MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE FERHAT ABBAS – SETIF
UFAS (ALGERIE)

MEMOIRE

Présenté à la faculté des sciences de l'ingénieur
Département d'optique et mécanique de précision
Pour l'obtention du diplôme de

MAGISTER

Option : Optique et mécanique de précision

Par

Mr. GUELALTA AMAR

THEME

Synchronisation des actionnaires hydropneumatiques

Soutenu le : devant la commission d'examen :

BOUZID Djamel	Prof	à l'université de Sétif	Président
ZEGADI Rabah	Prof	à l'université de Sétif	Rapporteur
BELHATTAB Nacereddine	M.C	à l'université de Sétif	Co-Rapporteur
AYADI Khaled	M.C	à l'université de Sétif	Examinateur
DJEDOU Ferhat	C.C	à l'université de Sétif	Invité

Remerciement

A cette occasion j'exprime ma gratitude à Mr. R. Zegadi et Mr. N. Belhattab pour leur aide et leurs conseils pour effectuer ce travail.

Je tiens à remercier : les membres de jury d'avoir accepté de juger ce travail.

Je remercie ainsi toutes les personnes qui m'ont aidée dans ce travail.

Sommaire

Pages

Introduction et historique……...01
But…….……02
Organisation de la thèse……02
Historique……...03

CHAPITRE I : Caractéristiques des fluides et éléments de commande.

I.1. Caractéristique et propriétés des fluides…… 04
I.1.1. Masse volumique……...04
I.1.1.1. Influence de la température sur la masse volumique……05
I.1.1.2. Influence de la pression sur la masse volumique……...05
I.1.2. Viscosité dynamique…… 06
I.1.3. Viscosité cinématique……07
I.1.4. Point critique…… 07
I.1.5. Compressibilité……..09
I.1.6. Désaération…… 10
I.1.7. Résistance aux cisaillements…… 10
I.1.8. Filtrabilité…….. 11
I.1.9. Propriété aintiusure……11
I.2. Types de commandes ……... 12
I.2.1 Commande mécanique……... 12
I.2.1.1. Avantages……..……12
I.2.1.2. Inconvénients…… 12
I.2.2 Commande électrique……..……...13
I.2.2.1. Avantages……...13
I.2.2.2. Inconvénients…… 13
I.2.3. Commande hydraulique…… 13
I.2.3.1. Avantages……...13
2.3.2. Inconvénients……13
I.2.4. Commande pneumatique ……..14
I.2.4.1. Avantages……...14
I.2.4.2. Inconvénients…….…… 14
I.3. Eléments de commande hydraulique……...14
I.3.1. Pompes…….. 14
I.3.2.1. Pompe à piston……... 14
I.3.2. Actionnaires…….. 15

I.3.2.1. Vérins……15
I.3.2.2 Moteurs rotatifs……...16
I.4. Eléments de régulation……..16
I.4.1. Distributeurs-amplificateurs……..16
I.4.2. Régulateurs (relais)……... 17
I.4.3. Diviseur de débit……... 18
I.5. Circuits hydrauliques……... 19
I.5.1. Circuit fermé……. 19
I.5.2. Circuit ouvert…… 19
Conclusion…… 21

CHAPITRE II *:* Cahier de charges et donnés de base

II.1. Cahier des charges et donnés de base…… 22
II.2. Constituant de la commande…….. 22
II.3. Principe de la commande…… 24
II.4. Schéma bloc de la commande…… 26
Conclusion…….. 26

CHAPITRE III : Modélisation du système.

III.1. Elaboration du modèle mathématique……27
III.1.1. Calcul de l'effort de coupe exercé par l'outil sur la pièce au tournage……. 28
III.2. Calcule des gains de la commande……29
III.2.1. Calcul de gain du distributeur $\mathbf{G_2}$……...29
III.2.1.1. Forces exercées sur un distributeur hydraulique……29
III.2.2. Calcul du gain de vérin $\mathbf{G_3}$……34
III.2.2.1. Etude analytique du fonctionnement……...34
III.2.2.2.Déplacement du vérin…….. 35
III.2.2.3. Fonctionnement dynamique……36
III.2.3. Calcul du gain du correcteur $\mathbf{G_4}$……42
III.2.4. Calcul du gain du capteur $\mathbf{G_5}$ …… 43
III.2.5. Calcul du gain du de l'amplification de distributeur $\mathbf{G_1}$……43
III.3. Schéma bloc du système……44
III.3.1. Schéma bloc du système sans correcteur……... 44
III.3.2. Schéma bloc du système avec correcteur……...45
III.4. Calcule de la fonction de transfert de la commande……... 45
III.4.1. Fonction de transfert de la boucle sans correcteur…… 45
III.4.2. Fonction de transfert de la Boucle avec correcteur……..46
Conclusion…… 47

CHAPITRE IV : Analyse du système et stabilité.

IV.1. Analyse du système……48
IV.1.1. Analyse du système sans correcteur……..48
IV.1.2. Analyse du système avec correcteur…….. 49
IV.2. Etude de la stabilité…… 51
IV.2.1. Stabilité analytique…….51
IV.2.1.1. Stabilité du système sans correcteur……52
IV.2.2.2. Stabilité du système avec correcteur……...52
IV.3. Etude de la précision…….. 53
IV.4. Calcul de la rapidité de réponse……... 54
Conclusion……..54
Conclusion générale……..55
Bibliographie……..…… 56

Notations utilisés dans ce mémoire

A	surface du vérin	m^2 [cm^2, mm^2]
A_c	surface du copeau	m^2 [cm^2, mm^2]
C_1	coefficient dépendant du matériau	N/mm^2
D	diamètre du piston du vérin	m [cm, mm]
d	diamètre de la tige du vérin	m [cm, mm]
e	épaisseur du coupeau	mm
F	force	N [kN]
F_c	force de coupe	N [kN]
f	effort spécifique de coupe	N/mm^2
K	module de compressibilité	bar [N/m^2]
L	longueur du tiroir	mm
l	longueur du copeau	mm
M	masse de l'élément mobile	Kg
mg	marge de gain	
$m\varphi$	marge de phase	
n	nombre de môles	-
p_s	pression de service	bar [N/m^2]
p	profondeur de passe	mm
Q (q)	débit d'un fluide	m^3/s [cm^3/min]
R	Constante des gaz parfaits	$bar.m^3/°K$
S	opérateur de Laplace	-
T	température	°K
t_r	temps de réponse	s
V	volume	m^3 [cm^3, l]
v_2	vitesse du fluide	m/s
z	hauteur	m [cm, mm]
α	gain du distributeur	-
α	coefficient de dilatation	$°C^{-1}$
β	coefficient de compressibilité	m^2/N [bar^{-1}]
γ	angle de coupe de l'outil	rd
μ	viscosité dynamique	pa.s
ν	viscosité cinématique	m^2/s [st]
ρ	masse volumique	kg/m^3
Δp	chute de pression	N/m^2 [bar]
θ	angle d'ouverture de distributeur	rd
Π	pression	N/m^2 [bar]
σ	ouverture du distributeur	mm
ω	longueur développée de l'ouverture	mm
ω_c	pulsation de coupure	Hz [s^{-1}]
Ω	pulsation propre du vérin	Hz [s^{-1}]

Introduction générale

Dans les machines-outils automatiques et les lignes de transfert avec robots industriels, ainsi que les machines à recopier, les commandes hydropneumatiques à commande programmable. Des dispositifs d'exécution ou organes de travail exécutant des cycles répétés des mouvements de va et vient ou rotatif, sont largement utilisées en dépendance de l'exécution du cycle et des exigences technologiques du processus de travail. Les commandes hydropneumatiques doivent assurer le positionnement ainsi que la régulation de la vitesse de travail et des efforts développés ainsi que :

- ✓ Le freinage précis, les fins de course et les organes de fixation seront installés dans au moins 2 positions selon les limites du déplacement.

- ✓ La productivité demandée du matériel technologique de déplacement ou de rotation des organes d'exécution doit avoir un temps minimal (régulation de la vitesse du mouvement), un rendement maximal et une bonne fonctionnalité avec une exploitation rationnelle.

A l'heure actuelle les systèmes hydropneumatiques les plus utilisés sont à commande programmable (M.O.C.N). Les possibilités fonctionnelles de la partie opérative dépendent du type du système de commande choisie nécessaire pour les opérations technologiques avec la mise en place d'une de ces machines.

La synchronisation c'est la combinaison des mouvements de deux actionnaires hydropneumatique, dans notre cas c'est le vérin et le palpeur.

Chaque machine à commande automatique comporte deux parties :

- ✓ Partie opérative : Egalement appelée « partie d'execution » ; elle comporte les actionneurs et les éléments fonctionnels (éléments mécaniques, outillages,….) qui agissent sur le processus automatisé.

- ✓ Partie commande : Elle coordonne les actions de la partie opérative, en lui envoyant les ordres de commande pour le cycle voulu, et en recevant en retour les informations sur la valeur des grandaires projetées.

Essentielle pour une bonne pratique de l'automatisation industrielle, cette distinction doit être faite à toutes les étapes de l'automatisation : conception, réalisation, dépannages,…

But :

Le but de ce travail consiste essentiellement à établir un modèle mathématique du système de copiage, sur un tour dont les commandes des mouvements transversal et longitudinal sont assurées par des vérins hydrauliques. Notre étude se consacre à l'établissement d'un modèle de l'avance transversale, et de l'étudier du point de vue stabilité, rapidité et précision.

Organisation de la thèse :

Ce mémoire est organisé de la façon suivante, il comporte quatre chapitres :

Dans le 1er chapitre nous allons citer les propriétés des fluides et leurs caractéristiques, les différents types de commandes utilisées, les organes essentiels de la commande hydraulique et enfin les différents types de circuit hydraulique, et les accessoires de ligne.

Le 2eme chapitre est consacré au cahier de charge de notre travail, le schéma de la commande et le schéma de principe du copiage avec le correcteur

Le 3eme chapitre est consacré au modèle mathématique de la commande et de ces éléments tel que le vérin, le distributeur, le capteur et le correcteur.

Dans le 4eme chapitre nous allons étudier les fonctions de transfert de la commande sans et avec correcteur en justifiant les données du cahier de charge proposé.

Historique : [25]

L'origine des machines modernes comportant des systèmes hydrauliques est généralement associée à deux grands noms : B. Pascal et J. Bramah.

B. Pascal (1623-1662). Physicien et mathématicien français. On lui doit le principe de l'égalité des pressions. Selon ce principe, sur lequel est fondée notre étude, la pression d'un fluide au repos dans un vase clos est intégralement transmise dans toutes les directions et exerce des forces égales sur des surfaces égales du récipient.

J. Bramah (1749-1814). Mécanicien britannique. Grâces à sa découverte du cuir embouti, il réalise en 1795 la première presse hydraulique, presse qu'avait imaginée B. Pascal cent cinquante ans plus tôt .

Cependant, au cours des siècles, beaucoup d'autres inventeurs et scientifiques ont contribué de façon significative à la mise au point et au perfectionnement des systèmes hydrauliques.

Chapitre I

Caractéristiques des fluides et éléments de commande.

I.1 Caractéristique et propriétés des fluides :

I.1.1. Masse volumique : [16]

La masse volumique peut paraître, à première vue un facteur secondaire que l'on peut accepter tel qu'il est. En fait, ce serait une erreur d'en négliger l'importance pour deux raisons :

- ✓ Le facteur masse, qui est essentiel pour l'automobile et l'aéronautique.
- ✓ Le facteur énergétique pour les circuits hydrauliques de faible volume.

La masse volumique des huiles hydrauliques varie dans assez grandes proportions, pratiquement de 800 Kg/m^3 pour les poly-α-oléfines les plus faibles à prés de $2x10^3$ Kg/m^3 pour les perfluoroalkyléthers.

La masse volumique des différentes huiles est représentée dans le tableau 1, les fiches techniques des fournisseurs précisent la masse ρ à 15 °C et 1 bar.

Tableau 1. masse volumique ρ des principales huiles à 15 °C

Type d'huile	ρ (Kg/m^3)
Huile minérale utilisée en aéronautique	860 - 900
Huile pour automobiles	900
Huile à base minérale semi-synthétique ou synthétique classique	850 – 920
Huile synthèse de type polyglycol	1000
Fluides synthétiques difficilement inflammables	>1000

I.1.1.1 Influence de la température sur la masse volumique ρ :

La variation du volume est reliée à la variation de la température ΔT par la relation.

$$\Delta V = V \alpha \Delta T \qquad (01)$$

On peut adopter comme coefficient moyen α de dilatation des huiles minérales la valeur.

$$\alpha = 7 \times 10^{-4} \, {}^{o}C^{-1} \qquad (02)$$

Sous la pression atmosphérique normale et à la température T°. la masse volumique ρ est:

$$\rho = \frac{\rho_{15}}{1 + \alpha (T - 15)} \qquad (03)$$

avec ρ_{15} masse volumique à 15 °C.

La figure 1 matérialise graphiquement la variation de la masse volumique ρ en fonction de la température.

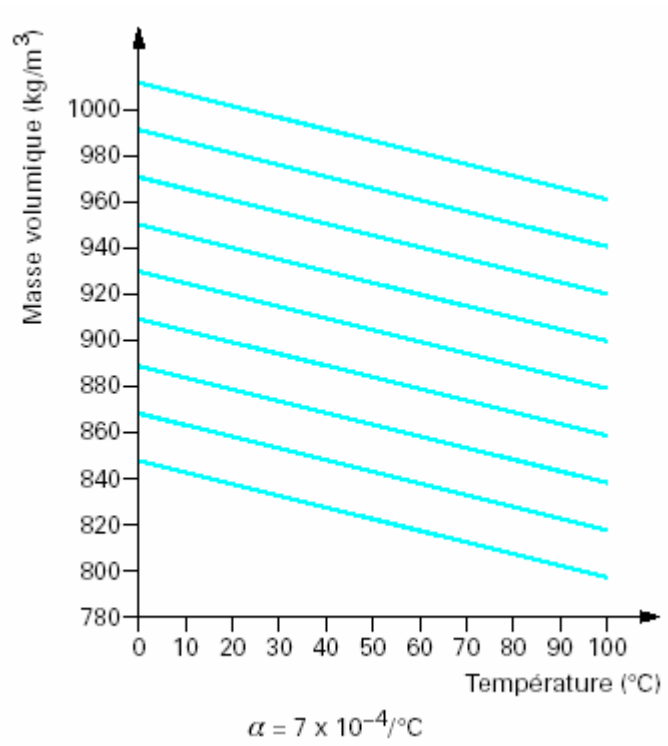


Fig. 1. Variation de la masse volumique d'un fluide avec la température [16]

I.1.1.2. Influence de la pression sur la masse volumique ρ :

La compressibilité des huiles minérales pures est faible ; cependant elle ne peut être négligée dans les applications à haute pression. Lorsqu'une huile minérale est

mise sous pression à température constante, la diminution du volume est liée à l'augmentation de la pression, par la relation.

$$\Delta V = V \beta \Delta p \qquad (04)$$

avec β : coefficient de compressibilité.

On définit également le module de compressibilité par le rapport.

$$K = \frac{1}{\beta} \qquad (05)$$

La masse volumique ρ varie suivant la relation :

$$\rho = \frac{\rho_{15}}{1 - \beta \alpha p} \qquad (06)$$

La figure 2. représente la variation de la masse volumique " ρ " en fonction de la pression pour différentes températures.

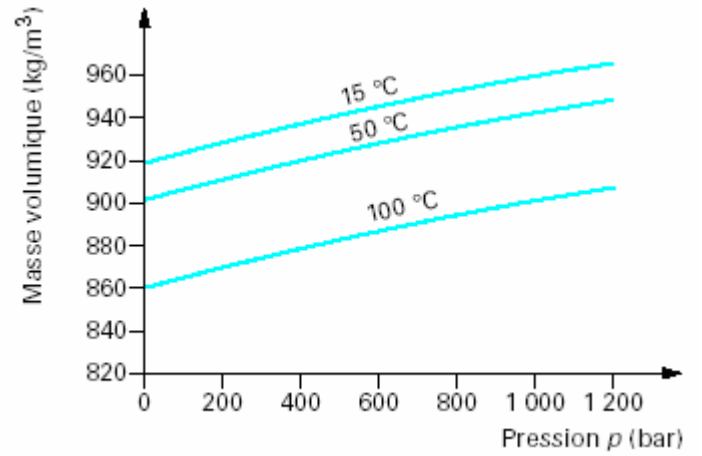


Fig. 2 Variation de la masse volumique d'un fluide avec la pression. [16]

I.1.2 <u>Viscosité dynamique</u>: [19]

On considère un fluide, figure. 3 dont les couches se déplacent à une vitesse "v" dans la direction ox fonction de la hauteur z ; on admet que la force $\vec{F}$ exercée par une couche $abcd$ sur une couche intermédiaire inférieur $a'b'c'd'$ est de la forme.

$$F = \mu A \frac{dv}{dz} \qquad (07)$$

μ : viscosité dynamique du fluide [cSt] ; (cSt : centiStocks)

A : section de la couche considérée [cm^2] ;

dv/dz : gradient de vitesse.

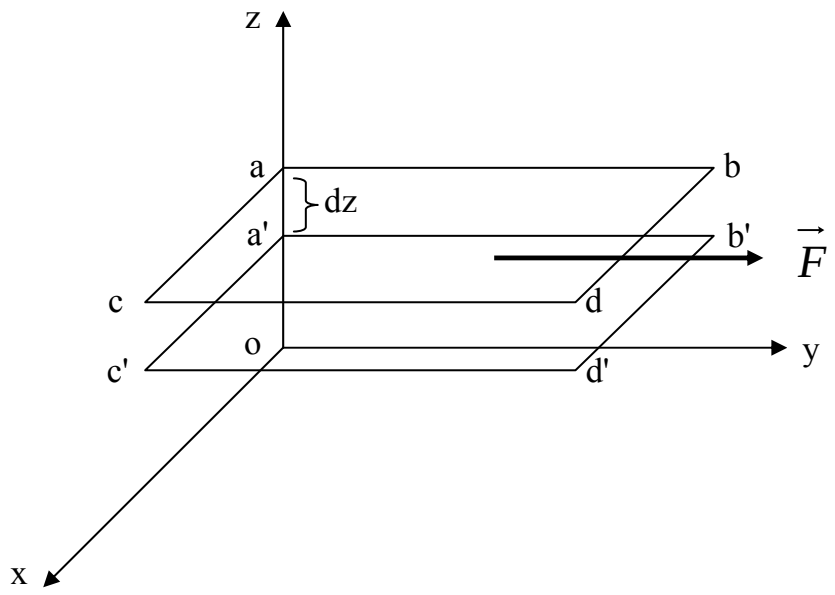


Fig.3 Fluide en mouvement [19]

I.1.3. Viscosité cinématique : [22]

On désigne par viscosité cinématique le rapport

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\text{viscosité dynamique}}{\text{mase volumique}} \qquad (08)$$

I.1.4. Point critique : [21]

La figure 4 représente l'évolution isotherme de trois parties d'un fluide.

- ✓ Pour la faible pression, la partie (BB') ressemble à une hyperbole équilatère suivant d'assez loin l'équation d'état des gaz parfaits.

$$p = nR\,\frac{T}{V} \qquad (09)$$

Ou :

R : Constante des gaz parfaits en bar.m^3/°K;
n : nombre de môles;
T : température en °K ;
p : pression en pascal ;
V : volume en m^3:

- ✓ Pour les fortes pressions, le fluide est incompressible puisque la courbe (AA') est presque verticale, cette partie du graphe correspond à la phase liquide.

- ✓ Entre ces deux courbes il y a un palier horizontal (AB) qui correspond à l'état liquide-vapeur, il est important de noter que, pour ce palier, l'isotherme et l'isobare sont confondues.

Si on recommence cette expérience pour une température T° légèrement supérieure à la précédente, on constate que le volume massique **(V')** en équilibre avec sa vapeur augmente alors que le volume massique **(V')** de la vapeur saturante diminue. (Le volume massique : le volume d'un kg d'un fluide). [21]

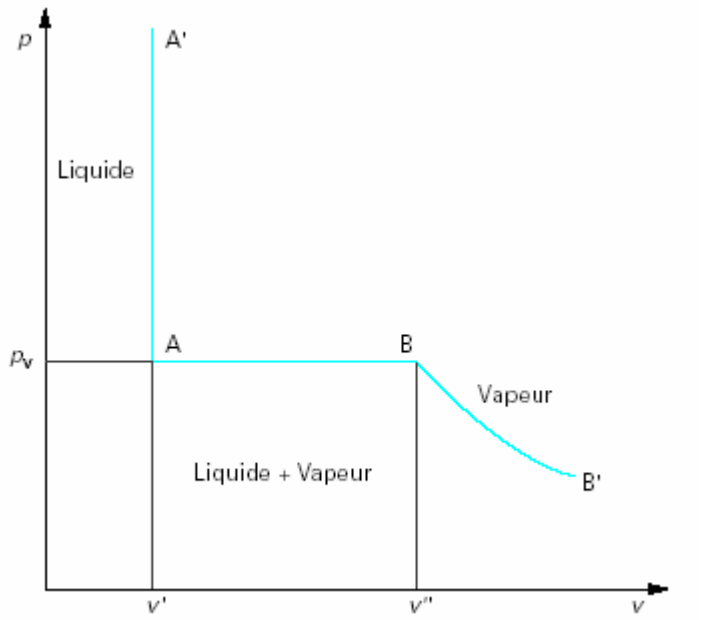


Fig. 4 Evaluation isotherme d'un fluide [21]

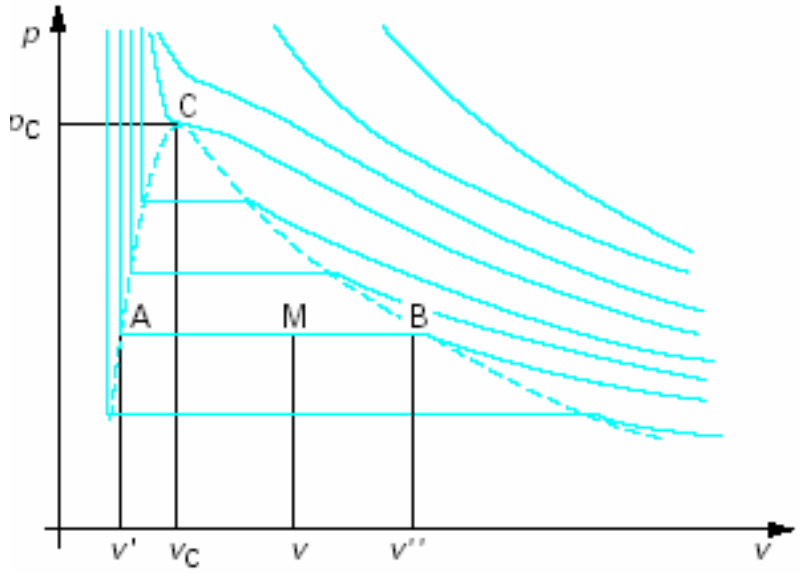


Fig. 5 Isothermes d'Andrews [21]

Comme le montre la figure 5 donnant les isothermes d'Andrews, le palier horizontal sera d'autant plus faible que la température est plus élevée, ce palier caractérisé par **(V" -V')** s'annule au point **"C"** que l'on appelle point critique.

La température, la pression, et le volume au point critique sont respectivement désignés par la température critique "$\mathbf{T_c}$", pression critique"$\mathbf{p_c}$" et volume critique "$\mathbf{V_c}$".

Puisque en "C" le palier disparaît, l'isotherme $\mathbf{T_c}$ pressente un point d'inflexion qui se traduit évidemment dans le diagramme par :

$$\left(\frac{\partial p}{\partial V}\right)_T = 0 \qquad \text{et} \qquad \left(\frac{\partial^2 p}{\partial V^2}\right)_T = 0 \qquad (10)$$

Pour des températures supérieures à la température critique $\mathbf{T_c}$, les isothermes ne présentent plus de palier de liquéfaction et nous avons :

$$\left(\frac{\partial p}{\partial V}\right)_T \langle 0 \qquad (11)$$

Pour chaque gaz, il existe une température critique au-dessus de laquelle il est impossible d'observer une liquéfaction.

On donne souvent le non de **vapeur sèche** à l'état gazeux (en l'absence de liquide) pour des températures inférieures à la température critique $\mathbf{T_c}$, alors que l'appellation de vapeur est en équilibre avec le liquide.

Les lieux des extrémités des paliers horizontaux "**AB**" (figure 5) formés de deux branches sont désignés par **courbe de saturation**, la branche "**AC**" donnant les variantes de (**V'**) est appelée **courbe d'ébullition** et la partie "**BC**" relativement (**V**") est la **courbe de rosée**.

I.1.5. <u>Compressibilité</u> : [34]

C'est la variation du volume du liquide en fonction de la pression soit à température constante (phénomène lent) soit à entropie constante (phénomène rapide). Les coefficients de compressibilité β varient avec la pression et la température. Le tableau ci-dessous représente des valeurs de module de compressibilité de quelques liquides.

Tableau 2 : module de compressibilité K pour quelque fluide [20]

fluide	K avec T_p = 40 °C P_0 = 1 bar absolu	K avec T_p = 100 °C P_0 = 100 bar absolu
Huile minérale	13000 bar	9640 bar
Fluide synthétique au silicate aester MILH 8446 Oronite	12000 bar	9120 bar
eau	21000 bar	21320 bar

Une valeur précise des modules de compressibilité des huiles minérales est donnée par les formules de Hayward :[34]

$$\overline{K_S} = K_{S0} \times 10^{2.4(20-T)\times 10^{-3}} + 5.6p \quad (12)$$

$$K_S = K_{S0} \times 10^{2.4(20-T)\times 10^{-3}} + 10.2p + 26\frac{p^2}{K_{S0}} \quad (13)$$

$$\overline{K_T} = K_{T0} \times 10^{2.3(20-T)\times 10^{-3}} + 5.6p \quad (14)$$

$$K_T = K_{T0} \times 10^{2.3(20-T)\times 10^{-3}} + 10.2p + 26\frac{p^2}{K_{T0}} \quad (15)$$

$$K_{s_0} = (1.57 + 0.15\lg\mu)\times 10^{-4} \quad (16)$$

$$K_{T_0} = (1.30 + 0.15\lg\mu)\times 10^{-4} \quad (17)$$

avec : $\overline{K_s}$ (bar) module de compressibilité sécant (moyen) adiabatique (isentropique) ;
K_s (bar) module de compressibilité tangent adiabatique ;
K_{S0} (bar) module de compressibilité tangent adiabatique à 20 °C ;
$\overline{K_T}$ (bar) module de compressibilité sécant isothermique ;
K_T (bar) module de compressibilité tangent isothermique ;
K_{T0} (bar) module de compressibilité tangent adiabatique à 20 °C;
T (°C) température ;
μ (mPa .s) viscosité dynamique de l'huile à 20 °C et à la pression Atmosphérique ;

Les formules sont valables pour :

$5<\theta<100$ °C

$1<p<800$ bar

I.1.6. Désaération: [34]

C'est le temps que met une huile à éliminer l'air qu'elle contient en suspension pour une température donnée.

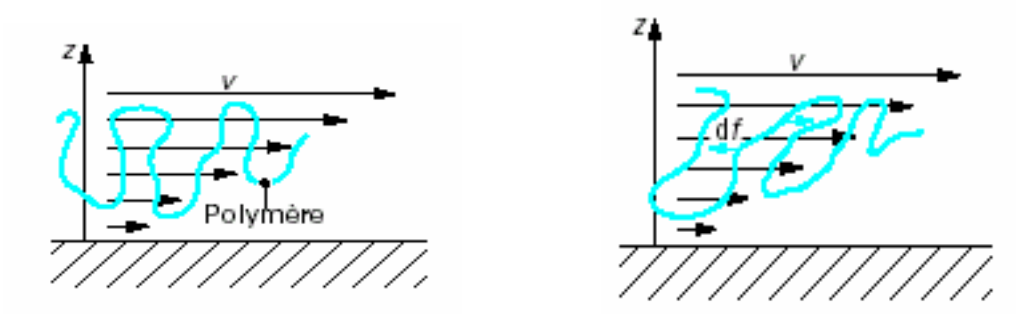
La mesure de désaération se fait par la méthode normalisée (norme AFNOR NF T 60-149) qui consiste à mesurer le temps nécessaire pour qu'une huile aérée retrouve sa masse volumique à 0.2 % prés. Les mesures faites à 25°, 50° ou 75°C suivant les grades de viscosité donnent comme résultats, habituellement, des temps compris entre 3 et 15 min. Les valeurs considérées comme satisfaisantes sont de 5 min à la température d'emploi stabilisée du fluide.

I.1.7. Résistance aux cisaillement : [34]

Les huiles HV (huile HV : huile minérale sans additif + antioxydants +antiusure) possèdent des additifs en solution qui augmentent leur viscosité, par

un effet qui dépend de la température. Ce sont des polymères, dont les plus utilisés sont des polyméthacrylates de masse moléculaire élevée (environ 10^5 atomes de carbone par molécule).

La viscosité apparente du polymère en solution peut être assimilée à la résistance à l'élongation d'une molécule de grande dimension, étirée entre deux couches de fluide à vitesse différente figure 6.



a) à vitesse lente b) à vitesse rapide

Fig.6. Contrainte de cisaillement d'un fluide polymère. [32]

Quand le cisaillement (dv/dz) atteint des valeurs élevées (10^6 à 10^7 s^{-1}), la contrainte imposée au polymère provoque la rupture d'une certaine quantité de liaison moléculaire. L'efficacité du polymère diminue et la viscosité du fluide chute. Certains polymères sont plus résistants que d'autre au cisaillement. Cette résistance au cisaillement peut se mesurer par tests suivant des méthodes normalisées.

I.1.8. Filtrabilité : [34]

La filtrabilité est, pour un fluide, la capacité de traverser un milieu filtrant (par exemple une membrane) avec une faible perte de charge, et sans colmatage. La filtrabilité est un élément important lors de la conception des dispositifs de filtration et, particulièrement, du choix des milieux filtrants.

La mesure de filtrabilité est aussi un moyen simple et rapide de connaître les défauts de fabrication, d'incompatibilité avec d'autres fluides, ou de sensibilité à l'hydrolyse.

I.1.9. Propriété antiusure : [34]

Pour permettre le frottement avec le contact métallique de la plupart des alliages rencontrés dans les composants hydrauliques, on utilise les propriétés d'additifs spéciaux favorisant le rodage des surfaces et limitant leur usure.

Le mécanisme d'action de ces additifs est le suivant : les molécules en solution dans le fluide viennent se fixer sur les surfaces métalliques par affinité chimique.

Lorsque le frottement provoque des échauffements locaux sur les aspérités des métaux, les additifs se décomposent à partir des températures relativement faibles (entre 300 à 400 °C), en absorbant l'énergie produite par le frottement. Ainsi, la température de contact reste limitée et ne provoque pas de phénomènes de soudure ou de grippage. L'additif joue le rôle de fusible. La déformation des surfaces de contact se fait avec écrasement des aspérités, sans détérioration adhésive. Après fonctionnement, l'état de surface est amélioré, la capacité d'appui des surfaces est augmentée. On dit qu'il y a rodage des surfaces.

Les additifs antiusure les plus courants sont les tricrésyphosphates et les dithiophosphates de zinc. L'efficacité des aditifs antiusure se mesure par des tests normalisés.

I.2. Types de commandes : [18]

Définition : On emploi des commandes dans l'industrie où il y'a des machines industrielles automatisées, pour transporter l'énergie jusqu'au point d'utilisation parmi ces vecteurs on peut citez :

- ✓ Vecteur mécanique (arbre, came, roue poulie, …) ;
- ✓ Vecteur électrique (moteurs synchrones, courants continues, pas à pas) ;
- ✓ Vecteur hydraulique (actionneurs hydrauliques) ;
- ✓ Vecteur pneumatique (actionneurs pneumatiques).

I.2.1. Commande mécanique : [18]

Définition : Cette commande est l'une des plus vieilles commandes utilisée par l'homme pour vaincre l'effort dû à un travail pénible, elle est utilisée jusqu'à nos jours dans différents domaines en mécanique (construction d'automobile, machines outils….).

I.2.1.1 Avantages :

- ✓ Possibilité de combinaison avec d'autres commandes ce qui permet d'obtenir de bons résultats.
- ✓ Simplicité de construction.
- ✓ Prix de revient faible.
- ✓ Transformation de l'énergie mécanique en d'autres énergies.

I.2.1.2 Inconvénients :

- ✓ Rendement faible par rapport à d'autres types de commandes ;
- ✓ Précision et degré de sensibilité faible ;
- ✓ Nécessite un suivi permanent (maintenance) ;
- ✓ Grand encombrement ;
- ✓ Bruyante et provoque des vibrations.

I.2.2. Commande électrique : [18]

Définition : L'utilisation de l'énergie électrique permet d'augmenter la productivité du travail dans plusieurs domaines, l'automatisation et l'exploitation d'un large diapason de processus technologique.

I.2.2.1 Avantages :

- ✓ Transformation de l'énergie électrique en n'importe quelle type d'énergie et vis-versa.
- ✓ Possibilité de transport de l'énergie électrique à n'importe quelle distance.
- ✓ Possibilité de séparation de l'énergie électrique en plusieurs parties.
- ✓ Simplicité de processus de commande.
- ✓ Simplicité d'obtenir le transfert et la consommation de l'énergie électrique.
- ✓ L'utilisation de cette énergie permet de travailler dans des conditions confortables.

I.2.2.2 Inconvénients :

- ✓ Absence d'un magasin de stockage du produit prêt.
- ✓ Encombrement par rapport aux autres commandes pour la même puissance.
- ✓ Les courts circuits provoquent des incendies.
- ✓ Grand moyens de sécurité du milieu ambiant.
- ✓ Perte de puissance lors de la transformation de l'énergie électrique en énergie mécanique.
- ✓ Une partie de cette énergie se transforme en chaleur (dissipation).

I.2.3. Commande hydraulique : [18]

Définition : C'est une commande qui utilise l'huile comme énergie pour déplacer des charges d'un milieu à un autre.

I.2.3.1. Avantages :

- ✓ Grand effort développé et peu d'énergie dépensée.
- ✓ Contrôle précis et réglage facile des vitesses et des efforts développés.
- ✓ Bonne régularité dans les mouvements.
- ✓ Autonomie de l'installation et bonne fiabilité de l'ensemble.

I.2.3.2. Inconvénients :

- ✓ Installation complexe.
- ✓ Nécessite une tuyauterie de retour de l'huile vers le réservoir.
- ✓ Bonne étanchéité pour éviter les fuites liées aux fortes pressions.
- ✓ Coût important des composants dus à la qualité de la fabrication (usinage très soigné).
- ✓ Nécessite d'une maintenance très suivie.

- ✓ Risque d'incendie.

I.2.4- Commande pneumatique : [18]

Définition : C'est une commande qui utilise l'air comprimé en travail mécanique pour déplacer les actionnaires.

I.2.4.1 Avantages :

- ✓ Transport de l'énergie est facile (tuyaux flexible).
- ✓ Pas de tuyautage de retour.
- ✓ Dimension petite des éléments pneumatiques.
- ✓ Inéxplosif, résistance aux courts circuits.
- ✓ Grande vitesse de travail.
- ✓ Possibilité de travailler dans de différentes conditions de température, radiation et milieux toxique.
- ✓ Simplicité de la construction et haute fiabilité.
- ✓ Prix de revient relativement bas.

I.2.4.2 Inconvénients :

- ✓ Impossibilité d'avoir des mouvements uniformes (compressibilité de l'air).
- ✓ Vitesse en fonction de la charge.
- ✓ Rendement total inférieur à celui des commandes électriques ou hydrauliques.
- ✓ Nécessite la protection des éléments de la commande de la corrosion.
- ✓ Mauvaise condition de graissage des éléments en mouvement.
- ✓ Compressibilité de l'air.

I.3. Elément de commande hydraulique :

I.3.1. Pompes : [20]

Définition : Les pompes sont des organes destinés à transformer l'énergie mécanique en énergie hydraulique, elles se répartissent en plusieurs catégories dont les principaux sont.

- ✓ Pompe à piston (radial et axial) ;
- ✓ Pompe à engrenages ;
- ✓ Pompe à palette.

1.3.1.1. Pompes à piston :

Principe : le piston mené par un système Bielle-manivelle ou excentrique se déplace dans un cylindre, Il est mis en communication avec l'aspiration (par un clapet ou soupape) pendant la course descendante, et avec un refoulement pendant la course montante.

La cylindrée ne débite donc que pendant la moitié du temps, le débit instantané ayant une forme voisine d'une sinusoïde $Q = Q_{max} \sin \theta$ (figure 7). Lorsque on veut obtenir un débit plus régulier, on est conduit à réaliser une pompe, constituée principalement de (n) cylindres identiques décalés angulairement de ($2\pi/n$) les uns par rapport aux autres et refoulant dans la même conduite. Le débit de la pompe est la somme des débits élémentaires de chaque cylindre, de ces pompes à pistons.

- ✓ Pompe à pistons axiaux ;
- ✓ Pompe à pistons radiaux ;
- ✓ Pompe à pistons axiaux et bloque cylindre tournant.

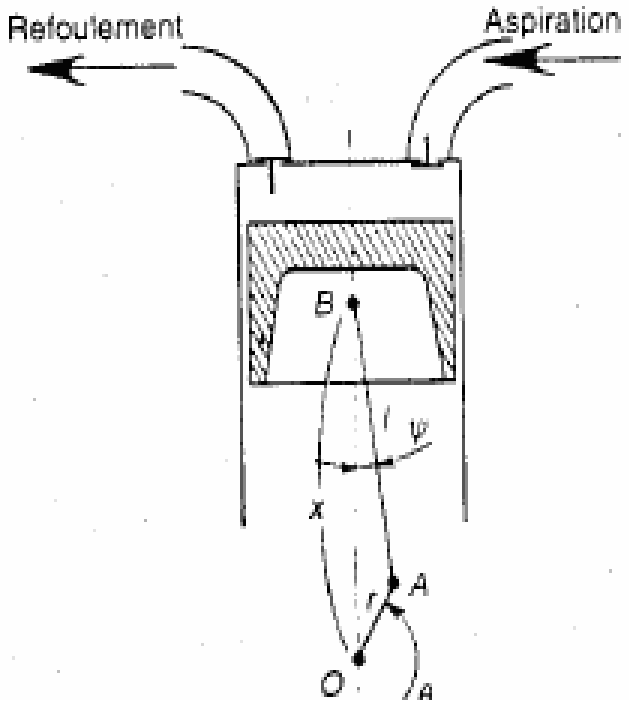


Fig. 7 Pompe à piston [20]

I.3.2. Actionnaires hydrauliques : [20]

Les récepteurs sont les organes qui reçoivent l'énergie hydraulique et la restituent sous forme d'énergie mécanique. Ils possèdent deux groupes principaux ; les vérins ou organes fournissant une énergie sous forme de mouvement de translation, et les moteurs proprement dits qui fournissent une énergie mécanique sous forme de mouvement de rotation.

I.3.2.1. Vérins :

Les vérins hydrauliques sont des composants hydrauliques destinés à transformer l'énergie hydraulique en énergie mécanique de translation, on donne quelques modèles des vérins.

- ✓ Vérin à simple effet ;
- ✓ Vérin à double effet ;
- ✓ Vérin différentiel ;
- ✓ Vérin télescopique.

I.3.2.2. **Moteurs hydraulique** : [20]

Les moteurs hydrauliques sont des composants destinés à transformer l'énergie hydraulique en énergie mécanique, sous forme d'un arbre tournant dont l'amplitude angulaire peut être infinie et fournissent un certain couple. Ils transforment la puissance hydraulique (pression x débit) en puissance mécanique (couple x vitesse) figure 8 on donne quelques modèles des moteur :

- ✓ Moteur à cylindre fixe ;
- ✓ Moteur à engrenages ;
- ✓ Moteur à palettes ;
- ✓ Moteur à bielles.

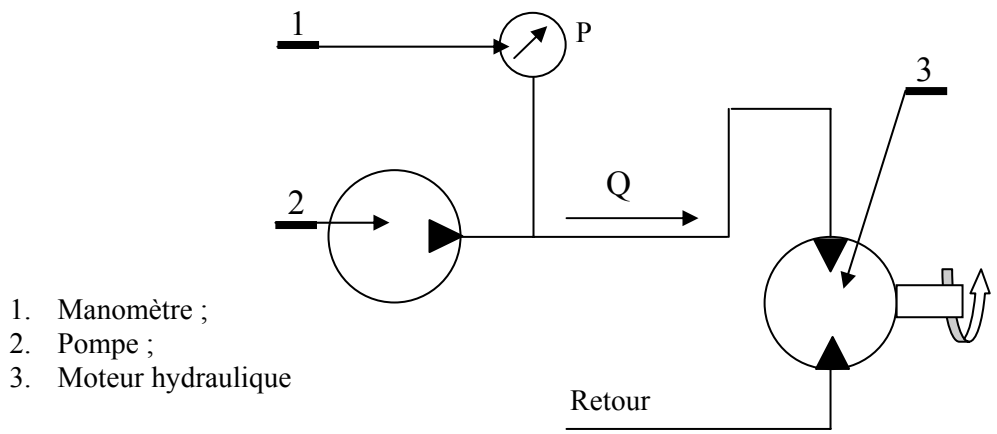


Fig.8 instalation d'un moteur et d'une pompe [20]

I.4. **Eléments de régulation** :

I.4.1. **Distributeurs-amplificateurs** : [06]

Définition : Les distributeurs sont des organes essentiels dans la commande, ils sont placés entre la source d'énergie et les actionneurs, ils ont pour rôle l'organisation de la distribution du fluide dans les chambres des vérins. Ils sont construits selon deux principes.

- ✓ Distributeur à clapet.
- ✓ Distributeur à tiroir.

a) Distributeur à clapet :

Ce type de distributeur est constitué d'un équipage mobile comportant des clapets qui se déplacent d'un siége à un autre, permettant le passage et l'arrêt du fluide comprimé de la source vers l'orifice de l'utilisation ou de l'utilisation vers l'échappement figure 9.

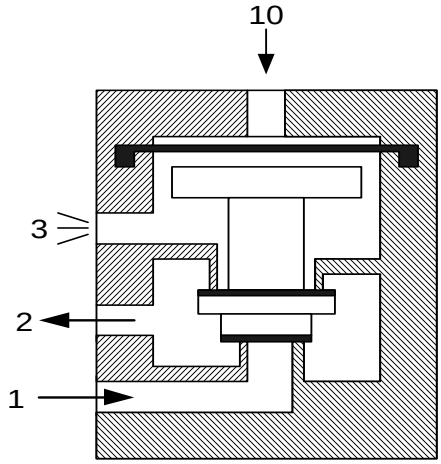


Fig. 9 distributeur à clapet.

2 : alimentation du vérin ;
1 : source ;
3 : échappement
10 : commande

b) Distributeur à tiroir :

Ce type de distributeur se constitue d'un équipage appelé tiroir qui se déplace horizontalement dans un corps comportant des orifices figure 10.

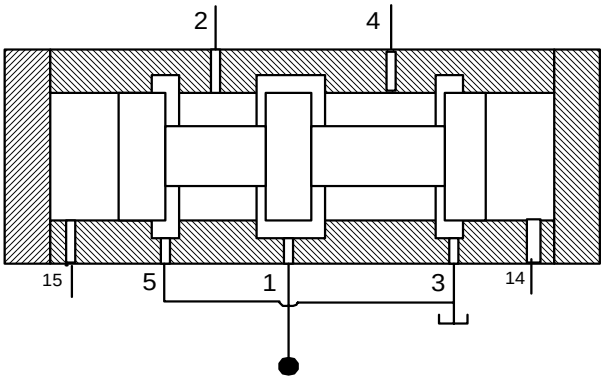


Fig. 10 Distributeur à tiroir

1,2 : alimentation du vérin ;
4,5 : échappement ;
1 : source ;
14, 15 : commande

I.4.2. Régulateurs (relais) : [33]

Un régulateur de débit, dans un circuit d'alimentation, sert à éliminer le débit excédentaire disponible au générateur pour ne garder que le débit préréglé. Il permet donc d'imposer une vitesse à un récepteur indépendamment de sa charge. En pressente sur la figue 11 un régulateur, son symbole et une application.

Le fonctionnement de ce régulateur est le suivant : (figure. 11a) tout le débit sortant en **"B"** doit passer par le pointeau. La différence de pression entre **"A"** et **"B"** qui déterminera le débit dans le pointeau est telle que le tiroir comprime le ressort et ouvre la communication entre **"A"** et **"C"**, le débit excédentaire en **"A"**

peut donc s'échapper pour ne maintenir en **"A"** que la pression utile au récepteur sous le débit préréglé. Le diaphragme amortit le mouvement du tiroir.

Dans le circuit schématisé sur la figure 11d on voit que le rôle du régulateur de débit est en position centrale du distributeur, le vérin est bloqué, le débit sortant du régulateur de débit passe sans pression dans le distributeur.

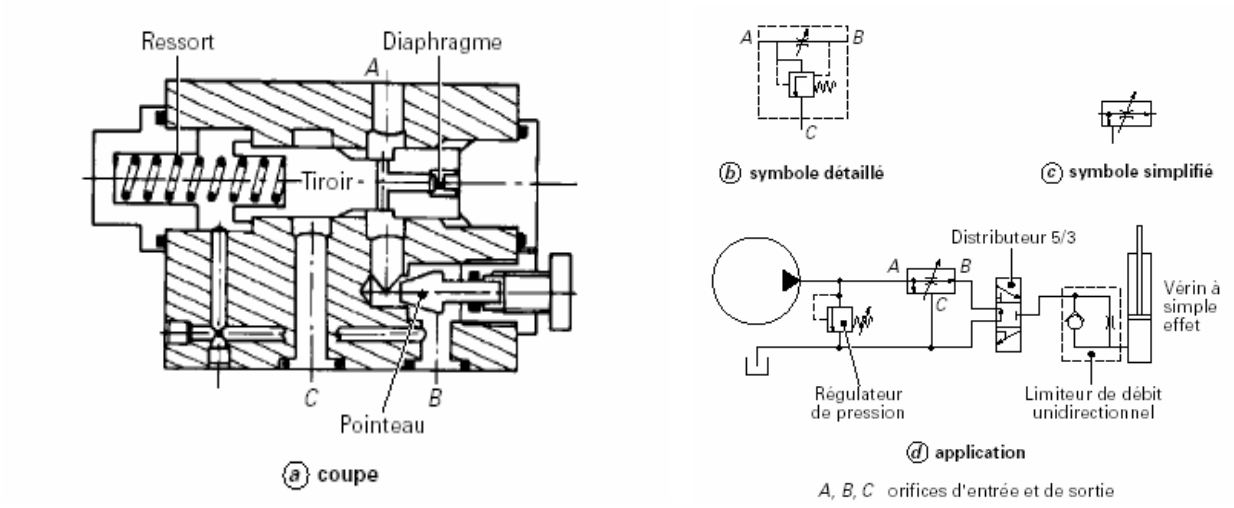


Fig.11. Régulateurs de débit. [33]

I.4.3. <u>Diviseur de débit</u> : [33]

Le diviseur de débit est la valve qui répartit dans un rapport donné le débit d'un générateur entre deux récepteurs nécessitants des pressions différentes. L'utilisation de ce diviseur de débit sert pour le blocage différentiel entre deux roues alimentées en parallèle, on peut aussi s'en servir pour synchroniser les mouvements des vérins.

La figure 12 représente son symbole et un exemple de branchement.

Le fonctionnement de cette valve n'est assuré que dans un sens, pour la circulation du débit de"A" vers "B" et "C".

Le tiroir est en équilibre si les pertes de charge des deux débits passant par le diagramme et le pointeau sont égales. Si ce n'est pas le cas, le tiroir vient fermer le passage du débit qui est plus important que prévu, jusqu'à ce que la chute de pression utile dans le récepteur ralentisse son mouvement.

Le diaphragme étant fixe et le pointeau réglable, on peut avoir des rapports variés entre deux débits divisés.

Dans le sens de circulation inverse, les débits passent par les clapets **"Cl_1"** et **"Cl_2"**et peuvent donc avoir des valeurs quelconques. Les vérins **"Ve_1"**et **"Ve_2"** ne sont synchronisés qu'à la montée.

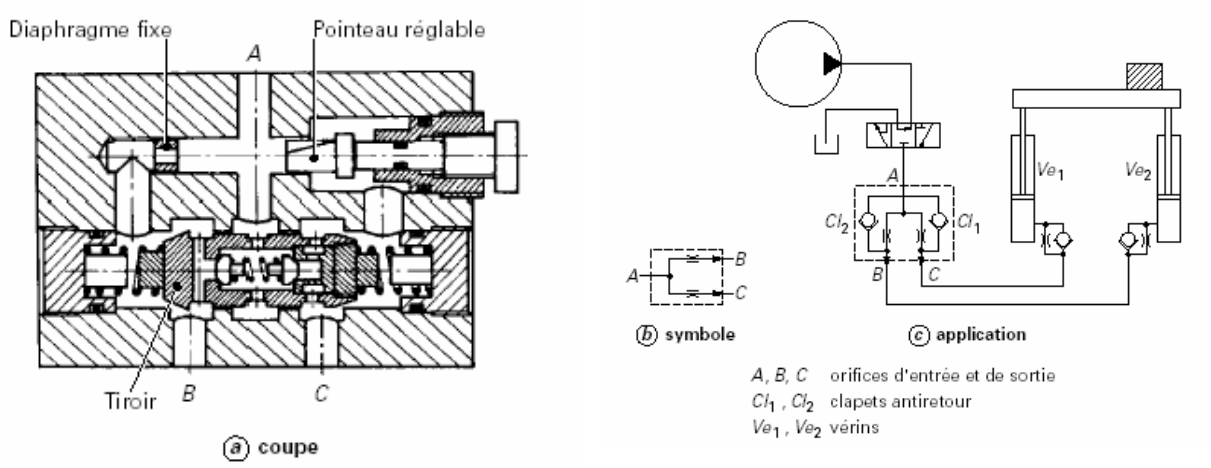


Fig. 12 Diviseur de débit [33]

I.5. Circuits hydrauliques :

I.5.1 Circuit fermé: [33]

Un circuit fermé comporte essentiellement une pompe et un moteur. Il est caractérisé par le fait que l'huile utilisée par le moteur revient directement à la pompe sans passer par le réservoir. La figure 13 montre un circuit qui permet de transmettre la puissance de la pompe **"P_1"**au moteur ou du moteur à la pompe **"P_1"**. Il est réversible (inversion du couple) pour une vitesse donnée à **"P_1"**, il permet deux sens de rotation du moteur.

- ✓ Rôle de **"P_2"** permet de maintenir une pression minimale dans les conduites du circuit fermé.
- ✓ La valve d'échappement permet de prélever dans la branche du circuit à la plus basse pression le débit d'huile en excédent.
- ✓ Les soupapes de surpression limitent la pression dans la branche du circuit à la pression la plus élevée.
- ✓ Le réservoir est de capacité faible, environ le quart du volume d'huile passant par le circuit principal en une minute.

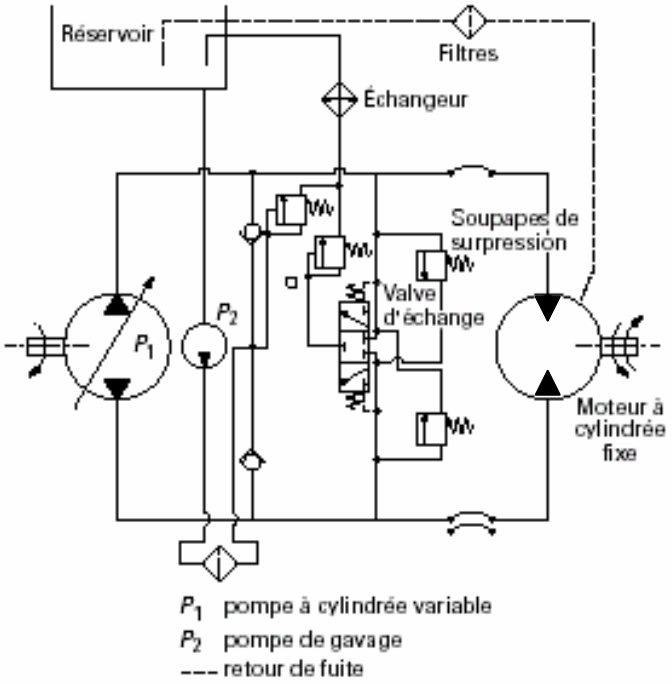


Fig. 13. Circuit fermé [33]

I.5.2 <u>Circuit ouvert</u> : [33]

Un circuit ouvert composé essentiellement d'une pompe et d'un récepteur, est caractérisé en ce que la pompe aspire directement dans le réservoir. On dit qu'il est symétrique quand le récepteur peut être entraîné dans l'un et l'autre sens, il est dissymétrique quand un seul sens est utilisé. Dans les deux figure 12. et 13 le circuit est composé par.

- ✓ Une pompe ;
- ✓ Un récepteur ;
- ✓ Une soupape de surpression ;
- ✓ Un réservoir avec échangeur et filtres.

La figure.14 représente un circuit ouvert symétrique, dont le rôle du distributeur est d'inverser le sens de circulation d'huile dans le moteur.

La figure. 15 représente un circuit ouvert dissymétrique, l'huile passe toujours dans le même sens, mais le robinet "***Ro***" permet d'arrêter ou de démarrer le moteur.

Le circuit ouvert est caractérise par :

- ✓ Les récepteurs utilisés dans les circuits ouverts sont des moteurs hydrauliques ou des vérins.
- ✓ La rapidité de manœuvre.

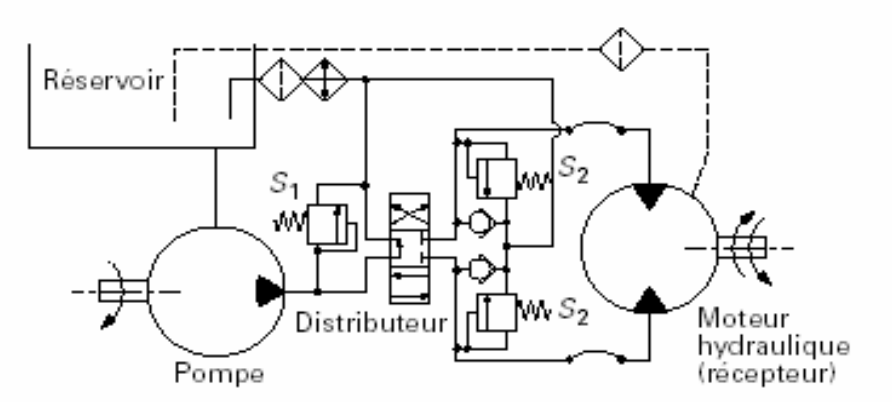


Fig.14. Circuit ouvert type symétrique [33]

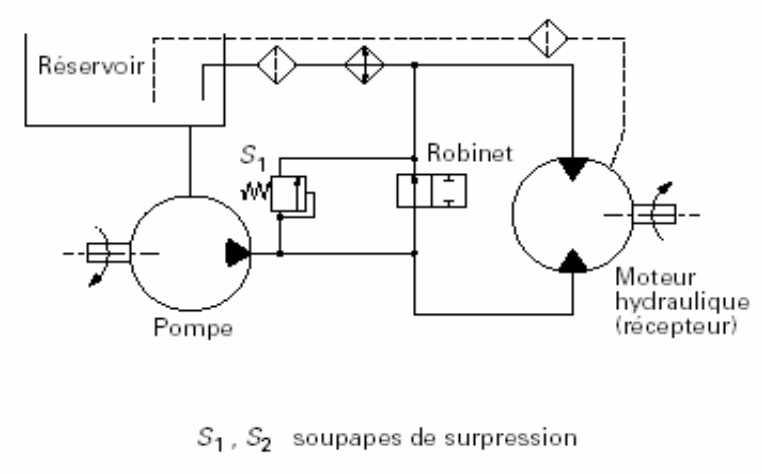


Fig.15. Circuit ouvert type dissymétrique [33]

Conclusion :

Les commandes hydropneumatiques utilisent le fluide comme vecteur de puissance, ces machines transforment l'énergie d'un fluide sous pression en déplacement linéaire dans les vérins ou angulaire (rotatif) dans les moteurs.

Dans ce chapitre nous avons présenté les propriétés des fluides et leurs caractéristiques car ces derniers jouent un rôle très important dans ces transmissions.

Les fluides des commandes hydropneumatiques sont de deux types, liquides et gaz. Les liquides spécifiquement les huiles sont utilisées surtout lorsque les efforts à développer sont très importants. Les gaz essentiellement l'air sont aussi utilisés dans ce domaine ou les efforts sont faibles et la précision de la commande est petite.

On rencontre les commandes hydropneumatiques dans les machines outils, les industries agroalimentaires, les presses, les équipements de levage, les navires, le matériel agricole, et les équipements de travaux publics.

Chapitre II

Cahier de charges et donnés de base

II.1. Cahier de charge :

Le cahier de charge de notre étude consiste à avoir un système avec les conditions suivantes :

- ✓ Le système doit être stable ;
- ✓ Pulsation de coupure ω_c =0.6 - 1.1;
- ✓ Marge de gain mg =1.1e+3 – 1.5e +3 ;
- ✓ Marge de phase m_φ = Inf.

Les données du système sont les suivantes :[5]

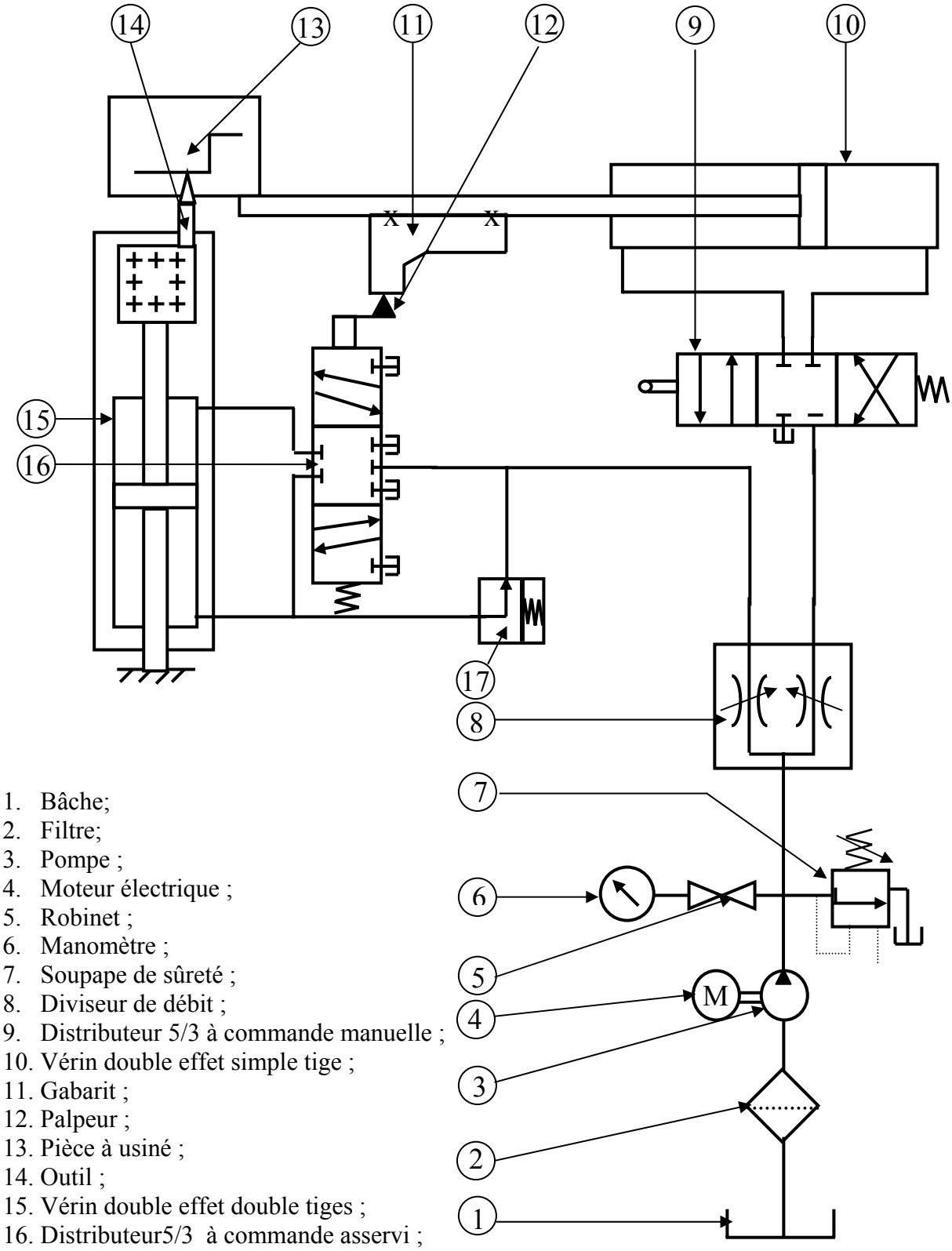
M : charge M =42 kg ;
D : diamètre du piston D = 84 mm ;
d : diamètre de la tige d = 42 mm ;
C : course du vérin C = 200 mm ;
p : pression de service p = 30 bar ;
ρ : masse volumique ρ = 940 Kg/m^3 ;
β : compressibilité du fluide β =9 x 10^{-9} m^2/N ;
σ :ouverture du distributeur σ=3.04x10^{-5} m ;
L : longueur du tiroir L = 10 mm ;
θ : angle d'ouverture du distributeur θ =69° ;
Δp : différence de pression Δp=15 bar.

II.2. Constituant de la commande :

Comme l'indique la figure 1 (page 23), la commande est constituée de trois parties :

La première partie de la commande est une commande de puissance, elle est constituée d'une pompe **"3"** avec ses accessoires la soupape de sûreté **"7",** le filtre **"2",** la pompe **"3"** qui délivre l'huile sous une pression indiquée, et d'un diviseur de débit **"8"** qui divise le débit Q_p qui est délivré par la pompe **"3"** en deux parties égales, l'un va alimenter le vérin double effet et double tiges **"15",** qui assure

l'avance transversale et l'autre partie va alimenter le vérin double effet simple tige **"10"**, qui assure l'avance longitudinale.



1. Bâche;
2. Filtre;
3. Pompe ;
4. Moteur électrique ;
5. Robinet ;
6. Manomètre ;
7. Soupape de sûreté ;
8. Diviseur de débit ;
9. Distributeur 5/3 à commande manuelle ;
10. Vérin double effet simple tige ;
11. Gabarit ;
12. Palpeur ;
13. Pièce à usiné ;
14. Outil ;
15. Vérin double effet double tiges ;
16. Distributeur5/3 à commande asservi ;
17. Correcteur.

Fig. 1 Schéma de la commande a étudiée [5]

La seconde partie de la commande est l'avance longitudinale qui est assurée par un vérin double effet **"10"** simple tige commandé par un distributeur **"4/3"** à centre fermé **"9"** à commande manuelle par levier.

La troisième partie de la commande est l'avance transversale est assurée par un vérin double effet et double tiges **"15"** commandé par une servovalve **"5/3"** à centre fermé **"16"**.

II.3. Principe de la commande : [05]

Sur le schéma de la figure 2 est représentée une commande d'asservissement hydraulique, l'augmentation de la pression est due à la conception d'une autre chaîne de retour positive (dispositif de correction). La commande est équipée d'un distributeur **"5/3"** à centre fermé**; 5** orifices **3** positions et d'un vérin **"1"** double effets double tiges (actionneur). Sur le cylindre **"3"** du vérin **"1"** est fixé un outil de coupe **"4"**. Pour la compensation de l'erreur de charge dans la commande, un dispositif de correction de la chaîne de retour positif en pression est réalisé sous forme de plongeur **"5"** qui est sollicité par l'action du ressort **"6'"** et de la pression dans les chambres **"7"** et **"8"** du vérin **"1"** puisque ce dernier est lié au plongeur **"5"** par les canalisations **"9"** et **"10"**.

Le signal venant du support d'information est envoyé vers un transformateur (bloc de commande électromagnétique) qui dirige la position du tiroir d'asservissement **"2"** et par conséquent commande le déplacement du cylindre hydraulique, ce qui provoque l'entraînement de l'outil **"4"** en fonction du déplacement du tiroir **"2"**. La précision du déplacement (entraînement de l'outil **"4"**) est assurée par la constante de l'écart **"a"** entre le palpeur de tiroir **"2"** et l'outil **"4"** ; cependant dans la pratique la pièce à usiner exerce une grande pression sur le vérin **"1"** lié rigidement au corps du tiroir **"2"** qui fait déplacer ce dernier par rapport au plongeur du tiroir pour obtenir cette charge (pression).

L'ouverture du tiroir doit provoquer une chute de pression dans les chambres du vérin ; cela entraîne la variation de l'écart **"a"** (erreur de charge), plus elle est grande plus la charge augmente. Dans notre cas, la chute de pression dans les chambres du vérin est due non pas au déplacement du tiroir mais au déplacement du plongeur du dispositif de correction **"5"** à une valeur déterminée par la rigidité du ressort **"6' "** ; ce qui n'influe pas sur l'écart **"a"** ; dans ce cas, plus l'effort est grand, plus la chute de pression est importante dans les chambres du vérin et du dispositif de correction et plus le déplacement est important aussi.

Le déplacement du plongeur **"5"** permet l'envoi d'un flux supplémentaire à une chambre du vérin ; et s'il y a un surplus de flux dans l'autre chambre, il sera évacué par la fente du tiroir d'asservissement vers le réservoir. De cette façon, l'écart **"a"** ne change pas, ce qui permet la compensation de l'erreur de charge, c'est-à-dire

que cette commande possède une haute rigidité hydraulique et par conséquent une grande précision.

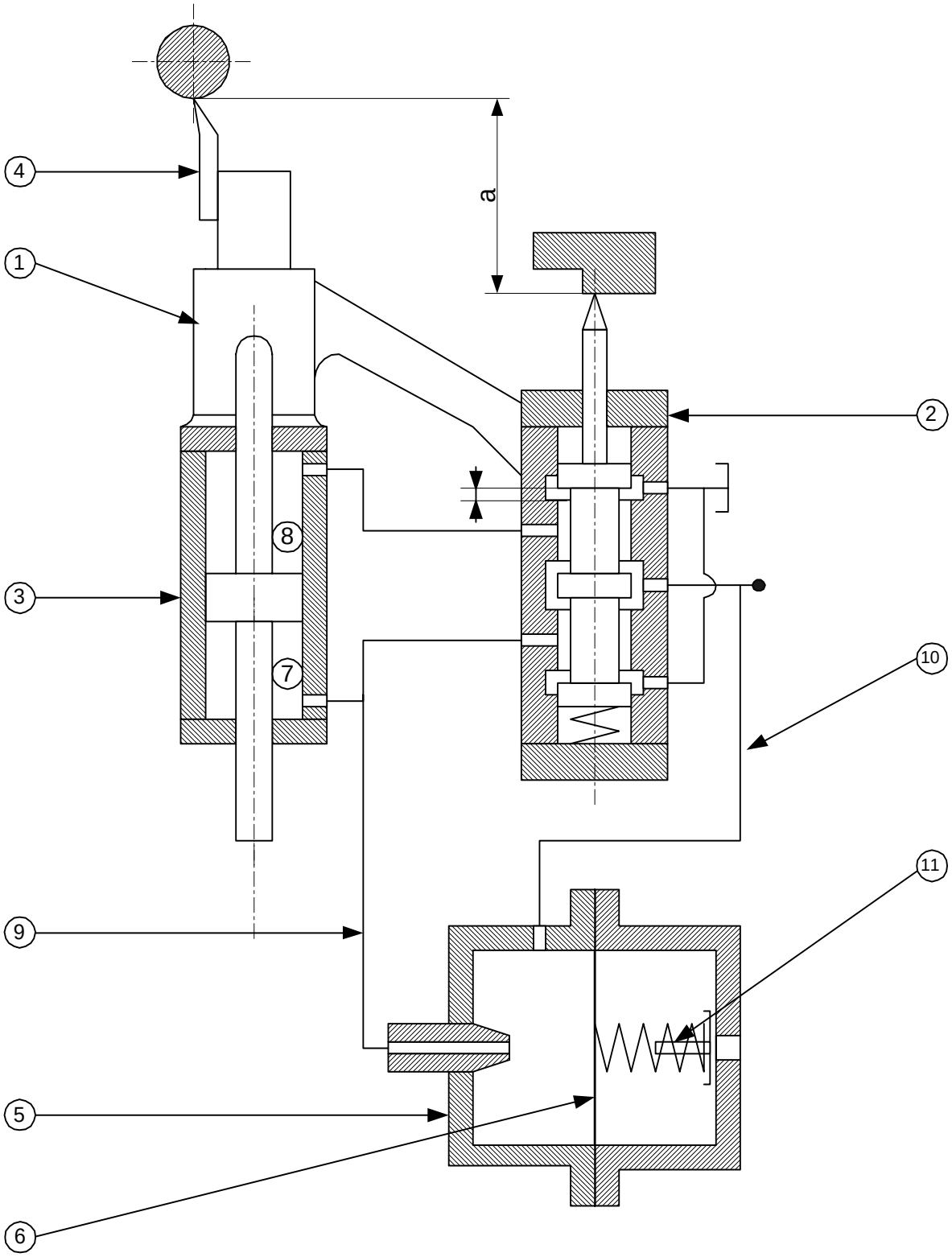


Fig. 2 Schéma du dispositif de copiage avec correcteur

II.4. Schéma bloc de la commande :

A partir du schéma de la commande et du principe de travail de la commande on peut maintenant construire les schémas bloc de la commande sans correcteur et avec correcteur qui ont les formes suivantes :

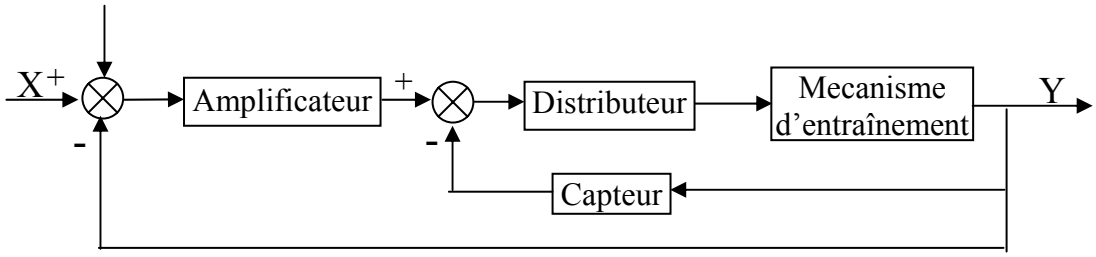


Fig.3 Schéma bloc sans correcteur

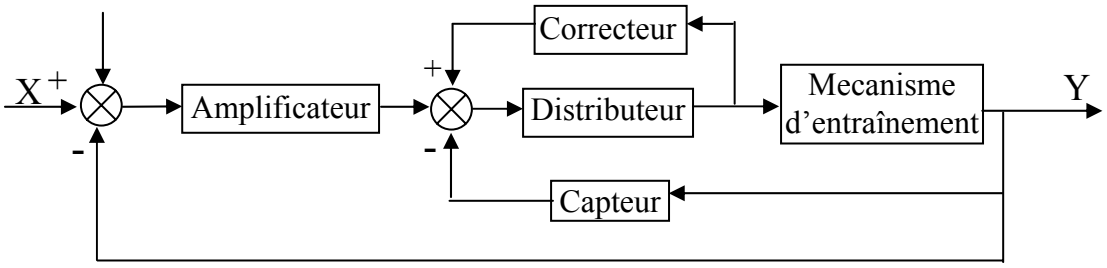


Fig.4 Schéma bloc avec correcteur

Conclusion :

Les commandes hydropneumatiques sont généralement composées de deux parties l'une qui délivre le fluide sous pression et l'autre qui commande les mouvements, les schémas bloc des systèmes sont toujours présentés uniquement sur la partie où on aura les actions.

Chapitre III

Modélisation du système

III.1 Elaboration du modèle mathématique:

Le schéma de commande proposé conduit à un système de commande asservi qui est le suivant figure 1:

Le diviseur de débit divise le flux en deux parties égales, l'une passe par le distributeur "**1**" (4/3) à centre fermé qui alimente le vérin "**1**", ce dernier est commandé manuellement et assure l'avance longitudinale de la commande, l'autre partie passe par le distributeur "**2**" (5/3) à centre fermé qui alimente le vérin "**2**" double effet et double tige symétrique"**2**" qui assure l'avance transversale de l'outil ; notre étude se consacre essentiellement à cette partie.

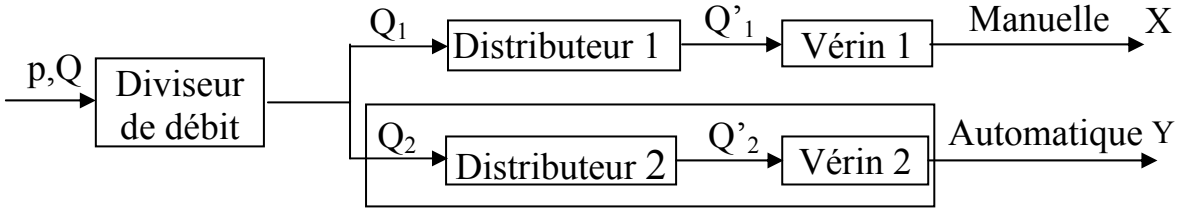


Fig. 1

Tout système automatique est représenté par le schéma suivant figurer 2.

Fig. 2

Les valeurs d'entrée et de sortie du système (X_0 et Y_0) sont respectivement le débit "Q_1" de la pompe, et le déplacement du vérin Y_0.

X_0 : C'est la valeur d'entrée du système, dans notre cas est le débit Q_1de la pompe;

Y_0 : C'est la valeur de sortie du système, dans notre cas c'est le déplacement du vérin.

La fonction de transfert du système globale est :

$$G = \frac{Y_0}{X_0} \qquad (01)$$

Il reste maintenant à décomposer les différents éléments de notre système.

D'après le schéma de principe, on peut établir le schéma bloc de la commande constitué de :

- ✓ Distributeur (5/3) à centre fermé ;
- ✓ Vérin double effet double tige avec l'outil de coupe ;
- ✓ Un capteur mécanique ;
- ✓ Un système d'amplification du distributeur ;
- ✓ Un correcteur.

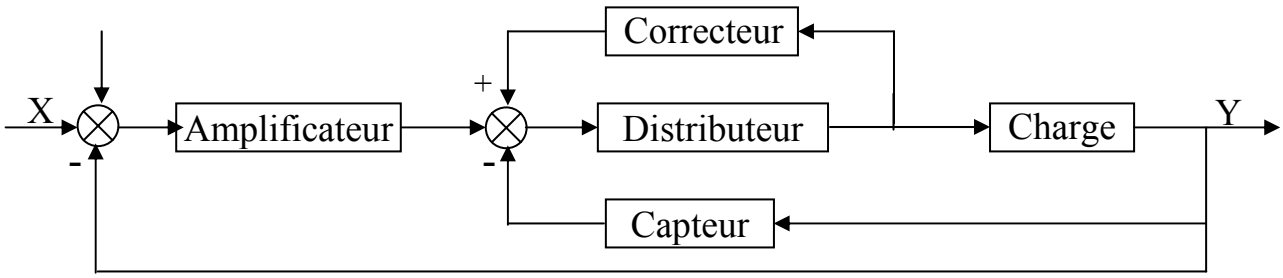


Fig. 3

III.1.1 Calcul de l'effort de coupe exercé par l'outil sur la pièce en tournage: [27]

Le but du calcul de la force de coupe, est de déterminer la pression de service nécessaire pour la commande.

En tournage, l'effort de coupe se calcule d'après la relation suivante :

$$F_c = f \times A_c \qquad (02)$$

Avec :

f : effort spécifique de coupe (N/mm^2).

A_c : section de coupe.

Ou : $$f = 2100 \cdot C_1 \left(1 - 0.013\gamma\right) e^{0.63} \cdot p \qquad (03)$$

C_1 : coefficient dépendant du matériau à usiner

C_1= 2 pour l'acier R=1100 N/mm^2;

γ : angle de coupe de l'outil vaut 14° ;

e : épaisseur du coupeau e = 1.5 mm ;

p : profondeur de coupe *p* = 6 mm.

Et : $$A_c = e \cdot l \qquad (04)$$

A_c : section du copeau ;

e : largeur du copeau 1 mm ;

l : longueur du copeau 1.5 mm.

$A = 1 \times 1.5 = 1.5\,mm^2$

$$f = 2100 \cdot 2 \cdot (1 - 0.013 \cdot \frac{28\pi}{360}) \cdot 1^{0.63} \cdot 2$$

$$f = 8239.90 \ N/mm^2$$

Donc :

$$F_c = f \cdot A_c = 8239.90 \times 1.5 = 12359.89 N \qquad (05)$$

A partir de cette force on peut déterminer la pression nécessaire et la pression de service.

$$p_s = \frac{F_c}{A} \qquad (06)$$

Ou : p_s : pression nécessaire ;
F_c : effort de coupe maximal ;
A : section du vérin.

$$p_s = \frac{F_c}{A} = \frac{12359.98}{4.1563 \times 10^{-3}} = 30 bar \qquad (07)$$

Pour des raisons de sécurité on prend toujours la pression de service le double donc la pression nécessaire qui doit être délivre par la pompe est de 60 bars

III. 2. Calcul des gains de la commande:

Calculons maintenant les gains et les fonctions de transfert de chaque organe de notre commande.

III. 2.1. Calcul du gain du distributeur G_2:

III. 2.1.1. Forces exercées sur le distributeur hydraulique :

Considérons le distributeur hydraulique de la figure 4.

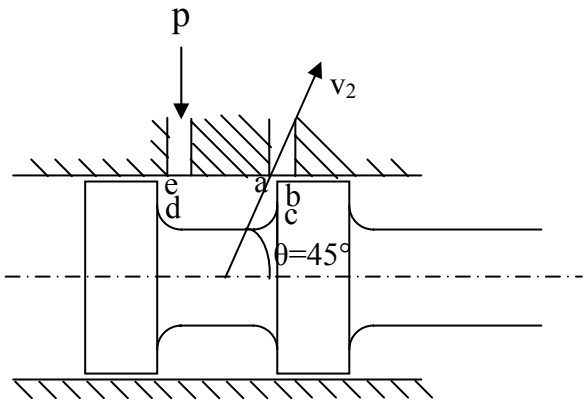


Fig. 4 Distributeur hydraulique

La pression arrive par la zone centrale, la distribution est effectuée par déplacement du tiroir vers la droite par rapport à la position fermée ; le réglage du débit est obtenu par la variation de la section de passage **"ab"**. La pression est maximale sur la surface **"ed"** ; par contre, à mesure que l'on se déplace de **"c"** vers **"b",** ce déplacement due à la résistance avec la paroi qui diminue progressivement au fur et à mesure que la vitesse du liquide augmente (suivant la loi de Bernoulli). Il existe donc une force dynamique dirigée vers la gauche qui tend à faire revenir le tiroir en position neutre.

Au travers de la section **"ab"**, la vitesse moyenne du liquide est dirigée suivant une direction v_2. Cette direction fait un angle "θ" de 45° avec l'axe du tiroir lorsque l'ouverture **"aa′"** est égale au jeu radial **"a′b"** (jeu radial signifié le jeu entre le piston et le cylindre du distributeur), par raison de symétrie fig. 5. L'angle est inférieur à 45° pour des ouvertures plus petites que le jeu radial fig. 6. et supérieur à 45° dans le cas contraire. Expérimentalement, pour un jeu radial nul cet angle vaut 69° fig. 7.

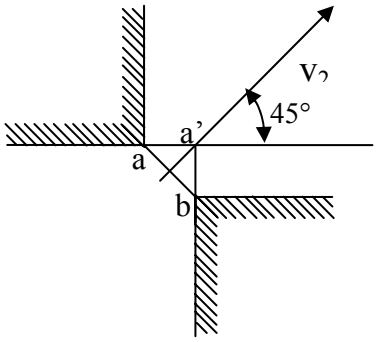


Fig. 5 Ouverture σ moyenne

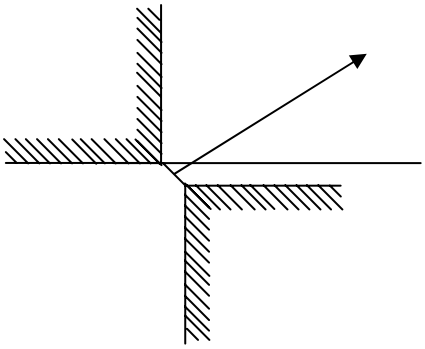


Fig. 6 Ouverture σ minimale

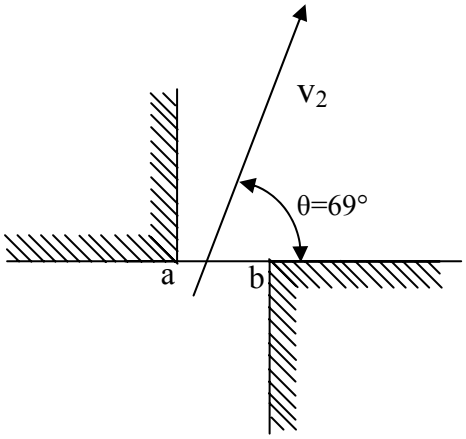


Fig. 7 Ouverture σ maximale

Pour des raison de symétrie, la force résultante $\vec{F}$ est dirigée vers l'axe du tiroir, c'est la somme de toutes les projections élémentaires des forces $q\,\vec{v}_2$ sur l'axe soit :

$$F = q.v_2.\cos\theta \tag{08}$$

avec : $$v_2^2 = \frac{2.\Delta p}{\rho} \tag{09}$$

$q = \rho.A.v_2$ ou

donc $$F = 2.\Delta p.A.\cos\theta \tag{10}$$

avec A : section du vérin;
ρ : masse volumique du fluide.
Δp : chute de pression.
θ : angle d'inclinaison égale à 69°
q : débit dans le distributeur

On établit que la force élémentaire $\Delta\vec{F}$ qui s'exerce sur un élément du filet fluide est :

$$\overrightarrow{\Delta F} = \rho.A.\Delta x.\frac{\overrightarrow{dv}}{dt}$$

Δx : élément de déplacement

avec : $$\overrightarrow{dv} = \left(\frac{\overrightarrow{\partial v}}{\partial x}\right)dx + \left(\frac{\overrightarrow{\partial v}}{\partial t}\right)dt \tag{11}$$

en régime variable, $\frac{\overrightarrow{\partial v}}{dt}$ n'est pas nul ; $\overrightarrow{\Delta F}$ s'écrit :

$$\overrightarrow{\Delta F} = \rho.A.\Delta x\left[\left(\frac{\overrightarrow{\partial v}}{\partial x}\right)\frac{dx}{dt} + \frac{\overrightarrow{\partial v}}{\partial t}\right] \tag{12}$$

$$= \rho.A.\Delta x\left(\frac{\overrightarrow{\partial v}}{\partial x}\right)v + \rho.A.\frac{\overrightarrow{\partial v}}{\partial t}\Delta x \tag{13}$$

au point considéré $\vec{V}$ et $\frac{\overrightarrow{\partial v}}{\partial t}$ sont dirigés suivant $\overrightarrow{\Delta x}$, d'où

$$\overrightarrow{\Delta F} = q.\overrightarrow{\Delta v} + \rho.A.\frac{\partial v}{\partial t}\overrightarrow{\Delta x} \tag{14}$$

$$= q\,\overrightarrow{\Delta v} + \frac{\partial q}{\partial t}\cdot\overrightarrow{\Delta x} \tag{15}$$

Le long d'un fluide, celui-ci étant peu compressible q et $\partial q/\partial t$ ne varient pas l'intégration donne donc :

$$F = q\left[\overrightarrow{v_B} - \overrightarrow{v_A}\right] + \frac{\partial q}{\partial t}\left(\overrightarrow{OB} - \overrightarrow{OA}\right) \tag{16}$$

$$= q\left(\overrightarrow{v_B} - \overrightarrow{v_A}\right) + \frac{\partial q}{\partial t}\overrightarrow{AB} \tag{17}$$

$\overrightarrow{AB}$ étant le vecteur ayant comme origine l'entrée A et comme extrémité la sortie B et O une origine quelconque.

Si l'on considère la force qu'exerce le fluide sur le tiroir, elle est égale et opposée à la précédente soit :

$$\vec{F} = q\left(\overrightarrow{v_A} - \overrightarrow{v_B}\right) + \frac{\partial q}{\partial t}\overrightarrow{AB} \tag{18}$$

Appliquons cette équation au distributeur de la figure 8.

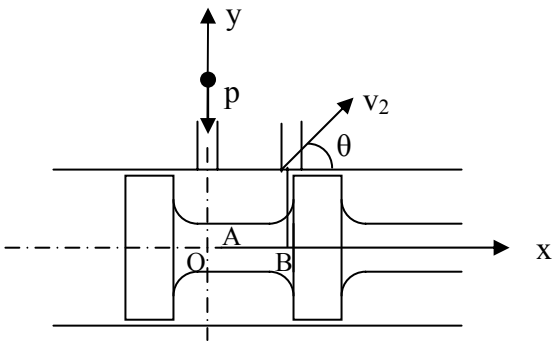


Fig. 8 Tiroir de distributeur

$\overrightarrow{Oy}$ est l'axe d'arrivée du l'huile, orientons les abscisses suivant $\overrightarrow{Ox}$ et prenons comme origine des abscisses le point A. Si nous tenons compte des symétries existantes et de l'inclinaison θ de $\overrightarrow{v_2}$ sur $\overrightarrow{Ox}$, il vient :

$$\vec{F} = -q\vec{v}\cos\theta - \frac{\partial q}{\partial t}\overrightarrow{BO} \tag{19}$$

avec $v_1 = -\sqrt{2\Delta p/\rho}$ (20)

$$q = \rho.\sigma.v_1 \tag{21}$$

la force de rappel est donnée par :

$$F = -\sigma.\sqrt{2\rho.\Delta p}\sqrt{\frac{2.\Delta p}{\rho}}\cos\theta - \sqrt{2.\rho.\Delta p}.L.\frac{d\sigma}{dt} \qquad (22)$$

avec σ = section d'étranglement et $L = -\overrightarrow{OB} = \overrightarrow{BO}$ (voir figure 8) (23)

or : $$\frac{d\sigma}{dt} = \frac{d\sigma}{dx}\cdot\frac{dx}{dt} = \omega\frac{dx}{dt} \qquad (24)$$

ω étant la longueur développée de l'ouverture dans le distributeur $d\sigma/dx$ et aussi appelé l'ouverture numérique.

Il vient donc : $$F = -\underbrace{\sigma.2.\Delta p.\cos\theta}_{K_1}.x - \underbrace{\sqrt{2.\rho.\Delta p}.L.\sigma}_{K_2}.\frac{dx}{dt} \qquad (25)$$

Ainsi la somme des forces extérieures sur le distributeur est égale à la sortie Y sur la rentrée X

C'est-à-dire : $$\frac{Y}{X} = M\frac{d^2x}{dt^2} - K_2\frac{dx}{dt} + K_1x \qquad (26)$$

$$\frac{X}{Y} = MS^2 - K_2S + K_1$$

où M : charge en kg ;
σ : ouverture du distributeur en m ;
Δp : différence de pression en N/m^2 ;
L : longueur du tiroir en m ;
ρ : masse volumique en Kg/m^3;
θ : angle d'ouverture du distributeur en rd ;
ω : longueur développée de l'ouverture ;
S : opérateur de Laplace ;
v_2 : vitesse en m/s.

avec : $K_1 = 2.\Sigma\Delta p.\cos\theta$ et $K_2 = \sqrt{2.\rho.\Delta p}.L\cdot\Sigma$ (27)
calcul de K_1 et K_2 :

avec : $\rho = 940\ Kg/m^3$;
$\Delta p = 15$ bars $= 15x10^5\ N/m^2$;
L = 10 mm ;
$\Sigma = 3.04x10^{-5}$ m ;
$\theta = 69°$ Cos $\theta = 0.36$;

$$K_2 = \sqrt{2\times 940\times 15\times 10^5}\times 10^{-2}\times 0.34\times 10^{-5}$$
$$=16.1435 = 0.016$$
$$K_1 = 2\times 15\times 10^5\times 3.04\times 10^{-5}\times 0.36$$
$$= 32.832$$

La Fonction de transfert du distributeur est :

$$\frac{y}{x} = \frac{\frac{1}{K_2}}{1+\frac{K_1}{K_2}S+\frac{M}{K_2}S^2} = \frac{a_1}{1+a_2S+a_3S^2} \qquad (28)$$

avec : $a_1 = \frac{1}{K_2} = \frac{1}{32.832} = 3.0458\times 10^{-2}$

$$a_2 = \frac{K_1}{K_2} = \frac{0.016}{32.832} = 4.8732\times 10^{-2}$$

$$a_3 = \frac{M}{K_2} = \frac{42}{32.832} = 1.2792$$

Remplaçant a_1 ; a_2 et a_3 par leurs valeurs dans l'équation 28

$$G_2(S) = \frac{3.0458\times 10^{-2}}{1+4.8732\times 10^{-2}S+1.2792S^2} \qquad (29)$$

III.2.2. Calcul du gain de vérin G_3 :

III.2.2.1 Etude analytique du fonctionnement :

Posons que Z=Y-X (30), - écrt entre l'entrée et la sortie figure 9.

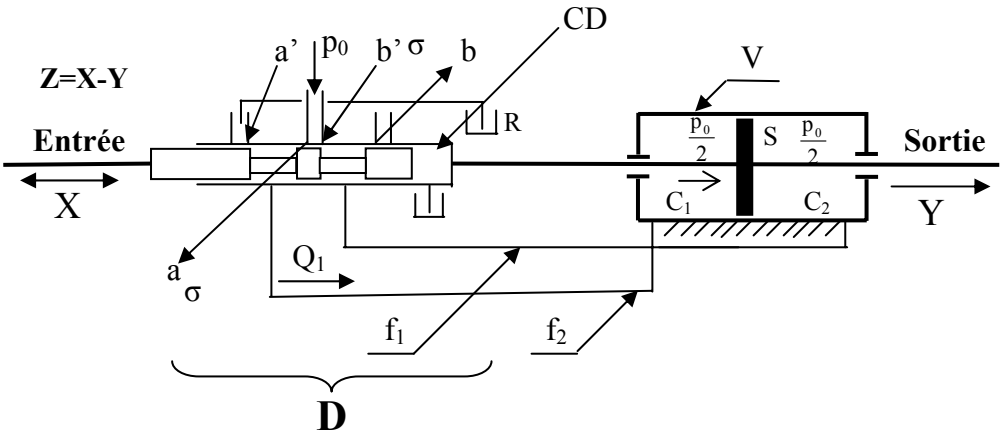


Fig. 9 Vérin hydraulique asservie

Nous admettons qu'il existe une symétrie de fabrication, c'est-à-dire que les sections d'ouverture "σ" en "a" et "b" sont identiques pour une même valeur de "Z"

positive, et qu'il en est de même pour les sections " σ " en " a' " et " b' " pour des valeurs de "Z" négatives.

Nous admettons également que ces ouvertures Σ sont proportionnelles à $|Z|$, c'est-à-dire que l'on peut écrire $\sigma = KZ$ (31) ,et que le vérin n'est pas chargé et que les frottements sont négligeables.

On démontre alors aisément que la pression qui règne dans les chambres "C_1" et "C_2" du vérin est $p_0/2$ au repos et en marche.

Pour une certaine valeur de Z, le débit Q_1 dans la conduite "f_1" est donné par l'application du théorème de Bernoulli :

$$Q_1 = C \cdot \sigma \cdot v_1 \qquad (32)$$

$$v_1 = \sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{\Delta p} \qquad (33)$$

où : Q_1 : débit dans f_1 en l/s ;
σ : l'ouverture de la fente du distributeur en mm;
ρ : masse volumique du fluide en Kg/m^3 ;
v_1 : vitesse théorique du fluide dans l'étrangleur en m/s ;
Δp : la différence de pression entre l'amant et l'aval de l'étrangleur en N/m^2;
C : coefficient de Vena Contracta, qui vaut 0.62.

d'où l'on déduit :

$$Q_1 = C\sigma\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{\Delta p} \qquad (34)$$

$$Q_1 = CKZ\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{\Delta p} \qquad (35)$$

on désigne par gain de distributeur le rapport

$$\alpha = \frac{Q}{Z} = C\frac{\sigma}{Z}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{\frac{p_0}{2}} \qquad (36)$$

III.2.2.2. <u>Déplacement du vérin</u> :

Soit A la section du vérin.
Le débit $Q_1 = \alpha Z$, entrant dans la chambre C_1, déplace le vérin à une vitesse

$v = \frac{dY}{dt}$ telle que $Q_1 = A.v$, d'où $\alpha Z = A\frac{dY}{dt}$ (37)

α : gain de distributeur.
Par raison de symétrie, l'écoulement de la chambre C_2 donne le même résultat.
Portons l'équation (37). Z déduite de (30), on obtient :

$$\alpha(X-Y)=A\frac{dY}{dt} \quad \text{ou} \quad X=Y+\frac{A}{\alpha}\frac{dY}{dt} \tag{38}$$

III.2.2.3. Fonctionnement dynamique :

Par rapport à la position de repos, déplaçons l'entrée X brusquement vers la droite, la sortie Y, liée à la masse, n'a pu se déplacer pendant ce temps considéré comme infiniment court, fig. 10.

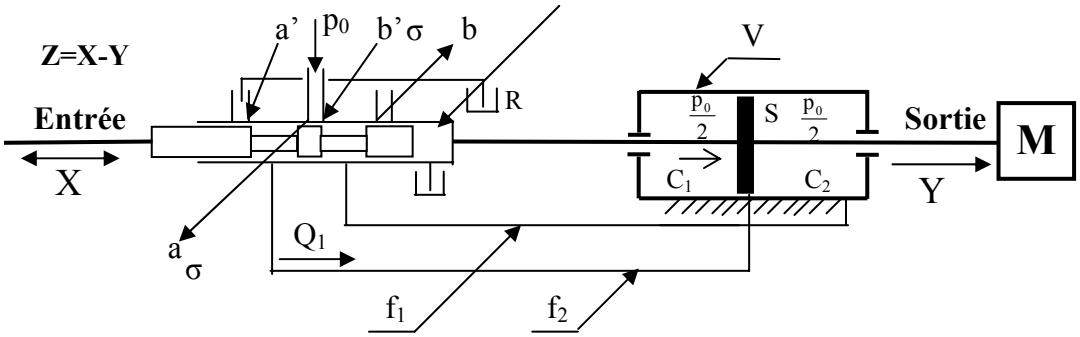


Fig. 10 vérin hydraulique avec inertie en sortie

Soit Z le déplacement du tiroir par rapport au corps du distributeur ;

on a :

$$Z = X - Y \tag{39}$$

Ce déplacement crée une ouverture"σ" au point"a", et également"σ"au point "b".
Les pressions respectives dans les chambres du vérin ne sont plus $p_0/2$, mais $p_0/2 + \Pi$ et $p_0/2 - \Pi$, Π étant une pression que nous ne connaissons pas pour l'instant. Ces variations de pression, Π sont les mêmes dans les deux chambres, pour des raisons de symétrie car notre vérin est un vérin double effet double tiges à section égales.

Les écoulements Q_a et Q_b, dans les étranglements, "σ" suivent les lois de Bernoulli et sont égaux.

$$Q_a = C\sigma\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_0 - \left(\frac{p_0}{2} + \Pi\right)} \tag{40}$$

C : coefficient de Vena Contracta qui vaut 0.62.
ρ : la masse volumique du fluide qui vaut 840 kg/m^3.

L'expression peut s'écrire sous la forme :

$$Q_a = C\sigma\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{1-\frac{2\Pi}{p_0}} \qquad (41)$$

ou $$Q_a = \alpha Z\sqrt{1-\frac{2\Pi}{p_0}} \qquad (42)$$

en faisant apparaître le gain du distributeur $\alpha = \dfrac{C\sigma\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{\frac{p_0}{2}}}{Z}$ (43)

La vitesse du vérin est $\frac{dY}{dt}$, le débit correspondant, au côté droit du piston, est $S\frac{dY}{dt}$ qui est égal au débit Q_a (mesuré au côté droit de l'étrangleur Σ du distributeur) diminué du débit dit (de compressibilité) il vient alors :

$$A\frac{dY}{dt} = Q_a - \beta V\frac{d\Pi}{dt} \qquad (44)$$

V : le volume d'une chambre du vérin augmenté des volumes morts entre vérin et distributeur.

Ce volume V est variable, mais on peut montrer que les conditions les plus difficiles se rencontrent lorsque le vérin est placé à mi-course ; nous adopterons la valeur de V correspondante. La force développée par le vérin est $F=2\Pi A$, (Π : pression ; A : aire du piston) qui, aux frottement prés, que nous considérons comme négligeables, crée une accélération. $\frac{d^2Y}{dt^2} = \frac{F}{M}$

d'où $$2\Pi A = M\frac{d^2Y}{dt^2} \quad \text{ou} \quad \Pi = \frac{M}{2A}\frac{d^2Y}{dt^2} \qquad (45)$$

Nous recherchons la loi qui lie le déplacement de sortie Y au mouvement d'entrée X ; entre les équation 39,42, 44, et 45 il faut éliminer Z, Π et Q_a.

Portons dans 41, Q_a , Π et Z déduits respectivement de 42, 45 et 37 ; l'équation 19 s'écrit :

$$A\frac{dY}{dt} = \alpha Z\sqrt{1-\frac{2\Pi}{p_0}} - \beta\frac{d\Pi}{dt} \qquad (46)$$

$$A\frac{dY}{dt}=\alpha Z\sqrt{1-\frac{M}{Ap_0}\frac{d^2Y}{dt^2}}-\beta\frac{M}{2A}\frac{d^3Y}{dt^3} \tag{47}$$

$$A\frac{dY}{dt}=\alpha(X-Y)\sqrt{1-\frac{M}{Ap_0}\frac{d^2Y}{dt^2}}-\beta\frac{M}{2A}\frac{d^3Y}{dt^3} \tag{48}$$

En tenant compte de la pulsation propre du vérin associé à une masse M, $\Omega_0=\sqrt{\frac{2S^2}{\beta VM}}$ en divisant les deux membre par $\alpha\sqrt{1-\frac{M}{Ap_0}\frac{d^2Y}{dt^2}}$ et en ordonnant, on obtient :

$$X = Y + \frac{\frac{A}{\alpha}}{\sqrt{1-\frac{M}{Ap_0}\frac{d^2Y}{dt^2}}}\left(\frac{dY}{dt}+\frac{1}{\Omega_0^2}\frac{d^3Y}{dt^3}\right) \tag{49}$$

Sur la figure 11 nous avons désolidarisé le corps du distributeur de la tige du vérin. Pour un déplacement Z donné, positif, l'étude faite en donne l 'équation que nous réécrivons en remplaçant X-Y par Z.

$$X - Y = \frac{\frac{A}{\alpha}}{\sqrt{1-\frac{M}{Ap_0}\frac{d^2Y}{dt^2}}}\left(\frac{dY}{dt}+\frac{1}{\Omega_0^2}\frac{d^3Y}{dt^3}\right)$$

$$Z\sqrt{1-\frac{M}{p_0S}\frac{d^2Y}{dt^2}} = \frac{A}{\alpha}\left(\frac{dY}{dt}-\frac{1}{\Omega_0^2}\frac{d^3Y}{dt^3}\right) \tag{50}$$

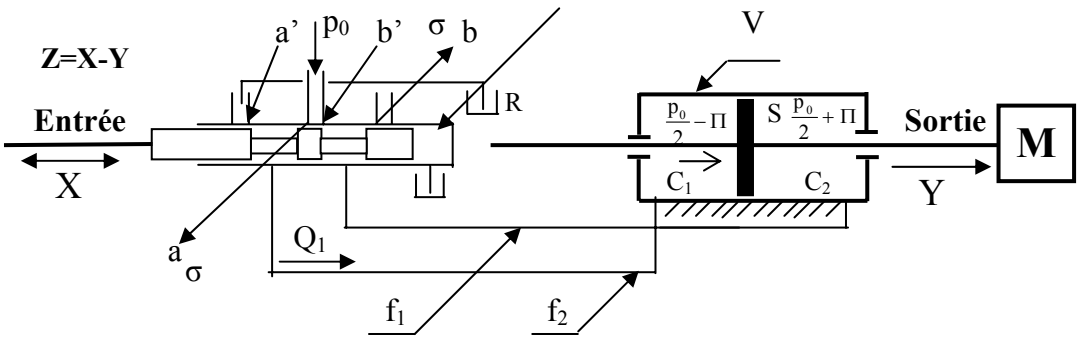


Fig. 11 vérin hydraulique désolidarisé.

Ecrivons maintenant que Z est la somme d'une constante Z_0 augmentée d'une variable z (faible devant Z_0), on à donc $Z = Z_0 + z$.

- ✓ Pour $Z = Z_0 + z$ = constante la vitesse $\frac{dY}{dt}$ est également constante, ses dérivées sont nulles : la relation (45) donne :

$$Z_0 = \frac{A}{\alpha}\frac{dY}{dt} \quad \text{d'ou} \quad Y_0 = \frac{\alpha Z_0}{A}t \tag{51}$$

✓ Pour $Z = Z_0 + z$, Y aura la valeur $Y_0 + y = \frac{\alpha Z_0}{A}t + y$ (52)

En poursuivant notre raisonnement et en admettant que $\frac{M}{p_0 A}\left(\frac{d^2Y}{dt^2}\right) = \frac{M}{p_0 A}\left(\frac{d^2y}{dt^2}\right)$ est faible devant l'unité, l'équation (45) s'écrit :

$$(Z_0 + z)\left(1 - \frac{M}{2p_0 A}\frac{d^2y}{dt^2}\right) = \frac{A}{\alpha}\left[\frac{d}{dt}(Y_0 + y) + \frac{1}{\Omega_0^2}\frac{d^3y}{dt^3}\right] \tag{53}$$

ou $Z_0 - \frac{MZ_0}{2p_0 A}\frac{d^2y}{dt^2} + z = \frac{A}{\alpha}\left[\frac{\alpha Z_0}{S} + \frac{dy}{dt} + \frac{1}{\Omega_0^2}\frac{d^3y}{dt^3}\right]$,en ne considérant que les termes principaux du développement ;

$$\text{ou } z = \frac{A}{\alpha}\frac{dy}{dt} + \frac{MZ_0}{2p_0 A}\frac{d^2y}{dt^2} + \frac{A}{\alpha}\frac{1}{\Omega_0^2}\frac{d^3y}{dt^3} \tag{54}$$

ou encore en écriture symbolique, et en divisant par y.

$$\frac{z}{y} = \frac{A}{\alpha}S + \frac{M Z_0}{2 p_0 A}S^2 + \frac{A}{\alpha}\frac{1}{\Omega_0^2}S^3 \tag{55}$$

Cette dernière équation correspond au mouvement observé lorsque le déplacement Z du tiroir du distributeur est toujours situé d'un même côte, par rapport à la position centrale. Il convient d'analyser ce que devient cette relation lorsque Z est animé d'un mouvement harmonique $Z = Z_0 \sin\omega t$.

Quant Z est positif, le débit est donné par :

$$Q_1 = Q_a = C \cdot \sigma . \sqrt{\frac{2}{\rho}} . \sqrt{p_0 - \left(\frac{p_0}{2}\Pi\right)} \tag{56}$$

$$Q_1 = Q_a = \frac{\alpha Z}{\sqrt{\frac{p_0}{2}}}\sqrt{p_0 - \left(\frac{p_0}{2} + \Pi\right)} = \frac{\alpha Z}{\sqrt{\frac{p_0}{2}}}\sqrt{\frac{p_0}{2} + \Pi} \tag{57}$$

$$Q_1 = Q_a = \alpha . Z . \sqrt{1 - \frac{2\Pi}{p_0}} \tag{58}$$

Lorsque Z est négatif ; le tiroir se déplace vers la gauche, la chambre C_1 est alors reliée à la bâche par l'orifice a', le débit Q est inversé à la différence de pression dans a' volant $\frac{p_0}{2}+\Pi$, puisque le retour de fluide se fait sans pression. Il vient donc en valeurs algébriques.

$$Q_1=\frac{\alpha Z}{\sqrt{\frac{p_0}{2}}}\sqrt{\frac{p_0}{2}+\Pi}=\alpha Z\sqrt{1+\frac{2\Pi}{p_0}} \qquad (Q_1 \text{ et } Z \text{ sont négatifs}) \qquad (59)$$

Pour un mouvement sinusoïdal, la loi du débit obéit à deux lois différentes (58) et (59) selon que $Z = Z_0 \sin\omega t$ est positif ou négatif.

Peut-on les unifier ? Développons en série le radical de l'équation (59) et retrouvons les deux premiers termes ; cette équation s'écrit :

$$Q_1=\alpha Z\left(1-\frac{\Pi}{p_0}\right)=\alpha Z-\alpha\frac{Z\Pi}{p_0} \quad \text{pour } Z>0 \qquad (60)$$

Le développement de (54) donne :

$$Q_1=\alpha Z\left(1+\frac{\Pi}{p_0}\right)=\alpha Z+\alpha\frac{Z\Pi}{p_0} \quad \text{pour } Z<0 \qquad (61)$$

Ces deux formules deviennent identiques si l'on prend, dans le 2eme terme la valeur absolue $|Z|$ et on a dans les deux cas :

$$Q_1=\alpha Z-\alpha|Z|\frac{\Pi}{p_0} \qquad (62)$$

Or $|Z|=|Z_0\sin\omega t|=|Z_0\sin\theta|$, qui vaut $+Z_0\sin\theta$ pour $0<\theta<\pi$

Et $-Z_0\sin\theta$ pour $\pi<\theta<2\pi$

C'est une fonction périodique et nous pouvons la développer en série de Fourier dont nous retiendrons le premier terme qui est : $\frac{2}{\pi}Z_0$ .nous pouvons donc écrire :

$$Q_1=\alpha Z-\frac{2\alpha}{\pi}Z_0\frac{\Pi}{p_0} \qquad (63)$$

Autres équations du système:

Equation des forces: $M\frac{d^2Y}{dt^2}=2\Pi S$ (64)

Equation des débits : $A\frac{dY}{dt}=Q_1-\beta V\frac{d\Pi}{dt}$ (65)

Eliminons Q_1 et Π entre ces 3 dernières équations et en ordonnant,

On obtient :

$$\alpha Z = A\frac{dY}{dt} + \frac{\alpha}{\pi}Z_0\frac{M}{Ap_0}\frac{d^2Y}{dt^2} + \frac{\beta VM}{2A}\frac{d^3Y}{dt^3} \qquad (66)$$

Ou encore, en utilisant l'opérateur de Laplace $S = \frac{d}{dt}$

$$\frac{Z}{Y} = \frac{A}{\alpha}S + \frac{Z_0M}{\pi p_0A}S^2 + \frac{\beta VM}{2\alpha A}S^3 = \frac{A}{\alpha}S + \frac{Z_0M}{\pi p_0A}S^2 + \frac{A}{\alpha}\frac{S^3}{\alpha\Omega_0^2} \qquad (67)$$

ou $\frac{Z}{Y} = aS + \frac{Z_0M}{\pi p_0A}S^2 + \frac{a}{\Omega_0^2}S^3$ avec $a = \frac{A}{\alpha}$ et $\Omega_0 = \frac{A\sqrt{2}}{\sqrt{\beta VM}}$ (68)

Revenons à l'étude du vérin : l'équation fonctionnelle du vérin est obtenue en remplaçant dans (56) Z par X-Y. On obtient, après ordonnancement et division par Y :

$$\frac{X}{Y} = 1 + \frac{A}{\alpha}S + \frac{Z_0M}{\pi p_0A}S^2 + \frac{A}{\alpha}\frac{S^3}{\Omega_0^2} \qquad (69)$$

(avec $\Omega_0 = \frac{S\sqrt{2}}{\sqrt{\beta VM}}$) pulsation du vérin (70)

Les conditions optimales d'amortissement sont obtenues lorsqu'on peut identifier cette équation au polynôme :

$$\frac{X}{Y} = 1 + aS + \frac{a^2}{2}S^2 + \frac{a^3}{8}S^3 \qquad (71)$$

Le rapport des termes en $\mathbf{S}^3$ et S donne : $\frac{a^2}{8} = \frac{1}{\Omega_0^2}$ ou (17) $a = \frac{\sqrt{8}}{\Omega_0}$ qui est la constante de temps du distributeur.

On utilise le système d'unité SI en l'hydraulique qui est (N/m^2 ; N ; m, Kg)
avec A : section du vérin.

$A = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right)$ ou

d : diamètre de la tige du vérin d = 42 mm ;
D : diamètre du piston du vérin D = 84 mm.

$$A = \frac{\pi}{4}\left(0.084^2 - 0.0422^2\right) = 4.1563\times10^{-3}m^2$$

β : compressibilité du fluide $\beta = 9\times10^{-9}m^2/N$;

V : volume de chambre du vérin $V=A\times C=4.1563\times10^{-3}\times0.2=4.1563\times10^{-4}m^3$;

M : masse de la charge M = 42 Kg ;

C : course du vérin C= 200 mm.

Calcul de Ω_0 :

$$\Omega_0=\frac{A\sqrt{2}}{\sqrt{\beta VM}}=\frac{4.1563\times10^{-4}\times\sqrt{2}}{\sqrt{9\cdot10^{-9}\times4.1563\cdot10^{-4}\times42}}$$

$$\Omega_0 = 46.8945 \text{ rad/S} = 7.46 \text{ Hz} \tag{72}$$

où Z_0= 0 on a : $$\frac{Z}{Y}=\frac{S}{\alpha}P\left(1+\frac{P^2}{\Omega_0^2}\right) \tag{73}$$

Remplaçons maintenant tous les paramètres par ces valeurs et inversons l'équation 69 on obtient

$$\frac{Y}{X}=\frac{1}{1+\frac{A}{\alpha}S+\frac{Z_0M}{\pi p_0A}S^2+\frac{A}{\alpha}\frac{S^3}{\Omega_0^2}} \tag{74}$$

$$G_3(S)=\frac{1}{1+1.907\cdot10^{-2}S+1.8989\cdot10^{-3}S^2+2.7426\cdot10^{-5}S^3} \tag{75}$$

III.2.3. Calcul du gain du correcteur G_4 :

Pour calculer le gain du correcteur il faut connaître les débits entrant et sortant.

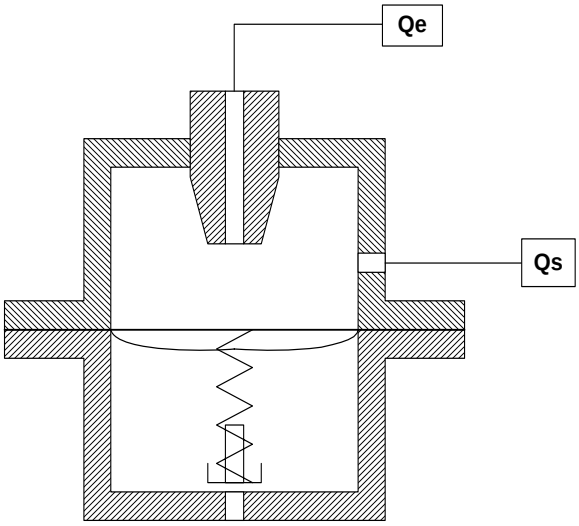


Fig. 12 Schéma du correcteur

Alors que le gain du correcteur est l'inverse du rapport entre la déformation *x* de la membrane et la force *F* qui agit sur cette dernière.

$$k_c = \frac{x}{F} = 3.02 \times 10^{-4} \, mm / N \qquad (76)$$

III.2.4. Calcul du gain du capteur G_5 :

Notre capteur, est le ressort du distributeur, son gain est le suivant :

Quant le palpeur touche la pièce, le tiroir du distributeur recule en arrière d'une quantité x qui est égale à l'ouverture de la fente "σ" qui égale à 3.04 mm alors que la force du déplacement du tiroir est :

$F = q v_2 \cos\theta = \rho A v^2 \cos\theta$

avec : $\boldsymbol{\rho} = 940 \, kg/m^3$;

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \times \left(16 \times 10^{-3}\right)^2}{4} = 2.0106 \times 10^{-4} \, m^2 \;;$$

$\boldsymbol{\theta} = 69°$;

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = \sqrt{\frac{30 \times 10^5}{940}} = 56.49 m/s \;;$$

donc : F= 282.24 N

Le gain est :

$$k_{ress} = \frac{\Sigma}{F} = \frac{3.04 \times 10^{-3}}{282.24} = 1.077 \times 10^{-5} \, m / N \qquad (77)$$

III.2.5. Calcul du gain de l'amplification de distributeur G_1 :

Le palpeur qui est utilisé sur notre commande est un palpeur mécanique, c'est-à-dire que c'est le palpeur qui donne le signal au distributeur, pour l'amplifier donc on a deux schémas :

La figure 13. Représente le palpeur au repos.

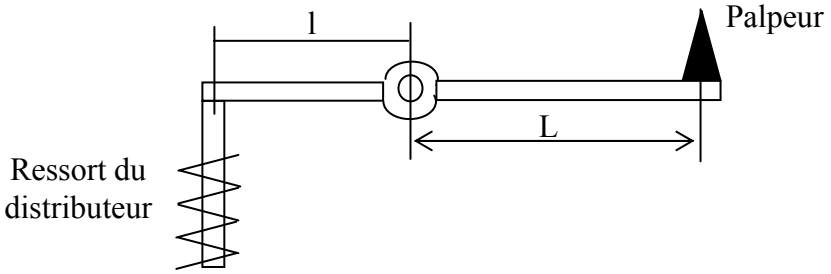


Fig.13 Schéma du capteur mécanique état de repos

La figure 14 représente le capteur au travail, le palpeur touche la pièce, cette dernière va pousser le piston du distributeur d'une quantité que l'on appelle ouverture du distributeur.

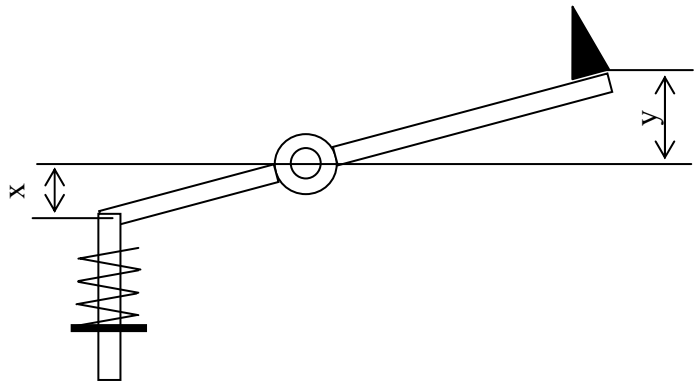


Fig.14 Schéma du capteur mécanique en état de travail

Quand le palpeur touche la pièce, il se déplace d'une quantité x vers l'arrière, le ressort va le pousser d'une quantité y pour qu'il ne ferme pas l'orifice et donne un débit supplémentaire pour amplifier le distributeur, le gain de cette amplification se calcule d'après la relation suivante :

$$\frac{y}{x} = \frac{L}{l} = 20.2 \times 10^{-3} \qquad (78)$$

III.3 Schéma bloc du système :

On regroupe les gains et les fonctions de transfert de chaque organe du schéma bloc du système et on le met dans les schémas du système asservi suivant.

III.3.1. Schéma bloc du système sans correcteur :

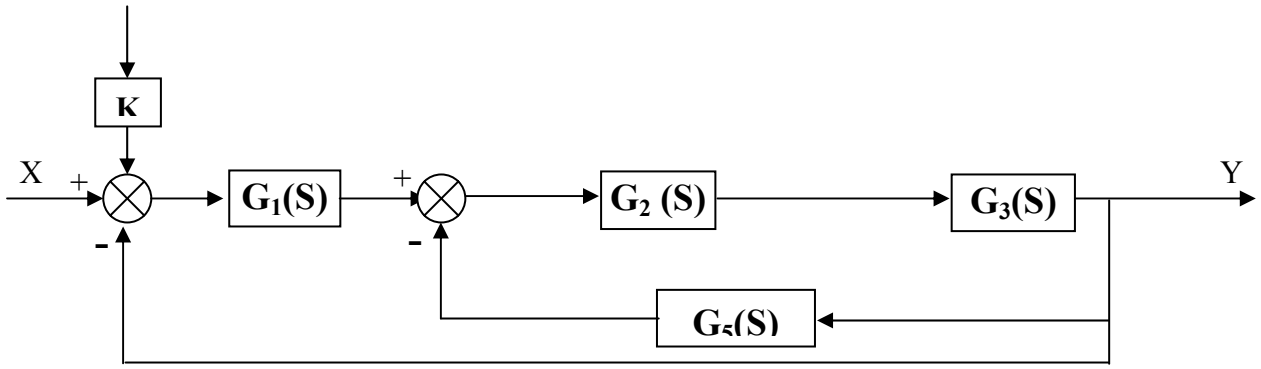


Fig15 Système asservi sans correcteur

III.3.2. Schéma bloc du système avec correcteur :

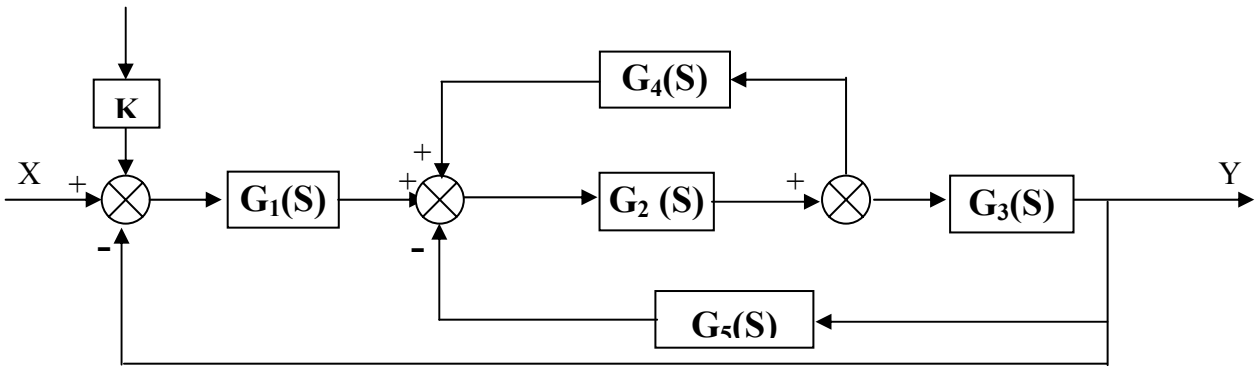


Fig. 16 Système asservi avec correcteur

III.4. Calcul de la fonction de transfert de la commande :

Après le calcul des gains de chaque bloc du schéma asservi sans correcteur et avec correcteur, on va maintenant réduire le système en un seul bloc et nous calculons la fonction de transfert de la commande pour deux cas :

Avec :

- ✓ $G_1(S) = A = 20.2 \times 10^{-3}$
- ✓ $G_2(S) = \dfrac{3.0458 \times 10^{-2}}{1 + 4.8732 \times 10^{-2} S + 1.1.2792 S^2} = \dfrac{b_3}{1 + b_1 S + b_2 S^2}$
- ✓ $G_3(S) = \dfrac{1}{1 + 1.907 \cdot 10^{-2} S + 1.8989 \cdot 10^{-3} S^2 + 2.7426 \cdot 10^{-5} S^3} = \dfrac{1}{1 + a_1 S + a_2 S^2 + a_3 S^3}$
- ✓ $G_4 = B = 3.02 \times 10^{-4}$
- ✓ $G_5(S) = C = 1.077 \times 10^{-5} m/N$

III.4.1. Fonction de transfert de la boucle sans correcteur :

Pour calculer la fonction de transfert de la commande présentée sur la figure 15 nous faisons les simplifications suivantes :

$G_2(S)$ avec$G_3(S)$ nous donne $G_6(S)$

$$G_6(S) = G_2(S) \times G_3(S)$$

$G_6(S)$ avec$G_5(S)$ nous donne $G_7(S)$

$$G_7(S) = \frac{G_6(S)}{1 + G_5(S) G_6(6)} = \frac{G_2(S) G_3(S)}{1 + G_2(S) G_3(S) G_5(S)}$$

la fonction de transfert de la boucle sans correcteur vaut :

$$\frac{Y}{X} = \frac{G_1(S) G_7(S)}{1 + G_1(S) G_7(S)} = \frac{G_1(S) \dfrac{G_2(S) G_3(S)}{1 + G_2(S) G_3(S) G_5(S)}}{1 + G_1(S) \dfrac{G_2(S) G_3(S)}{1 + G_2(S) G_3(S) G_5(S)}}$$

$$\frac{Y}{X}=\frac{G_1(S)G_2(S)G_3(S)}{1+G_1(S)G_2(S)G_3(S)+G_2(S)G_3(S)G_5(S)}$$

$$G_1(S)=A$$

$$G_2(S)=\frac{3.0458\times10^{-2}}{1+4.8732\times10^{-2}S+1.1.2792S^2}=\frac{b_3}{1+b_1S+b_2S^2}$$

$$G_3(S)=\frac{1}{1+1.907\cdot10^{-2}S+1.8989\cdot10^{-3}S^2+2.7426\cdot10^{-5}S^3}=\frac{1}{1+a_1S+a_2S^2+a_3S^3}$$

$$G_4=B$$

$$G_5(S)=C=1.077\times10^{-5}\,m/N$$

$$\frac{Y}{X}=\frac{A\frac{b_3}{1+b_1S+b_2S^2}\times\frac{1}{1+a_1S+a_2S^2+a_3S^3}}{1+A\frac{b_3}{1+b_1S+b_2S^2}\times\frac{1}{1+a_1S+a_2S^2+a_3S^3}+C\frac{b_3}{1+b_1S+b_2S^2}\times\frac{1}{1+a_1S+a_2S^2+a_3S^3}}$$

$$\frac{Y}{X}=\frac{6.1525\times10^{-4}}{3.5083\times10^{-5}S^5+2.430\times10^{-3}S^4+7.715S^3+1.5731S^2+9.2931S+1.0042} \quad (79)$$

III.4.2. Fonction de transfert de la boucle avec correcteur :

En faisant le même travail comme le précédent avec le schéma de la figure 16, et nous faisons les simplifications suivantes :

$G_2(S)$ avec$G_4(S)$ nous donne $G_6(S)$

$$G_6(S)=\frac{G_2(S)}{1-G_2(S)G_4(S)}$$

$G_6(S)$ et $G_3(S)$ avec $G_5(S)$ nous donne $G_7(S)$

$$G_7(S)=\frac{G_2(S)G_3(S)}{1-G_2(S)G_4(S)+G_2(S)G_3(S)G_5(S)}$$

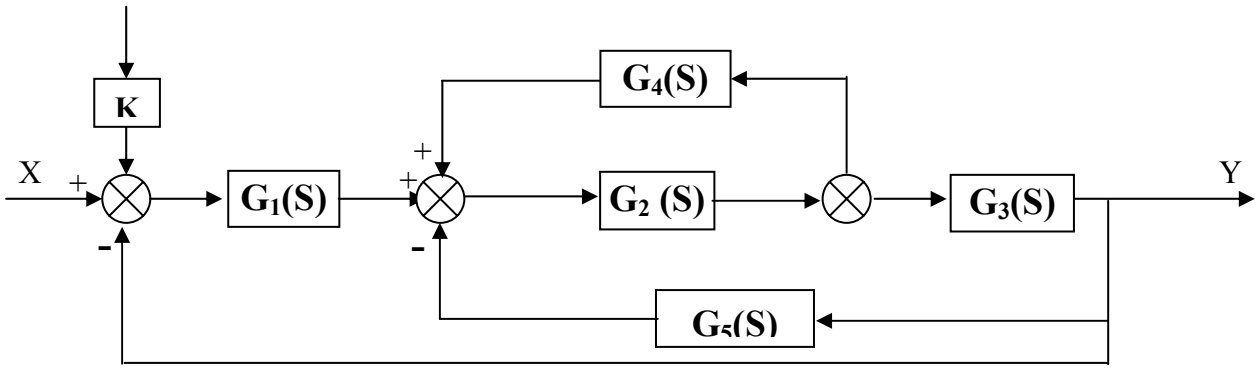


Fig. 17 Système asservi avec correcteur

$$\frac{Y}{X}=\frac{G_1(S)G_7(S)}{1+G_1(S)G_7(S)}$$

$$\frac{Y}{X}=\frac{G_1(S)G_2(S)G_3(S)}{1-G_2(S)G_4(S)+G_2(S)G_3(S)G_5(S)+G_1(S)G_2(S)G_3(S)}$$

$$\frac{Y}{X}=\frac{A\frac{b_3}{1+b_2S+b_3S^2}\times\frac{1}{1+a_1S+a_2S^2+a_3S^3}}{1-B\frac{b_3}{1+b_1S+b_2S^2}+C\frac{b_3}{1+b_1S+b_2S^2}\times\frac{1}{1+a_1S+a_2S^2+a_3S^3}+A\frac{b_3}{1+b_1S+b_2S^2}\times\frac{1}{1+a_1S+a_2S^2+a_3S^3}}$$

$$\frac{Y}{X}=\frac{6.1525\times10^{-4}}{3.5083\times10^{-5}S^5+2.430\times10^{-3}S^4+7.715S^3+1.5731S^2+6.0826S+1.0065} \quad (80)$$

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons étudié les équations régissant la commande, le but c'est d'établir le modèle mathématique et de déduire la fonction de transfert et de calculer les gains de chaque bloc du système séparé.

Après simplification nous déterminons la fonction de transfert du système globale pour les deux cas avec ou sans correcteur.

Conclusion générale

L'un des problèmes qui se pose dans l'hydraulique et l'automatique est le choix de la commande, les composant et les variables de contrôle pour cela les automaticiens ont établi un organigramme composé de plusieurs étapes successives.

L'énergie hydraulique est une énergie qui développe des grands efforts grâce au fluide sous pression, son application se trouve dans des domaines industriel, agricole, transport et autres.

Notre étude est consacrée à la détermination des valeurs d'entrée et les valeurs de sortie, et d'établir le modèle mathématique du système étudié qui est un système de synchronisation des mouvements des actionnaires hydropneumatiques et de chercher la fonction de transfert qui régit le système.

La modélisation du système et le calcul des ces performances ont permis de concevoir des correcteurs pour intervenir lors des charges variables

Donc après une étude approfondie du système sans correcteur du point de vue statique et dynamique on à trouve que le système peut être stable mais il perd certaines qualité et performances si on regarde le coté énergétique on précision. Car la précision est un paramètre essentiel dans toute action d'un système d'asservissement commandant une machine outil ou en engin de travaux publiques ou autres. C'est pour cela qu'on à fait appel à la conception et l'étude d'un correcteur pouvant réduire les erreurs dues aux variations de la charge sans pour autant influences la stabilité du système ou sa fiabilité.

Le correcteur, dans notre cas, est un dispositif à membrane installé entre l'actionnaire et le tiroir asservi, nous permet de corriger automatiquement le déplacement de l'outil selon la trajectoire suivie par le palpeur le long de la pièce type ou gabarit (signaux électromagnétique pour les M.O.C.N) et qui doit réaliser des pièces de la même forme.

Pour cela on a élaboré un modèle mathématique qui nous a facilité l'étude de la stabilité, de la précision et en général de la comparaison entre le système avec et sans correcteur. Les résultas sont satisfaisant et répondent aux exigences posées, le calcul à été réalisé à l'aide du logiciel Matlab

Le problème de synthèse est le même que celles de toutes les synthèses en génie; comme les composantes du système sont données sans correcteur, il s'agit de faire le projet de celui-ci de soit que le système complet satisfasse les clauses techniques (cahier de charges). Si cette synthèse ne donne aucun résultat, on introduit alors un correcteur dans notre système asservi dont le rôle sert à modifier les performances de la stabilité, la sensibilité et la précision.

Conclusion générale

L'un des problèmes qui se pose dans l'hydraulique et l'automatique est le choix de la commande, les composant et les variables de contrôle pour cela les automaticiens ont établi un organigramme composé de plusieurs étapes successives.

L'énergie hydraulique est une énergie qui développe des grands efforts grâce au fluide sous pression, son application se trouve dans des domaines industriel, agricole, transport et autres.

Notre étude est consacrée à la détermination des valeurs d'entrée et les valeurs de sortie, et d'établir le modèle mathématique du système étudié qui est un système de synchronisation des mouvements des actionnaires hydropneumatiques et de chercher la fonction de transfert qui régit le système.

La modélisation du système et le calcul des ces performances ont permis de concevoir des correcteurs pour intervenir lors des charges variables

Donc après une étude approfondie du système sans correcteur du point de vue statique et dynamique on à trouve que le système peut être stable mais il perd certaines qualité et performances si on regarde le coté énergétique on précision. Car la précision est un paramètre essentiel dans toute action d'un système d'asservissement commandant une machine outil ou en engin de travaux publiques ou autres. C'est pour cela qu'on à fait appel à la conception et l'étude d'un correcteur pouvant réduire les erreurs dues aux variations de la charge sans pour autant influences la stabilité du système ou sa fiabilité.

Le correcteur, dans notre cas, est un dispositif à membrane installé entre l'actionnaire et le tiroir asservi, nous permet de corriger automatiquement le déplacement de l'outil selon la trajectoire suivie par le palpeur le long de la pièce type ou gabarit (signaux électromagnétique pour les M.O.C.N) et qui doit réaliser des pièces de la même forme.

Pour cela on a élaboré un modèle mathématique qui nous a facilité l'étude de la stabilité, de la précision et en général de la comparaison entre le système avec et sans correcteur. Les résultas sont satisfaisant et répondent aux exigences posées, le calcul à été réalisé à l'aide du logiciel Matlab

Le problème de synthèse est le même que celles de toutes les synthèses en génie; comme les composantes du système sont données sans correcteur, il s'agit de faire le projet de celui-ci de soit que le système complet satisfasse les clauses techniques (cahier de charges). Si cette synthèse ne donne aucun résultat, on introduit alors un correcteur dans notre système asservi dont le rôle sert à modifier les performances de la stabilité, la sensibilité et la précision.

References bibliographies

[1]. R. Affouard, *Vérins hydrauliques,* 1991 édition Technique de l'ingénieur.

[2]. D. Arzelier, D. Peaucelle, *Représentation et analyse des systèmes linéaires,* 1997 Polycopié de cours ENSICA.

[3]. T.M.Bachta, *Hydraulique en construction mécanique,* 1971 édition Mir.

[4]. L. Baratchart, P. Bernhard, *automatique et systèmes,* 1970 édition Technique de Masson et Cie.

[5] N. Belhattab, *Etude et réalisation des constructions correctives des commandes d'asservissement hydraulique,* Thèse de PhD, 1988 Institut polytechnique de Leningrad.

[6]. P. Bertrand, D. Bouteille, *Les automatismes électropneumatiques, et pneumatiques* 1985 éditions de l'usine nouvelle.

[7]. J. M. Bleux, J. L. Fanchon, *Génie mécanique, Automatismes industriels,* 1996 édition Nathan.

[8]. J. M. Bleux, J. L. Fanchon, *Mémento hydraulique industriels,* 1996 édition Nathan.

[9]. J. M. Bleux, J. L. Fanchon, *Mémento pneumatique industriels,* 1996 édition Nathan.

[10]. E. Boillot, *Asservissements et régulations continus, Analyse et synthèse,* 2000 Téchnip.

[11] P. Borne, G. Dauphin-Tanguy, J.P. Richard, F. Rotrlla, I. Zambettakis, *Analyse et régulation des processus industriels,* Tome I *Régulation continue,* 1993 édition Téchnip.

[12]. E. K. Boukas, M. Bentounes, *Servomécanismes* 1997 Ecole polytechnique de Montréal.

[13]. P. Bourzac, *Automatique et asservissement document du cours,* 2001 lycée hoche.

[14]. X. Brun , A. Doria Cerezo, D. Thomasset, *Optimisation énergétique et commande plate en éléctropneumatique,* journées doctorales Nancy 21/22/23 septembre 1997.

[15]. M. Clique, *Représentation d'un système,* 1994 éditions Techniques de l'ingénieur.

[16]. A. Comport, M. Pressigout, E. Marchant, F. Chaumette *Une loi de commande robuste aux mesures aberrantes des asservissements visuel.* IEEE int conf on robotic and automation mai 2000.

[17]. G. Dallemagne, *Fluide hydraulique fonction classification,* 1999 éditions Techniques de l'ingénieur.
[18]. M.Djaref, A. Guelalta, *Mémoire de fin d'étude d'ingéniorat, Etude et conception d'un dispositif de mesure des tubes sans soudure* 1991 Université de Sétif.
[19]. D. Dupont, *Réalisation technologique du GRAFCET,* 2003 éditions Techniques de l'ingénieur.
[20]. J. Faisandier, *Mécanismes hydrauliques et pneumatiques,* 1999 éditions Dunod.
[21]. M. Frelin, *Caractéristique des fluides,* 1998 édition Technique de l'ingénieur.
[22]. G. Gilles, *Mécanique des fluides et hydraulique,* 1982 éditions McGraw-Hille.
[23]. M. Guillon, *Asservissement hydraulique et éléctrohydraulique*, 1949 éditions techniques de l'ingénieur.
[24]. M. Hamy, *Régulation hydraulique,* 1983 éditions Techniques de l'ingénieur.
[25]. P. Jargot, *Langages de programmation,* 1999 éditions Techniques de l'ingénieur.
[26] R. Labonville, *Circuits hydrauliques,* 1991 éditions de l'école polytechnique de Montréal.
[27]. E. Lecœur, J. Pilard. *Usinage sur machines-outils,* 1979 éditions Delagrave Collection technique et normalisation.
[28]. B. Leneindre, R. Tufeu, *Conductivité thermique des fluides,* et des gaz 1979 éditions Techniques de l'ingénieur.
[29]. V.A. Leshenko, *Commande d'asservissement hydraulique,* 1968 édition Mir.
[30]. J.C. Maré, *Actionneurs hydraulique commande,* 2002 éditions Techniques de l'ingénieur.
[31] J.C. Maré, *Actionneurs hydraulique conception préliminaire,* 2002 éditions Techniques de l'ingénieur.
[32]. J. Marsot, *Dispositifs éléctrohydraulique à commande proportionnelle,* Cahiers de notes documentaires - hygiène et sécurité de travail, N° 189, 4éme trimestre 2002
[33]. L. Martin, *Circuits de transmissions hydrostatiques,* 1999 éditions Techniques de l'ingénieur.
[34]. L. Martin, *Transmission hydrostatique assemblage et conception de circuits,* 2000 éditions Techniques de l'ingénieur.
[35]. L. Martin, *Transmission hydrostatique et organes de transmission,* 1999 éditions Techniques de l'ingénieur.
[36]. V. Minzu, B. Langu, *Commande automatique des système linéaires continus,* 2001 éditions Ellipses, Paris
[37]. M. Méerov ; Y. Mikhaïlov ; V. Fridman *Principes de la commande automatique,* 1979 éditions Mir
[38]. A. Mokhtari, L.Laval, N.K.M'Sidri, *Commande en force explicite d'un système hydraulique par l'approche GH∞ polynomial*, IEEE International conf on robotics and automation 1996 Minneapolis.
[39]. P. Mouyon, C. Cumer, Y. Losser *Retouches de correcteurs,* 2001 européen control conf
[40]. M. Nougaret, *Principes généraux des correction,* 1994 éditions Technique de l'ingénieur.

[41]. H. Nussbaumer, *informatique industrielle Tomme III et IV*, 1987 Presse polytechniques romandes.
[42]. B. Ould-Bouamama, *Régulation automatique* 1998 Ecole polytechnique de Montréal
[43]. A. Pomerleau, *La commande des procédés industriels*, 1997 édition Hérmes.
[44]. A. Rachid, *Régulation électromécanique*, 1997 édition technique de l'ingénieur.
[45]. C. Sourisse, *Principes des chaîne de régulation*, 1998 éditions Technique de l'ingénieur.
[46]. Y. Tanguy, D. Viault, *Performances d'un système asservi*, 1994 éditions Technique de l'ingénieur.
[47]. C.Vasseur, *Réalisation numérique des correcteurs*, 1998 éditions édition Technique de l'ingénieur
[48]. Y. Tchouprakov, *Commande hydraulique et automatismes hydrauliques*, 1979 édition mir.
[49]. A. Xhuvani, M. Fadel, J. Faucher, *Identification en vu de la commande pour une sustentation magnétique*, note interne 2001 LEEI-ENSEEIHT.
[50]. D. Thomasset, X. Brun, A. Doria Cerazo, *optimisation énergétique et commande plate en electopneumatique*, journal of système control engineering, 1999 Vol 215.
[51]. B. Eryilmaz, B. H. Wilson, *Unified modeling and analysis of a proportional valve* Journal of the Franklin Institute 07/2005 645-654
[52]. Z. Shi, F. Gu, B. Lennox, A.D. Ball, The *development of an adaptive threshold for model-based fault detection of a nonlinear electro-hydraulic system* 02/2005 1357-1367