$ , en un seul passage. On peut indiquer plusieurs efficacités pour des tailles de particules différentes.

Les fabricants utilisent souvent une autre façon de désigner l'efficacité, le  $\beta_x$ . Ce  $\beta_x$  est indiqué par taille de particule et calculé de la manière suivante:

$$\beta_x = \frac{\text{nombre de particules de taille } x \text{ en } \mathbf{amont} \text{ du filtre}}{\text{nombre de particules de taille } x \text{ en } \mathbf{aval} \text{ du filtre}}$$

Par exemple, un filtre ayant un  $\beta_{10} = 200$  ne laissera passer que 0,5% de particules de  $10 \mu\text{m}$  (son efficacité relative est alors de 99,5%).

### **4°) Remplissage et dépollution des installations:**

#### **a) Remplissage:**

Les huiles industrielles livrées en fûts sont garanties à une classe de pollution maximale donnée, qui peut être insuffisante pour certaines installations. Il est alors nécessaire de remplir la bache avec un groupe de remplissage équipé d'un filtre adéquat. Cette méthode peut être utile lorsque les fûts sont ouverts depuis longtemps (nombreuses ouvertures et fermetures de la bonde), pour éviter un remplissage d'huile polluée.

#### **b) Dépollution:**

Lorsqu'une installation présente une huile polluée (classe de pollution non acceptable) et que la vidange représente un coût important, on peut utiliser ce même groupe pour filtrer l'huile en dérivation jusqu'à ce que celle-ci reprenne une classe de pollution acceptable. Le contrôle de la pollution en cours d'opération est bien sûr nécessaire.

Ces groupes peuvent également recevoir des "filtres" pour l'élimination de l'eau.

## VII - Bâches et groupes:

### 1°) Bâches:

La bache (ou réservoir) a bien sûr pour fonction principale de contenir la réserve d'huile nécessaire au fonctionnement de l'installation, à l'abri des polluants extérieurs.

Mais elle a d'autres fonctions:

- Refroidissement du fluide par échange direct avec l'extérieur.
- Décantation du fluide (séparation des insolubles solides et liquides).
- Désémulsion du fluide (séparation des gaz).

La capacité de la bache dépendra de tous ces facteurs et de sa *respiration*. La respiration est la quantité d'huile entre les niveaux minimum et maximum. Cette variation de niveau est causée, en particulier, par la rentrée/sortie des tiges des vérins présents dans le circuit.

A titre tout à fait indicatif, pour une installation sans dégagement de chaleur particulier (comme : freinages, contrôles de débit importants ...), on peut envisager une capacité (en l) de 3 à 5 fois le débit des pompes (en l/min).

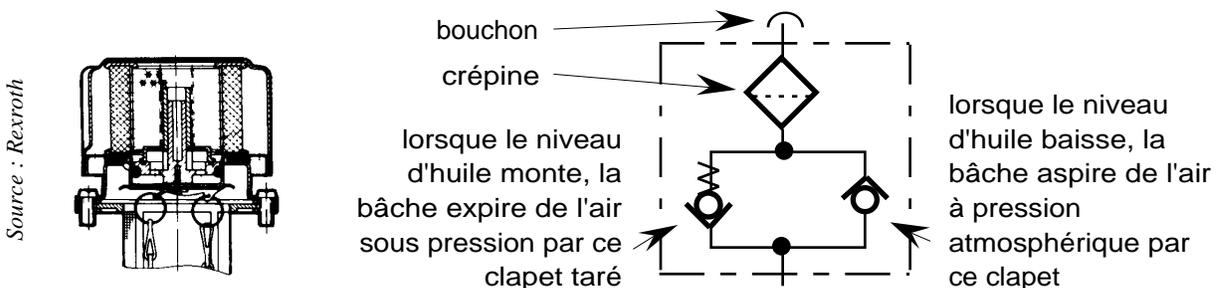
Les motopompes peuvent se situer au dessus de la bache (pompe apparente ou non) ou en dessous (bache dite en charge).

### Bâches sous pression:

On réalise souvent une étanchéité par contre-pression entre la bache et l'extérieur pour assurer la protection du circuit contre les pollutions extérieures.

Une première solution consiste à maintenir la bache sous une pression de gaz neutre, produit par une bonbonne et un détendeur.

La deuxième, utilisable pour les circuits où la bache "respire", consiste à installer un bouchon de remplissage avec clapets bipasses à surpression (comme sur un radiateur à eau d'automobile). Cette solution est efficace et économique.



Lorsqu'on ouvrira un bouchon sur une bache de ce type, on prendra la précaution de décompresser la bache (purge, ouverture lente...).

### 2°) Groupes:

## 2°) Groupes:

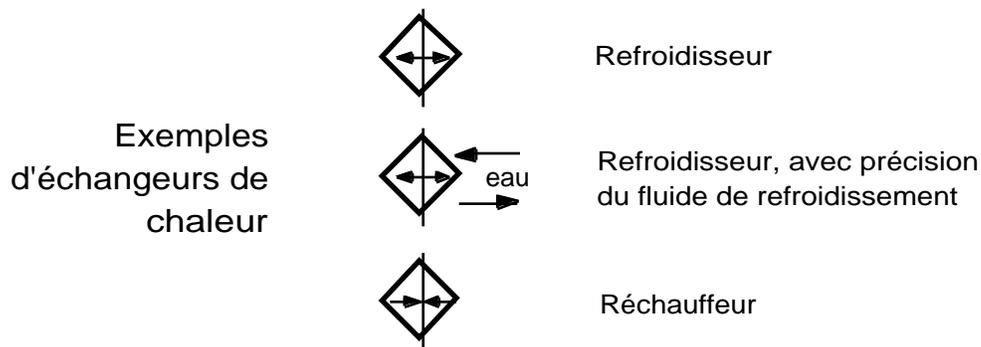
On entend par groupe hydraulique un ensemble complet [motopompe + bête + éventuellement bloc de préactionneurs]. Ces groupes peuvent être livrés complets, standards ou sur mesure en fonction d'un schéma hydraulique fourni par le client.

Un ensemble complet pré-monté est souvent une solution pratique et économique pour le client, le fournisseur ayant la compétence et l'expérience dans le domaine.

## VIII - Divers:

### 1°) Échangeurs de chaleur:

Aussi appelés "radiateurs", ils sont destinés au réchauffement ou plus souvent au refroidissement du fluide hydraulique.



### 2°) Thermoplongeurs:

Ce sont des résistances immergées dans la bête, destinées à réchauffer l'huile, notamment pendant les phases de démarrage. Un thermostat limite ou régule l'apport de chaleur.

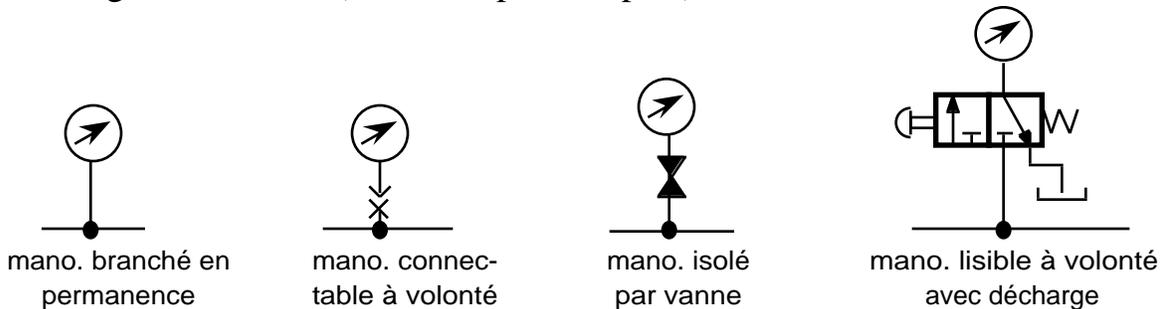
### 3°) Mesure de la pression:

La mesure de la pression dans un circuit est destinée à plusieurs fonctions:

- Contrôle du fonctionnement.
- Réglage des appareils.
- Donner des informations à la partie commande.

### a) Manomètres:

Ils donnent la valeur de la pression. La conception la plus courante est à tube de bourdon. Ils peuvent être raccordés en permanence ou connectables à volonté. On isole généralement un manomètre du circuit lorsque la lecture n'est pas nécessaire, pour éviter la fatigue de celui-ci (voir exemples ci-après).



### b) Mano-contacts:

Ils basculent un contact lorsque la pression pré réglée est atteinte. Ils sont utiles pour renvoyer des informations à la partie commande.



Lorsque la pression pré réglée est atteinte, le contact NO-NF change d'état. L'information peut être utilisée par la partie commande.

Certains ont deux pressions de changement d'état:

- une valeur de pression haute, changement à pression montante
- une valeur de pression basse, changement à pression descendante

Ces mano-contacts sont donc des conjoncteurs-disjoncteurs électriques !

Il existe des mano-contacts ou capteurs de pression donnant une information proportionnelle à la pression.

### 4°) Plaques sandwich, embases, bloc de raccordement :

Ce sont des pièces métalliques permettant le raccordement des composants hydrauliques aux canalisations ou entre eux.

La position et les  $\varnothing$  des orifices sont normalisés pour faciliter l' interchangeabilité.

Les blocs de raccordement peuvent être complexes et réaliser des sous-ensembles dans des circuits. Leur utilisation permet des économies de place et de coût (trois tuyaux raccordés par un té, par exemple, coûtent cher en encombrement, en pièces et en main d' œuvre).

Ils sont le plus souvent standards entre les différents fournisseurs.

## E- SOLUTIONS COURANTES & EXEMPLES DE MONTAGES:

Nous allons décrire maintenant les solutions possibles pour résoudre les problèmes et fonctions courantes dans les circuits hydrauliques.

Attention, il ne s'agit pas de "recettes" applicables dans tous les cas, mais seulement de solutions couramment rencontrées en hydraulique.

La connaissance de ces solutions courantes permet en général au débutant dans ce domaine de concevoir des circuits simples et/ou de comprendre rapidement les options choisies par un industriel.

Ces solutions sont décrites sans ordre préférentiel.

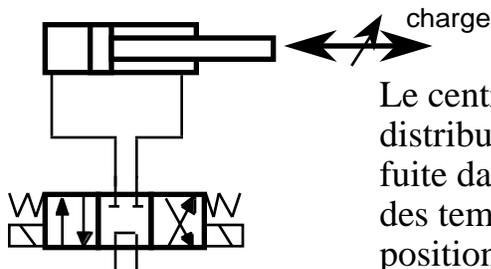
### I - Maintien en position d'un récepteur:

Il s'agit de garantir la position d'un récepteur dont la charge peut être motrice ou réceptrice, cette position étant assurée par un actionneur (vérin ou moteur par exemple).

*Le circuit hydraulique assure la position.*

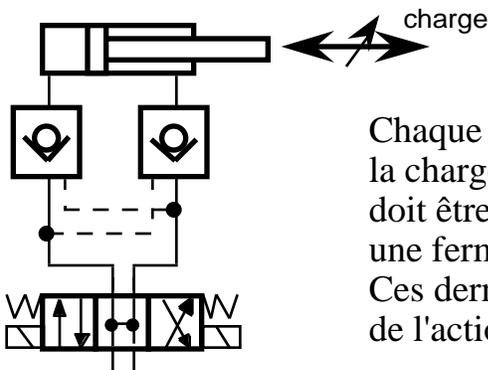
*Le récepteur impose la pression dans l'actionneur.*

#### 1°) La position peut être imprécise et/ou le temps de maintien est bref:



Le centre fermé (sur la voie en question) d'un distributeur peut convenir. Le léger débit de fuite dans le distributeur ne permet pas d'avoir des temps de maintien long ou un positionnement très précis.

#### 2°) La position doit être précise et/ou le temps de maintien long:



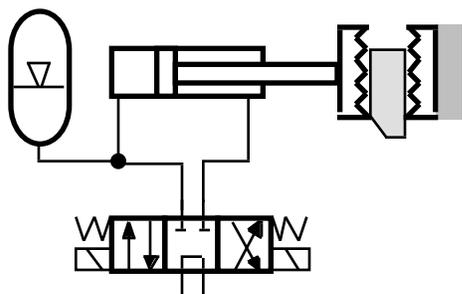
Chaque clapet piloté assure l'immobilisation de la charge sur un sens. Le centre du distributeur doit être ouvert de A et B vers T pour permettre une fermeture rapide et sûre des clapets pilotés. Ces derniers doivent être installés le plus près de l'actionneur.

## II - Maintien en charge d'un récepteur:

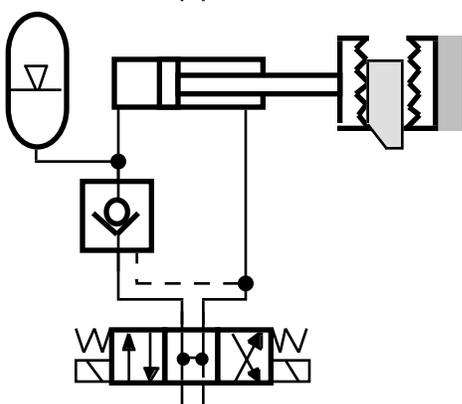
Il s'agit de garantir une charge (force ou moment) constante sur un récepteur. Cela revient donc à garantir une pression constante dans le préactionneur. L'huile étant très peu compressible et les caractéristiques de volume pouvant varier (raccourcissement de tiges par changement de température, fuites internes, dilatations de tuyaux ...), il est nécessaire de rajouter dans le circuit une alimentation en huile permanente.

Cette alimentation peut parfois être faite par le circuit, mais on aura souvent avantage à incorporer un accumulateur de pression pour remplir cette fonction.

*Le circuit hydraulique assure la pression.  
Le récepteur impose sa position.*



Exemple: maintien serrage constant d'une pièce. Celle-ci impose la position tandis que l'accumulateur garantit la pression constante. Dans ce cas, on compte sur le centre fermé du distributeur pour éviter que l'accumulateur ne se vide, le temps de maintien en pression doit donc être limité.



Exemple: identique à l'exemple précédent dans le principe. Mais dans ce cas, le temps de maintien en pression étant très long, on a recours à un clapet piloté pour éviter les pertes d'huile.

Dans les deux cas précédents, l'accumulateur se vide entièrement à chaque rentrée de tige. Il se remplit à la sortie de tige, lorsque le serrage s'effectue.

Cet accumulateur est de petite taille, car il n'a pas pour fonction de restituer de l'énergie.

Attention : L'accumulateur se comportant comme un "ressort", le mouvement du vérin risque d'être irrégulier (à-coups). Si cela est gênant, il faudra l'isoler par un distributeur pendant le mouvement du vérin.

### III - Variation / contrôle de vitesse d'un récepteur:

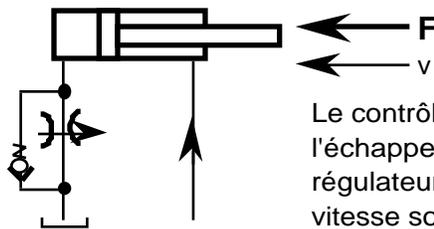
Faire varier la vitesse d'un récepteur revient bien sûr à faire varier le débit alimentant son actionneur. Plusieurs solutions sont envisageables, chacune avec sa spécificité.

#### 1°) Faibles puissances:

On peut utiliser un appareil de contrôle du débit (limiteur ou régulateur), quelle que soit la source.

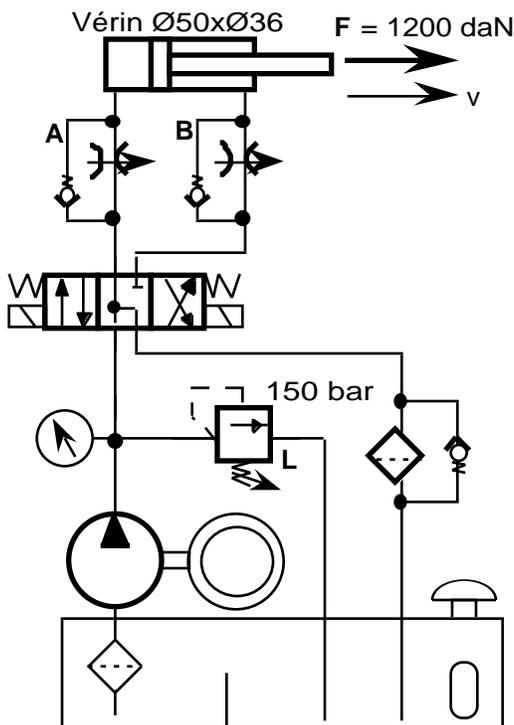
Cette solution provoque un dégagement de chaleur, le rendement de l'installation est très faible. Cette solution est économique.

Si la source de débit provient d'un récepteur devenu moteur, cela s'apparente à un freinage avec contrôle de la vitesse.



Le contrôle du débit doit être effectué à l'échappement. On peut utiliser un régulateur de débit si on désire que la vitesse soit constante.

**Attention**, si la source est imposée à débit constant (comme une pompe à cylindrée fixe par exemple), il faut prévoir la division de débit (exemple ci-après).



Ensemble assurant le mouvement de la charge F. La vitesse de la charge est limitée dans les deux sens par des limiteurs de débit problèmes identiques avec un régulateur de débit). Le limiteur L du groupe est réglé à 150 bar (pression suffisante pour la rentrée de la tige).

Sortie de tige: l'appareil B limitant le débit à l'échappement, le débit de pompe est supérieur à ce qu'absorbe le vérin, L décharge le trop plein à la bêche.

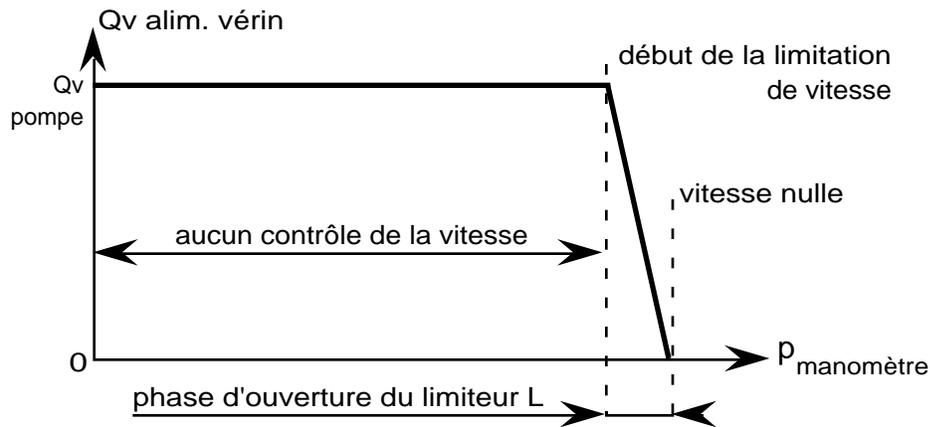
Le circuit fonctionne donc toujours à pression maximale !

De plus un calcul (voir § II-3) nous montre que la pression dans la chambre du vérin côté tige vaut 440 bar !

Rentrée de tige: Les conclusions sont les mêmes, la pression en fond de vérin vaut alors 11 bar.

*Il faut réserver cette solution aux petites puissances et aux petites charges.*

La courbe suivante indique le débit alimentant le vérin (en sortie de tige) en fonction de la pression lue au manomètre, lorsqu'on ferme progressivement le limiteur de débit **B** (schéma précédent).



On remarque tout de suite que le contrôle de la vitesse se fait sur une plage de pression très réduite (aux alentours de 150 bar dans notre exemple). La précision du contrôle est faible.

Le problème est évidemment le même avec un régulateur de débit.

Il est préférable, dans ce cas, d'utiliser un appareil contrôleur / diviseur de débit (voir chapitre D-IV-2).

## **2°) Puissances plus importantes, temps d'utilisation courts:**

On peut utiliser une pompe à cylindrée variable auto-régulée avec des appareils de contrôle du débit.

Cette solution provoque un dégagement de chaleur, le rendement de l'installation est médiocre sauf si on utilise une auto-régulation "Load-Sensing" (§ I-2-f).

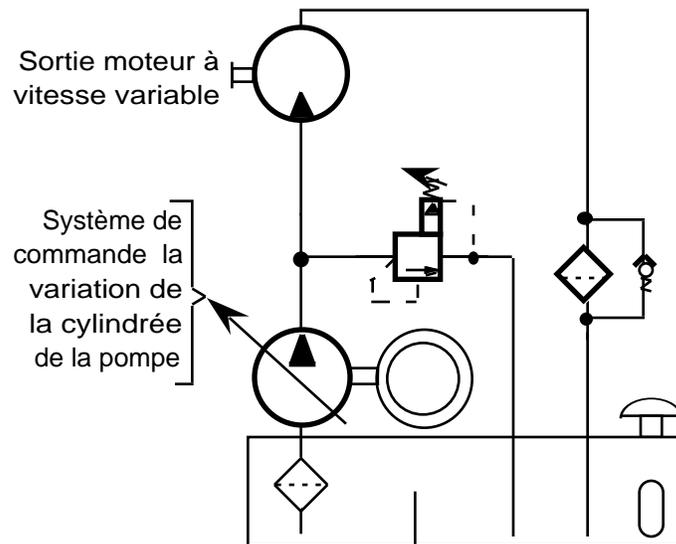
Le contrôle de la vitesse est plus facile car la division de débit est inutile, la pompe ne fournissant que le débit nécessaire.

Les solutions de montage sont comparables à celles du chapitre précédent.

### **3°) Fortes puissances:**

Le rendement devant être important, on ne produit que l'énergie demandée par le récepteur, le rendement de l'installation est élevé. Le débit fourni par la pompe est exactement celui nécessaire. On utilise alors une pompe à cylindrée variable, commandée.

Cette disposition impose le plus souvent une pompe par récepteur.



## **IV - Freinage d'une charge motrice**

Dans tous les cas, le freinage consiste à transformer l'énergie de la charge motrice en chaleur. On utilise ici, en hydraulique, la perte de charge pour cette transformation.

Dans tous les cas, l'appareil effectuant ce freinage doit être installé à l'échappement de l'actionneur.

### **1°) Freinages limités:**

Ce sont les freinages de faibles intensités ou très brefs : fins de course, amortissements, petits mouvements ...

Un limiteur de débit peut alors convenir. Celui-ci peut être commandé, intégré dans un capteur/distributeur de fin de course, sur le piston d'un vérin "amorti en fin de course", intégré à une valve de décélération...

### **2°) Freinages intenses:**

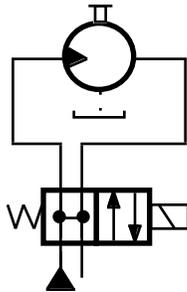
On utilise un appareil spécifique au freinage: voir chapitre D-III-5 sur les valves de freinage.

### 3°) Arrêt / freinage des moteurs:

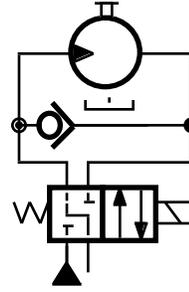
De même que pour une charge entraînée par un vérin, il est impensable de supprimer le débit d'alimentation d'un seul coup, sous peine de graves défaillances:

- Si l'arrêt net se produit à l'admission, le moteur se désamorçait instantanément.
- Si l'arrêt net se produit à l'échappement, la pression peut alors atteindre des valeurs énormes.

a) Sans freinage: Si on désire cesser le mouvement d'un moteur sans se préoccuper du temps d'arrêt, il ne faut pas alors oublier de le court-circuiter pour éviter qu'il ne désamorçait sous l'action de l'énergie cinétique du récepteur, celui-ci devenant alors moteur.



Le centre tout ouvert assure la rotation libre du moteur et son gavage.

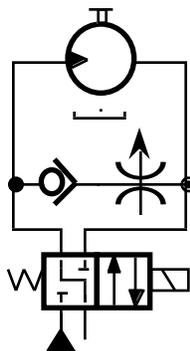


Le clapet assure la rotation libre du moteur, qui débite sur lui-même. Le gavage est assuré par le centre A > T.

b) Avec freinage: Le freinage des moteurs est identique à celui des vérins et se fait à l'échappement.

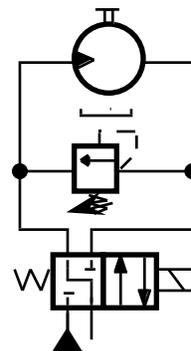
Si on désire freiner le récepteur entraîné par le moteur, on peut choisir différentes solutions, en fonction du délai de freinage:

- Par commande proportionnelle du préactionneur (voir chapitre D-V-4).
- Par limiteur de débit.
- Par limiteur de pression ou valve de freinage.



Le limiteur de débit provoque une perte de charge freinant le moteur. Le couple de freinage est proportionnel au carré de la vitesse du moteur (amortissement).

Le gavage est assuré ici par le centre du distributeur



Le limiteur de pression (ou valve de freinage si nécessaire) provoque une perte de charge freinant le moteur. Le couple de freinage est constant.

## V - Réalisation d'une séquence:

Il s'agit d'une séquence au sens "automatisme" du terme: SI [condition] ALORS [action effectuée]. Une des séquences qui nous intéresse en hydraulique est le passage de fluide dans une conduite quand la pression dans une autre a atteint la valeur désirée.

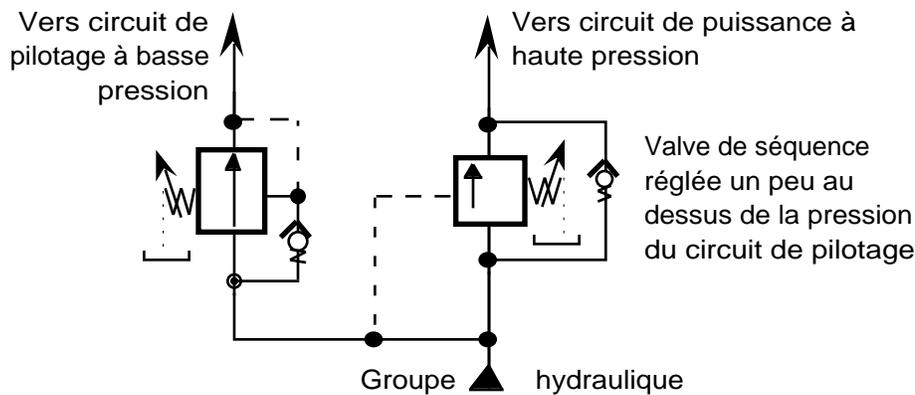
La solution *hydraulique* est l'utilisation d'une valve de séquence mais:

Il faut bien assimiler qu'une séquence est souvent plus économique à réaliser dans la partie commande que dans la partie opérative.

Voir également chapitres E-IX et E-XI.

### 1°) Dérivation dans un circuit

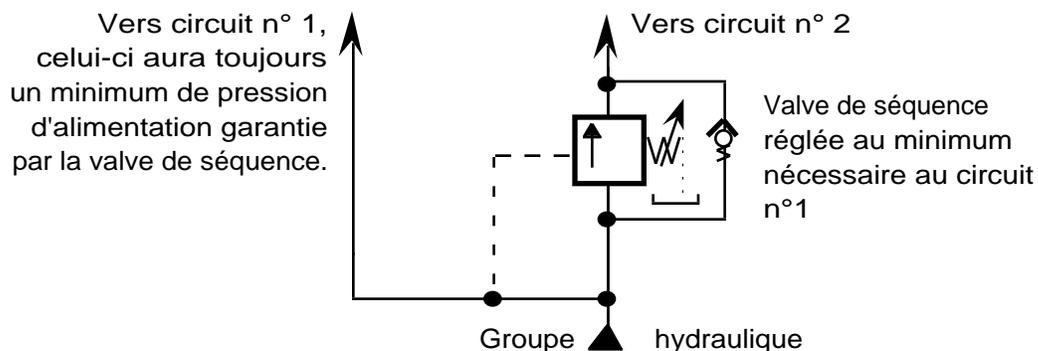
Une séquence courante est l'alimentation du circuit principal SI la pression dans le circuit de pilotage est suffisante (au démarrage par exemple). La valve de séquence est alors intéressante à utiliser. La pression du circuit principale la maintiendra ouverte pendant le fonctionnement continu.



### 2°) Maintien d'une partie de circuit en pression

Il s'agit de la même solution que précédemment, lorsque deux circuits sont en parallèle. En effet, deux circuits simplement en // sont à la même pression, ce qui ne peut pas souvent être le cas (récepteur ayant des charges différentes ou variables).

L'utilisation de valves de séquence permet alors parfois de résoudre ce problème.



## VI - Non production de chaleur pendant les temps morts:

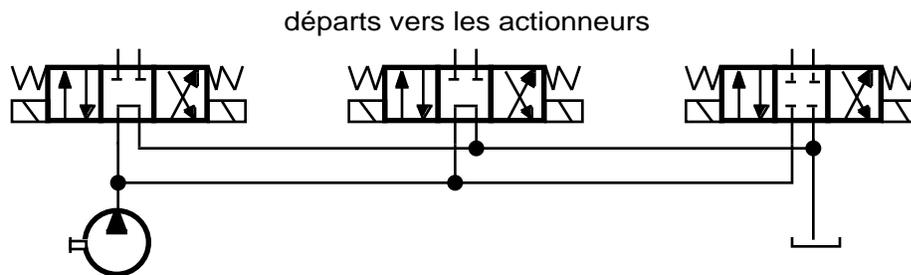
## VI - Non production de chaleur pendant les temps morts:

Pendant les temps morts (où aucune puissance n'est consommée par le circuit), il est impensable de laisser la pompe produire de l'énergie hydraulique, pour ensuite la transformer en chaleur dans le limiteur de pression protégeant le groupe (sauf installation à très faible puissance). L'énergie calorifique ainsi dégagée (sans parler de coût) risquerait d'échauffer gravement l'huile en très peu de temps.

La puissance fournie par une pompe est égale à  $P_h = p \cdot Q_v$ , il suffit d'annuler un des deux facteurs. Le circuit devra donc, pendant les temps morts, soit annuler la pression, soit annuler le débit.

### 1°) Un ou plusieurs centres ouverts en parallèle:

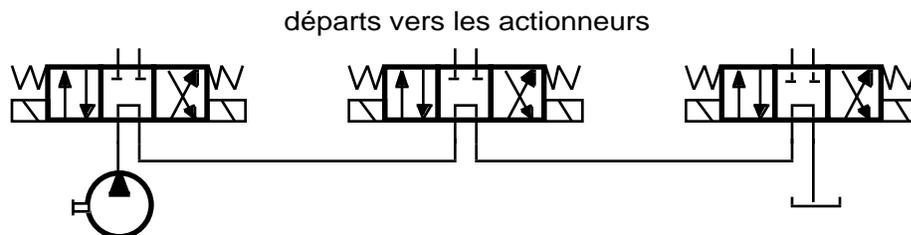
On utilise le (ou les) passage(s) P → T ouvert(s) au niveau du(des) distributeur(s) pour faire passer le débit de la pompe vers la bêche, à pression nulle (aux pertes de charges près). Les distributeurs sont alimentés en parallèle. Tous les centres ne sont pas forcément ouverts.



*Contrainte* : tous les distributeurs à centres ouverts P → T (2 dans l'exemple ci-dessus) doivent être actionnés en même temps pour que le circuit fonctionne (sinon pas de pression !). Cette contrainte fait que cette solution se rencontre rarement, le nombre de distributeurs montés en // étant toujours faible (2 ou 3).

### 2°) Plusieurs centres ouverts en série:

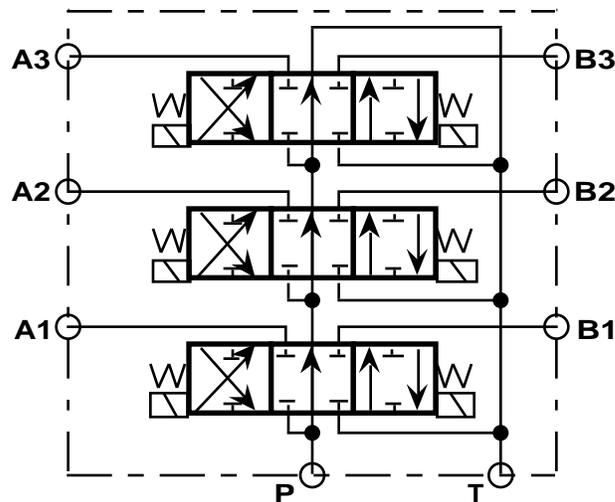
On utilise le (ou les) passage(s) P → T ouvert(s) au niveau du(des) distributeur(s) pour faire passer le débit de la pompe vers la bêche, à pression nulle (aux pertes de charges près). Les distributeurs sont alimentés en série.



*Contrainte* : un seul des distributeurs à centres ouverts P → T doit être actionné pour que le circuit fonctionne correctement, les actionneurs ne pouvant pas (sauf rares exceptions) se réalimenter les uns les autres. Chaque distributeur est prioritaire sur ceux montés derrière lui.

De plus, la pompe reste à une pression non négligeable à cause des pertes de charges cumulées des distributeurs. La solution suivante est alors préférable.

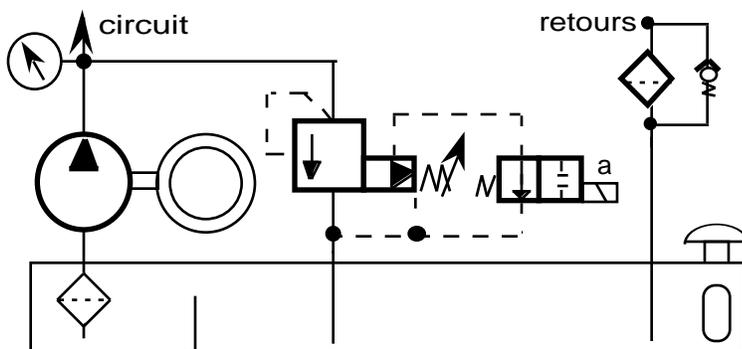
Ce type de montage est couramment utilisé avec des distributeurs 6/3 à voies dites *traversantes*.



Cette disposition permet le montage économique d'un grand nombre de distributeurs dans un espace réduit, sans connexions onéreuses.

### 3°) Limiteur de pression piloté avec charge/décharge:

On utilise un distributeur de décharge avec un limiteur de pression piloté (voir chapitre D-III-1). Le type de centre dépend du pourcentage de temps morts.

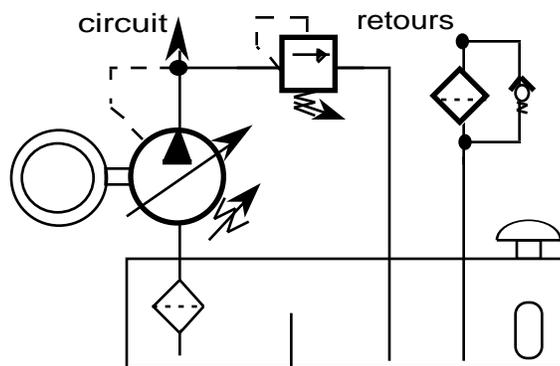


Dans cet exemple, les temps morts sont  $\geq 50\%$ .  
Tant que  $a = 0$  alors  $p \approx 0$ .

Si le circuit comporte un distributeur piloté (commande électro-hydraulique), il est parfois possible d'utiliser le distributeur pilote de celui-ci pour remplir la fonction du distributeur de décharge ci-dessus. On économise alors ce distributeur (voir exemple d'utilisation et de raccordement au chapitre E-XI).

#### 4°) Pompe à cylindrée variable auto-régulée:

Cette solution permet de mettre le débit fourni par la pompe à 0. L'avantage étant alors de pouvoir garder le circuit sous pression maximale (voir chapitre D-I-2-e).

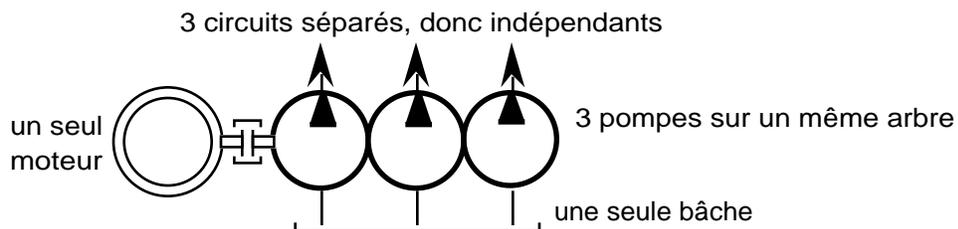


Si le débit demandé par le circuit s'annule, alors la pression monte à sa valeur maximale

#### VII - Séparations de circuits:

Lorsque des actionneurs doivent être alimentés en même temps en ayant des caractéristiques variables ou trop différentes, on aura souvent intérêt à séparer les circuits, en installant autant de pompes que de circuits.

Les différentes pompes peuvent être entraînées par le même moteur, sur le même arbre; on les appelle des pompes tandem.



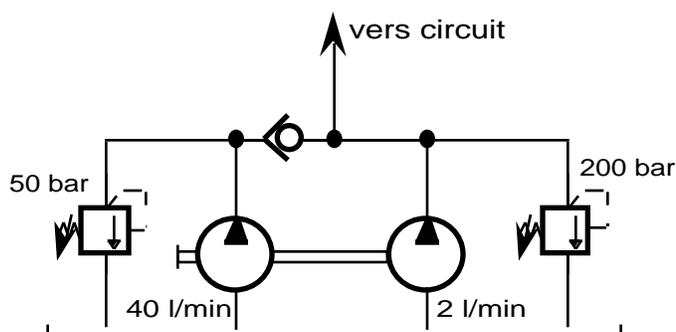
Chaque pompe et son circuit a son propre système de sécurité (limiteur de pression, filtre HP ...).

## VIII - Alimentation à deux puissances différentes (2 pompes):

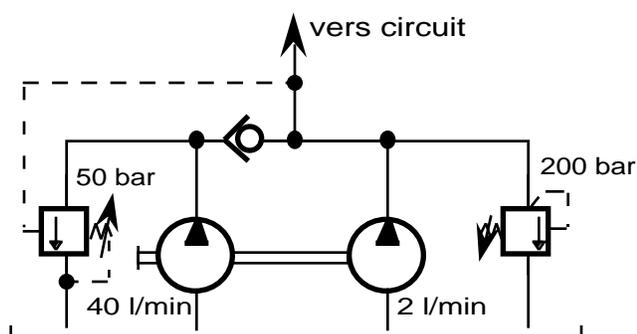
Lorsqu'on désire avoir des débits très différents au cours d'un cycle, on peut utiliser deux pompes tandem débitant en parallèle.

Cette disposition est souvent utile quand on veut un débit important à pression faible, puis un débit faible à pression importante (vitesses d'approche puis de travail, par exemple).

Les limiteurs de pressions des deux pompes sont alors montés et tarés différemment.



Dans cet exemple, dès que la pression atteint 50 bar, seule la pompe à petit débit alimente le circuit. Cependant, la pompe à grand débit reste en charge, ce qui est un inconvénient car l'énergie produite par celle-ci est transformée en chaleur, le rendement en pâtit (voir montage suivant).

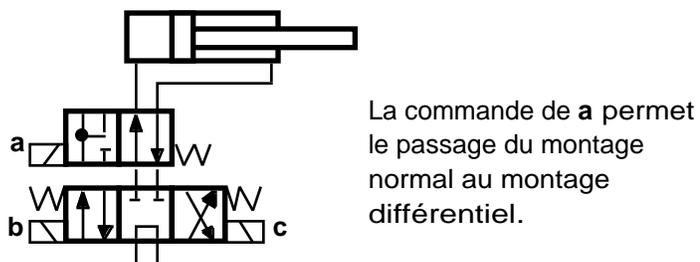


Dans ce montage amélioré, la pompe à grand débit n'est plus en charge quand la pression nécessaire dépasse 50 bar, l'économie d'énergie est importante, et le dégagement de chaleur évité. On utilise une valve de séquence, qui sert également de limiteur de pression, pour la pompe à grand débit.

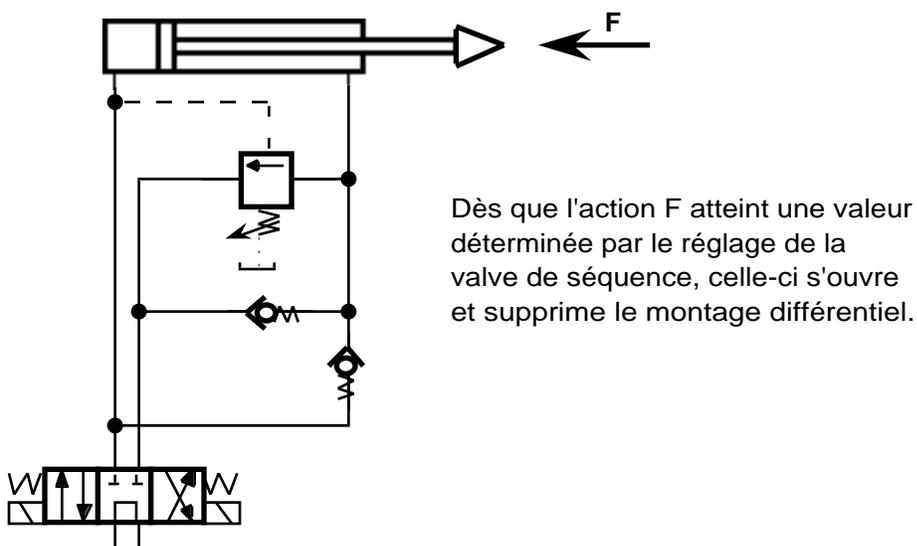
## IX - Vitesses différentes par montages différentiels de vérin:

On utilise le montage différentiel d'un vérin pour disposer d'une surface active, en sortie de tige, plus faible (donc une vitesse plus grande avec une force de poussée plus faible, voir chapitre D-II-2-c).

Le passage du montage différentiel au montage normal peut être commandé (par un distributeur) ou automatique dès l'augmentation de pression (provoquée par le début de travail par exemple).



Changement de montage commandé



Changement de montage automatique par élévation de la pression nécessaire.

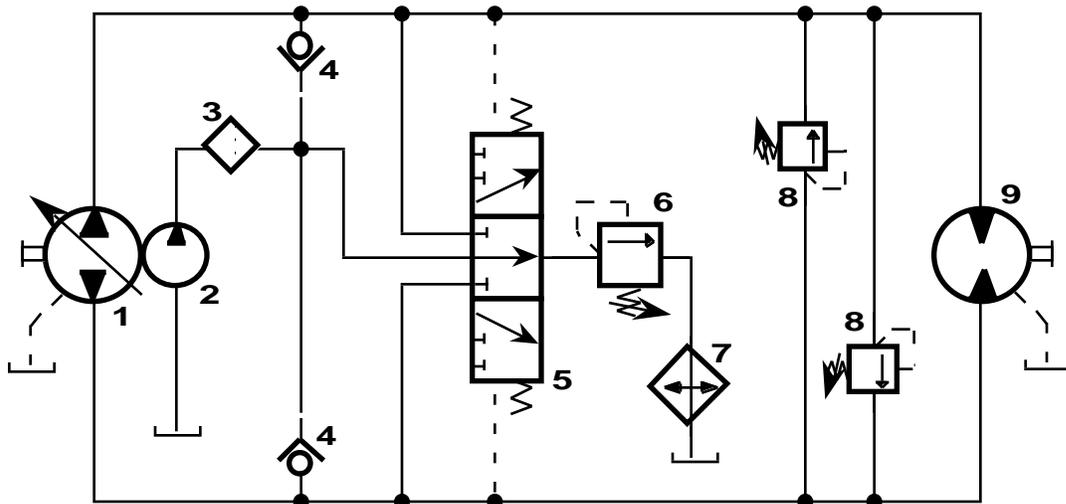
## X - Circuits fermés à recyclage d'huile:

Dans un circuit fermé, le problème est le refroidissement et la filtration de l'huile du circuit. C'est en effet toujours la même huile qui circule (aux fuites près). Ce volume d'huile est faible et se dégrade rapidement.

L'adjonction d'un filtre et d'un refroidisseur dans le circuit fermé est impensable économiquement à cause du débit important et de la pression élevée.

On confie donc à la pompe de gavage le soin de recycler l'huile du circuit fermé. Le filtre et le refroidisseur sont alors installés sur le circuit de gavage.

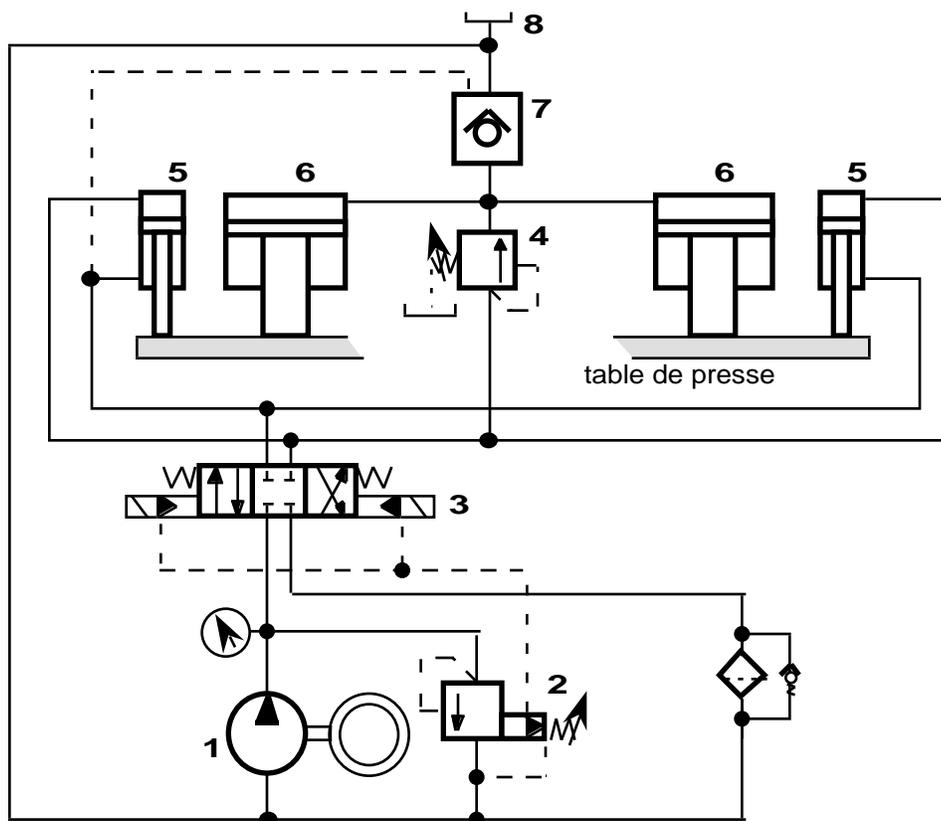
Le débit de gavage étant très supérieur aux fuites, on incorpore la *totalité* du débit de gavage dans le circuit fermé, et on extrait le trop plein du circuit juste avant l'incorporation de cette huile refroidie et filtrée (schéma suivant).



Le distributeur **5** détecte le côté du circuit à haute pression pour extraire le trop plein juste avant l'arrivée du débit de gavage dans le circuit fermé. Le filtre **3** et le refroidisseur **7** assurent la régénération de l'huile. Le limiteur de pression **6** maintient la pression de gavage à la valeur désirée. Les limiteurs de pression **8** assurent la sécurité de la pompe **1**, du moteur **9** et du récepteur.

## XI - Gavage de vérins de presse en vitesse d'approche:

Lorsqu'on désire deux vitesses, approche rapide à pression faible puis lente à pression de travail élevée, on peut utiliser le montage suivant. Cette disposition se rencontre fréquemment sur les presses ou cisailles hydrauliques. La bâche **8** est généralement installée en hauteur pour assurer le gavage du circuit en vitesse d'approche.



Pendant la descente rapide de la table, seuls les petits vérins **5** sont alimentés pour une vitesse d'approche rapide. Le clapet **7** permet le remplissage (ou gavage) des gros vérins **6**. Dès que l'outillage fixé à la table mobile de la presse arrive au contact de la pièce, la pression augmente et la valve de séquence alimente les vérins **6** pour le travail. La remontée de la table se fait grâce aux vérins **5**, le clapet **7** est piloté à l'ouverture pour permettre aux gros vérins **6** de se vider.

Dans l'exemple précédent, la décharge du limiteur de pression **2** sert également d'alimentation (X) au distributeur pilote de **3**. Le débit de cette décharge passe, pendant les temps morts, par le centre ouvert (P → T) de ce distributeur pilote. Dès que la commande de **3** est effectuée, le déplacement du tiroir du distributeur pilote provoque:

- la mise en pression du circuit en pilotant **2**.
- la commande du distributeur de puissance **3**.

Cette disposition permet d'économiser un distributeur sur **2** (voir chapitre E-VI-3).

On ne peut utiliser cette solution qu'avec un seul distributeur (si plusieurs distributeurs comme **3** sont en //, alors tous les distributeurs pilotes à centres P → T ouverts doivent être actionnés en même temps, pour que le circuit puisse monter en pression).

## XII - Étanchéité des circuits par contre-pression:

Pour éviter toute pollution extérieure, on maintient tout le circuit à une pression résiduelle supérieure à celle de l'extérieur. Exemples d'utilisation :

- Vérins ou moteurs travaillant en atmosphère poussiéreuse.
- Vérins ou moteurs travaillant sous l'eau ou à l'extérieur...

### 1°) Bâche sous pression:

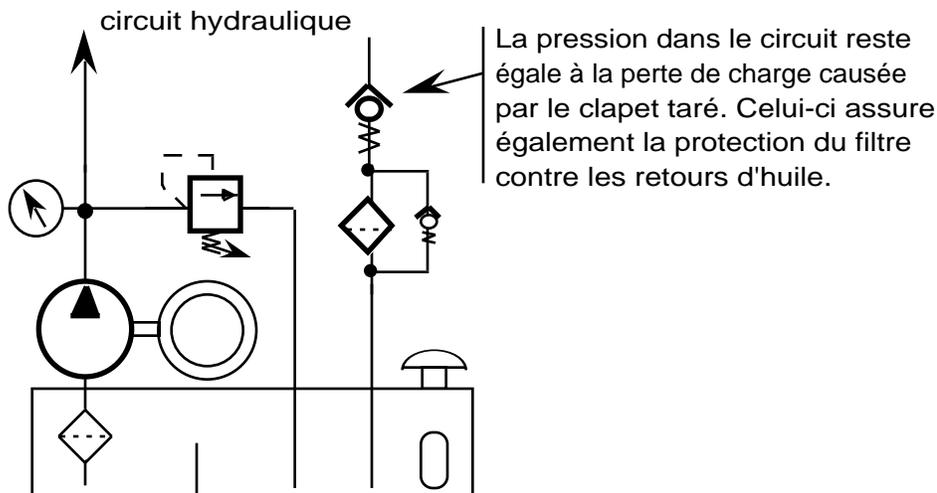
On maintient la bâche sous une pression de gaz (azote, CO<sub>2</sub> ...), tout le circuit est alors à la même pression (voir chapitre D-VII-1).

Cas où il y a des vérins dans le circuit: on utilise alors souvent un bouchon à clapets (voir chapitre D-VII-1). Penser à ce détail lorsqu'on ouvre une bâche de ce type; on risque la douche ! (Montage fréquent sur véhicule TP).

### 2°) Clapet taré sur les retours:

On maintient le circuit à une pression résiduelle grâce à la perte de charge réalisée par un limiteur de pression ou clapet taré sur le retour. Seule la bâche n'est pas sous pression, mais celle-ci est facile à étancher.

Cette disposition permet également d'assurer le gavage de certains éléments à fort taux de fuite (moteurs par exemple).

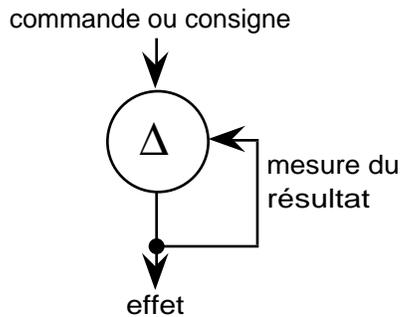


L'énergie perdue dans ce clapet et transformée en chaleur =  $\Delta p_{(\text{clapet})} \cdot Q_v(\text{retour})$ , mais celle-ci est généralement faible.

### XIII - Asservissements en position:

Il ne s'agit pas ici de décrire toutes les fonctionnalités des asservissements, mais de donner quelques exemples d'asservissements en position au moyen de distributeurs à commande proportionnelle.

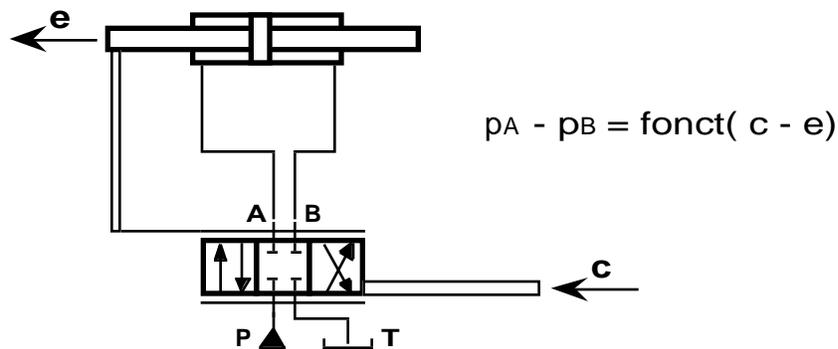
Rappelons brièvement le principe d'un asservissement:



Le comparateur  $\Delta$  réalise la fonction:  
Effet = fonction (consigne - mesure)

Par exemple en hydraulique :  
Débit = fonction (position demandée  
- position obtenue)

#### 1°) Asservissement sans contre - réaction:



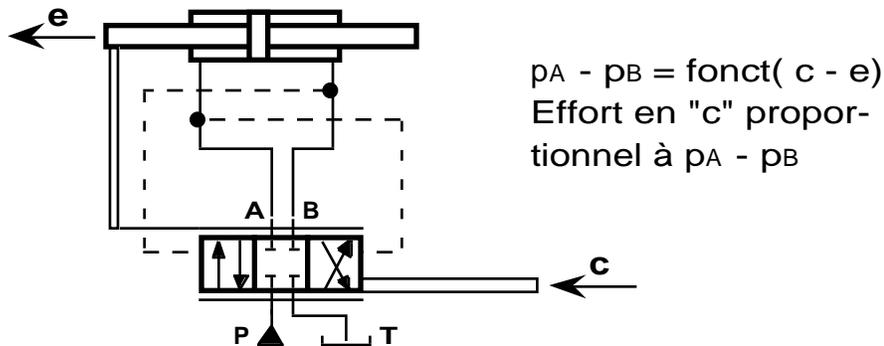
La commande mécanique "c" s'applique au tiroir de distributeur et la mesure se fait par la liaison mécanique entre la tige de vérin et le corps de distributeur (représenté par le double trait symbolisant la commande proportionnelle).

Exemples d'applications : recopiage hydraulique en machine outil, assistance dans le déplacement de fortes charges, barres hydrauliques ...

Le problème est que l'effort demandé à la commande "c" est nul, quelle que soit l'action en "e" (sauf dépassement de capacité).

## 2°) Asservissement avec contre - réaction:

Il est souvent intéressant d'avoir en "c" la connaissance de l'intensité de l'effort en "e". On réalise alors un asservissement avec contre-réaction, c'est à dire que l'effort de commande en "c" est proportionnel à l'action en "e".

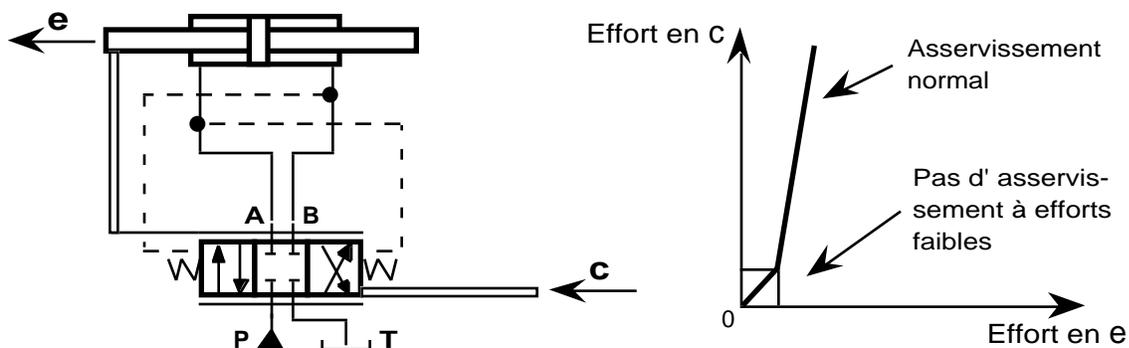


L' action en "c" est proportionnelle à la différence de pression ( $p_A - p_B$ ) , donc à l' action exercée en "e".

Exemples d'applications : directions hydrauliques (dites assistées), commandes de bras manipulateurs ...

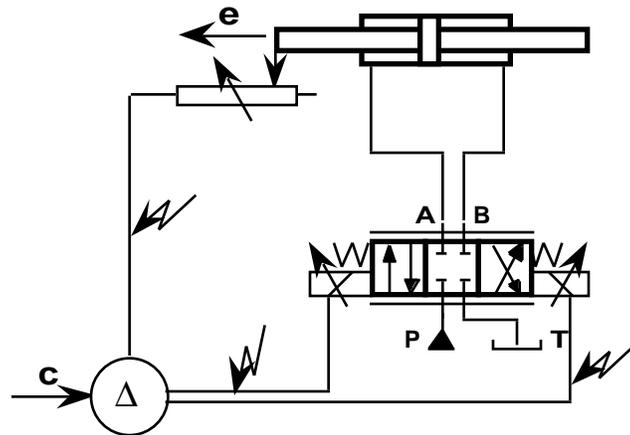
## 3°) Asservissement avec contre - réaction et centrage:

Dans un système asservi, il y a toujours un écart entre la commande et l'effet. Cet écart n'est pas toujours justifié pour des efforts en "e" faibles. On réalise alors un centrage par ressorts du tiroir de distributeur, les ressorts supprimant l'asservissement pour des efforts en "e" faibles (inférieurs à la précharge des ressorts).



Tant que l'effort demandé en "e" reste inférieur à la précharge des ressorts, la transmission est mécanique et directe.

**4°) Exemple de montage d'asservissement avec commande électrique:**



La mesure du résultat se fait ici électriquement, le comparateur  $\Delta$  envoie une commande électrique proportionnelle au distributeur, fonction de (c-e).



distributeur 16. Pendant chaque étape du fonctionnement, le distributeur 16 est bien entendu toujours commandé pour supprimer le centre ouvert P → T de celui-ci (chapitre E-VI-1).

Les puissances et débits étant importants, les distributeurs 15, 16 et 17 sont pilotés. Un circuit de pilotage (ou servitude) est dérivé du circuit de puissance principal.

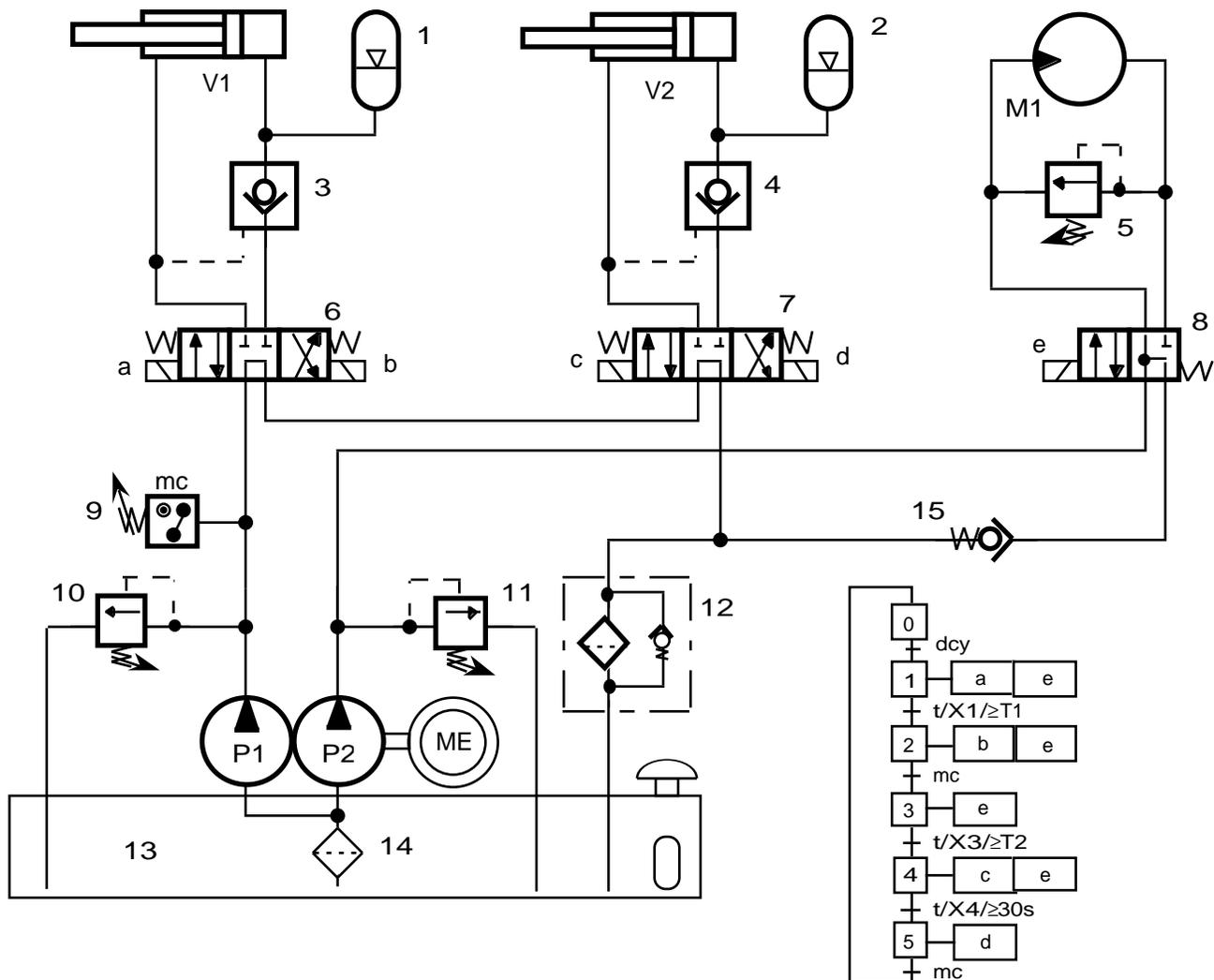
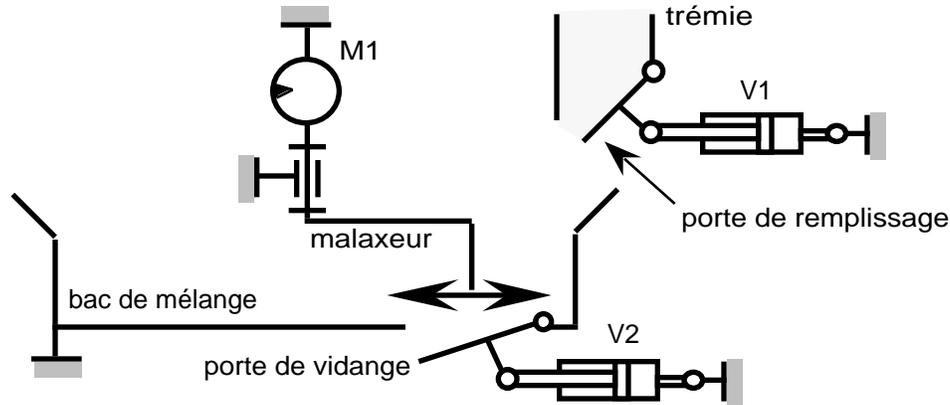
On remarquera la présence de la valve de séquence 9, destinée à assurer le remplissage du circuit de servitude (lors du démarrage, par exemple).

Désignations et fonctions des principaux composants de ce circuit:

- 5      Limiteur de pression piloté: assure la sécurité du circuit ainsi que la division du trop-plein de débit de pompe en fin d'estampage. La nécessité de distributeurs pilotés dans le circuit à cause du débit, impose également un limiteur du même type (voir D-III-1).
- 8      Réducteur de pression: fournit une pression faible et constante au circuit de pilotage (voir D-III-2).
- 9      Valve de séquence pilotée: permet le remplissage initial du circuit de servitude. En effet, si 9 n'était pas présente, l'accumulateur 12 ne remplirait pas au démarrage à cause du centre ouvert de 16 (voir D-III-3 et E-V-1).
- 10     Clapet anti-retour: évite que 12 ne se vide dans le circuit pendant les temps morts à cause de 8 (voir D-V-1).
- 11     Distributeur 3/2, à commande électrique bistable (formé à partir d'un distributeur 4/2 standard): permet la purge du circuit de servitude.
- 12     Accumulateur de pression: conserve une petite quantité d'huile pour l'alimentation des distributeurs pilotes. Lorsque la pression est atteinte, la valve de séquence 9 est grande ouverte et ne dégrade pas d'énergie en chaleur (réglage de 8 supérieur à celui de 9).
- 13     Clapet taré: maintient une pression résiduelle dans le circuit pour assurer une étanchéité par contre-pression, notamment au niveau des tiges de vérins (voir E-XII-2).
- 15 à 17 Distributeurs 4/3 pilotés (commande électro-hydraulique) à rappel ressort.
- 19     Accumulateur de pression: maintient la pression dans le vérin de fermeture pour garantir l'effort de fermeture de MM (voir E-II).
- 18     Clapet piloté double: évite la purge de 19 (maintient en pression quand MM est fermée) ou maintient MM en position ouverte.
- 20,23 Clapets pilotés: maintiennent en position rentrée leur vérin respectif.

## XV - Exemple - Circuit à deux pompes:

Il s'agit d'une installation pour mélanger des granulats avec un liquide. L'alimentation en granulats se fait par l'ouverture de la porte d'une trémie. La vidange de la cuve après mélange se fait par une deuxième porte (voir schéma ci-après).



Le mouvement des portes demande peu d'énergie, alors que le malaxage impose

une puissance élevée. Les circuits sont donc séparés par l'utilisation de deux pompes tandem sur le même arbre moteur (voir E-VII et E-VIII).

On trouve également sur ce schéma:

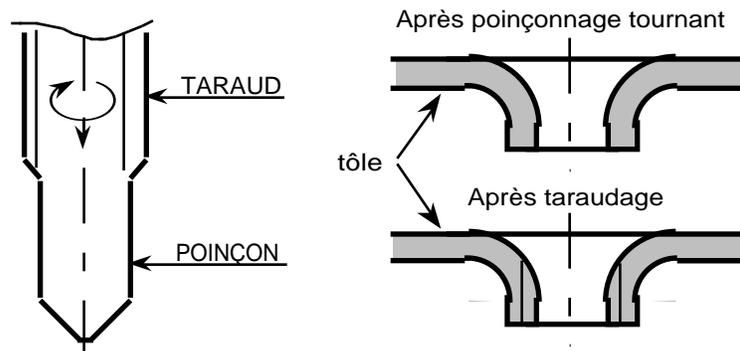
- mise à la bâche de la pompe P1 par deux centres ouverts en série (voir E-VI-2).
- maintien en charge des vérins de portes (voir E-II).
- freinage d'un moteur; appareil n° 5 (voir E-IV-3).
- étanchéité par contre-pression sur le circuit 2 (voir E-XII-2).

## **XVI - Exemple - Machine à tarauder:**

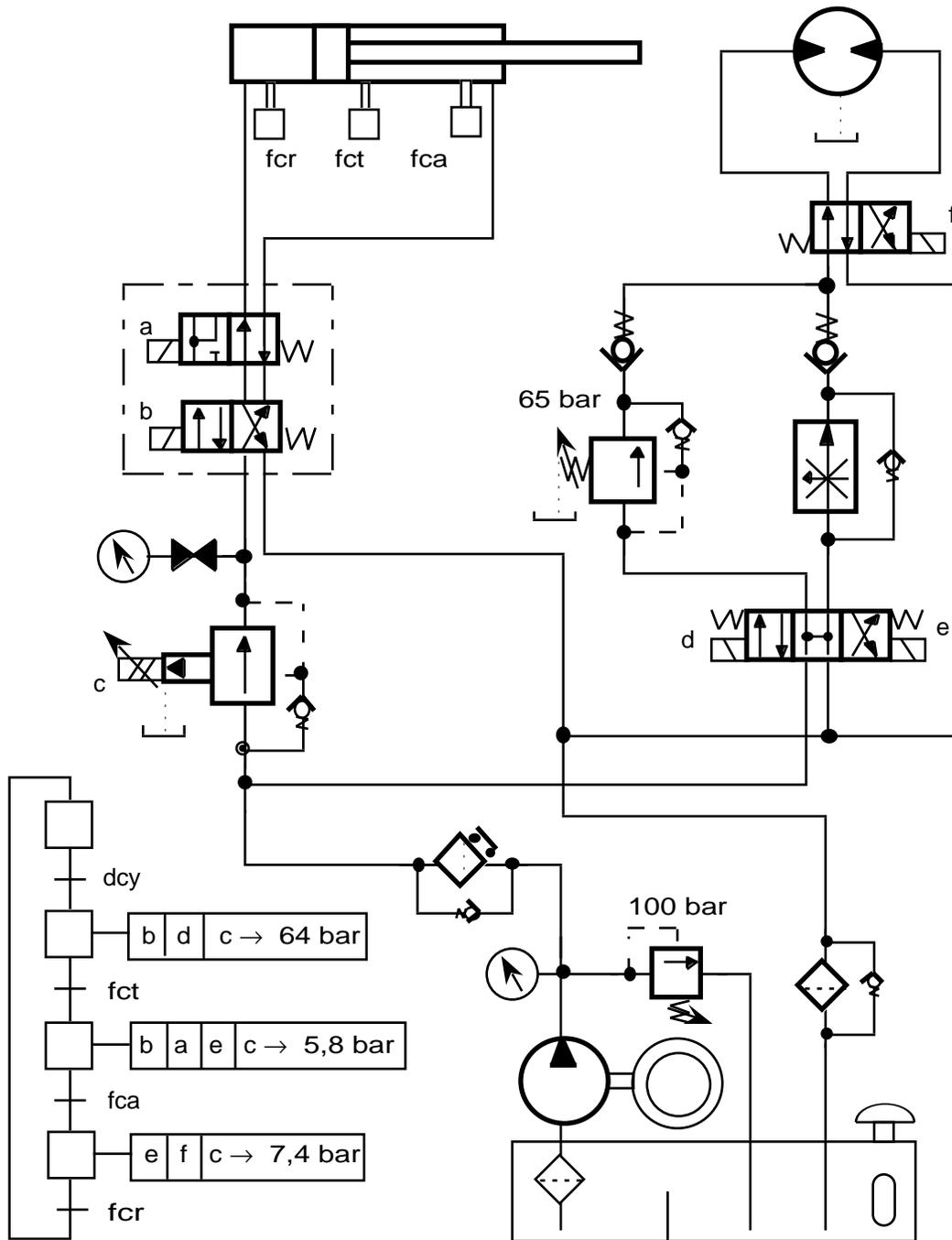
Il s'agit d'une machine hydraulique à poinçonner/tarauder les tôles. Ces taraudages sont utilisés pour les assemblages légers en grande série (électroménager, boîtiers électriques ...). Le cycle de poinçonnage/taraudage est le suivant:

- Descente du poinçon jusqu'au contact de la tôle.
- Effort presseur de 800 daN avec rotation du poinçon à 200 tr/mn, le couple nécessaire est de l'ordre de 3 m.daN - L'échauffement produit, combiné à l'effort presseur déforme la tôle et réalise l'orifice ébauche du taraudage.
- Lorsque le poinçon débouche, engagement du taraud avec un effort presseur  $\leq 40$  daN et une rotation de 60 tr/mn, le couple nécessaire est de  $\approx 8$  m.daN
- Dégagement du poinçon avec un effort de traction  $\approx$  de 40 daN et une rotation inverse de 60 tr/mn.
- Arrêt en position haute et attente d'un nouveau cycle.

Les figures ci-dessous indiquent la forme du poinçon et du taraudage.



Les calculs préliminaires ont imposé des pressions différentes pour l'alimentation du vérin poussant le poinçon/taraud. Ces impératifs ont été résolus par l'utilisation d'un réducteur de pression à commande proportionnelle.



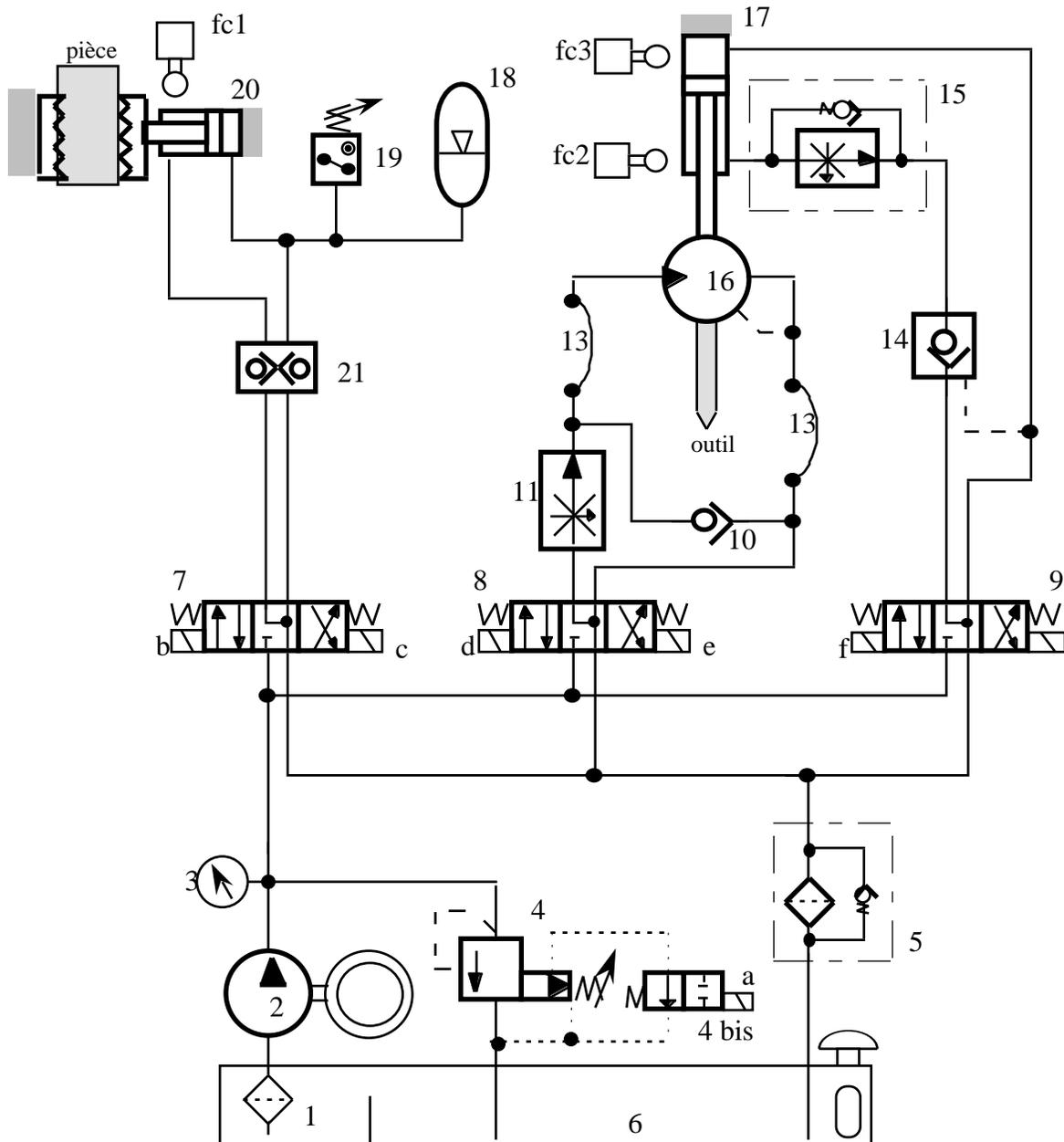
Les deux distributeurs “a” et “b” permettent la commutation du vérin en différentiel et son retour. Le distributeur “d+e” permet les deux vitesses du moteur de taraudage.

Le réducteur de pression à commande proportionnelle “c” assure les trois pressions maximales requises.

## XVII - Exemple - Machine à percer en série:

Cet ensemble permet de percer des pièces en série. Le système d'amenée des pièces n'est pas représenté. Les positions respectives de la pièce et de l'outil ne sont pas respectées sur le schéma ci-dessous.

*Ordre des tâches:* Départ de cycle → serrage de la pièce à pression suffisante (19) → mise en route de l'outil et du vérin l'entraînant → perçage → fin de perçage (fc2) → arrêt de l'outil et remontée de celui-ci → outil remonté (fc3) → desserrage de la pièce → pièce desserrée (fc1) → attente d'un nouveau cycle.



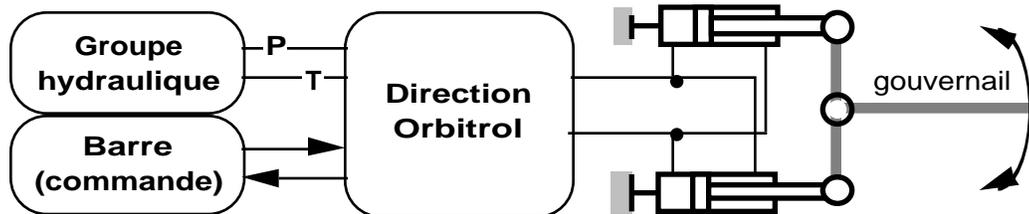
## Désignations et fonctions des principaux éléments du schéma précédent:

- 2 Pompe à cylindrée fixe. Une pompe à cylindrée variable n'est pas justifiée ici à cause de la faible puissance installée.
- 4 Limiteur de pression piloté avec distributeur (4 bis) de mise en charge. Malgré une puissance installée faible, le choix d'un appareil piloté est intéressant pour permettre la mise à la bâche de la pompe pendant les temps morts (chapitre E-VI-3). L'utilisation de deux appareils séparés reviendrait plus cher.  
On note que ce limiteur de pression assure également la division de débit lors des phases de régulation de débit des appareils 11 et 15 (chapitre E-III-1).
- 7 à 9 Distributeur 4/3, commande électrique à centrage par ressort.
- 10 Clapet, évite l'arrêt brusque du moteur (le freinage est ici inutile, chapitre E-III-3-a).
- 11 Régulateur de débit. Donne un débit fixe à l'alimentation du moteur 16. la régulation à l'échappement ne se justifie pas ici car la charge est toujours réceptrice.
- 13 Flexibles pour l'alimentation du moteur 16 mobile.
- 14 Clapet piloté déverrouillable. Maintient 16 en position haute.
- 15 Régulateur de débit. Provoque un débit constant à l'échappement du vérin 17. La régulation à l'échappement est nécessaire car la charge peut être résistante (pénétration du foret) ou motrice (foret qui engage).
- 18 Accumulateur de pression. Garantit la pression constante dans le vérin de serrage 20. Se comporte comme "un ressort", c'est la pièce qui impose la position de la tige de 20 (chapitre E-II).
- 19 Contact à pression. Indique à la partie commande que la pression de serrage est atteinte.
- 21 Clapet piloté double. Maintient la tige de 20 en position rentrée et la pression dans 20 pendant les phases de serrage.

## XVIII - Exemple - Direction hydraulique assistée:

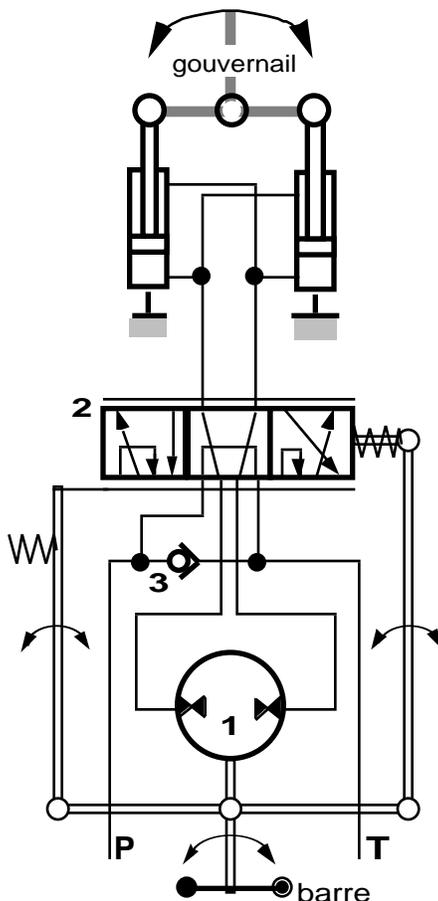
Direction hydraulique "ORBITROL" de marque DANFOSS.

L'exemple porte sur une commande de gouvernail de bateau. La barre commande un boîtier de direction Orbitrol. Celui-ci, alimenté par un groupe hydraulique, alimente deux vérins en // déplaçant le gouvernail. (Le système est le même sur des véhicules terrestres).



Deux conditions sont à réaliser sur cette direction:

- La contre-réaction permettant au pilote de ressentir les effets de l'extérieur (l'eau) sur le gouvernail (chapitre E-XIII-2). Cette condition peut être absente sur d'autres engins.
- Le fonctionnement de la direction en cas de panne hydraulique partielle ou totale. Cette condition est généralement impérative (sécurité).



Direction hydraulique DANFOSS OSPB ON

Il n'y a pas de liaison mécanique entre le système de direction et le gouvernail, la distance entre les deux peut donc être importante (parcourue par deux tuyaux). La position du gouvernail n'est pas asservie à la position de la barre.

- 1- Moteur / pompe de transfert à engrenage interne
- 2- Distributeur rotatif à commande proportionnelle, centre P → T ouvert
- 3- Clapet de sécurité

Lorsque la barre est actionnée, 2 alimente 1. La rotation de 1 étant identique à celle de la barre, le volume envoyé vers les vérins est donc proportionnel au mouvement de la barre.

La rotation de la barre envoie toujours un volume proportionnel à la rotation de celle-ci vers les deux vérins de gouvernail. Cependant, comme des fuites internes se produisent, la position des vérins ne sera pas toujours exactement conforme à celle de la barre. On ne peut donc pas parler d'asservissement de position entre la barre et le gouvernail (en effet, aucun retour d'information ne se fait du gouvernail vers la barre).

Le léger décalage se produisant entre la barre et **1** correspondant au décentrage du distributeur à commande proportionnelle **2**. Ce décalage est proportionnel à l'effort sur la barre.

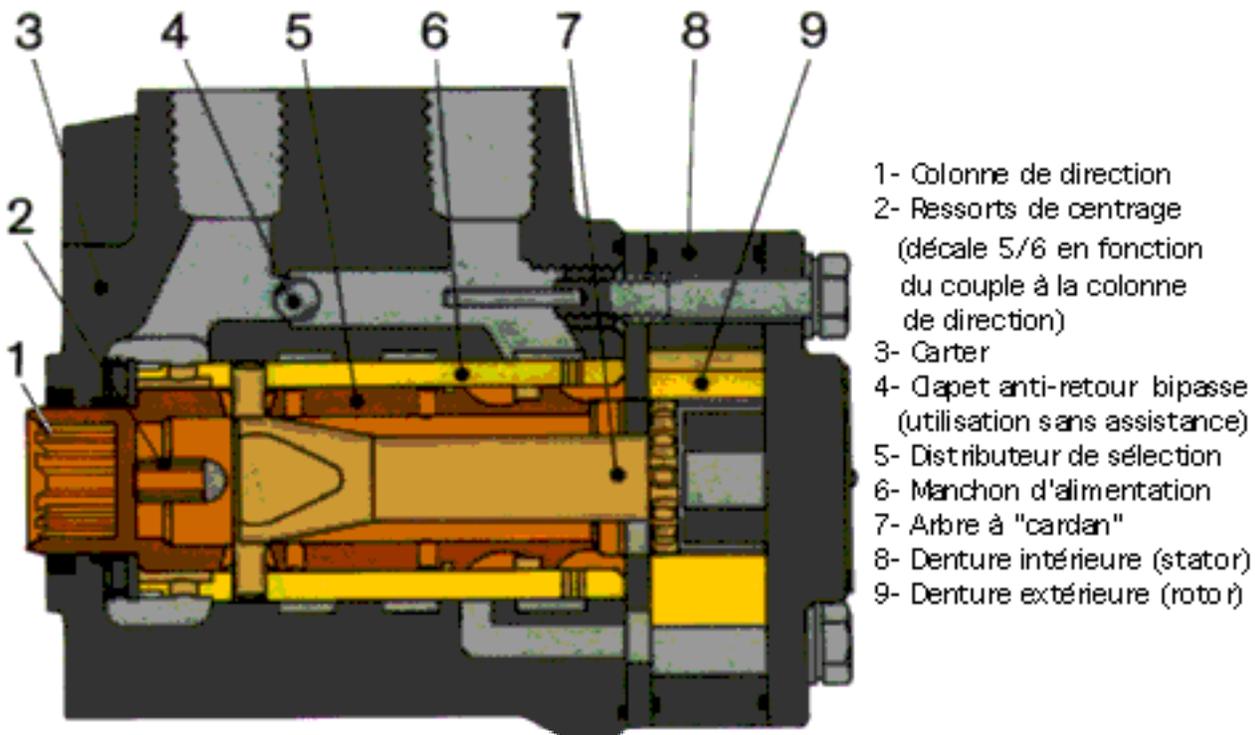
Au repos, le centre ouvert de **1** permet à la pompe de débiter sans pression. Cette disposition doit être supprimée (centre fermé) si la pompe alimente d'autres appareils.

La liaison hydraulique permanente entre vérins et **1** provoque dans la barre un effort proportionnel à celui de l'eau sur le gouvernail. Cette disposition peut être supprimée lorsque la contre-réaction ne présente pas d'intérêt.

En cas de panne hydraulique (pression et débit nulle en **P**), l'huile peut être aspirée à la bêche par le clapet **3**.

**1** se comporte alors comme une pompe à cylindrée fixe, entraînée entièrement par la barre (le pilote). Il n'y a alors évidemment plus d'assistance !

Pour les gros navires, le système n'alimente pas directement les vérins, mais pilote un "amplificateur" de débit.



**Direction Orbitrol** - Sans l'arbre d'entraînement venant de la barre.

## F - EXERCICES RÉSOLUS

Pour chaque réponse à une question, la référence au(x) chapitre(s) est indiquée.

### I - Pertes de puissance dans une conduite:

On considère une conduite de 8 m de long permettant l'alimentation d'un moteur avec un débit d'huile de 35 l/min à une pression de 220 bars. La perte de charge calculée est de:  $\Delta p_{tu} = 2,3$  bar/m de tuyau (à ce débit).

Déterminer la pression nécessaire à l'entrée de la conduite.  
Déterminer la puissance calorifique dégagée dans la conduite (frottements fluides).  
Déterminer la perte de rendement imputable à cette conduite.

**Solution:** (chapitres A-I-1 et A-II-5)

La perte de pression totale:  $\Delta p_t = \Delta p_{tu} \cdot L = 2,3 \cdot 8 = 18,4$  bar  
La pression à l'entrée de la conduite vaudra donc:  $18,4 + 220 = \mathbf{238,4}$  bar

La puissance calorifique dégagée vaut:  $P_Q = \Delta p_t \cdot Q_v$   
 $P_Q = 18,4 \cdot 10^5 \cdot 35 \cdot 10^{-3} / 60 = \mathbf{1073}$  W

La puissance totale transmise vaut:  $P = p \cdot Q_v = 238,4 \cdot 10^5 \cdot 35 \cdot 10^{-3} / 60 \approx 14$  kW d'où une perte de:  $1,073 / 14 = \mathbf{7,7}$  %

### II - Détermination d'un diamètre de conduite:

On désire transmettre une puissance de 25 kW à 200 bar dans une conduite de 20 m (pompe vers moteur). On ne veut pas une perte de charge dépassant 5 % en puissance. La viscosité de l'huile en fonctionnement vaut:  $\nu = 35$  mm<sup>2</sup>/s avec une masse volumique de 0,83 kg/dm<sup>3</sup>.  
Déterminer le Ø "d" de la conduite.

**Solution:** (chapitre A-I-1 et A-II-5) - Unités S.I. (m, s, N, kg)

Le débit dans la conduite vaut  $Q_v = 25000 / 200 \cdot 10^5 = 1,25 \cdot 10^{-3}$  m<sup>3</sup>/s = 75 l/min  
On admet donc une perte de puissance de  $0,05 \cdot 25 \cdot 10^3 = 1250$  W ce qui correspond à une perte de pression totale  $\Delta p_t = 1250 / 1,25 \cdot 10^{-3} = 1 \cdot 10^6$  Pa = 10 bar  
Le nombre de Reynolds vaut:  $R = V \cdot d / \nu$  avec  $V = Q_v / \text{Section}$   
donc  $R = (4 \cdot Q_v) / (\pi \cdot \nu \cdot d)$

Si l'écoulement est laminaire:  $\Delta p_t = (\rho/2 \cdot v^2/d \cdot L) \cdot (64/R)$  avec  $\Delta p_t = 1 \cdot 10^6$  Pa  
on obtient avec ces valeurs un Ød = 13 mm avec  $R \approx 3500$  : l'écoulement ne pourra donc pas être laminaire avec ces conditions, le résultat est donc aberrant.

Avec un écoulement turbulent:  $\Delta p_t = (\rho/2 \cdot v^2/d.L) \cdot (100.R)^{-0,25}$

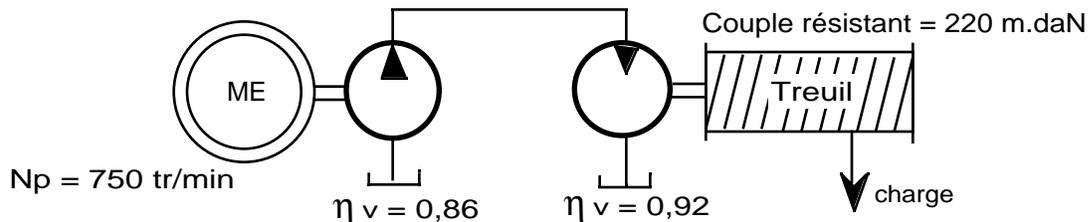
d'où **d = 15,5 mm**

Une conduite de Ø intérieur de 15,5 mm répondra donc aux conditions imposées (10 bar de perte de charge maxi) et l'écoulement sera turbulent (ce qui est souvent le cas en hydraulique) avec un  $R = 2934$ .

Empiriquement, on admet dans les conduites d'alimentation (refoulement) une vitesse de 2 à 8 m/s (chapitre A-I-1). Ici, la vitesse est de  $\approx 6,6$  m/s, ce qui est acceptable.

### III - Détermination d'un ensemble moteur / pompe pour une transmission:

Une transmission hydrostatique est utilisée pour entraîner un tambour de treuil à une vitesse :  $N_m = 65 \pm 5$  tr/min (fig. ci-dessous). Le circuit hydraulique fonctionne à une pression maxi de 315 bars (classe de pression des composants envisagés). On considère que les pertes mécaniques sont faibles devant les pertes volumétriques ( $\eta \approx \eta_v$ ).



1°) Choisir parmi les cylindrées réelles suivantes celle qui convient le mieux pour le moteur hydraulique : 200, 300, 400, 450, 500, 550, 600, 700 cm<sup>3</sup>/tr.

2°) Déterminer alors la pression de fonctionnement du circuit.

3°) Choisir parmi les cylindrées réelles suivantes celle qui convient le mieux pour la pompe hydraulique : 22, 26, 30, 35, 40, 50, 60, 75 cm<sup>3</sup>/tr.

4°) Déterminer les caractéristiques du moteur ME (couple fourni et puissance nominale).

**Solution:** (chapitres A-I-2 et D-I-1) - Utiliser les unités SI

(Notations indices: r = réel, g = géométrique, p = pompe, m = moteur

Cyl = cylindrée, C = couple, p = pression, Qv = débit).

1°) La pression maxi et le couple résistant permettent de prédéterminer la cylindrée du moteur hydraulique:  $Cyl_{gm} = 2 \cdot \pi \cdot C_m / p \Rightarrow Cyl_{gm} = 4,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{tr} = 440 \text{ cm}^3/\text{tr}$

$Cyl_{rm} = Cyl_{gm} / \eta_{vm} = 478 \text{ cm}^3/\text{tr}$

La pression de 315 bar est une valeur maxi, il faut donc choisir une cyl. de moteur plus importante; choix: **500 cm<sup>3</sup>/tr**

2°) La pression dans le circuit sera alors plus faible que 315 bar et vaudra 301 bar (en recalculant la nouvelle  $Cyl_{gm}$ , puis la pression nécessaire).

3°) Le débit fourni par la pompe = débit absorbé par le moteur =  $Cyl_{rm} \cdot N_m$

3°) Le débit fourni par la pompe = débit absorbé par le moteur =  $Cyl_{rm} \cdot N_m$

$$Q_{vp} = 32,5 \text{ l/min}$$

$$\text{Comme } Q_{vp} = Cyl_{rp} \cdot N_p \Rightarrow Cyl_{rp} = 43,3 \text{ cm}^3/\text{tr}$$

La vitesse de rotation du récepteur (treuil) doit être de  $65 \pm 5 \text{ tr/min}$ ; la tolérance étant partagée autour de la valeur moyenne, on choisit la cyl. la plus proche, soit **40 cm<sup>3</sup>/tr**. Il faut bien sûr recalculer la vitesse du treuil pour vérifier que celle-ci est dans la tolérance:

$$N_m = N_p \cdot Cyl_{rp} / Cyl_{rm} = 60 \text{ tr/min (valeur acceptable).}$$

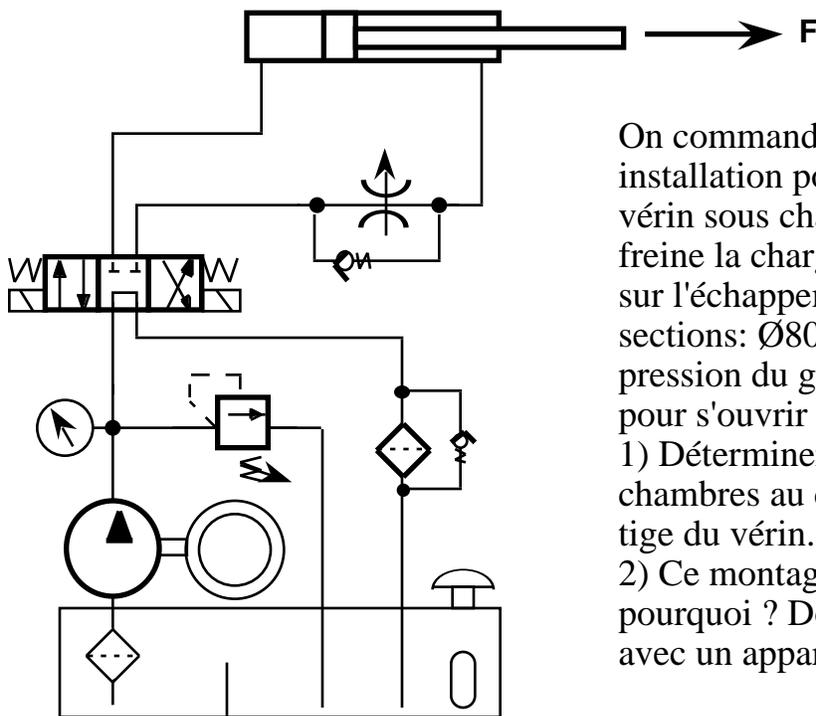
$$4°) Cyl_{gp} = Cyl_{rp} / \eta_{vp} = 46,5 \text{ cm}^3/\text{tr}$$

$$\text{Couple à l'arbre de pompe} = C_p = p \cdot Cyl_{gp} / (2 \cdot \pi) = 223 \text{ N.m}$$

$$\text{Puissance d'entraînement} = C_p \cdot \Omega_p = 223 \cdot 750 \cdot (2\pi)/60 = 17496 \text{ W}$$

Le moteur ME devra fournir une puissance minimale de **17,5 kW**.

#### IV - Déplacement d'une charge avec un vérin:



On commande le distributeur de cette installation pour faire sortir la tige de vérin sous charge ( $F=2500 \text{ daN}$ ). On freine la charge avec un limiteur de débit sur l'échappement. Le vérin a comme sections:  $\text{Ø}80 \times \text{Ø}50$  et le limiteur de pression du groupe hydraulique est réglé pour s'ouvrir à 200 bar.

- 1) Déterminer les pressions dans les deux chambres au cours d'un aller-retour de la tige du vérin.
- 2) Ce montage n'est pas satisfaisant: pourquoi ? Donner un nouveau schéma avec un appareillage plus adéquat.

**Solution:** (chapitres D-II-3 , D-III-5, E-III-1 et E-IV)

1°) On choisit comme sens arbitraire positif celui de la charge, la chambre (ch.) côté fond est numérotée 1 et celle côté tige 2.

*Sortie de la tige:* Le limiteur de débit étant réglé pour freiner la charge, le débit absorbé par le vérin (ch. 1) est donc inférieur à celui fourni par la pompe. La pression du circuit est donc au maxi car le limiteur de pression est ouvert pour assurer la division de débit.  
 $p_1 = 200 \text{ bar}$

$$p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 + 2500 = 0 \quad (\text{en daN et cm}^2) \Rightarrow p_2 = 410 \text{ bar}$$

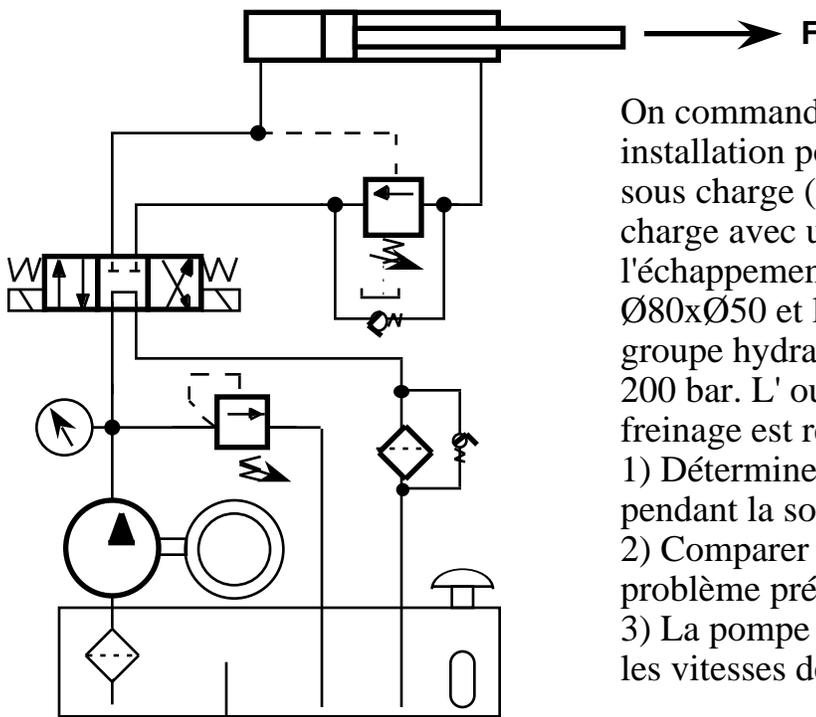
*Rentrée de la tige:* Aucune limitation de débit n'est effective, pas de freinage car la charge est résistante donc  $p_1 = 0$

$$- p_2 \cdot S_2 + 2500 = 0 \quad (\text{en daN et cm}^2) \Rightarrow p_2 \approx \mathbf{82 \text{ bar}}$$

2°) Ce montage n'est pas satisfaisant car la pression  $p_2$  en sortie de tige est trop importante (410 bar pour un circuit à 200 bar nominal). Cette disposition imposerait un vérin supportant cette pression, donc inutilement onéreux.

Il vaut mieux, dans ce cas, utiliser une valve de freinage (pour le montage: voir exemple ci-dessous ou chapitre correspondant).

### V - Freinage d'une charge:



On commande le distributeur de cette installation pour faire sortir la tige de vérin sous charge ( $F=2500 \text{ daN}$ ). On freine la charge avec une valve de freinage sur l'échappement. Le vérin a comme sections:  $\text{Ø}80 \times \text{Ø}50$  et le limiteur de pression du groupe hydraulique est réglé pour s'ouvrir à 200 bar. L'ouverture de la valve de freinage est réglée à 30 bar.

- 1) Déterminer la pression côté tige de vérin pendant la sortie de celle-ci.
- 2) Comparer cette solution à celle du problème précédent.
- 3) La pompe débitant  $3,6 \text{ l/min}$ , déterminer les vitesses de la charge.

**Solution:** (chapitres D-II-2/3 , D-III-5, E-III-1 et E-IV)

1°+2°) On choisit comme sens arbitraire positif celui de la charge, la chambre (ch.) côté fond est numérotée 1 et celle côté tige 2.

En sortie de tige, la pression  $p_1$  est celle nécessaire pour ouvrir la valve de freinage, soit 30 bar donc:

$$p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 + 2500 = 0 \quad (\text{en daN et cm}^2) \Rightarrow p_2 = \mathbf{130 \text{ bar}}$$

Avec ce montage, une contre pression de 130 bar suffit, alors qu'il fallait avec l'exemple précédent 410 bar ! Donc économie d'énergie et vérin courant.

3°) Le débit est intégralement fourni au vérin (pas de limitation de débit):

*Sortie de tige:* Surface active = surface du piston ( $S_p$ )

$$Q_v = S_p \cdot V_{tige} \Rightarrow V_{tige} = (3,6 \cdot 10^{-3} / 60) / (\pi / 4 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2) \quad (\text{en m \& s})$$

$$V_{tige} \approx 12 \cdot 10^{-3} \text{ m/s} \approx \mathbf{12 \text{ mm/s}}$$

*Rentrée de tige:* Surface active = surface de la couronne ( $S_p - S_t$ )

$$Q_v = (S_p - S_t) \cdot V_{tige} \Rightarrow$$

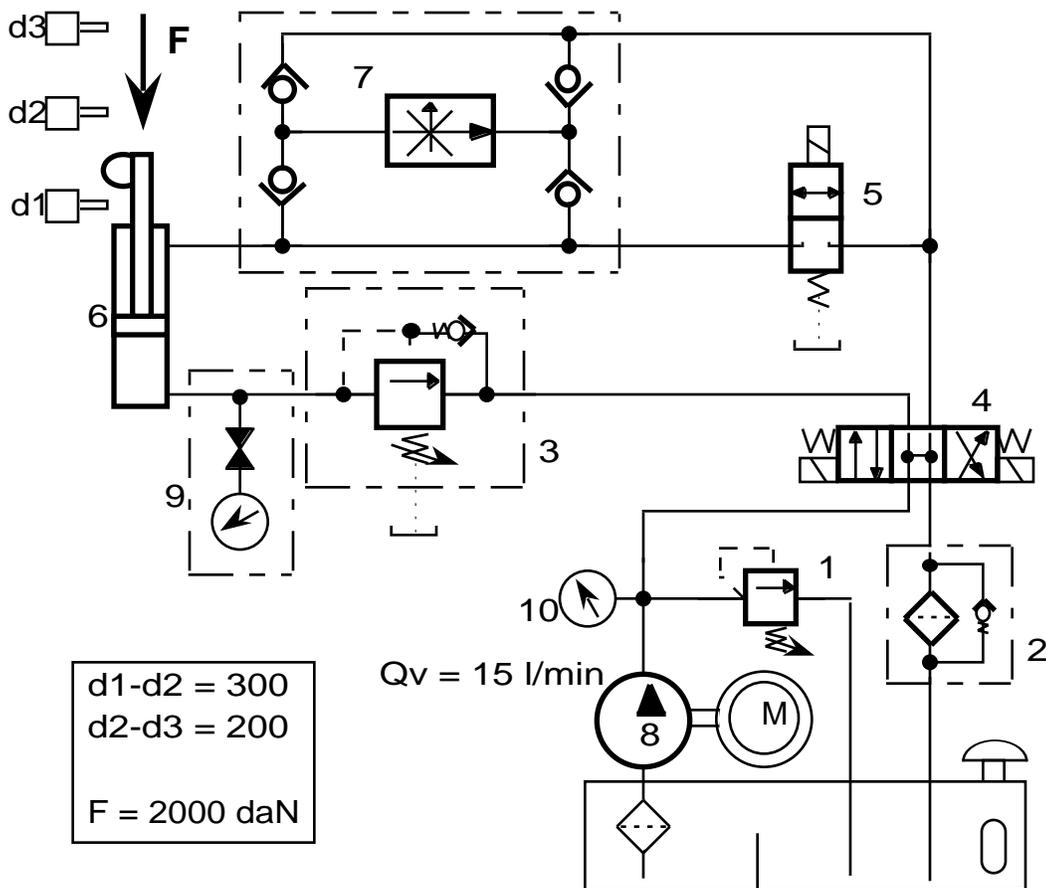
$$V_{tige} = (3,6 \cdot 10^{-3} / 60) / (\pi / 4 \cdot ((80 \cdot 10^{-3})^2 - (50 \cdot 10^{-3})^2)) \quad (\text{en m \& s})$$

$$V_{tige} \approx 19,6 \cdot 10^{-3} \text{ m/s} \approx \mathbf{19,6 \text{ mm/s}}$$

## VI - Mouvements de charge à vitesses contrôlées:

On déplace une charge  $F$  sur un aller-retour à quatre vitesses.

Les changements de vitesse sont provoqués par des capteurs d1, d2 et d3 placés sur le parcours de la charge. Ces capteurs permettent la commande d'un distributeur 5 pour les changements de vitesses et d'un distributeur 4 pour les inversions de sens (et temps morts).



## Caractéristiques:

On considérera les pertes de charges négligeables ainsi que fuites dans le circuit.

Vérin: dimensions: Ø80xØ45x650

Vitesses: **V1** de d1 à d2 à vitesse lente :  $V1 = 0,4 \times V2$

**V2** de d2 à d3 à pleine vitesse

**V3** de d3 à d2 à pleine vitesse

**V4** de d2 à d1 à vitesse lente

## On demande:

1°) Donner la désignation et la fonction dans ce circuit de chacun des appareils du schéma ci-dessus.

2°) Déterminer la valeur du tarage mini de l'appareil n° 3. Considérer ensuite un tarage à cette valeur + 10%.

3°) Déterminer alors la valeur du tarage mini de l'appareil n° 1. Considérer ensuite un tarage à cette valeur + 20%. Faire un tableau récapitulatif des pressions dans les deux chambres du vérin au cours des quatre mouvements.

4°) Déterminer les 4 vitesses de la tige de vérin au cours de ce cycle, et le temps complet du cycle.

5°) Déterminer l'énergie fournie par la pompe au cours d'un cycle et l'énergie calorifique dégagée dans la bête.

6°) Si le rendement global de la pompe est de 0,9, quelle doit être la puissance minimale du moteur électrique entraînant la pompe.

## **Solution:**

1°) (Chapitres D, E-III/IV)

Pour ce genre de question, il est bon de donner: la désignation (normalisée ou habituelle), la fonction générale, *mais surtout* la fonction effective du composant dans le cas particulier du circuit proposé.

<u>N°</u>	<u>Désignation</u>	<u>Fonction dans ce circuit</u>
1	limiteur de pression	1°)-assure la protection du groupe et du circuit 2°)-assure la division de débit pendant les phases à vitesses plus faibles, le débit de la pompe n'étant alors pas entièrement absorbé par le circuit.
3	valve de freinage	freine la charge en dégradant l'énergie hydraulique produite par celle-ci en chaleur.
5	distributeur 2/2 com. électrique centrage par ressorts	commute le débit sur 7 ou non et permet ainsi les différentes vitesses - un drainage est ici nécessaire car tous ses orifices sont à haute pression.
7	régulateur de débit bidirectionnel	régule le débit, à l'admission (d2 → d1) ou à l'échappement (d1 → d2) - un pont de clapets rend l'appareil bidirectionnel

2°) (chapitre D-II-3)

L'appareil 3 doit être fermé à la pression générée par la charge F, soit 39,8 bar. Une sécurité de 10% donne un tarage de 3 à **45 bar** (arrondi).

3°) L'appareil 1 doit permettre une levée de la charge (39,8 bar). Il ne sera ouvert que pendant les phases de régulation de débit (ou incident éventuel). La pression minimale est donc celle demandée par la charge: 39,8 bar. On choisit une marge plus grande que pour 3 ce qui donne une pression de tarage de 1 de **50 bar** (arrondi).

4°) (chapitres D-II-2, D-IV-2 et E-III)

$$d2 \rightarrow d3: \quad V2 = Qv / S_{\text{piston}} = \mathbf{2,98 \text{ m/min}}$$
$$\text{temps mis} = d2d3 / V2 = \mathbf{4 \text{ s}}$$

$$d1 \rightarrow d2: \quad \text{la vitesse est 0,4 fois celle calculée précédemment: } V1 = \mathbf{1,19 \text{ m/min}}$$
$$\text{temps mis} = \mathbf{15 \text{ s}}$$
$$\text{calcul du débit passant dans le régulateur: } Qvr = V1 \cdot (S_{\text{piston}} - S_{\text{tige}})$$
$$Qvr = 4,1 \text{ l/min}$$

$$d3 \rightarrow d2: \quad V3 = Qv / (S_{\text{piston}} - S_{\text{tige}}) = \mathbf{4,37 \text{ m/min}}$$
$$\text{temps mis} = d3d2 / V3 = \mathbf{2,7 \text{ s}}$$

$$d2 \rightarrow d1: \quad \text{le débit d'alimentation du vérin dans cette phase est celui du régulateur}$$
$$V4 = Qvr / (S_{\text{piston}} - S_{\text{tige}}) = \mathbf{1,19 \text{ m/min}} = V1$$
$$\text{temps mis} = \mathbf{15 \text{ s}}$$

Le temps complet du cycle est donc de  $\approx \mathbf{37 \text{ s}}$ .

5°) (chapitre A-I-2)

L'énergie fournie par la pompe est égale au produit  $p \cdot Qv$  à la sortie de celle-ci, on notera  $P_{hp}$  la puissance hydraulique et  $E_{hp}$  l'énergie hydraulique fournie par la pompe. L'énergie calorifique sera produite dans les appareils créant des pertes de charge, donc les appareils 1, 3 et 7.

$$d1 \rightarrow d2: \quad \text{Il y a régulation de débit, 1 est ouvert, la pompe débite à 50 bar et 15 l/min:}$$
$$P_{hp} = 50 \cdot 10^5 \cdot 15 \cdot 10^{-3} / 60 = 1250 \text{ W}$$
$$E_{hp} = P_{hp} \cdot (\text{temps mis}) = 1250 \cdot 15 = \mathbf{18750 \text{ J}}$$
$$\text{puissance absorbée par la charge} = -F \cdot V1 = -20000 \cdot 0,0198 = -397 \text{ W}$$
$$\text{la puissance développée en chaleur dans 1 et 7 vaut donc le complément:}$$
$$P_{\text{calorifique}} = 1250 - 397 = 853 \text{ W donc}$$
$$\text{Energie}_{\text{calorifique}} = P_{\text{calorifique}} \cdot (\text{temps mis}) = \mathbf{12795 \text{ J}}$$

$$d2 \rightarrow d3: \quad \text{Pas de régulation, toute l'énergie fournie par la pompe est reçue par la}$$
$$\text{charge: } Qv = 15 \text{ l/min à 39,8 bar donc } P_{hp} = 995 \text{ W et } E_{hp} = \mathbf{3980 \text{ J}}$$
$$\text{Energie}_{\text{calorifique}} = \mathbf{0}$$

d3 → d2: Pleine vitesse, pas de régulation, la pression est celle nécessaire pour ouvrir la valve de freinage (côté tige), soit 45 bar. Cette pression va imposer une pression fournie par la pompe côté tige de (sens positif = sens de F):

$$- p_{\text{piston}} \cdot S_{\text{piston}} + p_{\text{tige}} \cdot (S_{\text{piston}} - S_{\text{tige}}) + F = 0 \Rightarrow p_{\text{tige}} = 7,6 \text{ bar}$$

$$P_{\text{hp}} = 190 \text{ W} \Rightarrow E_{\text{hp}} = \mathbf{513 \text{ J}}$$

La valve de freinage va dégrader en chaleur l'énergie fournie par la pompe + l'énergie produite par la descente de la charge:

$$P_{\text{calorifique}} = 190 + F \cdot V3 = 1647 \text{ W} \Rightarrow \text{Energie}_{\text{calorifique}} = \mathbf{4446 \text{ J}}$$

d2 → d1: Il y a régulation de débit, 1 est ouvert, la pompe débite à 50 bar et 15 l/min:

$$P_{\text{hp}} = 50 \cdot 10^5 \cdot 15 \cdot 10^{-3} / 60 = 1250 \text{ W}$$

$$E_{\text{hp}} = P_{\text{hp}} \cdot (\text{temps mis}) = 1250 \cdot 15 = \mathbf{18750 \text{ J}}$$

La valve de freinage va dégrader en chaleur l'énergie fournie par la pompe + l'énergie produite par la descente de la charge:

$$P_{\text{calorifique}} = 1250 + F \cdot V4 = 1647 \text{ W} \Rightarrow \text{Energie}_{\text{calorifique}} = \mathbf{24705 \text{ J}}$$

Énergie totale fournie par la pompe (sur un cycle) ≈ **42000 J**

Énergie calorifique produite dans le circuit (sur un cycle) ≈ **42000 J**

Ces deux nombres sont bien sûr identiques, conformément au premier principe de la thermodynamique (les sommes exactes non arrondies sont légèrement différentes à cause des arrondis successifs dans les calculs).

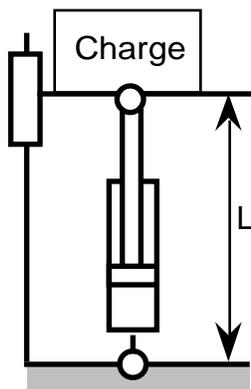
6°) Il faut, pour répondre, déterminer le débit maxi (ici 15 l/min) fourni par la pompe et la pression maximale à produire (généralement celle du limiteur de pression du groupe), ici 50 bar:

$$P_{\text{hp}_{\text{maxi}}} = p_{\text{maxi}} \cdot Q_{\text{v}_{\text{maxi}}} = 1250 \text{ W} \quad \text{en divisant par le rendement de la pompe:}$$

$$P_{\text{moteur électrique}} = 1250 / 0,9 = \mathbf{1390 \text{ W}}$$

## VII - Détermination d'un vérin à grande course:

On déplace une charge verticalement sur une course 800 mm. Le vérin est articulé à ses deux extrémités et ne participe pas au guidage de la charge.



Charge = 3500 daN  
L = 1 m à 1,80 m  
pression maxi = 250 bar

On demande de choisir le vérin de plus petite section dans un catalogue. **Solution:**

(chapitres D-II-3/4)

Un calcul rapide (voir exercices précédents) permet de déterminer la section minimale du piston du vérin, soit 42 mm.

La dimension immédiatement supérieure, avec la plus grosse tige donne un vérin de sections: **Ø50 x Ø36**

Il faut maintenant déterminer le Ø de tige minimal de la tige pour une résistance au flambage, nous sommes dans le cas n°2 du cours, avec  $L_0 = L = 1800$  mm.

La formule d'Euler permet d'exprimer:  $I_{GZ} = F \cdot s \cdot L_0^2 / (E \cdot \pi^2)$

$E_{\text{acier}} = 20000$  daN/mm<sup>2</sup> et  $s = 3,5$

$I_{GZ} = 3500 \cdot 3,5 \cdot (1800)^2 / (20000 \cdot \pi^2) \approx 2 \cdot 10^5$  mm<sup>4</sup>

Donc le Ømini de la tige = 45 mm

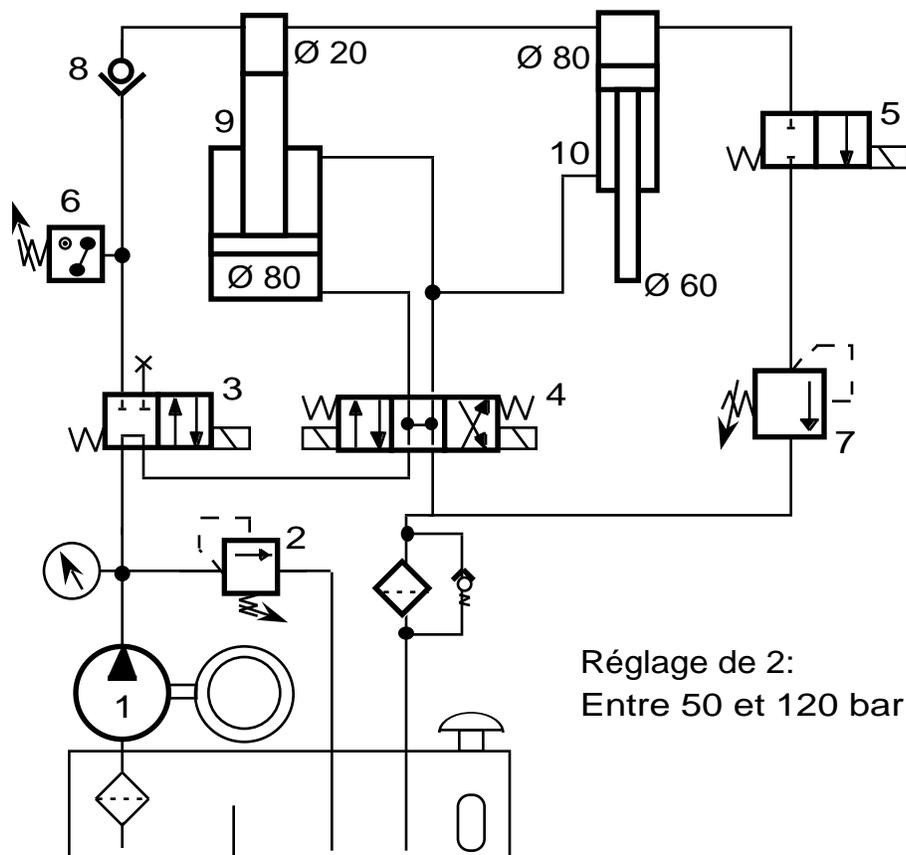
Ce qui nous impose sur le catalogue un vérin de sections: **Ø63 x Ø45**

La nouvelle pression de service sera de 113 bar.

On constate dans cet exemple, que le calcul au flambage est impératif dès que le vérin a une course importante par rapport à sa section.

### VIII - Presse haute pression (avec multiplicateur)

L'ensemble schématisé ci-dessous permet d'exercer des efforts importants avec une presse de faible encombrement. La vitesse d'approche se fait rapidement.



Le circuit principal fonctionne à 120 bar maxi, un multiplicateur de pression permet

d'élever celle-ci à une valeur importante.

1°) Indiquer le rôle des éléments suivants: 2, 5, 6, 7 et 8

2°) Pour un réglage de 2 à 100 bar, déterminer l'effort exercé par le vérin 10.

3°) À quelle valeur doit être réglé 7 ?

4°) Si la course de 9 est de 180 mm, quelle sera celle de 10 (à haute pression) ?

**Solution:** (chapitres D-II-2/3, D-III-1)

1°) (chapitres D)

- 2 Assure la sécurité du groupe et son réglage, détermine également l'intensité de l'effort de la presse (vérin 10).
- 5 Pendant la remontée du vérin de presse, permet au trop plein d'huile dans les chambres supérieures de se vider vers la bêche.
- 6 Indique (augmentation de pression) que le vérin 10 est au contact de la pièce après l'avance rapide provoquée par 3.
- 7 La remontée de la tige de 10 provoque le gavage du multiplicateur (Ø20). Lorsque ce dernier est plein, le limiteur 7 s'ouvre et déverse le trop plein à la bêche (5 est ouvert).
- 8 Évite le retour de la haute pression vers 3 qui n'est pas conçu pour ça (seul 5 est un distributeur HP).

2°) 100 bar dans la chambre Ø80 provoque une pression de  $100 \cdot (80 / 20)^2$  soit une pression de 1600 bar. cette pression est reçue par le vérin 10 côté piston:

$$\text{Effort exercé} = \pi / 4 \cdot 8^2 \cdot 1600 = \mathbf{80425 \text{ daN}}$$

3°) À une valeur suffisante pour gaver 9 mais inférieure à la valeur qui empêcherait la remontée de 10.

Calcul de cette valeur limite (sens positif=sortie de tige) pour la pression mini (50 bar):

$$p_7 \cdot (S_{\text{piston}}) - p_{\text{mini}} \cdot (S_{\text{piston}} - S_{\text{tige}}) = 0 \quad \Rightarrow \quad p_7 \approx \mathbf{22 \text{ bar}}$$

Une valeur de réglage de "7" à 15 bar paraît correcte.

4°) 180 mm de course de 9 génère un volume d'huile de 56,55 cm<sup>3</sup>, ce volume est reçu par le vérin 10 côté piston, ce qui provoque un déplacement de **11,25 mm**.

Ce sera la valeur maximale de la course à très haute pression. La course à basse pression sera, elle, beaucoup plus grande.

## **LEXIQUE:** (Par ordre alphabétique du premier mot significatif)

**ACEA** : Association des Constructeurs Européens d'Automobiles

**AFNOR** : Association française de normalisation. Association (créée en 1928) qui coordonne l'ensemble des activités tendant au développement de la normalisation, en servant d'intermédiaire entre les groupements scientifiques, professionnels, et les pouvoirs publics.

**AGMA** : American Gear Manufacturers Association - Une des activités de cette association est l'élaboration et la promotion de normes relatives aux lubrifiants pour engrenages.

**ANTI STICK-SLIP** : propriété d'une huile évitant le décollement du film d'huile dans une glissière. Propriété de certaines huiles HG, par exemple.

**A.P.I.** : American Petroleum Institut. Indique la qualité du service que peut rendre une huile. Définit également d'autres normes.

**BÂCHE** : réservoir contenant l'huile d'un circuit hydraulique.

**BERNOULLI** (Daniel) : Famille de savants : Jacques Ier (Bâle, 1654 – id., 1705) poursuit les travaux d'analyse mathématique de Leibniz (calculs différentiel et intégral), ainsi que son frère Jean Ier (Bâle, 1667 – id., 1748), avec qui il se brouilla, et ses neveux Nicolas Ier (Bâle, 1687 – id., 1759), Nicolas II (Groningue, 1695 – Saint-Pétersbourg, 1726) et Daniel (Groningue, 1700 – Bâle, 1782). *Daniel* étendit son domaine à la physique et fonda l'hydrodynamique.

**BIPASSE** : Canalisation ou dispositif de dérivation qui évite le passage d'un fluide dans un appareil. Équivalent anglais : "by-pass".

**BY-PASS** : Anglicisme. Canalisation ou dispositif de dérivation qui évite le passage d'un fluide dans un appareil. Équivalent français : bipasse.

**CAVITATION** : formation de bulles dans un fluide à la suite d'une dépression dans celui-ci. La dépression peut être provoquée par une perte de charge, par un effet dynamique dans le fluide (augmentation brusque de la vitesse du fluide) ... Les bulles de gaz peuvent être celles d'air dissous qui se dilatent brusquement ou la vaporisation des produits légers de l'hydrocarbure.

**C.C.M.C.** : Comité des Constructeurs du Marché Commun. Norme ou classification donnant les grades à chaud et/ou à froid d'une huile moteur. Désigne également d'autres normes.

**CONJONCTEUR** : Dispositif qui assure la connexion d'un circuit lorsque la pression (en hydraulique) ou la tension (en électricité) est suffisante.

**D.I.N.** : Deutsches Institut für Normung. Équivalent de l' AFNOR en Allemagne.

**DISJONCTEUR** : Dispositif dont l'ouverture se produit si la pression (en hydraulique) dépasse une certaine valeur (ou l'intensité en électricité).

**E.P.** : Extrême Pression : qualité d'une huile à tenue renforcée du film d'huile. Qualité parfois nécessaire dans les transmissions par engrenages.

**EULER** (Leonhard) : (Bâle, 1707 – Saint-Pétersbourg, 1783), mathématicien suisse. Savant universel, il publia de nombreux mémoires sur le calcul différentiel, l'astronomie, la navigation, la mécanique et la physique.

**FLAMBAGE** : ou flambement, déformation brutale, généralement suivie de rupture, affectant une poutre trop élancée soumise à de la compression. Ce phénomène ne s'apparente pas à la flexion.

**GRADE** : caractérise la viscosité d'une huile à une température donnée. Attention, le grade n'indique

pas forcément la viscosité en “clair”.

**HYDRODYNAMIQUE** : seule l'énergie cinétique caractérise l'énergie transportée par le fluide (masse et vitesse : terme  $\rho \cdot v^2/2 \cdot Q_v$  de la formule de Bernoulli).

**HYDROSTATIQUE** : seule la pression et le débit caractérisent l'énergie transportée par le fluide. L'énergie cinétique est alors négligeable (Puissance hydrostatique =  $p \cdot Q_v$ ).

**HYPOCYCLOÏDAL** : mouvement d'un cercle roulant sans glisser à l'intérieur d'un cercle fixe.

**HYSTÉRÉSIS** : Retard dans l'évolution d'un phénomène physique ou chimique.

**I.S.O.** : International Standard Organisation.

**LOAD-SENSING** : Anglicisme voulant dire “mesure de charge”. Type d'auto-régulation des pompes; voir chapitre I-2-f. Abréviation courante: “LS”.

**MONOGRADE** : huile pour laquelle un seul grade est indiqué. Huiles utilisées au voisinage d'une seule température. Huiles à bas indice de viscosité ( $\approx 100$ ).

**MULTIGRADES** : huile pour laquelle deux (ou plus) grades sont indiqués. Huiles utilisées à plusieurs températures. Leur indice de viscosité est supérieur à ceux des huiles monogrades ( $\geq 140$ ).

**N.A.S.**: norme allemande.

**NEWTONIEN** : se dit d'un fluide pour lequel les effets de viscosité sont proportionnels (linéarité) aux différents paramètres (viscosité, surfaces mouillées, vitesse ou débit ...). La plupart des huiles sont considérées comme des fluides newtoniens.

**NOMOGRAMME** : ensemble de courbes permettant d'obtenir graphiquement un résultat par simple lecture. Synonyme : abaque.

**POISEUILLE** (Jean-Louis Marie) (Paris, 1799 – 1869), médecin et physicien français; connu pour ses études sur la viscosité.

**REYNOLDS** (Osborne) (Belfast, 1842 – Watchet, 1912), ingénieur anglais; connu pour ses travaux sur la mécanique des fluides.

**S.A.E.** : Society of Automotive Engineers. Norme ou classification donnant les grades à chaud et/ou à froid d'une huile moteur. Désigne également d'autres normes (contrôles d'huiles ...).

**STICK-SLIP** : “propriété anti stick-slip” : propriété d'une huile dans une glissière à ne pas décrocher de son support et à conserver un coefficient de frottement constant.

**STOKES** (Sir George Gabriel) (Bornat Skreen, 1819 – Cambridge, 1903), physicien anglais; connu pour ses études sur la fluorescence et la viscosité.

**T.O.R.** ou **TOR** : Acronyme pour “Tout Ou Rien”. Un appareil TOR ne possède qu'un nombre fini d'états (contrairement à un appareil à commande proportionnelle).

# G -SYMBOLES NORMALISES

## Avertissement:

Il ne s'agit pas de l'intégralité de la norme dans ce domaine, laquelle décrit de façon formelle la règle d'exécution des schémas hydrauliques (et pneumatiques). Ce sont des extraits des parties essentielles nécessaires au débutant en hydraulique pour l'exécution de schémas. Pour des renseignements plus précis, reprendre les normes référencées en début d'ouvrage.

Il sera bon de considérer également que les symboles utilisés dans l'industrie peuvent présenter quelques différences. Cependant il y a toujours une logique dans la représentation des fonctions hydrauliques, on pourra donc toujours se ramener à un symbole normalisé.

***La compréhension des fonctions en hydraulique est donc  
prépondérante sur la représentation .***

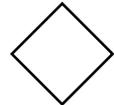
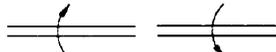
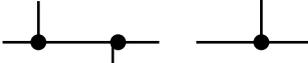
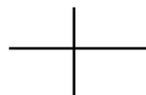
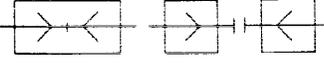
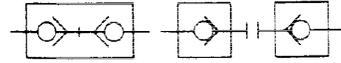
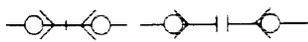
## Introduction générale:

Les symboles pour composants des transmissions hydrauliques doivent être composés des symboles de base et des signes de fonctions contenus dans la norme ISO 1219.

## Règles générales:

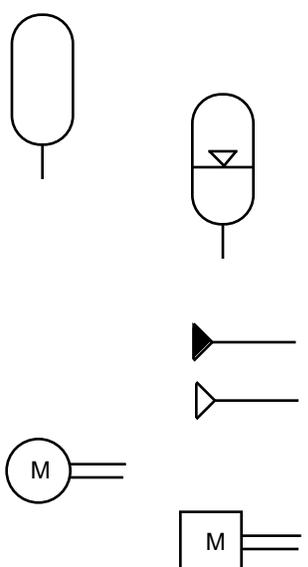
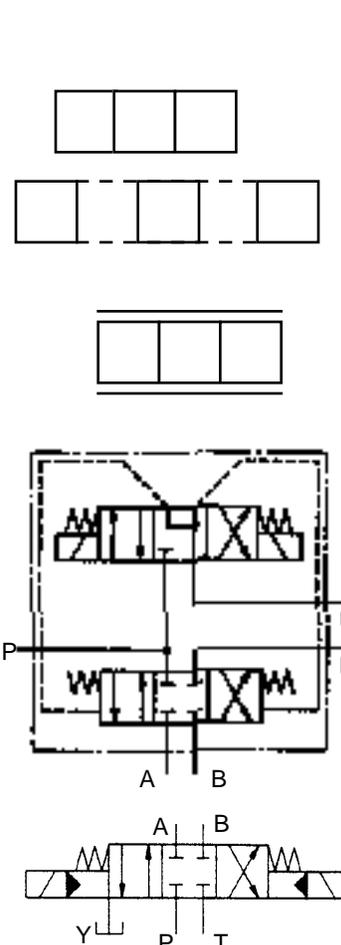
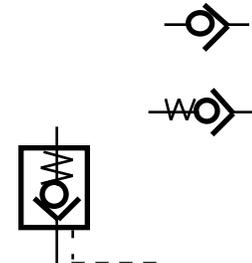
- Un symbole représente une fonction, un mode de fonctionnement ou un mode de raccordement extérieur.
- Un symbole ne vise pas à une représentation exacte d'un organe.
- L'élaboration de symboles représentant des fonctions plus complexes doit se faire par combinaison des symboles de base et des signes de fonctions conformément aux règles données par l' ISO 1219.
- S'il n'est pas inclus dans un schéma, le symbole doit représenter la fonction normale, en position de repos ou neutre.
- Les symboles indiquent la présence de raccords extérieurs, mais il n'est pas nécessaire de représenter leur emplacement exact.
- Les lettres éventuellement représentées sont purement des marques et ne décrivent pas les paramètres ou les valeurs des paramètres.
- Les symboles fonctionnels peuvent être représentés suivant n'importe quelle orientation sans que leur sens en soit affecté. Il est préférable de choisir des incréments de 90°.
- Lorsqu'un seul bloc ou une seule unité de montage réunit deux symboles ou plus, ces symboles doivent être entourés d'un trait mixte fin.

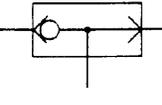
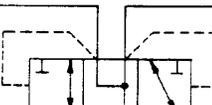
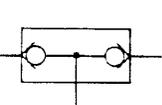
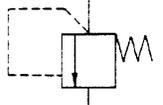
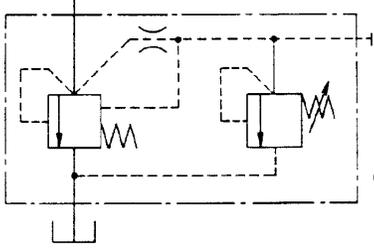
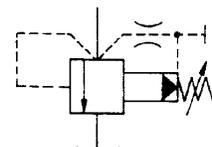
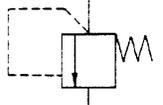
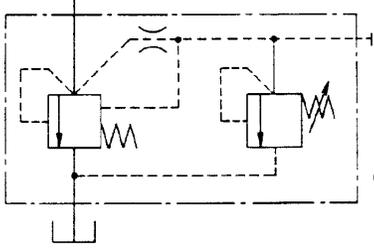
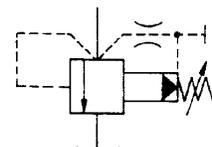
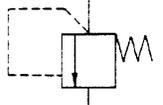
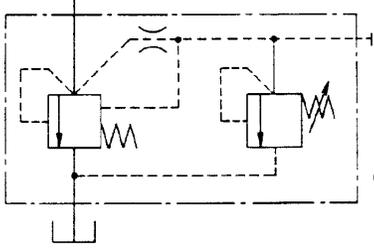
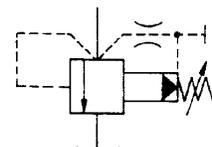
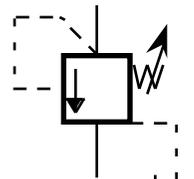
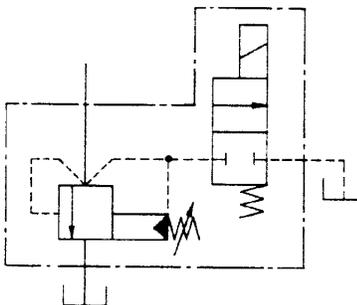
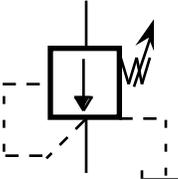
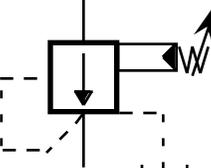
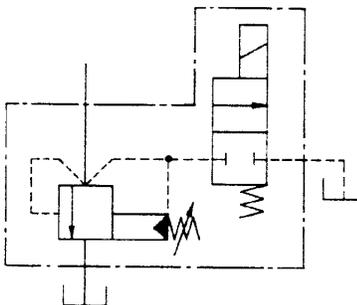
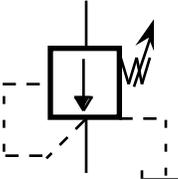
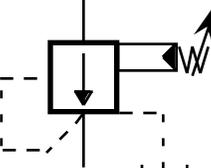
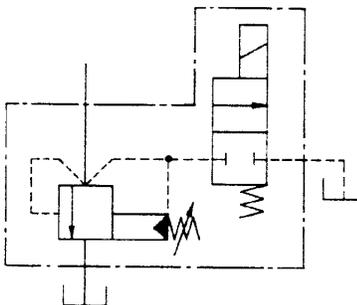
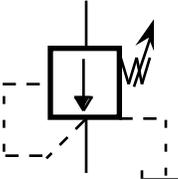
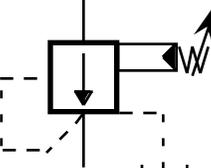
Ci-après, 7 planches de symboles pour schémas hydrauliques.

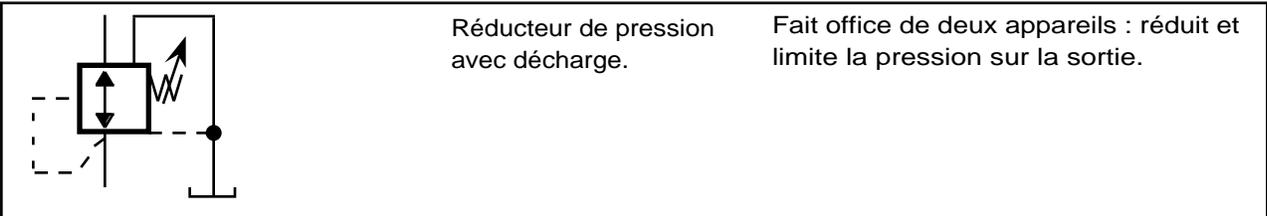
	Trait continu	Conduite travail, d'alimentation de pilotage, de retour ...
	Trait interrompu	Conduite de pilotage (commande), drains, de purge, de décharge ...
	Trait mixte	Réunion de plusieurs fonctions dans une même unité de montage.
	Trait double	Liaisons mécaniques.
	Cercles ≠ diamètres	Appareils de transformation de l'énergie (pompes, moteurs). Appareils de mesure (plus petit Ø).
	Demi-cercle	Moteur ou pompe à angle de rotation limité.
	Carré avec connexions perpendiculaires aux cotés.	Organes de commande. Moteur d'entraînement autre qu'électrique.
	Carré sur pointe avec connexions aux angles.	Appareils de conditionnement (filtre, échangeur de chaleur, séparateur ...).
	Demi-rectangle.	Réservoir ou bêche.
	Capsule	Réservoir sous pression.
	Triangle : plein / vide	Sens de l'énergie transmise : hydraulique / pneumatique.
	Flèche droite ou oblique.	Mouvements rectilignes, sens du flux dans les appareils, possibilité de réglage d'un appareil (oblique).
	Flèche incurvée.	Mouvement rotatif, la flèche est supposée se trouver devant l'arbre pour indiquer le sens.
	Raccordements.	
	Croisement.	Sans connexion.
	Conduite flexible.	Ex. tuyau reliant des éléments mobiles.
	Raccord rapide auto-obturant :	Généralement, raccordement de conduites souples.
	- sans clapet de non retour ouvert mécaniquement	L'ancien symbole excluait le rectangle et se rencontre fréquemment (ex ci-dessous).
accouplé      désaccouplé		
	- avec clapet de non retour ouvert mécaniquement	
accouplé      désaccouplé		

	<p>Commandes : (électriques, hydrauliques, mécaniques ...).</p> <p>Dispositif de maintien en position.</p>	<p>Les symboles des commandes peuvent être placés en n'importe quel endroit de l'extrémité du rectangle représentant l'appareil. Les flèches des unités variables peuvent être prolongées et incurvées pour incorporer les éléments de commande.</p> <p>Ou indexage (pour effort limité).</p>
	<p>Commande manuelle :</p> <p>Bouton poussoir.</p> <p>Bouton tirette.</p> <p>Levier.</p> <p>Pédale.</p>	<p>Sans indication du mode de commande.</p>
	<p>Commande mécanique :</p> <p>Poussoir.</p> <p>Galet.</p>	
	<p>Commande électrique.</p>	<p>A un enroulement.</p>
	<p>Commande par apport ou baisse de la pression :</p> <p>Par pression.</p> <p>Par aires d'influence opposées.</p> <p>Voie intérieure de commande.</p> <p>Voie extérieure de commande.</p> <p>Commande à un étage de pilotage, par apport de pression.</p> <p>Commande à un étage de pilotage, par baisse de pression.</p>	<p>Apport ou chute de pression.</p> <p>Le rapport des aires peut être indiqué.</p> <p>La voie de commande est raccordée à l'intérieur de l'appareil.</p> <p>La voie de commande est raccordée à l'extérieur de l'appareil.</p> <p>Ce type de commande indique la présence d'un organe de pilotage (distributeur, tiroir ...).</p>

	<p>Commande bi-étagée:  - électroaimant et pilote hydraulique.</p> <p>- pilotage pneumatique et puis pilotage hydraulique</p> <p>Commande bi-étagée.</p>	<p>Avec alimentation externe de pilotage.</p> <p>Alimentation interne de pilotage, retour externe de pilotage.</p> <p>Distributeur principal centré par ressorts, alimentation et retour de pilotage externes.</p>
	<p>Rétroaction externe.</p> <p>Rétroaction interne. Liaison mécanique.</p>	<p>On compare la valeur requise et la valeur mesurée de la grandeur commandée à l'extérieur de l'appareil.</p> <p>Asservissement à liaison. On compare la valeur requise et la valeur mesurée de la grandeur commandée à l'intérieur de l'appareil.</p>
	<p>Appareils de transformation d'énergie :</p> <p>Pompes hydrauliques :</p> <p>Moteurs hydrauliques :</p> <p>Variateur hydraulique.</p> <p>Vérin double effet.</p> <p>Vérin double effet et double tige.</p> <p>Vérin double effet amorti.</p> <p>Echangeur de pression.</p> <p>Multiplicateur de pression.</p>	<p>A : pompe un sens de flux à cylindrée fixe.</p> <p>B : moteur un sens de flux à cylindrée fixe.</p> <p>C : pompe un sens de flux cylindrée variable.</p> <p>D : moteur deux sens de flux (et deux sens de rotation) à cylindrée fixe à drain externe.</p> <p>Variateur à un sens de rotation.</p> <p>Amortissements en fin de course des deux cotés, réglables.</p> <p>Convertit la pression pneumatique en une pression hydraulique identique.</p> <p>La pression pneumatique est transformée en pression hydraulique plus importante.</p>

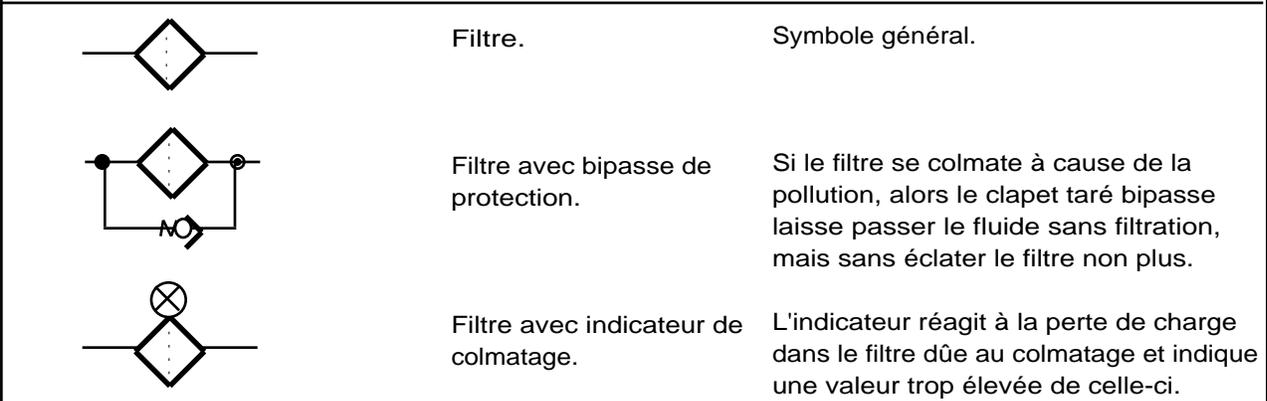
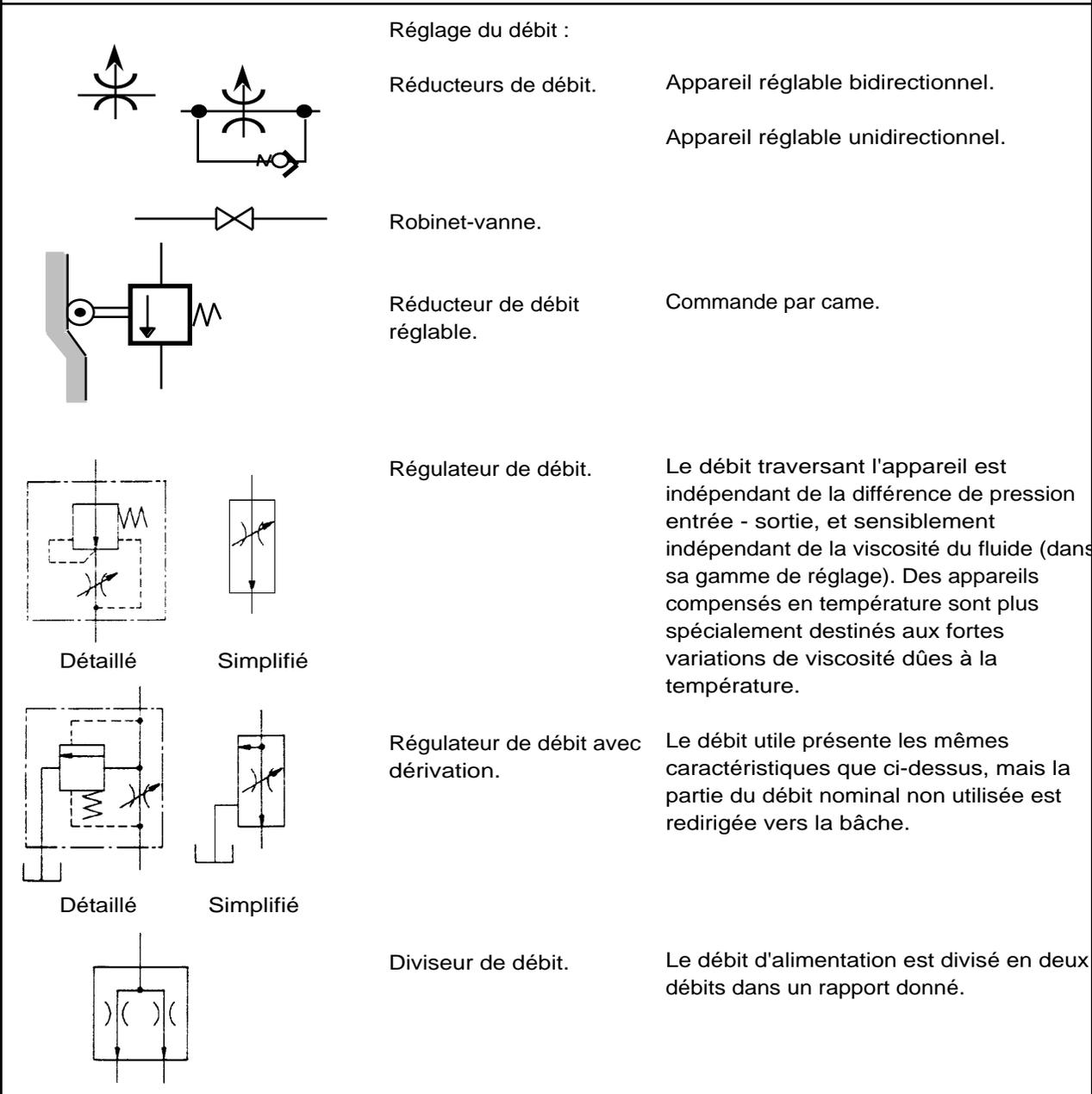
	<p>Conservation de l'énergie :</p> <p>Accumulateur. Sans indication de la nature de la charge.</p> <p>Accumulateur hydro-pneumatique. Le fluide est maintenu sous pression par un gaz comprimé.</p> <p>Sources d'énergie :</p> <p>Energie hydraulique. Symbole général simplifié.</p> <p>Energie pneumatique. Symbole général simplifié.</p> <p>Moteur électrique. (Symbole de la CEI 617).</p> <p>Entraînement non électrique.</p>
	<p>Distribution et régulation de l'énergie :</p> <p>3 positions. Les symboles des éléments se composent d'un certain nombre de cases dessinées les unes à côté des autres. Les positions intermédiaires de passages peuvent être indiquées par des cases en traits interrompus.</p> <p>3 positions + passages. Les raccordements se représentent sur une seule case, celle de "repos" ou stable si elle existe.</p> <p>1 position centrale, 2 positions extrêmes, <math>\infty</math> de positions intermédiaires. Les appareils à un nombre infini de positions intermédiaires de passage, correspondant à des degrés variables d'étranglement, sont représentés avec deux traits additionnels sur toute la longueur du symbole.</p> <p>Distributeur 4/3 à un étage de pilotage. Symbolisation détaillée. Etage de pilotage : 4/3 centrage par ressorts, commande électrique (deux électroaimants agissant en sens contraire, retour de pilotage externe). Etage principal (puissance) : 4/3 centrage par ressorts, commandé par pression.</p> <p>Distributeur 4/3 à un étage de pilotage. Symbolisation simplifiée. Idem. Les ressorts de centrage et les fonctions du distributeur pilote ne sont pas représentés sur la représentation simplifiée.</p>
	<p>Clapet de non-retour. Sans ressort.</p> <p>Clapet de non-retour avec ressort. Avec ressort, maintient une perte de charge correspondant au tarage du ressort.</p> <p>Clapet de non-retour piloté. Le pilotage permet d'ouvrir (déverrouiller) le clapet.</p>

 <p>détaillé</p>	 <p>simplifié</p>	<p>Sélecteur de circuit.</p>	<p>L'orifice mis sous pression est relié automatiquement avec la sortie pendant que l'autre entrée est fermée.</p>									
 <p>détaillé</p>	 <p>simplifié</p>	<p>Sélecteur prioritaire.</p>	<p>L'orifice de sortie n'est sous pression que si les deux entrées le sont.</p>									
<table border="0"> <tr> <td data-bbox="116 462 584 588">  </td> <td data-bbox="584 462 893 588"> <p>Limiteur de pression à un seul étage.</p> </td> <td data-bbox="893 462 1385 588"></td> </tr> <tr> <td data-bbox="116 588 584 976">  <p>détaillé</p> </td> <td data-bbox="584 588 893 976"> <p>Limiteur de pression à deux étages (ou piloté).</p> </td> <td data-bbox="893 588 1385 976"> <p>Avec prévision d'une commande à distance (pour la décharge d'une pompe, par exemple).</p> </td> </tr> <tr> <td data-bbox="584 756 893 976">  <p>simplifié</p> </td> <td data-bbox="893 756 1385 976"></td> <td data-bbox="893 756 1385 976"></td> </tr> </table>					<p>Limiteur de pression à un seul étage.</p>		 <p>détaillé</p>	<p>Limiteur de pression à deux étages (ou piloté).</p>	<p>Avec prévision d'une commande à distance (pour la décharge d'une pompe, par exemple).</p>	 <p>simplifié</p>		
	<p>Limiteur de pression à un seul étage.</p>											
 <p>détaillé</p>	<p>Limiteur de pression à deux étages (ou piloté).</p>	<p>Avec prévision d'une commande à distance (pour la décharge d'une pompe, par exemple).</p>										
 <p>simplifié</p>												
	<p>Soupape (ou valve) de séquence.</p>											
<table border="0"> <tr> <td data-bbox="116 1197 584 1554">  </td> <td data-bbox="584 1197 893 1554"> <p>Limiteur de pression à commande électrique.</p> </td> <td data-bbox="893 1197 1385 1554"> <p>Permet lors de la commande de transformer le limiteur de pression en organe de décharge (pour mettre la pompe à la bêche par exemple). Cela permet d'éviter l'emploi d'un distributeur de décharge de forte taille.</p> </td> </tr> <tr> <td data-bbox="116 1554 584 1785">  </td> <td data-bbox="584 1554 893 1785"> <p>Réducteur de pression.</p> </td> <td data-bbox="893 1554 1385 1785"> <p>Un seul étage à réglage par ressort.</p> </td> </tr> <tr> <td data-bbox="116 1785 584 2001">  </td> <td data-bbox="584 1785 893 2001"> <p>Réducteur de pression piloté.</p> </td> <td data-bbox="893 1785 1385 2001"> <p>A réglage par ressort, pilotage hydraulique.</p> </td> </tr> </table>					<p>Limiteur de pression à commande électrique.</p>	<p>Permet lors de la commande de transformer le limiteur de pression en organe de décharge (pour mettre la pompe à la bêche par exemple). Cela permet d'éviter l'emploi d'un distributeur de décharge de forte taille.</p>		<p>Réducteur de pression.</p>	<p>Un seul étage à réglage par ressort.</p>		<p>Réducteur de pression piloté.</p>	<p>A réglage par ressort, pilotage hydraulique.</p>
	<p>Limiteur de pression à commande électrique.</p>	<p>Permet lors de la commande de transformer le limiteur de pression en organe de décharge (pour mettre la pompe à la bêche par exemple). Cela permet d'éviter l'emploi d'un distributeur de décharge de forte taille.</p>										
	<p>Réducteur de pression.</p>	<p>Un seul étage à réglage par ressort.</p>										
	<p>Réducteur de pression piloté.</p>	<p>A réglage par ressort, pilotage hydraulique.</p>										



Réducteur de pression avec décharge.

Fait office de deux appareils : réduit et limite la pression sur la sortie.





## HYDRAULIQUE INDUSTRIELLE



Hypertexte HTML

J.J.VEUX



	Purgeur à commande manuelle.	
	Purgeur automatique.	
	Refroidisseur.	Sans indication du fluide caloporteur.
	Refroidisseur.	Avec indication du fluide caloporteur.
	Réchauffeur.	
	Régulateur de température.	Peut ajouter ou retirer de la chaleur.
	Indicateur de pression.	
	Manomètre.	Donne la valeur de la pression par rapport à la pression ambiante (P atmosphérique).
	Manomètre différentiel.	Donne la différence de pression entre deux canalisations.
	Indicateur de niveau (limnimètre).	En position verticale seulement.
	Thermomètre.	
	Indicateur de débit.	
	Débimètre.	
	Compteur totalisateur.	
	Tachymètre.	Mesurage de la fréquence de rotation.
	Mesureur de couple.	Mesurage du couple de torsion sur un arbre.
	Contact à pression.	Emet un signal électrique à une pression prééglée. Un contact à trois plots (NO + NF) peut être représenté.
	Capteur de pression analogique.	Emet un signal électrique en analogie avec la pression d'entrée.

## Remerciements & documentations

L'auteur remercie les sociétés:

- **DANFOSS**

7 avenue Roger Hennequin - BP 58 - 79193 TRAPPES cedex

Moteurs hydrauliques - série OMP  
Composants hydrauliques de direction

- **MANNESMANN REXROTH**

91 boulevard Joliot-Curie - 69634 VENISSIEUX cedex

Composants hydrauliques  
Composants hyd. et électroniques pour systèmes proportionnels ...  
Notices techniques

---

### CDROM complémentaire à cet ouvrage

Un CDROM multimédia a été développé à la suite de cet ouvrage. Il permet une consultation conviviale sur ordinateur, grâce à la souris et aux liens hypertextes.

Contenu:

- Tout le contenu du livre + beaucoup de chapitres complémentaires.
- Une grande quantité d'illustrations supplémentaires, en couleurs, des photos, des planches pour réaliser des transparents...
- Des animations permettant une meilleure compréhension de certains composants.
- Une bibliothèque de sujets.
- Une liste d'adresses Internet (relatifs à l'hydraulique) directement utilisables (avec connexion!), mises à jour sur un site accessible à partir du CDROM.

Caractéristiques:

Ecrit en langage HTML, il se consulte avec n'importe quel navigateur Internet récent. Il est également multi plate-formes (PC, MAC, Unix ...). Il comporte des médias (sons, vidéos ...).

Renseignements et commande: Voir coordonnées en page de garde.