

**UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA DE BEJAIA.**

**Département de génie électrique**

# **Mémoire**

**En vue de l'obtention d'un diplôme de Master**

**En électromécanique**

**Option : électromécanique**

## **Thème**

**Etude et simulation d'une machine**

**à percer hydraulique série**

**Réalisé par : TAIBI ANIS**

**Devant le jury composé de :**

**Président : M<sup>r</sup> IMAOUCHENE YACINE**

**Encadreur : M<sup>r</sup> Aouzellagen Haroun**

**Examinatrice : M<sup>r</sup> Mokrani Ahmed**

**Année universitaire 2023-2024**



## SOMMAIRE

Introduction général .....	1
CHAPITRE 1	
1. Introduction.....	2
2.1. Définition générale des pompes .....	2
2.2. Rôle de la pompe dans un système hydraulique .....	2
2.3. Symboles .....	3
2.4. Classification des pompes .....	3
2.4.1. Les pompes volumétriques .....	3
2.4.1.1. Les pompes volumétriques rotatives .....	4
2.4.2. Les pompes centrifuge .....	7
2.4.3. Choix des pompes hydrauliques .....	8
3.1. Définition.....	9
3.2. Symbole du moteur hydraulique .....	9
4.1. Définition .....	10
4.2. Principaux type de vérins .....	11
4.2.1. Vérin linéaires .....	11
4.2.2. Les vérins .....	14
4.2.3. Choix des vérins hydraulique .....	16
5.1. Définition .....	22
5.2. Symbole .....	23
6.1. Régulation de pression .....	24
6.2. Le control de débit .....	25
6.2.1. Limiteur de débit .....	25
6.2.2. La valve de séquence .....	25

6.2.3. La valve d'équilibre .....	26
6.3 Les accumulateurs .....	26
6.3.1. Principe .....	26
6.3.2. Accumulateur a vessie .....	27
6.3.3. Les déifiantes fonctions d'un accumulateur .....	28
7. Conclusion .....	29
 CHAPITRE 2	
2.1. Introduction .....	30
2.2. Problème .....	30
2.3. Moteur hydraulique .....	30
2.3. Dimensionnement des éléments du circuit hydraulique .....	30
2.3.1. Dimensionnement du vérin A.....	30
2.3.2. Dimensionnement du vérin B.....	35
2.3.3. Moteur hydraulique .....	38
2.3.4. Détermination de la pompe hydraulique .....	40
2.3.5. Taille du réservoir .....	44
2.3.6. Détermination des tuyauteries .....	44
2.4. Conclusion.....	50
 CHAPITRE 3	
3.1. Introduction.....	51
3.2. Logiciel de simulation.....	51
3.3. Schéma du circuit hydraulique.....	52
3.4. Simulation du cas étudié.....	53
3.5. Résultats de la simulation.....	54
3.6. Conclusion.....	56

Conclusion Générale.....57

## *Dédicace*

Je dédie ce travail à mes très chers parents, qui m'ont toujours soutenu et encouragé dans mes rêves. Je suis profondément reconnaissant pour tous les sacrifices que vous avez faits pour moi, pour les longues nuits de travail et les journées de fatigue que vous avez passées pour me permettre d'étudier. Je vous remercie également pour les conseils et les encouragements que, qui m'ont aidé à grandir et à me développer dans ma vie. Je vous souhaite que Dieu vous récompense par le paradis et vous garde une vie pleine de joie.

## **Introduction générale**

Les systèmes hydrauliques sont des technologies très répandues dans le monde industriel, utilisées dans de nombreux domaines pour actionner des équipements lourds et effectuer des mouvements amples. Ils sont particulièrement adaptés aux applications nécessitant des forces ou des couples élevés.

Les différentes opérations d'usinage sont contrôlées par des circuits hydrauliques séquentiels. Cela permet de s'assurer que chaque étape (serrage, rotation, avance, etc...) se produise au bon moment dans le cycle de travail.

Les paramètres essentiels à considérer pour assurer le bon fonctionnement d'un circuit hydraulique sont la pression et le débit, la capacité de stockage, la viscosité du fluide, la température et le dimensionnement des composants. En prenant en compte ces paramètres, il est possible de concevoir et de mettre en œuvre un circuit hydraulique efficace et fiable.

L'objectif de ce travail, est de réaliser le dimensionnement d'un circuit hydraulique adéquat pour une opération de perçage. Le serrage de la pièce et l'outil de perçage se font séquentiellement. Le système hydraulique est constitué de deux vérins, le premier vérin conçu pour permettre à faire déplacer des charges de masses différentes par contre, le deuxième vérin assure la descente et la montée de l'outil de perçage, ce dernier est monté sur un moteur hydraulique, lié mécaniquement au moteur hydraulique.

Dans ce projet, le travail effectué se compose de trois chapitres comme suit :

Le premier chapitre traite les différents composants hydrauliques nécessaires et leurs fonctionnements, les types, les caractéristiques, et les avantages et les inconvénients.

Le deuxième chapitre, consiste sur une étude, dimensionnements et choix des composants, d'une installation hydraulique selon un cahier des charges établi,

Le troisième chapitre est consacré à la simulation du circuit hydraulique en utilisant le logiciel Fluid-SIM.

## Liste des figures

Figure 1.1 : symbole des pompes .....	3
Figure 1.2 : pompe à engrenage extérieures .....	4
Figure 1.3 : pompe à engrenages intérieures.....	4
Figure 1.4 : Pompes à palettes à cylindrée fixe.....	5
Figure 1.5 : Pompes à palettes à cylindrée variable.....	6
Figure 1.6 : Fonctionnement de la pompe centrifuge.....	7
Figure 1.7 : Symboles des moteurs hydrauliques.....	9
Figure 1.8 : Vérin double effet.....	11
Figure 1.9 : Vérin simple effet.....	11
Figure 1.10 : Vérin A rappel par ressort.....	12
Figure 1.11 : Vérin A piston plongeur.....	12
Figure 1.12 : Vérin A double tige.....	12
Figure 1.13 : Vérin double effet.....	13
Figure 1.14 : Vérin Télescopique.....	14
Figure 1.15 : vérin a palettes.....	14
Figure 1.16 : vérin a crémaillère.....	15
Figure 1.17 : Vérin a vis.....	15
Figure 1.18 : Vérin double effet à amortissement.....	16
Figure 1.19 : sortie de vérin.....	17
Figure 1.20 : Rentrée du vérin.....	18
Figure 1.21 : Vitesse en sortie du vérin.....	20
Figure 1.22 : Vitesse en retour du vérin.....	21
Figure 1.23 : Symboles du distributeur.....	23
Figure 1.24 : limiteur de pression .....	24
Figure 1.25 : Le réducteur de pression à action direct.....	25
Figure 1.26 : limiteur de débit.....	25
Figure 1.27 : La valve de séquence.....	26
Figure 1.28 : La valve d'équilibre.....	26
Figure 1.29 : Composants d'un accumulateur à vessie.....	27
Figure 1.30 : Accumulateur Dilatation thermique.....	28
Figure 1.31 : Accumulateur amortissement de pulsations.....	28
Figure 1.32 : Accumulateur compensation de fuites.....	28
Figure 2.1 : Mode de fixation.....	33
Figure 2.2 : Abaque de flambage Vérin A.....	34
Figure 2.3 : Abaque de flambage Vérin B .....	37
Figure 2.4 : Moteur hydraulique HYDRODIS Danfo.....	39
Figure 2.5 : Catalogue du constructeur HYDRO LEDU.....	41
Figure 2.6 : Caractéristiques de la pompe à piston HYDRO LEDUC.....	42
Figure 2.7 : Pompe à piston HYDRO LEDUC.....	43
Figure 3.1 : Interface Fluidsim .....	51
Figure 3.3 : Circuit hydraulique sous Fluidsim. . . . .	53
Figure 3.4 : Pilotage SOL1... ..	54
Figure 3.5 : Pilotage SOL3.... ..	55



## Liste des Tableaux

Tableau 2.1 : Diamètre du vérin A.....	34
Tableau 2.2 : Diamètre du vérin B.....	37
Tableau 2.3 : Diamètre des tubes (vérin A).....	45
Tableau 2.4: Diamètre des tubes (vérin B).....	46
Tableau 2.5 : Diamètre des tubes (moteur hydraulique).....	48
Tableau 2.6 : Diamètre des tubes (pompe).....	49

# **Chapitre 1**

## **Choix et Modélisation des différents éléments du système étudié**

## **1. Introduction**

L'hydraulique industrielle est un domaine vaste qui s'intéresse aux composants essentiels de la réalisation de circuits hydrauliques, tels que les pompes, les distributeurs, les vérins, appareils de contrôle et de régulation. Les industries traditionnelles ont passé des techniques mécaniques à des techniques électroniques, informatiques et automatiques, ce qui a permis la réalisation de nombreuses installations automatisées avec des performances, fiabilité et robustesse démontrées. Actuellement, on assiste à une fusion entre l'hydraulique et l'électronique, ce qui débouche sur les deux propriétés recherchées : la puissance et la souplesse. Les composants d'un système hydraulique dans l'industrie comprennent des pompes, des vérins, des distributeurs, des appareils de contrôle et de régulation, des circuits de commande électrohydraulique et des systèmes de renforcement. L'hydraulique industrielle a connu des progrès significatifs, notamment avec l'utilisation de commandes proportionnelles et de systèmes électroniques pour améliorer la fiabilité et la souplesse des systèmes hydrauliques. Les domaines d'utilisation de l'hydraulique industrielle sont variés, allant des systèmes de forage et de carrières aux applications en électronique de puissance et aux systèmes hydrauliques et structures urbaines. Les systèmes hydrauliques et pneumatiques sont essentiels pour la transmission de puissance dans les systèmes industriels automatiques. Les systèmes hydrauliques sont également utilisés dans les applications de commande de débit indépendante de pression, tels que les excavatrices, qui permettent de commander le système hydraulique de manière variable en faisant intervenir une régulation indépendante de débit.

## **2. La pompe hydraulique [1]**

### **2.1. Définition générale des pompes**

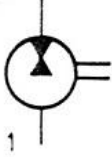
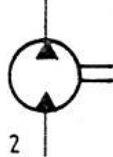
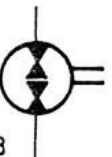



Les pompes sont des machines hydrauliques qui servent à déplacer des liquides ou à faire circuler le liquide. Le rôle d'une pompe dans un système hydraulique est de transformer une énergie fournie par un moteur thermique ou électrique en énergie hydraulique.

### **2.2. Rôle de la pompe dans un système hydraulique**

Le rôle d'une pompe dans un système hydraulique est crucial car elle transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique en générant du débit. Contrairement à l'affirmation fournie, une pompe ne se contente pas d'aspirer le pétrole d'un réservoir et de le rejeter ; au lieu de cela, il joue un rôle fondamental dans la conversion de l'énergie mécanique en pression et en débit hydrauliques. La fonction principale de la pompe est de fournir la pression nécessaire pour déplacer le fluide dans le système, permettant ainsi au système d'effectuer un travail efficace. Essentiellement, une pompe est

un élément clé qui assure la circulation et la distribution du fluide hydraulique au sein du système, facilitant la transmission de la puissance et le contrôle de divers mécanismes hydrauliques. [1]

### 2.3. Symboles

POMPES-MOTEURS			
SYMBOLE			SIGNIFICATION
			Appareil à 2 fonctions (Pompe-Moteur) hydraulique à cylindrée fixe 1 – avec inversion du sens de flux 2 – sans inversion du sens de flux 3 – à deux sens de flux
			Appareil à 2 fonctions (Pompe-Moteur) hydraulique à cylindrée variable 1 – avec inversion du sens de flux 2 – sans inversion du sens de flux 3 – à deux sens de flux

**Figure 1.1** : Symbole des pompes

### 2.4. Classification des pompes

Toutes les pompes sont divisées en deux classes principales selon le mode de fonctionnement les pompes volumétriques et les pompes centrifuges (turbopompes).

Les pompes volumétriques fonctionnent en déplaçant un volume spécifique de fluide à chaque cycle, tandis que les pompes centrifuges utilisent la force centrifuge pour élever le fluide et le déplacer.

#### 2.4.1. Les pompes volumétriques [2]

Les pompes volumétriques sont des machines qui permettent de déplacer un fluide en utilisant un élément mobile qui se déplace dans un corps fixe. Elles sont généralement auto-amorçantes et fonctionnent en diminuant la pression en amont, ce qui permet l'aspiration du liquide. Les pompes volumétriques peuvent être linéaires ou rotatives, et elles permettent d'obtenir des hauteurs manométriques totales élevées, même si le débit est généralement plus faible et le rendement est souvent inférieur à 90 %. Les pompes volumétriques sont utilisées dans divers domaines, notamment dans la production de vide et les pompes à transfert de gaz.

### 2.4.1.1. Les pompes volumétriques rotatives

#### 1) Les pompes à engrenages

##### a) Les pompes à engrenages extérieures

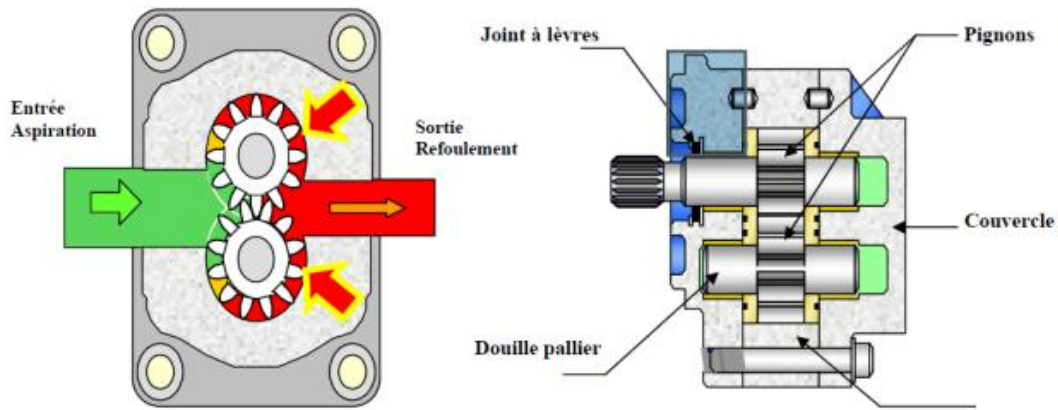


Figure 1.2 : Pompe à engrenages extérieures

Caractéristiques techniques:

- Cylindrée = 1-5 cm<sup>3</sup>/tr
- Pression = 220-550 bar
- Vitesse de rotation = 750/4000 tr/min

##### b) Les pompes à engrenages intérieures

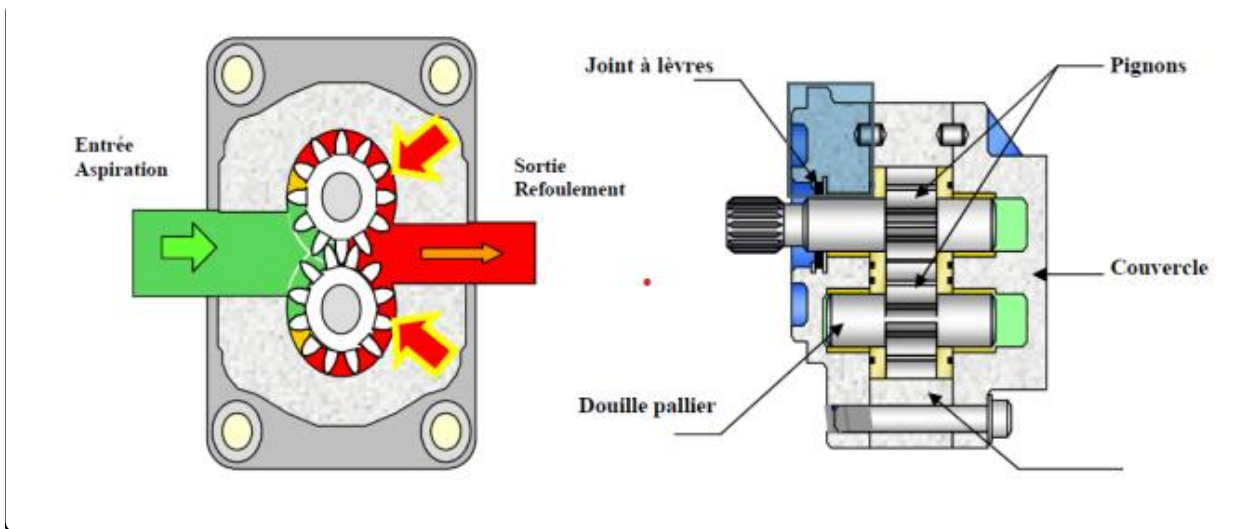


Figure 1.3 : Pompe à engrenages intérieures

Caractéristiques techniques

- Cylindrée : 250 cm<sup>3</sup> /tour maxi
- Pression de service : 250 bars maxi
- Rendement élevé : 0,9

2) Les pompes à palettes

a) Pompes à palettes à cylindrée fixe

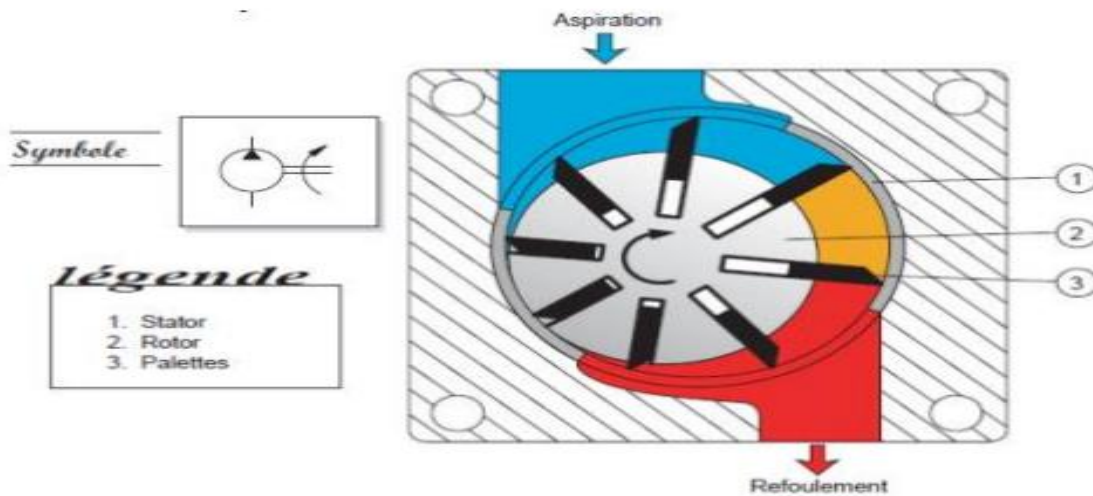


Figure 1.4 : Pompes à palettes à cylindrée fixe

Caractéristiques techniques

- débits allant jusqu'à 100 m<sup>3</sup> .h-1
- pressions au refoulement de 4 à 8 bars.
- conviennent aux liquides peu visqueux

b) Pompes à palettes à cylindrée variable (autorégulatrice)

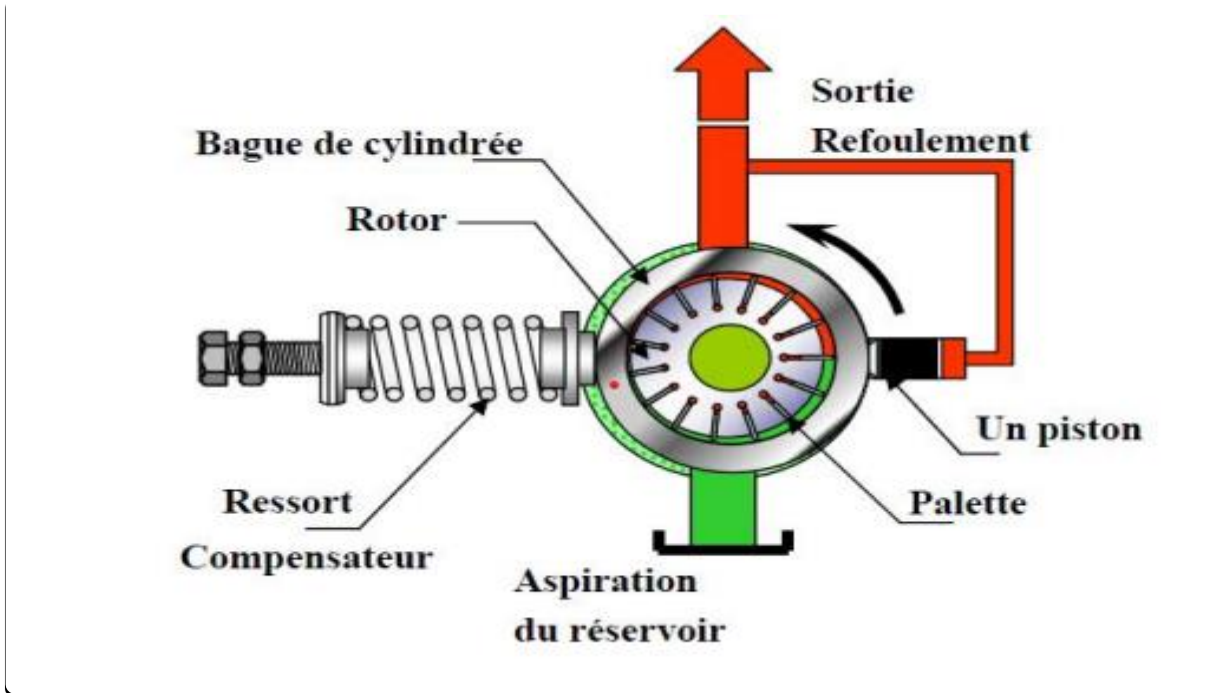


Figure 1.5: Pompes à palettes à cylindrée variable

#### Caractéristiques techniques

- Cylindrée : 100 cm<sup>3</sup> /tour maxi
- Pression de service : 160 bars maxi
- Rendement de 0,9 avec rotor équilibré

#### Avantages des pompes volumétriques

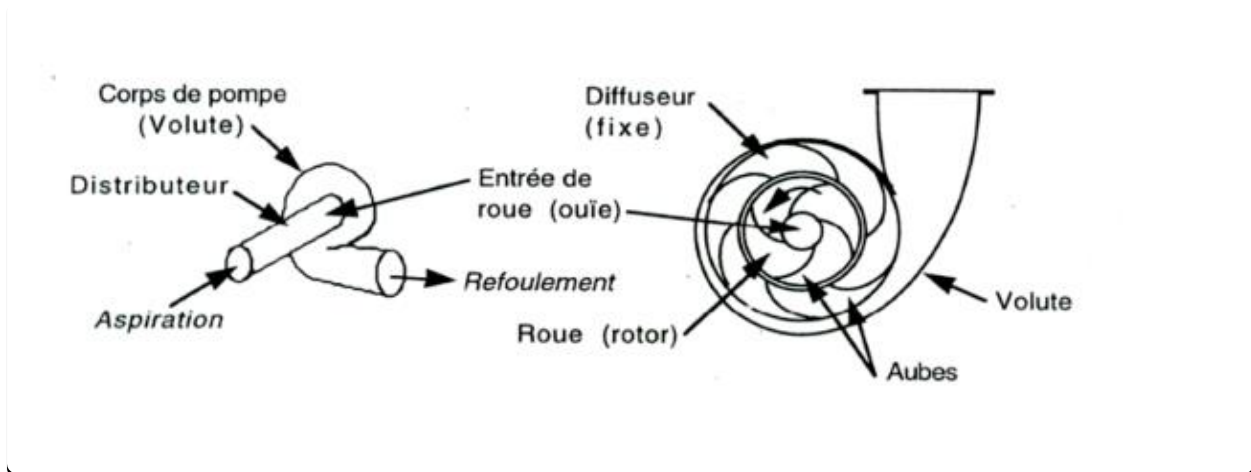
- Permettent de réaliser des pompages avec des hauteurs manométriques totales élevées.
- Offrent une constance de la qualité.
- Limite les interactions avec le milieu externe et les risques de production.
- Systématisent les bonnes pratiques de fabrication.

#### Inconvénients des pompes volumétriques

- Le débit est généralement plus faible que pour les pompes centrifuges.
- Le rendement est souvent inférieur à 90 %.
- Les fuites internes peuvent réduire le rendement.
- Les pompes volumétriques sont en général plus coûteuses que les pompes centrifuges.

### 2.4.2. Les pompes centrifuges

Les pompes centrifuges sont des machines hydrauliques qui utilisent la force centrifuge pour transférer l'énergie cinétique d'un fluide vers une pression plus élevée. Elles sont composées d'une roue à aubes, d'un stator, et d'un collecteur en forme de spirale appelé volute. La roue à aubes tourne autour de son axe et communique de l'énergie cinétique au fluide qui est dirigé vers la roue en rotation. Cette énergie cinétique est transformée en énergie de pression dans la volute. Un diffuseur à la périphérie de la roue permet d'optimiser le flux sortant et de limiter les pertes d'énergie. [2]



**Figure 1.6 :** Fonctionnement de la pompe centrifuge

#### Avantages des pompes centrifuges

- Construction simple avec peu de composants mobiles, conduisant à une longue durée de vie.
- Réglage facile du débit de refoulement grâce à une vanne en sortie de pompe ou en modifiant la vitesse de rotation de la pompe.
- Capacité de vitesse de rotation élevée, permettant un entraînement direct par un moteur électrique ou une turbine.
- Concentration de puissance élevée et taille de construction compacte.

#### Inconvénients des pompes centrifuges

- Instabilités de fonctionnement à débit partiel.
- un faible rendement de pompage, inférieur à 10% à 20 m.



- Seuil de démarrage en énergie très élevé.
- Impossibilité de fonctionner à un débit inférieur au débit critique.

### 2.4.3. Choix de la pompe hydraulique

La pompe hydraulique se caractérise par :

- Débit volumétrique : C'est le volume d'huile que la pompe peut fournir pendant l'unité de temps.
- Cyclindrée: la cylindrée correspond au volume d'huile théorique débitée par tour en litre. Donc, le débit  $Q$  correspond à la cylindrée par la vitesse de rotation.
- Puissance hydraulique : Puissance hydraulique est un concept qui se réfère à la transmission et l'utilisation de l'énergie hydraulique dans des systèmes mécaniques et industriels.

#### Rendements :

Rendement Volumétrique ( $\eta_v$ )

Rendement Mécanique ( $\eta_m$ )

Rendement Globa ( $\eta_g$ )

\* Le rendement volumétrique : rapport du débit réel au débit théorique, (qui permettra de connaître les fuites)

\* Le rendement mécanique : rapport de la pression théorique à la pression réelle, ou le rapport du couple théorique au couple réel.

Le produit de ces deux rendements est évidemment le rendement global.

\* Le rendement global :

Il est également fonction du rapport puissance hydraulique et puissance mécanique :

#### La vitesse de rotation

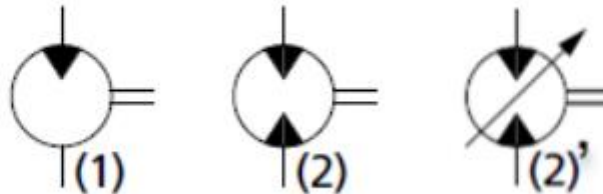
La vitesse de rotation maximale en fonctionnement continu (dite vitesse nominale) est principalement limitée par la capacité de la pompe d'aspirer le fluide dans certaines conditions spécifiques.

### 3. Moteur hydraulique [3]

#### 3.1- Définition

Le moteur hydraulique est un appareil mécanique qui transfère l'énergie hydraulique en énergie mécanique. Il utilise le débit d'huile qui est poussé dans le circuit hydraulique par une pompe hydraulique et le transforme par un mouvement rotatoire pour entraîner un autre dispositif. Une différence de pression existe entre l'admission et le refoulement du moteur, et cette différence de pression s'applique sur les parties mobiles internes du moteur qui sont reliées mécaniquement à l'arbre d'accouplement du moteur. Sous l'effet de la différence de pression, les pièces mobiles internes se déplacent et entraînent ainsi l'arbre du moteur et la charge à déplacer.

#### 3.2- Symboles du moteur hydraulique



(1).Moteur hydraulique à cylindrée fixe à un seul sens de flux.

(2) Moteur hydraulique à cylindrée fixe à un deux sens de flux.

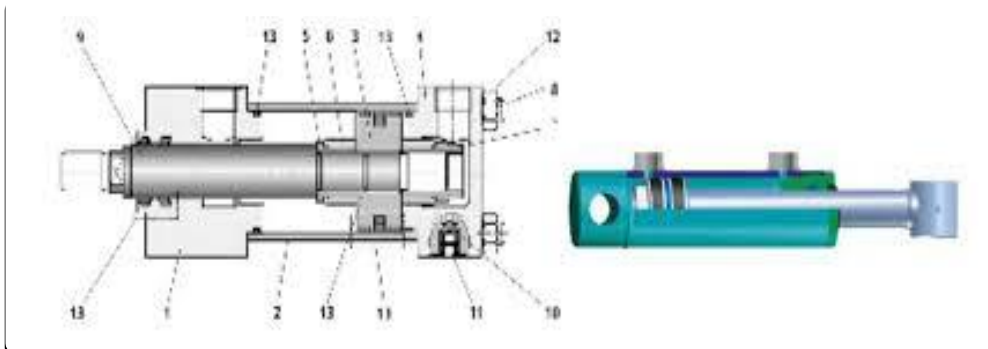
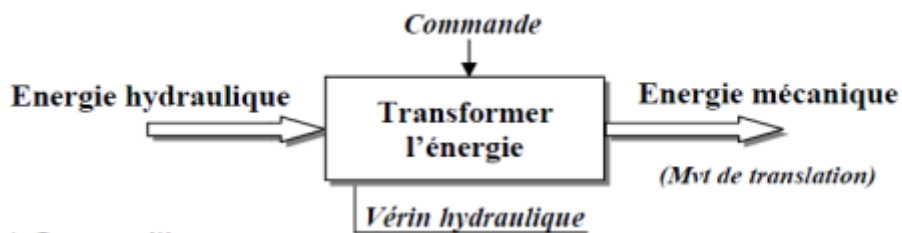
(3) Moteur hydraulique à cylindrée réglable et à deux sens de flux.

**Figure 1.7** : Symboles des moteurs hydrauliques

## 4. Les vérins [4]

### 4.1. Définition

Un vérin hydraulique est un composant essentiel dans un circuit hydraulique, car il est l'élément récepteur d'énergie et permet de générer un effort important avec une vitesse précise. Il fonctionne en convertissant l'énergie hydraulique en force mécanique, ce qui est utile pour les applications de levage, de déplacement ou de contrôle de mouvement.



**Figure 1.8 :** Vérin double effet

#### Légende:

- |           |                           |                          |
|-----------|---------------------------|--------------------------|
| 1/ Tête   | 5/Chemise d'adaptation    | 9/Tige de piston         |
| 2/ Corps  | 6/Chemise d'amortissement | 10/Vis de purge d'air    |
| 3/ Piston | 7/ Ecrou de piston        | 11/ Capuchon de sécurité |
| 4/ Fond   | 8/Tirant                  | 12/Ecrou de Tirant       |

Le jeu de joint 13 comprenant : Joint racleur, Joint de la tige, Joint de piston, Joint Torique, Bague d'appui, Bague de guidage).

## 4.2. Principaux types de vérins

### 4.2.1. Vérin linéaires

#### a) Vérin simple effet :

Le vérin simple effet est un récepteur hydraulique qui ne reçoit le débit que sur une seule face. Il ne peut donc fournir un effort sous contrôle hydraulique que dans une seule direction, la course retour pouvant être effectuée par une force quelconque (ressort ou charge extérieure).

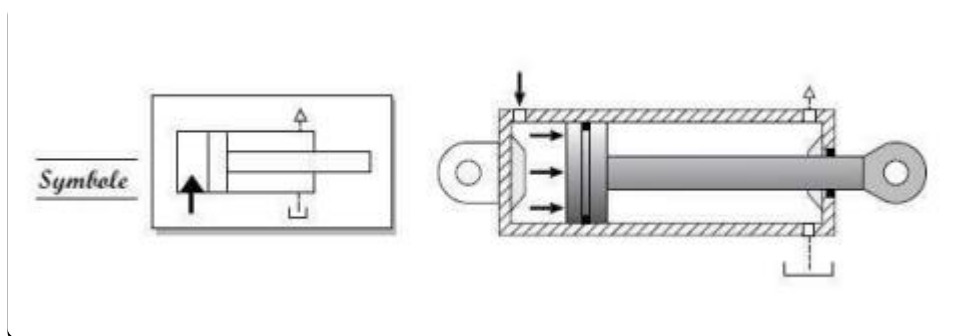


Figure 1.9 : Vérin simple effet

#### b) A rappel par ressort

le système de rappel par ressort peut être utile dans certains contextes spécifiques, mais son utilisation est généralement limitée en raison de son encombrement et de l'utilisation d'une partie de l'énergie pour vaincre le ressort.

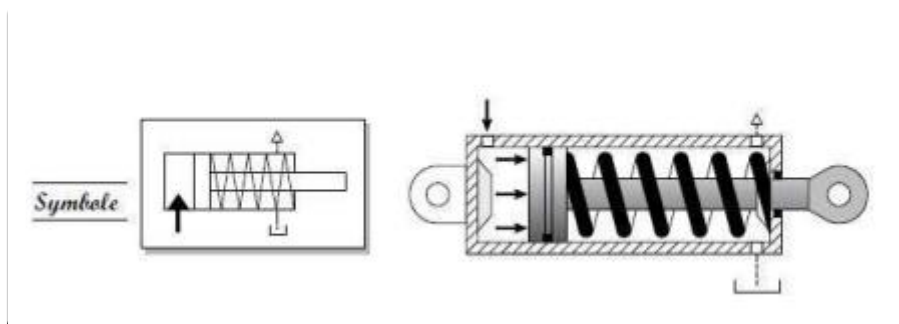
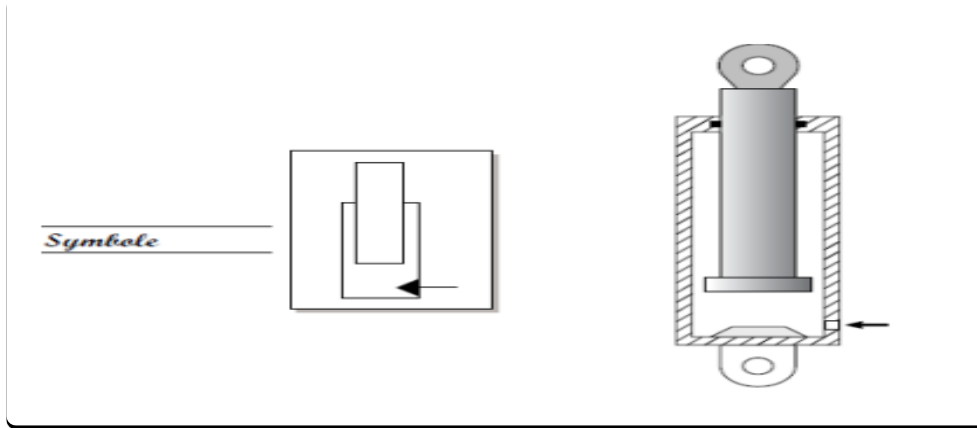


Figure 1.10 : Vérin A rappel par ressort

**c) A piston plongeur**

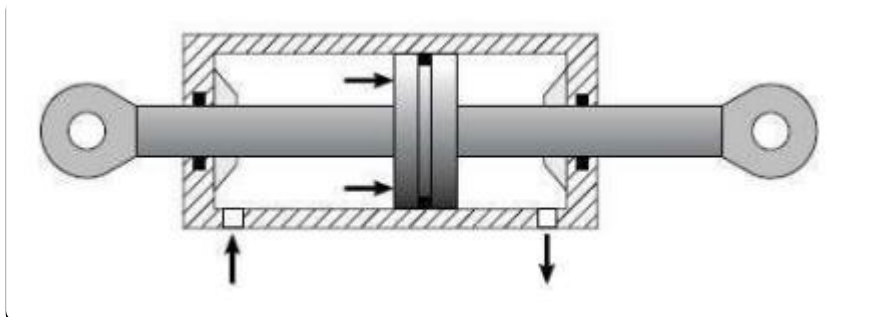
Un piston plongeur est un composant mécanique qui se déplace dans un cylindre pour transmettre une force ou un mouvement. Il est conçu pour fonctionner dans un système de suspension ou de guidage, et son fonctionnement dépend de la conception du système dans lequel il est utilisé.



**Figure 1.11 : Vérin A piston plongeur**

**d) A double tige**

Ce type de vérin permet un bon guidage des tiges et présente la particularité d'avoir des vitesses et des forces égales dans les deux sens de déplacement. Cependant, il a l'inconvénient d'être encombrant



**Figure 1.12 : Vérin A double tige**

**e) Vérin double effet**

Le vérin double effet est un dispositif mécanique qui fonctionne en deux sens, c'est-à-dire qu'il peut recevoir le débit sur ses deux faces et donc être moteur à la fois en poussant et en tirant. Cette particularité est due au fait que les sections du vérin sont différentes, avec une tige et un piston qui peuvent être conçus de manière à développer des forces différentes en rentrée et en sortie de tige pour une même pression. Cela permet de maximiser l'efficacité du vérin en fonction de l'application pour laquelle il est utilisé.

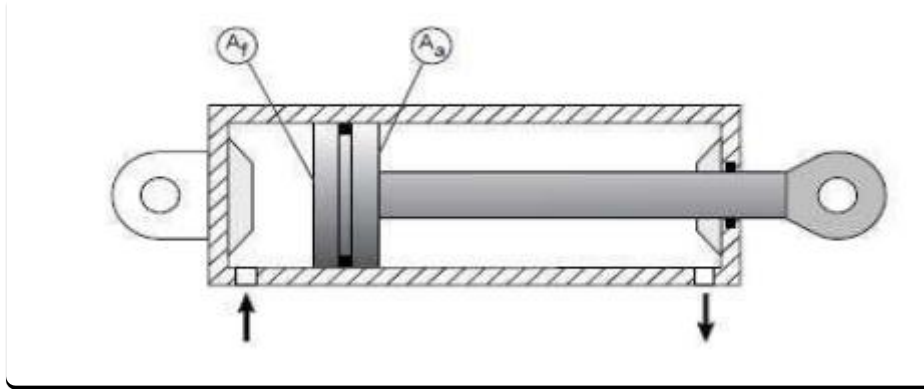


Figure 1.13: Vérin double effet

### f) Télescopique

Ce vérin de fabrication très soignée se rencontre surtout lorsque l'on doit avoir une course de travail importante, pour un emplacement réduit (ex. : basculement des bennes de camion). Le nombre de pistons est de 3, 4 ou 5. On dit qu'il est à 3, 4 ou 5 expansions. Le piston de plus grande section sort toujours en premier puis par ordre de section décroissante jusqu'au plus. Par contre, lors de la rentrée, l'ordre est inversé, d'abord celui de petite section, puis celui de section supérieure jusqu'à la plus grande. Le débit étant généralement constant, la vitesse de sortie augmente au fur et à mesure. La rentrée de ce vérin s'effectue à l'aide d'une force extérieure.

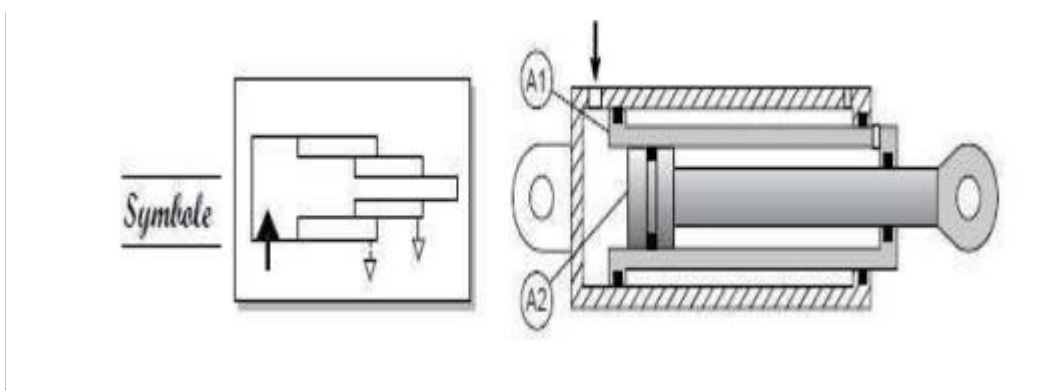


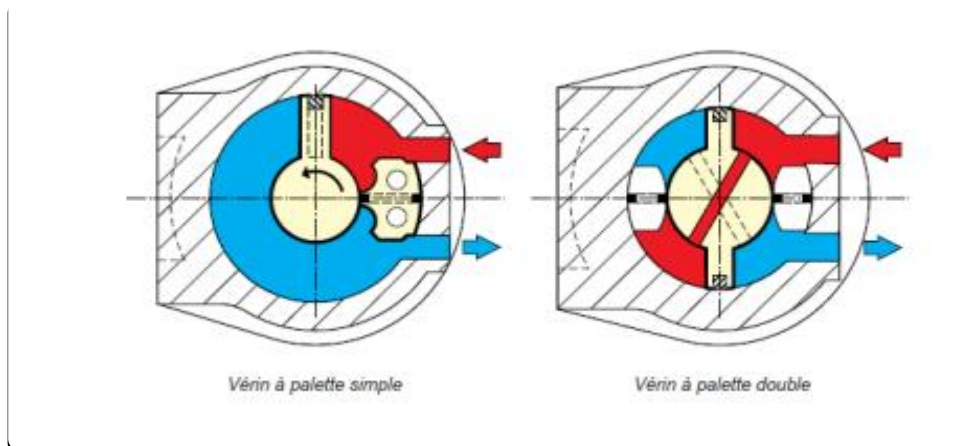
Figure 1.14 : Vérin Télescopique

#### 4.2.2. Les vérins rotatifs

##### a) A palettes

Dans un vérin à palette simple, la palette divise le cylindre en deux chambres reliées alternativement à l'alimentation et au retour. Les vitesses de rotation et les forces sont équilibrées dans les deux sens, car les aires de la palette sont identiques des deux côtés. La variation angulaire dans ce cas est comprise entre  $280^\circ$  et  $300^\circ$ .

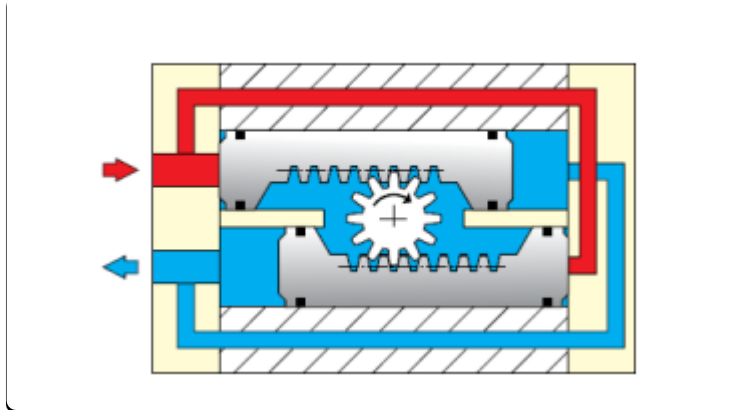
En revanche, un vérin à double palette divise la cylindrée en quatre chambres reliées alternativement 2 à 2 à l'alimentation et au retour. Dans ce cas également, les vitesses de rotation et les couples sont équilibrés dans les deux sens. Cependant, le couple est doublé par rapport au vérin à palette simple en raison de l'augmentation des surfaces. Les variations angulaires dans ce type de vérin sont généralement d'environ une centaine de degrés.



**Figure 1.15 :** vérin a palettes

**b) A crémaillère**

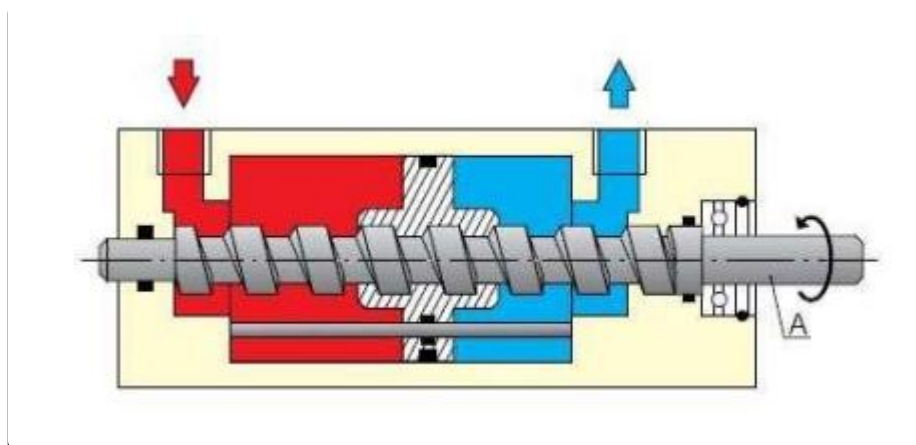
Un système de crémaillère et de pignon, où une ou deux crémaillères entraînent un pignon en rotation. La vitesse et le couple dépendent également du débit d'alimentation des crémaillères ainsi que du nombre de dents du pignon (plus la rotation est lente, plus le couple est élevé). La rotation de cet appareil est d'environ 400°.



**Figure 1.16:** vérin a crémaillère

**c) A vis**

Les vérins à vis sont des dispositifs mécaniques qui transforment le mouvement rotatif d'une vis en un mouvement linéaire pour déplacer des charges ou effectuer un travail.



**Figure 1.17 :** Vérin a vis



### Amortissement de fin de course des vérins

L'amortissement de fin de course des vérins est crucial pour les vitesses élevées et les charges importantes. Lorsque l'énergie à absorber est modérée, des blocs en élastomère peuvent suffire, mais pour des énergies plus élevées, les dispositifs avec tampons amortisseurs sont recommandés. Lorsque le tampon entre dans son alésage, le fluide d'échappement est contraint de passer par l'orifice B plus petit au lieu de l'orifice A. Cette réduction du débit crée une surpression qui génère l'amortissement nécessaire.

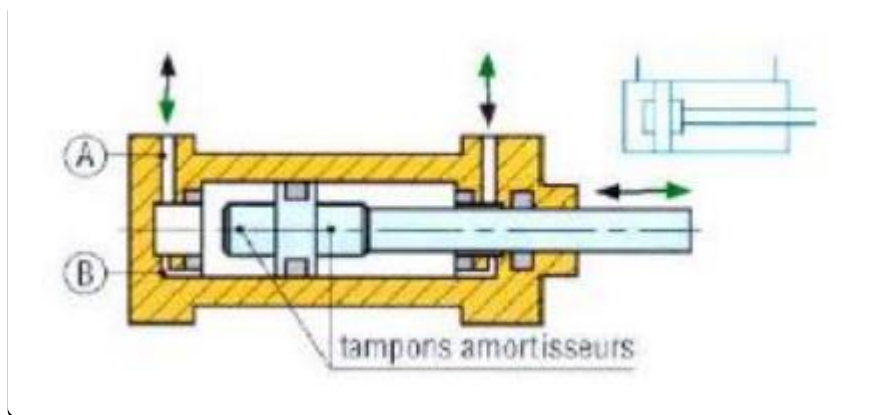


Figure 1.18 : Vérin double effet à amortissement

### 4.2.3. Choix des vérins hydrauliques

Efforts exercés dans les deux sens :

- Sortie du vérin :

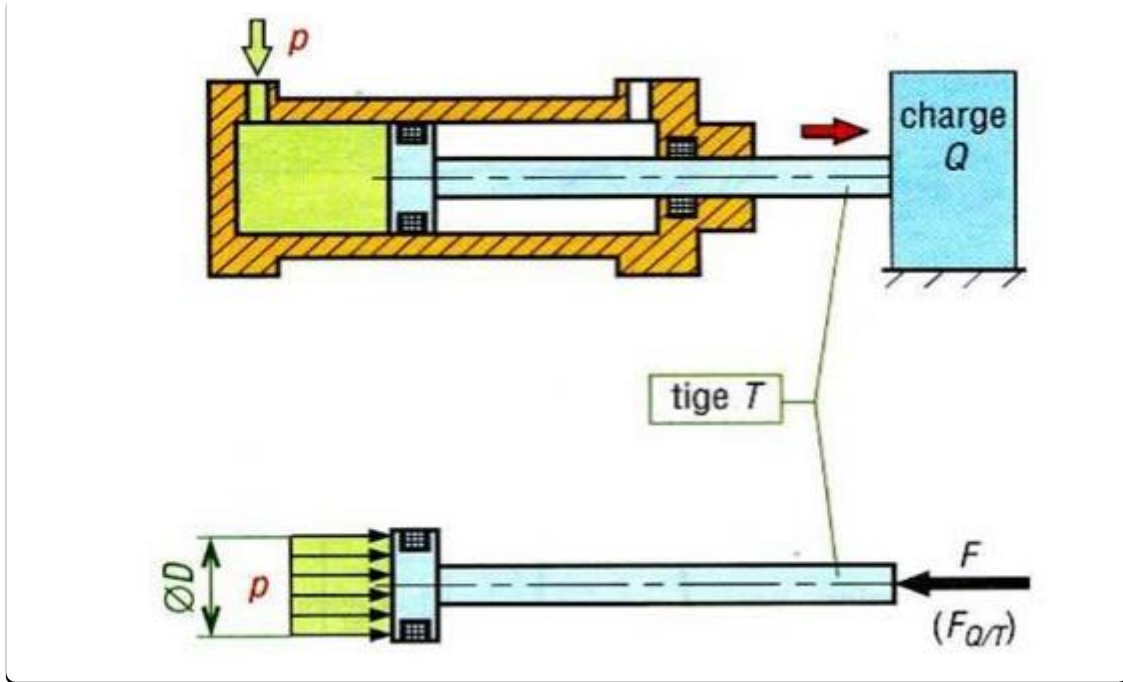


Figure 1.19 : sortie de vérin

La pression est

$$P = \frac{F}{S} \quad (1.1)$$

La force est

$$F = P \times S \quad (1.2)$$

Ou

$$F = P \times \frac{\pi}{4} \times D^2 \quad (1.3)$$

**Rentrée du vérin**

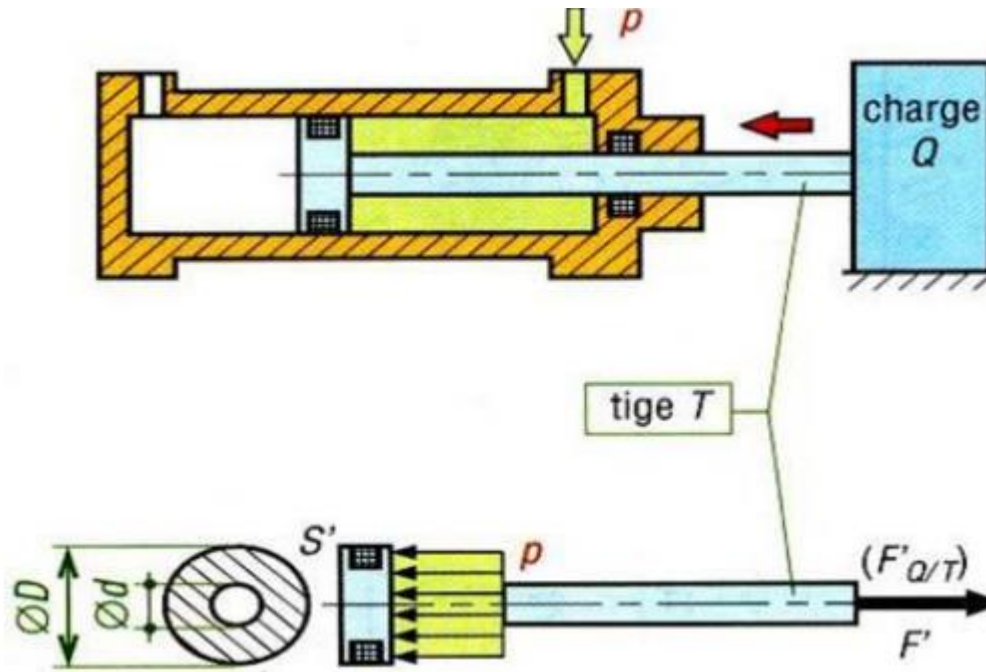


Figure 1.20 : Rentrée du vérin

La pression sera

$$P = \frac{F}{S'}$$

La force est

$$F' = P * S'$$

S' est la section annulaire donc

$$F' = P \times \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \quad (1.4)$$

F : Force (N)

P : Pression (Pa)

S : Section de piston (cm<sup>2</sup>)

D : Diamètre de piston (cm)

F' : Force (N)

P' : Pression (Pa)

S : Section d'alésage (cm<sup>2</sup>)

D : Diamètre de la tige (cm)

### Force développée

Considérons un vérin parfait

$$\Sigma F = 0$$

$$P \times S - P' \times S' - P_{atm}(S - S') - F = 0$$

$$F = (P - P_{atm}) \times S - (P' - p_{atm}) \times S'$$

$$P \times S - P' \times S' - P_{atm}(S - S') - F = 0$$

$$F = S \times \Delta P - S' \times \Delta P'$$

$$\Delta P' \ll \Delta P \text{ Donc } F = S \times \Delta P$$

Pour un vérin réel

$$F = S \times \Delta P \times \eta$$

P<sub>atm</sub> : Pression atmosphérique (1atm = 1.013 bar)

## Chapitre 1 : Choix et Modélisation des différents éléments du système étudié

$\eta$  : Rendement du vérin

### Vitesse de déplacement

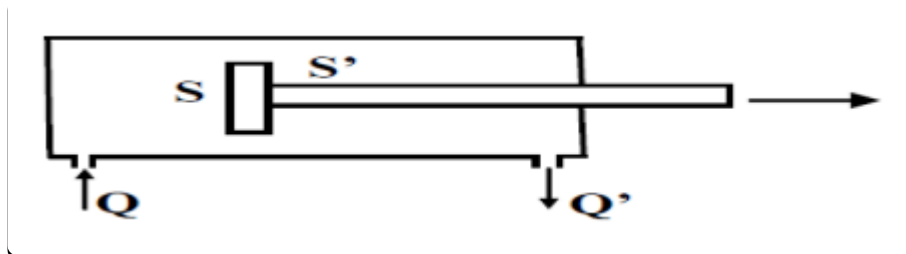
#### En sortie de tige

$$V = \frac{Q}{S} \quad (1.5)$$

$$V = \frac{c}{t'} \quad (1.6)$$

C: Course (m)

t : Unité du temps (s)



**Figure 1.21** : Vitesse en sortie du vérin

Q : Débit rentrant dans le vérin (m<sup>3</sup>/s)

V : vitesse de sortie de la tige (m/s)

St: Section de la tige (m<sup>2</sup>)

En retour de tige

$$V' = \frac{Q'}{S} = \frac{Q''}{S}$$

$$Q'' = Q \times \frac{S}{S'}$$

On a

$$S < S' \text{ et } F > F' \text{ et } V < V'$$

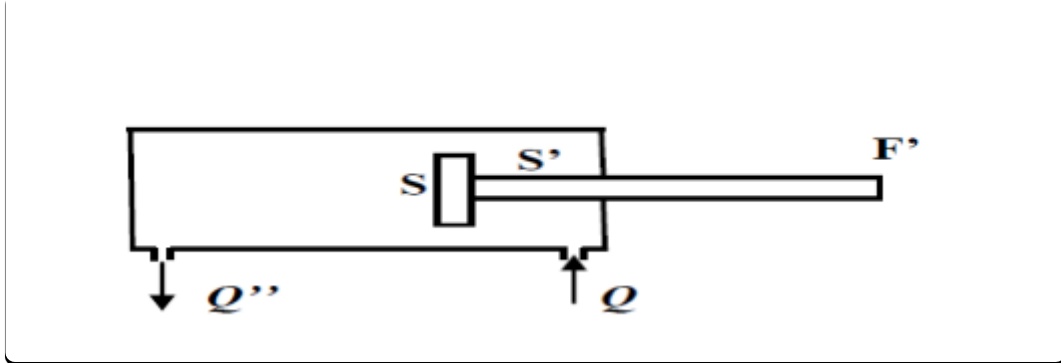


Figure 1.22 : Vitesse en retour du vérin

- **Puissance**

Puissance absorbée en sortie ou en retour de tige

$$P_{ab} = \Delta P \times Q \quad (1.7)$$

Puissance utile en sortie de tige

$$P_u = F \times V \quad (1.8)$$

- **Dimensionnement au flambage de la tige du vérin**

La formule d'Euler est utilisée pour déterminer la charge maximale en service d'une tige de vérin en fonction des autres paramètres. Cette formule est applicable à toutes les poutres soumises à ce type de contraintes. Il est important de considérer la longueur L avec la tige entièrement sortie. La formule d'Euler est une formule de calcul de la charge maximale en service pour les poutres, qui est utile pour les tiges de vérins, mais elle est également applicable à d'autres types de poutres soumises à des contraintes similaires. La formule d'Euler est basée sur les hypothèses fondamentales de la théorie des poutres, qui incluent la cinématique d'Euler-Bernoulli ou Timoshenko, et elle permet de prendre en compte les effets de cisaillement et d'autres contraintes sur le poutre.

$$F \leq \frac{\pi^2 \times E \times I}{S \times L_f^2} \quad (1.9)$$

E = module d'élasticité longitudinal (20 000 daN/mm<sup>2</sup> pour l'acier).

I = moment d'inertie ou moment quadratique en flexion

$$I = \frac{\pi * d^2}{64} \quad (1.10)$$

D = Ø de la tige.

S = coefficient de sécurité (3,5 pour les vérins).

L<sub>f</sub> = longueur libre de flambage

## 5. Les distributeurs [5]

### 5.1. Définition

Un distributeur hydraulique est un dispositif qui permet de contrôler le flux de fluide hydraulique en fonction des besoins du circuit hydraulique. Il est constitué de robinets directionnels qui dirigent le fluide selon les positions et orifices spécifiques. Les distributeurs peuvent être bloqués, orientés ou arrêtés en fonction de la configuration du tiroir. Chaque position d'un distributeur est représentée par une case, et le nombre de cases correspond au nombre de positions de service de l'appareil. Les orifices sont représentés par des flèches et des traits transversaux, et sont identifiés par des lettres majuscules.

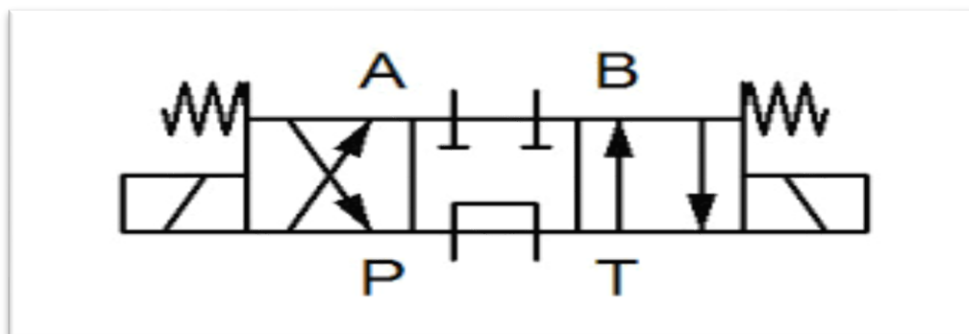
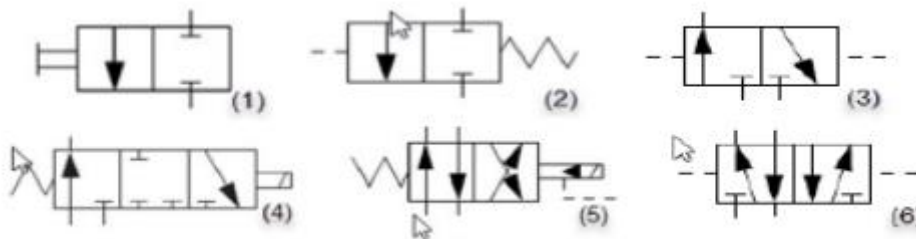




Figure 1.23 : Symboles du distributeur

## 5.2. Symboles



- (1) Distributeur 2/2 : (2orifices, 2 positions) à commande manuelle.
- (2) Distributeur 2/2 : (2orifices, 2 positions) à commande par pression avec rappel par ressort.
- (3) Distributeur 3/2 : (3orifices, 2 positions) à commande par pression des deux cotés
- (4) Distributeur 3/3 : (3orifices, 3 positions) à commande électromagnétique avec rappel par ressort.
- (5) Distributeur 4/2 : (4orifices, 2 positions) à commande par pression accouplée à un distributeur pilote avec rappel par ressort.
- (6) Distributeur 5/2 : (5orifices, 2 positions) à commande par pression des deux cotés



## 6. Les appareils de protection et de régulation [5]

### 6.1. Régulation de pression

#### a) Fonction

La régulation de pression dans un circuit hydraulique est une fonction importante pour réduire la pression du réseau principal et la maintenir constante dans une partie du circuit. Cette régulation est nécessaire pour limiter la pression maximale du fluide hydraulique et protéger les éléments constituant du circuit, tels que la pompe, les actionneurs, etc. Les distributeurs hydrauliques sont utilisés pour réguler la pression en fonction des besoins du circuit, en contrôlant le flux de fluide hydraulique et en limitant la pression maximale

- **Le limiteur de pression**

Également appelé soupape de sûreté, est un dispositif installé en dérivation avec le circuit hydraulique et relié au réservoir. Il est constitué d'un clapet conique qui est en appui sur son siège grâce à une force d'appui. Cette force est réglée par un ressort de pression et une vis de réglage. Lorsque la force de pression en amont dépasse progressivement la force de tarage du ressort, le clapet recule de son siège, libérant et autorisant le retour du fluide sans pression au réservoir.

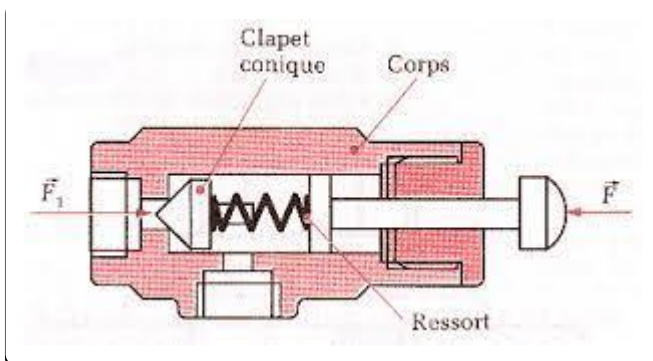
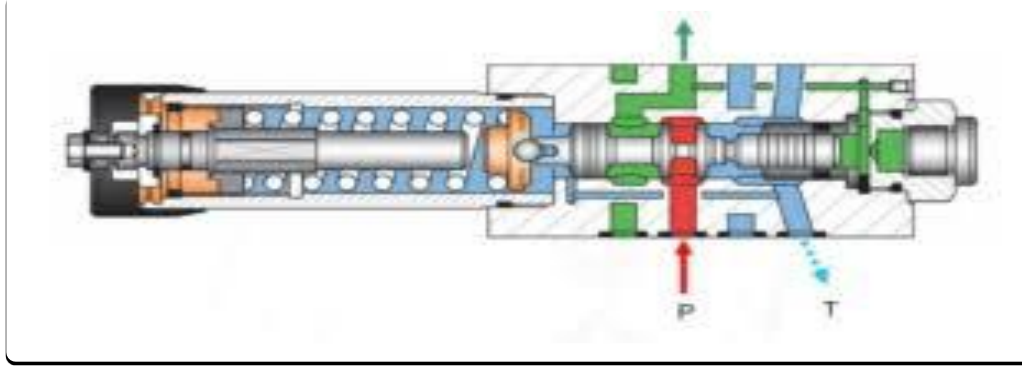


Figure 1.24 : limiteur de pression

- **Le réducteur de pression à action direct**

Le réducteur de pression à action direct Il est normalement ouvert au repos et lorsque la pression en aval dépasse la valeur de tarage, elle coupe la communication entre l'entrée et la sortie

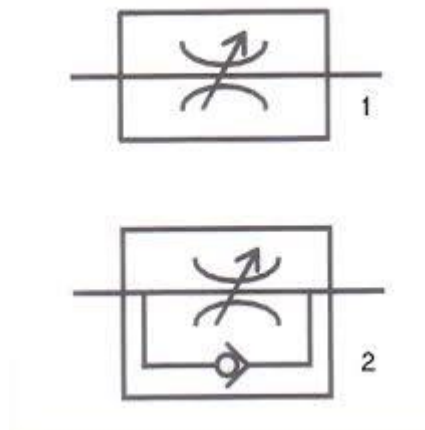


**Figure 1.25** : Le réducteur de pression à action direct

## 6.2. Le contrôle de débit

Le rôle de ce composant est de faire varier la section dans laquelle le fluide circule.

### 6.2.1. Limiteur de débit



**Figure 1.26** : limiteur de débit

1 – Limiteur de débit multidirectionnel. 2 – Limiteur de débit unidirectionnel.

### 6.2.2. La valve de séquence

Elle permet d'alimenter un circuit secondaire lorsqu'une certaine pression est atteinte dans le circuit primaire.

### 6.2.3. La valve d'équilibre

Son rôle est de maintenir en position un récepteur hydraulique (vérin ou moteur). Elle peut être envisagée avec deux pilotages

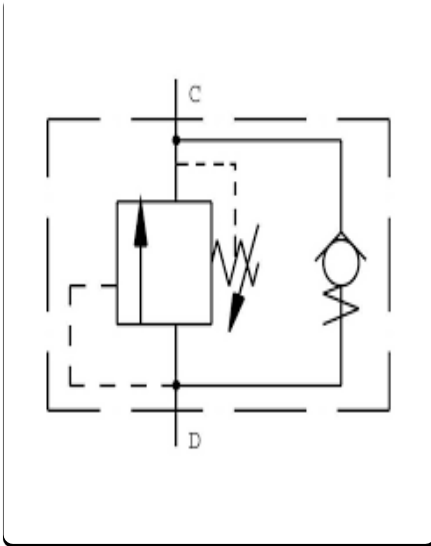


Figure 1.27 : La valve de séquence

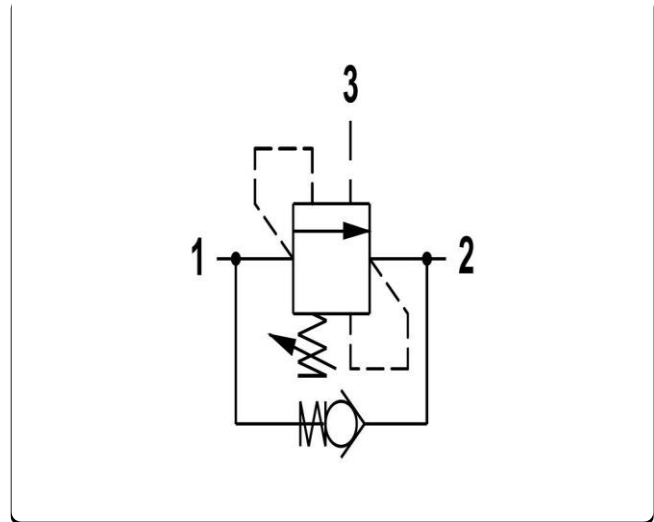


Figure 1.28 : La valve d'équilibre

### 6.3. Les Accumulateurs

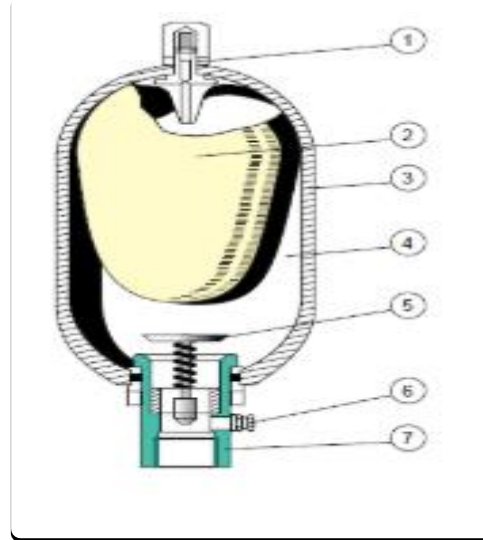
Les accumulateurs sont des appareils qui font partie des systèmes hydrauliques et servent à emmagasiner une réserve d'énergie sous forme de fluide sous pression..

#### 6.3.1 Principe

L'accumulateur est un dispositif qui sert à stocker l'énergie cinétique d'un fluide en mouvement lorsqu'il y a une fermeture brutale du circuit (vanne, électrovanne, etc.) ou une variation brutale de pression dans le circuit. Il permet de convertir l'énergie cinétique en énergie mécanique, générant une rotation ou transformant une énergie mécanique de rotation en énergie cinétique dans un fluide. Les accumulateurs peuvent être utilisés dans diverses applications, telles que des systèmes de lubrification, des systèmes de contrôle de pression, des systèmes de climatisation, et des systèmes de conversion d'énergie.

### 6.3.2. Accumulateur a vessie

**Constitution** : Corps l'accumulateur, Soupape anti-extrusion , Vessie , Valve de gonflage,



**Figure 1.29** : Composants d'un accumulateur à vessie

#### **Légende :**

1. valve de gonflage
2. vessie
3. corps
4. chambre contenant le liquide
5. clapet anti-extrusion
6. vise de purge
7. raccordement d'arrivée d'huile

### 6.3.3. Les différentes fonctions d'un accumulateur

- Dilatation thermique

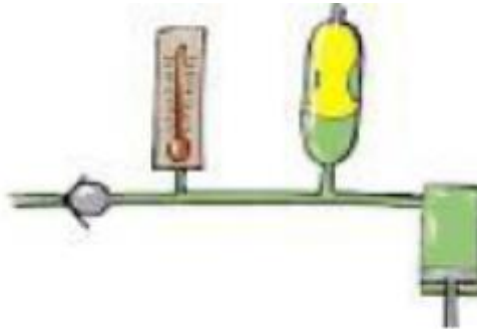


Figure 1.30 : Accumulateur Dilatation thermique

- Amortissement de chocs
- Amortissement de pulsations

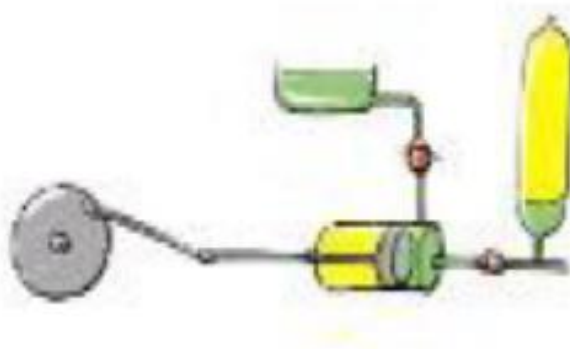


Figure 1.31 : Accumulateur amortissement de pulsations

- Compensation de fuites



Figure 1.32: Accumulateur compensation de fuites

- **Transfert**

Transfert L'accumulateur rend possible le transfert entre deux fluides incompatibles. C'est la membrane qui assure la séparation entre les deux fluides.

- **Réserve d'énergie**

La réserve d'énergie est un concept essentiel dans de nombreux domaines, notamment dans les technologies de l'information, les systèmes de génération d'énergie, les installations mécaniques et les systèmes de sécurité. Dans un circuit sous pression, l'accumulateur permet de conserver une réserve de fluide sous pression, ce qui permet d'utiliser l'énergie accumulée par une installation de faible puissance pendant les périodes de non-consommation.

## **7. Conclusion**

Un circuit hydraulique est un ensemble de composants et de systèmes qui travaillent ensemble pour transmettre, réguler et utiliser l'énergie hydraulique dans un système. Il est généralement composé d'une pompe, d'un distributeur hydraulique avec sa commande, d'un actionneur, d'un organe de protection contre les pressions excessives, d'éléments de circuit permettant de maîtriser les paramètres de pression et de débit, et de filtres permettant de limiter la pollution du fluide hydraulique.

# **CHAPITRE 2**

## *Dimensionnement d'une installation hydraulique*

## 2.1. Introduction

Dans ce chapitre nous allons présenter les étapes essentielles de dimensionnement d'un circuit hydraulique lors de l'opération de perçage.

## 2.2. Problème

Il est nécessaire de concevoir un circuit hydraulique qui permettra de percer des pièces de masse différentes avec le même diamètre. Ce circuit hydraulique devra être conçu pour répondre aux besoins spécifiques de votre application, en prenant en compte les caractéristiques des pièces à percer, les exigences de précision et de rapidité, ainsi que les contraintes de sécurité et de maintenance.

Il est demandé de réaliser une installation hydraulique qui répond aux exigences suivantes Le vérin A déplace une charge de 2300 Kg avec une vitesse de 0,5 m/s sur une distance de 600 mm . Le retour du vérin se fait avec la même vitesse.

Le vérin B déplace une charge de 4000 Kg sur une distance de 200 mm. La vitesse assurant la course est de 0,2m/s, le retour se fait avec la même vitesse.

### Ordre des opérations

Départ du cycle, → serrage de la pièce (2300kg) par le vérin A → descente du vérin entraînant le moteur → fin de perçage → arrêt de l'outil et remontée du vérin (moteur hydraulique) → desserrage de la pièce retour du vérin. Démarrage d'un nouveau cycle : serrage de la pièce (4000kg) par le vérin B → descente du vérin entraînant le moteur → fin de perçage → arrêt de l'outil et remontée du vérin (moteur hydraulique) → desserrage de la pièce retour du vérin La durée de l'accélération des vérins A et B est  $\frac{1}{3}$  du temps de la course. Le rendement des vérins est pris égal à 0,9.

## 2.3. Dimensionnement des éléments du circuit hydraulique [6]

### 2.3.1. Dimensionnement du vérin A

- Force nécessaire pour équilibrer la masse :

$$F_1 = m \times g \quad (2.1)$$

$$F_1 = m \times g = 2300 \times 9,8 = 22540 \text{ N} = 2254 \text{ da N}$$

- Force nécessaire pour communiquer l'accélération :



$$F_2 = m \times g \quad (2.2)$$

$$A = \frac{v}{t} \quad (2.3)$$

La durée de l'accélération représente 1/3 du temps total

$$t = \frac{1}{3} \times T \quad (2.4)$$

$$c = v \times T \quad (2.5)$$

$$T = \frac{c}{v} = \frac{0,6}{0,5} = 1,2\text{s}$$

$$T = \frac{1}{3} \times 1,2 = 0,4 \text{ s}$$

$$a = \frac{v}{t} = \frac{0,5}{0,4} = 0,2 \text{ m/s}^2$$

$$F_2 = m \times a = 2300 \times 0,2 = 920 \text{ N} = 92 \text{ daN}$$

Force réelle totale nécessaire à déplacer la charge :

$$F_t = \frac{F_1 + F_2}{\eta} \quad (2.6)$$

$$F_t = \frac{2254 + 92}{0,9} = 2606,67 \text{ daN}$$

### **Dimensionnement de la tige au flambage**

Pour dimensionner une tige au flambage, il est essentiel de prendre en compte les propriétés mécaniques du matériau, notamment sa résistance à la compression, sa rigidité et sa résistance au flambage. Les tiges de vérin en compression sont généralement conçues pour résister à des sollicitations de compression importantes, mais elles peuvent également être soumises à des sollicitations de flexion qui peuvent les rendre vulnérables au flambage.

On détermine la longueur libre de flambage par la relation :

$$L = \text{Course} \times K \quad (2.7)$$

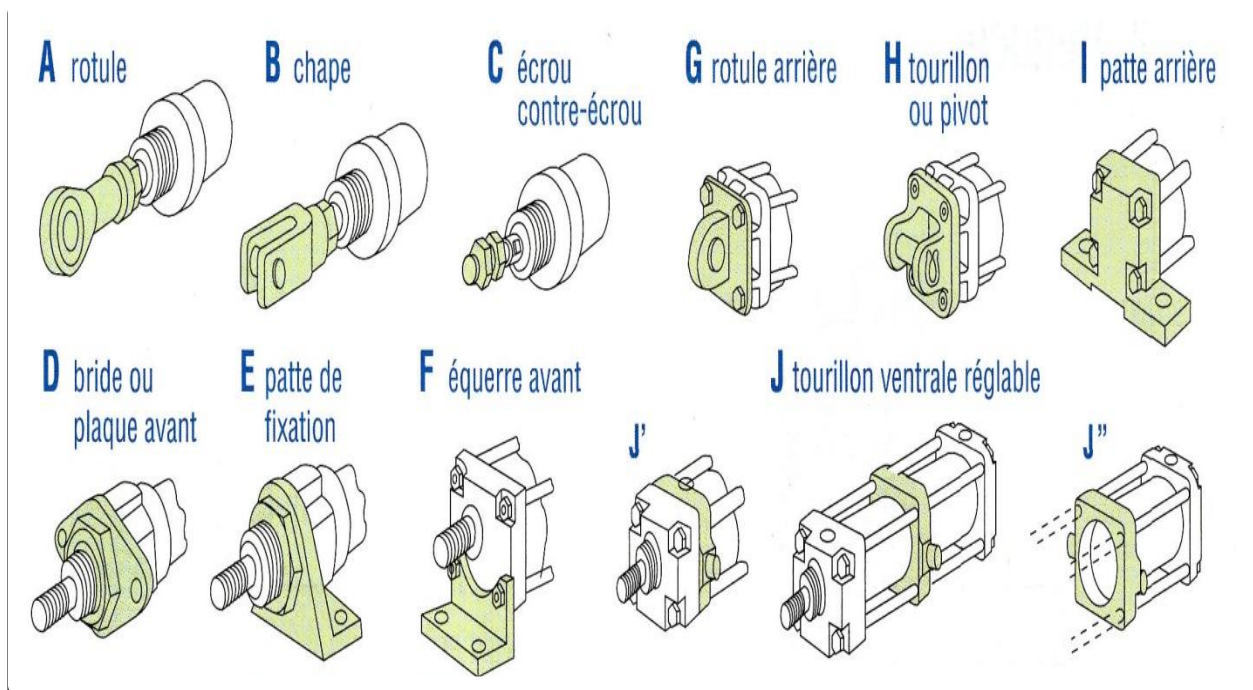
Où Le facteur K dépend du mode de fixation du vérin et du type de guidage de l'extrémité de la charge. Ces coefficients sont en général donnés sous forme de tableau par les constructeurs de vérins.

**Le mode de fixation du vérin est:**

La fixation du cylindre est sur tourillon ventrale réglable et la fixation de la tige avec une

Chape . (voir figure 2.1). Pour ce type de fixation  $k = 1,5$ .

**Le mode de fixation du vérin est:**










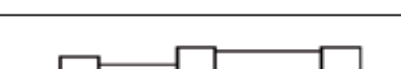
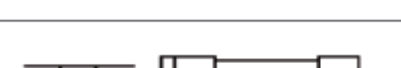
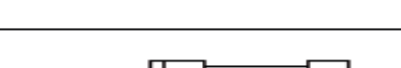
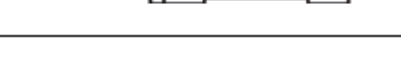
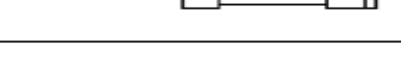
extrémité de tige	description vérin	fixation sur corps de vérin	coef. K
tenon guidé, articulation guidée, filetage guidé		articulation arrière	2
filetage ou tenon non guidé		articulation arrière	4
tenon guidé, articulation guidée, filetage guidé		tourillons intermédiaires (placés au 1/3 avant du corps)	1,5
filetage ou tenon non guidé		tourillons intermédiaires (placés au 1/3 avant du corps)	3
articulation guidée		tourillons avant	1
articulation non guidée		tourillons avant	2
tenon guidé, articulation guidée, filetage guidé		équerres de fixation	0,7
filetage ou tenon non guidé		équerres de fixation	2
fixation et articulation rigide, guidée		bride avant	0,7
supportée, non guidée		bride avant	2
fixation et articulation rigide, guidée		bride arrière	1,5
supportée, non guidée		bride arrière	4

Figure 2.1 : Mode de fixation

Longueur libre de flambage sera

$$L = C \times K \quad (2.8)$$

$$L = C \times K = 600 \times 1,5 = 900$$

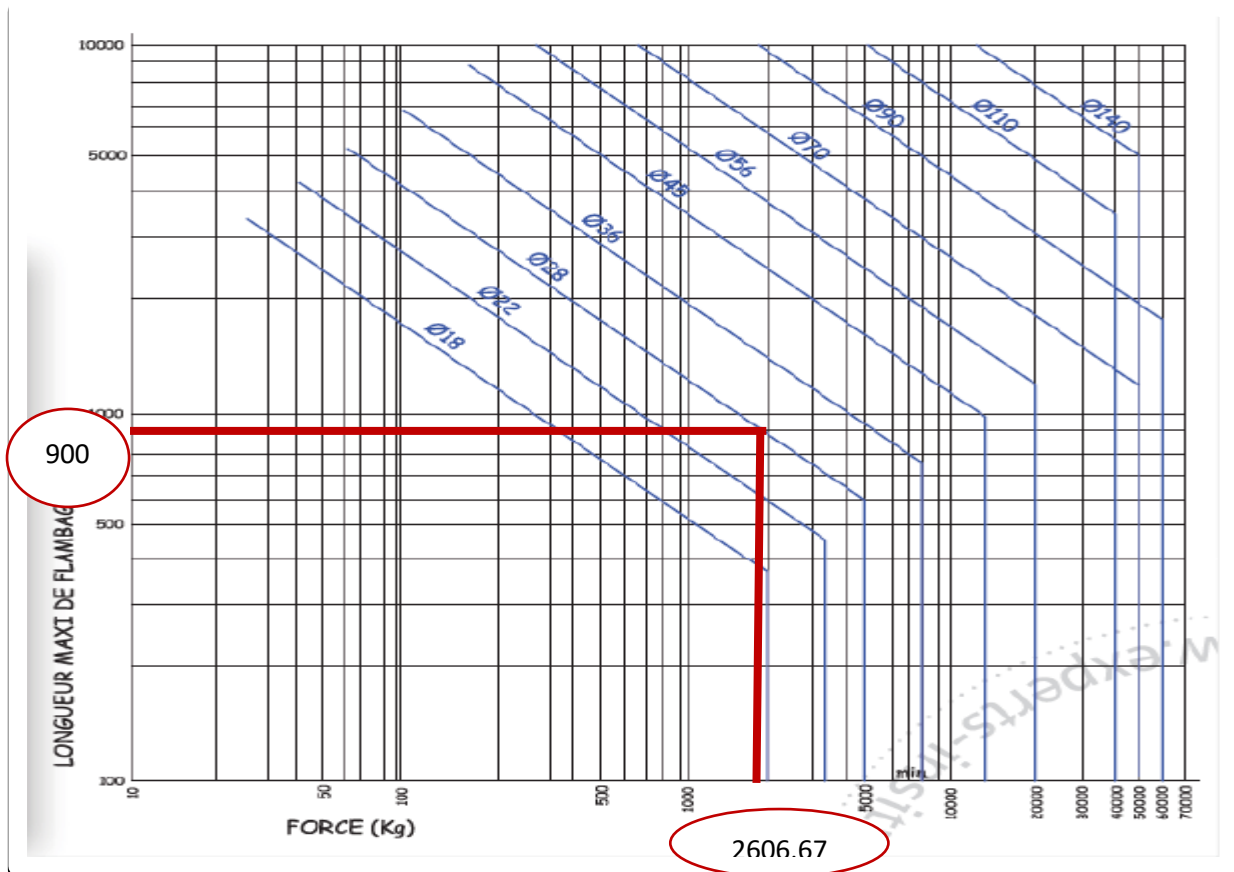


Figure 2.2 : Abaque de flambage Vérin A.

	Diamètre d'alésage du vérin (mm)															
	32		40		50		63		80		100		125		160	
	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)
Diamètre de la tige (mm)	16	22	28	36	45	56	70	90	100							

Tableau 2.1 : Diamètre du vérin A

## Chapitre 2 : Dimensionnement d'une installation hydraulique

D'après la figure 2.3 nous trouvons pour une Force réelle totale de 2606,67 daN et une longueur libre du flambage max de 900 mm. Le vérin qui convient ( $\text{Ø } 63 * 45$ ).

- La nouvelle valeur de la pression :

$$P_A = \frac{F}{S_p} = \frac{F \times 4}{D A^2} = \frac{2606,67 \times 4}{\pi \times 5^2} = 132,82 \text{ bars}$$

- Calcul du débit :
- Sachant que la vitesse  $V = 0,5 \text{ m/s}$ , calculons le débit de l'allée  $Q_{pA}$

$$Q_{pA} = S_p \times V$$

$$Q_{pA} = \frac{3,14 \times 5^2}{4} \times 50 = 981,25 \text{ cm}^3/\text{s} = 0,981 \text{ l/s} = 58,86 \text{ L/min}$$

### 2.3.2. Dimensionnement du vérin B

Force nécessaire pour équilibrer la masse :

$$F_1 = m \times g$$

$$F_1 = m \times g = 4000 \times 9,8 = 39200 \text{ N}$$

$$F_2 = m \times g$$

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

La durée de l'accélération représente 1/3 du temps total

$$t = \frac{1}{3} \times T$$

## Chapitre 2 : Dimensionnement d'une installation hydraulique

$$c = v \times T$$

$$T = \frac{c}{v} = \frac{0,3}{0,2} = 1,5\text{s}$$

$$T = \frac{1}{3} \times 1,5 = 0,5 \text{ s}$$

$$a = \frac{v}{t} = \frac{0,2}{0,5} = 0,1 \text{ m/s}^2$$

$$F_2 = m \times a = 4000 \times 0,1 = 400 \text{ N} = 40 \text{ daN}$$

Force réelle totale nécessaire à déplacer la charge :

$$F_t = \frac{F_1 + F_2}{\eta}$$

$$F_t = \frac{3920 + 40}{0,9} = 4400 \text{ daN}$$

Le mode de fixation du vérin B est le même que celui du vérin A.

Longueur u flambage

$$L = C \times K$$

$$L = C \times K = 200 \times 1,5 = 300 \text{ mm}$$

D'après la figure 2.5 nous trouvons pour une Force réelle totale de 4400daN et une longueur libre du flambage max de 300 mm . Donc le vérin qui convient ( $\emptyset 50 * 36$ ).

La nouvelle valeur de la pression :

$$P_B = \frac{F}{S_p} = \frac{F \times 4}{DB^2} = \frac{5681,81 \times 4}{\pi \times 5^2} = 224,20 \text{ bars}$$

- Calcul du débit

Sachant que la vitesse  $V = 0,2 \text{ m/s}$ , calculons le débit de l'allée  $Q_{pB}$

$$Q_B = S_p \times v$$

$$Q_{pB} = \frac{3,14 \times 5^2}{4} \times 20 = 392,5 \text{ cm}^3/\text{s} = 0,392 \text{ l s} = 23,52 \text{ l/min}$$

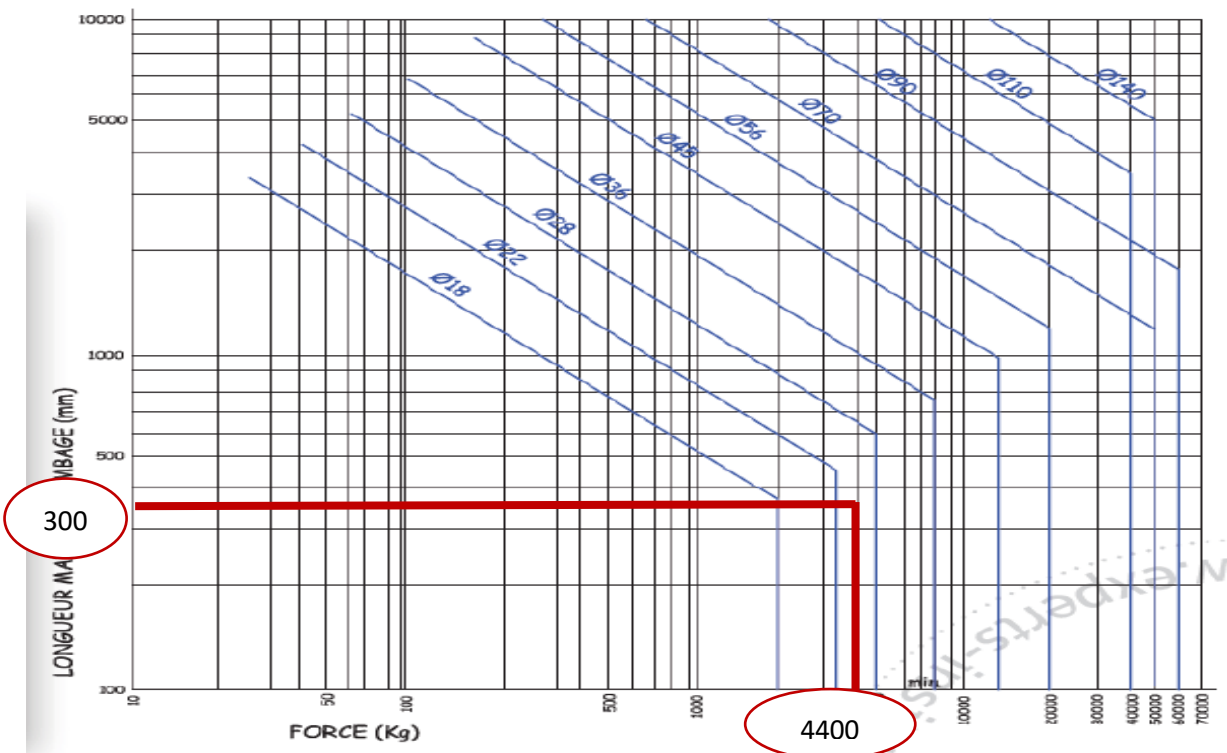


Figure 2.3 : Abaque de flambage Vérin B

	Diamètre d'alésage du vérin (mm)																
	32		40		50		63		80		100		125		160		
	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	(1)	(2)	
Diamètre de la tige (mm)	16	22	28	36	45	56	70	90	100								

Tableau 2.2 : Diamètre du vérin B

### 2.3.3. Moteur hydraulique [7]

#### a-Paramètres du moteur hydraulique

Couple  $C = 70 \text{ daN.m}$ , Vitesse de rotation  $N = 150 \text{ tr/min}$  un rendement hydromécanique  $\eta_{hm} = 0,90 \%$  l'accélération  $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ , la différence de pression  $\Delta P = 120 \text{ bars}$ .

#### b -Calcul de la cylindrée

Le moteur est soumis à une différence de pression  $\Delta P$  et à un débit  $Q$ . Ces machines fonctionnent avec des fuites internes ramenées au réservoir par un drain.

Sachant que la cylindrée du moteur est donnée par la formule suivante :

$$\eta_{hm} = \frac{\text{couple réel (Tréel)}}{\text{couple théorique (Tth)}} \quad (2.9)$$

Avec  $T_{réel} = 300 \text{ N.m}$

$$T_{th} = \frac{\Delta p \times \text{Cyl}}{2\pi} \quad (2.10)$$

Où  $\Delta P$  pression au niveau du moteur, et Cyl : cylindrée

D'où la cylindrée

$$\text{Cyl} = \frac{600}{15,9 \times 120 \times 0,90} = 349,40 \text{ cm}^3$$

Selon le catalogue du constructeur HYDRODIS Danfoss type OMH, la cylindrée est  $400 \text{ cm}^3$  le débit est  $Q_{th} = 75 \text{ L/min}$ .



<b>Cylindrée</b>	400
<b>Flasque</b>	4 trous entraxe 106.4 mm
<b>Type d'arbre</b>	Cylindrique 35 mm
<b>Position des orifices</b>	latéraux décalés
<b>Orifice A</b>	1/2 BSP
<b>Orifice B</b>	1/2 BSP
<b>Orifice Drain</b>	1/4 BSP
<b>Joint cache poussière</b>	Sans
<b>Pression maximum sur le joint d'arbre</b>	175 bar
<b>ref pochette de joint</b>	0713032
<b>Roulement</b>	Palier fluide
<b>Puissance</b>	12.5 kW (16.9 CV)
<b>Pression de service maximum</b>	155 bar
<b>Vitesse de rotation maximum</b>	185 tr/min
<b>Couple maximum continu</b>	730 Nm
<b>Pression minimum de démarrage à vide</b>	7 bar
<b>Débit huile maximum continu (l/min)</b>	75

Figure 2.4 : Moteur hydraulique HYDRODIS Danfoss

- Le rendement volumétrique est :

$$\eta_v = \frac{Cyl \times N}{Q} = \frac{400 \times 150}{75 \times 10^{-1}} = 80 \%$$

- Le rendement hydrodynamique : la formule est une formule de calcul pratique :

$$\eta_{hm} = \frac{Tr_{\text{réel}} \times 2 \times \pi}{Cyl \times \Delta p} = \frac{600}{120 \times 1,59 \times 400} \times 10^4 = 79 \%$$

- la pression de travail :

$$P_{\text{mot}} = \frac{Tr_{\text{réel}} \times 2 \times \pi}{Cyl \times \eta_{hm}} \quad (2.11)$$

$$P_{\text{mot}} = \frac{Tr_{\text{réel}} \times 2 \times \pi}{Cyl \times \eta_{hm}} = \frac{600}{15,9 \times 0,40 \times 0,90} = 104,82 \text{ bars}$$

- Le débit absorbé par le moteur :

$$Q_{réel} = \frac{Cyl \times N}{\eta_v} \quad (2.12)$$

$$Q_{réel} = \frac{Cyl \times N}{\eta_v} = \frac{0,40 \times 150}{0,96} = 62,5 \text{ l/min}$$

La pression maximale qui doit être considéré est 224,20 bars

Le débit maximal qui doit être maximal est 157,38 l/min : somme du débit du moteur et du vérin A et du vérin B

#### 2.3.4. Détermination de la pompe hydraulique [8]

Il faut que la pompe ne fonctionne pas en charge donc on fixe la pression sur 90 bars. Pour un moteur électrique tournant à 1800 tr/mn, il faut une pompe de cylindrée

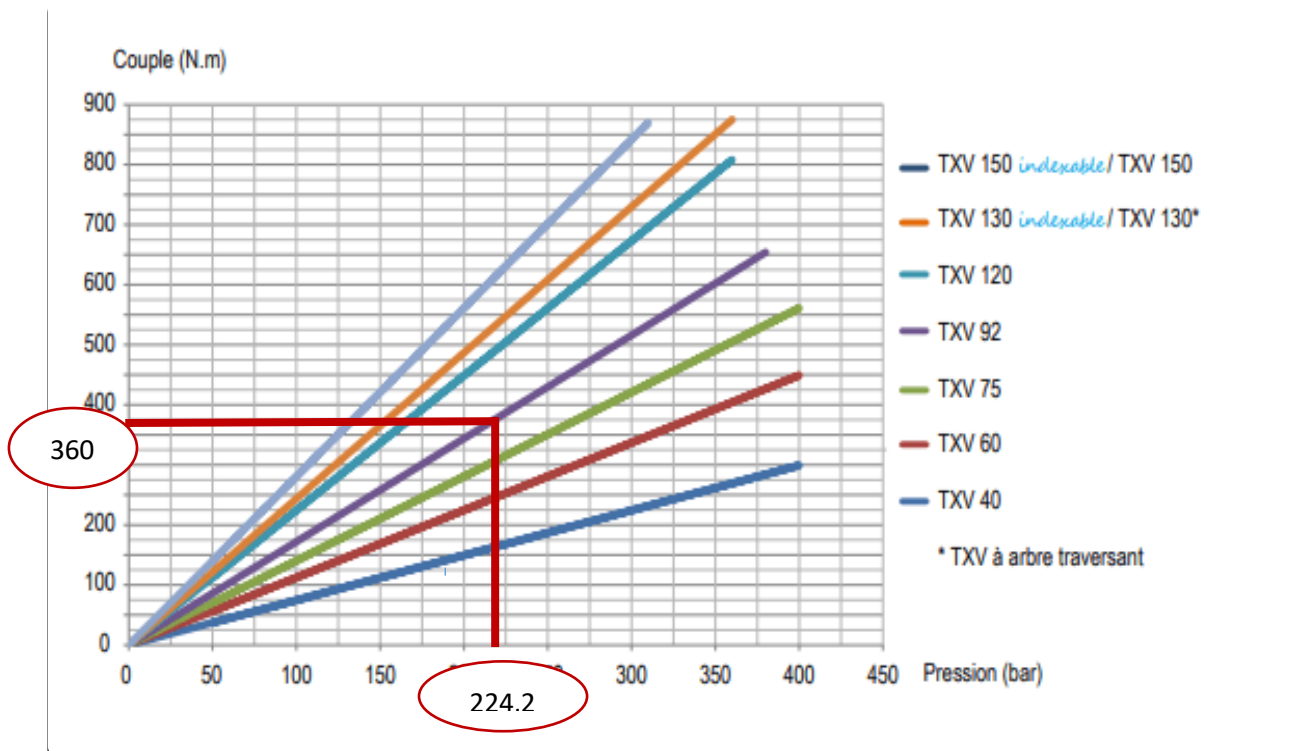
$$Cyl = \frac{Q}{N} \quad (2.13)$$

$$Cyl = \frac{Q}{N} = \frac{157380}{1800} = 87,43 \text{ cm}^3/\text{tr}$$

Sur le catalogue du constructeur (HYDRO LEDUC) pour les pompes à pistons, nous avons trouvé une pompe (TXV 92) de cylindrée 92 cm<sup>3</sup> et à travers cette valeur on va essayer de déterminer les différentes caractéristiques de la pompe.

Type de pompe	Sens de rotation	Cylindrée maxi <sup>(1)</sup> (cm <sup>3</sup> /tr)	Pression maxi de service (bar)	Vitesse maxi à pleine cylindrée <sup>(2)</sup> (tr/min)
TXV 40	0512950	SH	400	3000
	0512955	SIH		
TXV 60	0512500	SH	400	2600
	0512505	SIH		
TXV 75	0512510	SH	400	2000
	0512515	SIH		
TXV 92	0512520	SH	400	1900
	0512525	SIH		
TXV 120	0515700	SH	380	2100
	0515705	SIH		
TXV 130	0515300	SH	365	2100
	0515515	SIH		
TXV 150	0518600	SH	310	2000
	0518605	SIH		
TXV 130 <i>indexable</i>	0520300	SH/SIH	365	1750
TXV 150 <i>indexable</i>	0525070	SH/SIH	310	1750

Figure 2.5 : Catalogue du constructeur HYDRO LEDU



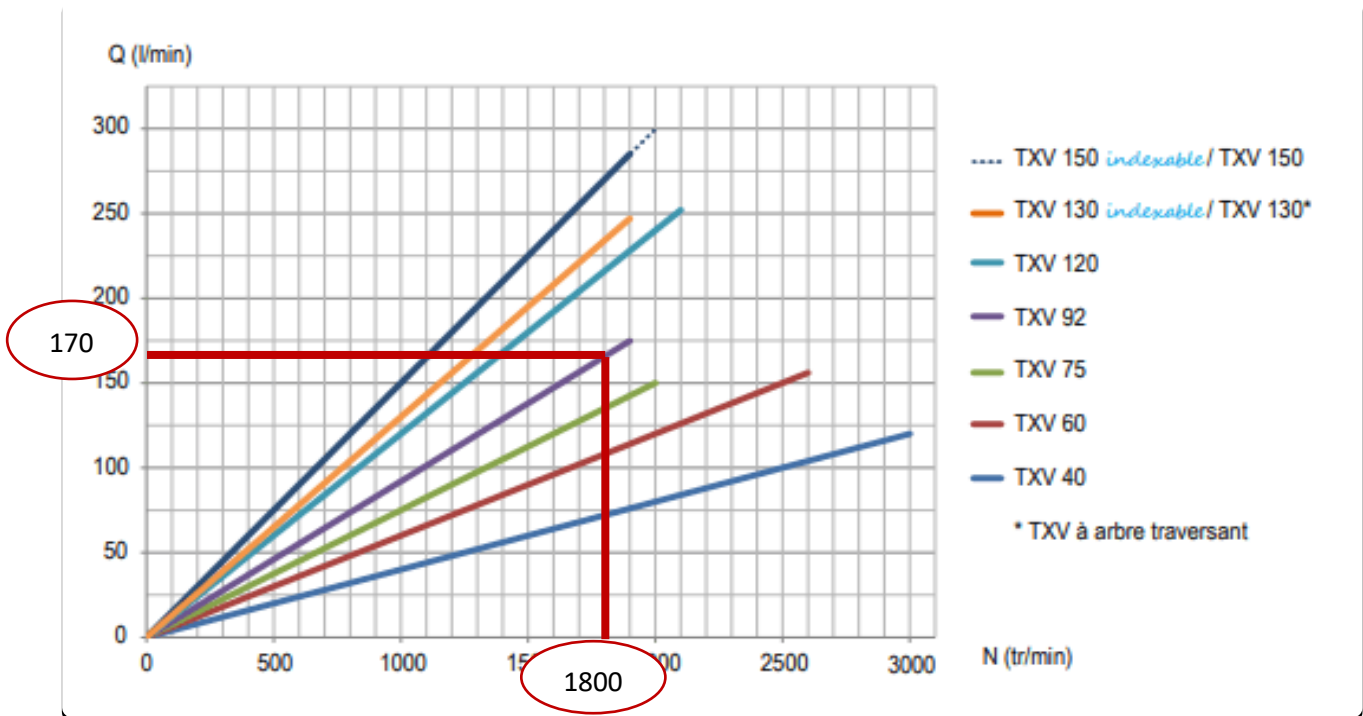


Figure 2.6 : Caractéristiques de la pompe à piston HYDRO LEDUC

Pour une vitesse de rotation de 1800 tr/mn on a un débit de 170 l/mn

On a :

$$C = 360 \text{ N.m}$$

Avec un rendement mécanique de :  $\eta_m = 0,88$

Puissance absorbée par la pompe :

$$P = C \times \omega \quad (2.14)$$

$$P = \frac{360 \times 2\pi \times 1800}{60} = 67,85 \text{ kW}$$

#### a - Détermination du rendement volumétrique

$$\eta_v = \frac{Q_{réel}}{Q_{th}} = \frac{Q_{réel}}{Cyl \times N} = \frac{157,38}{92 \times 1800} \times 1000 = 0,95$$

b - Détermination du rendement totale

$$\eta_t = \eta_v \times \eta_m \quad (2.15)$$

$$\eta_t = \eta_v \times \eta_m = 0,91 \times 0,88 = 0,79$$

**c - Détermination de la puissance du moteur électrique**

Rendement moteur électrique  $\eta = 0,80 = 80 \%$

$$P = \frac{Pa}{\eta}$$

$$P = \frac{Pa}{\eta} = \frac{67,85}{0,80} = 84,81 \text{ kw}$$



**Figure 2.7 :** Pompe à piston HYDRO LEDUC

### 2.3.5 Taille du réservoir

La taille du réservoir dans l'industrie est généralement déterminée par le type de pompe utilisée. Pour les pompes à engrenage, le réservoir est généralement 4 à 5 fois plus grand que le débit circulant dans le système. Pour les pompes à piston, le réservoir est généralement 2 à 3 fois plus grand que le débit du système.

Dans notre cas, la capacité du réservoir est

$$\text{Capacité} = \text{débit pompe} \times 4 = 170 \times 4 = 680 \text{ l/min}$$

### 2.3.6 Détermination des tuyauteries

#### a- Tuyauteries du vérin A

On a :

$$Q = 820,5 \text{ cm}^3/\text{s} = 0,820 \text{ l/s}$$

En retenant une vitesse de circulation de 4 m/s car la vitesse de circulation du fluide à l'intérieur des conduites peut avoir comme valeur :

- 4 à 6 m/s dans les conduites de pression.

Les conduites de pression :

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{820,5}{400} = 2,051 \text{ cm}^2$$

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 2,051}{3,14}} = 16,15 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 19,1 mm




					
Diamètre Intérieur		Diamètre Extérieur		Pression de Service	
pouce	mm	pouce	mm	psi	MPa
1/4	6.4	0.52	13.1	2785	19.2
5/16	7.9	0.58	14.7	2535	17.5
3/8	9.5	0.67	17.1	2275	15.7
1/2	12.7	0.8	20.3	2030	14
5/8	15.9	0.92	23.4	1525	10.5
3/4	19.1	1.08	27.4	1260	8.7
1	25.4	1.4	35.5	1015	7
1 1/4	31.8	1.69	43	625	4.3
1 1/2	38.1	1.95	49.5	510	3.5
2	50.8	2.48	63	375	2.6

Tableau 2.3 : Diamètre des tubes (vérin A)

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4} = \frac{3,14 \times 1,91^2}{4} = 2,86 \text{ cm}^2$$

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{400}{1,91} = 209,42 \text{ cm s} = 2,09 \text{ m/s}$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{V \times D}{\nu} \tag{2.17}$$

$$Re = \frac{V \times D}{\nu} = \frac{2,09 \times 0,019}{32 \times 10^{-6}} = 1240,93$$

Re < 2000 l'écoulement est laminaire

Coefficient des pertes de charge :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \tag{2.18}$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1240,93} = 0,051$$

## Chapitre 2 : Dimensionnement d'une installation hydraulique

Pour 5 mètres de conduits la perte de charge est

$$\Delta p = \frac{\lambda \times L \times \rho \times v^2}{2 \times D} \quad (2.19)$$

$$\Delta p = \frac{\lambda \times L \times \rho \times v^2}{2 \times D} = \frac{0,051 \times 5 \times 900 \times 2,09^2}{2 \times 0,01} = 2,63 \text{ bar}$$

### b- Tuyauteries de vérin B

Les conduites de pression :

Débit nécessaire en avance rapide :




$$Q = 0,0170 \text{ l/s}$$

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{170,25}{300} = 0,56 \text{ cm}^2$$

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,56}{3,14}} = 8,44 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 9,5 mm

					
Diamètre Intérieur		Diamètre Extérieur		Pression de Service	
pouce	mm	pouce	mm	psi	MPa
1/4	6.4	0.52	13.1	2785	19.2
5/16	7.9	0.58	14.7	2535	17.5
3/8	9.5	0.67	17.1	2275	15.7
1/2	12.7	0.8	20.3	2030	14
5/8	15.9	0.92	23.4	1525	10.5
3/4	19.1	1.08	27.4	1260	8.7
1	25.4	1.4	35.5	1015	7
1 1/4	31.8	1.69	43	625	4.3
1 1/2	38.1	1.95	49.5	510	3.5
2	50.8	2.48	63	375	2.6

**Tableau 2.4:** Diamètre des tubes (vérin B)



## Chapitre 2 : Dimensionnement d'une installation hydraulique

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4} = \frac{3,14 \times 1,95^2}{4} = 0,70 \text{ cm}^2$$

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{170,25}{0,70} = 243,21 \text{ cm/s} = 2,4 \text{ m/s}$$

Nombre de Reynolds

$$\text{Re} = \frac{V \times D}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{V \times D}{\nu} = \frac{2,4 \times 0,0095}{32 \times 10^{-6}} = 712,5$$

$\text{Re} < 2000$  l'écoulement est laminaire, donc le coefficient des pertes de charge

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$$

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{712,5} = 0,089$$

Pour 5 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda \times L \times \rho \times v^2}{2 \times D}$$

$$\Delta p = \frac{\lambda \times L \times \rho \times v^2}{2 \times D} = \frac{0,089 \times 5 \times 900 \times 2,4^2}{2 \times 0,0095} = 1,214 \text{ bars}$$

c- Tuyauteries du moteur hydraulique

Débit du moteur hydraulique

$$Q = 0,65 \text{ l/s}$$

Les conduites de pression :

$$S = \frac{Q}{v} = 650 / 500 = 1,3 \text{ cm}^2$$

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1,3}{3,14}} = 12,86 \text{ mm}$$

## Chapitre 2 : Dimensionnement d'une installation hydraulique

Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{V \times D}{\nu}$$

$$Re = \frac{V \times D}{\nu} = \frac{3,42 \times 0,015}{32 \times 10^{-6}} = 1603,125$$

Re < 2000 l'écoulement est laminaire, le coefficient des pertes de charge est donné par la formule

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1603,125} = 0,039$$

Pour 6 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda \times L \times \rho \times v^2}{2 \times D}$$

$$\Delta p = \frac{\lambda \times L \times \rho \times v^2}{2 \times D} = \frac{0,039 \times 6 \times 900 \times 3,42^2}{2 \times 0,015} = 0,821 \text{ bars}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 15,9 mm




					
Diamètre Intérieur		Diamètre Extérieur		Pression de Service	
pouce	mm	pouce	mm	psi	MPa
1/4	6.4	0.52	13.1	2785	19.2
5/16	7.9	0.58	14.7	2535	17.5
3/8	9.5	0.67	17.1	2275	15.7
1/2	12.7	0.8	20.3	2030	14
5/8	15.9	0.92	23.4	1525	10.5
3/4	19.1	1.08	27.4	1260	8.7
1	25.4	1.4	35.5	1015	7
1 1/4	31.8	1.69	43	625	4.3
1 1/2	38.1	1.95	49.5	510	3.5
2	50.8	2.48	63	375	2.6

Tableau 2.5 : Diamètre des tubes (moteur hydraulique)

**d- Tuyauteries de la conduite de la pompe**

La vitesse de circulation du fluide à l'intérieur des conduites d'alimentation est de 6 à 8 m/s

On prend  $v = 6 \text{ m/s}$

Débit du vérin A + débit du vérin B + débit moteur hydraulique :

$$Q = 58,86 + 23,52 + 75 = 157,38 \text{ l/min} = 2.623 \text{ l/s}$$

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{2623}{600} = 4,37 \text{ cm}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 3,4}{3,14}} = 23,5 \text{ mm}$$

Dans le tableau des tubes on trouve un tube de 25,4 mm

					
Diamètre Intérieur		Diamètre Extérieur		Pression de Service	
pouce	mm	pouce	mm	psi	MPa
1/4	6.4	0.52	13.1	2785	19.2
5/16	7.9	0.58	14.7	2535	17.5
3/8	9.5	0.67	17.1	2275	15.7
1/2	12.7	0.8	20.3	2030	14
5/8	15.9	0.92	23.4	1525	10.5
3/4	19.1	1.08	27.4	1260	8.7
1	25.4	1.4	35.5	1015	7
1 1/4	31.8	1.69	43	625	4.3
1 1/2	38.1	1.95	49.5	510	3.5
2	50.8	2.48	63	375	2.6

**Tableau 2.6 : Diamètre des tubes (pompe)**

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{v \times D}{\nu}$$

$$Re = \frac{v \times D}{\nu} = \frac{6 \times 0,025}{32 \times 10^{-6}} = 4687,5$$

$Re > 2000$  l'écoulement est lisse

Coefficient des pertes de charge :

$$\lambda = 0,316 \times Re^{-0,25} \quad (2.20)$$

$$\lambda = 0,316 \times 4687,5^{-0,25} = 0,0381$$

Pour 15 mètres de conduits la perte de charge est :

$$\Delta p = \frac{\lambda \times L \times \rho \times v^2}{2 \times D}$$

$$\Delta p = \frac{\lambda \times L \times \rho \times v^2}{2 \times D} = \frac{0,0381 \times 15 \times 900 \times 6^2}{2 \times 0,025} = 3,7 \text{ bars}$$

## 2.4. Conclusion

Le dimensionnement des éléments essentiels du circuit hydraulique est un processus complexe qui implique plusieurs étapes. Dans ce chapitre, on a commencé par déterminer les diamètres de la tige qui résiste au flambage, en valide avec des abaques. Cela est important pour garantir la sécurité et la durabilité du système hydraulique.

Ensuite, on a utilisé des tableaux pour valider le diamètre du piston pour chaque vérin. Ce processus permet de choisir les composants appropriés pour notre système, en prenant en compte les exigences spécifiques de chaque vérin.

## **CHAPITRE 3**

# **Simulation du système sous logiciel**

### **3.1. Introduction**

La conception industrielle moderne utilise des outils virtuels tels que FluidSIM Hydraulics pour optimiser les processus de conception, de modélisation et de simulation. La simulation du système de perçage est un cas typique où ce logiciel peut être utilisé pour valider les performances du système avant sa mise en production et réduire les coûts et les risques associés à des erreurs de conception.

### **3.2. Logiciel de simulation [9]**

FluidSIM Hydraulics est un logiciel qui permet la simulation et la modélisation de systèmes hydrauliques complexes. Il offre des avantages significatifs dans le processus de conception et de développement, tels que la visualisation du système en cours de conception, la simulation en temps réel, et la vérification des paramètres du système. Cela permet aux ingénieurs de valider les performances du système avant sa mise en production, ce qui réduit les coûts et les risques associés à des erreurs de conception.

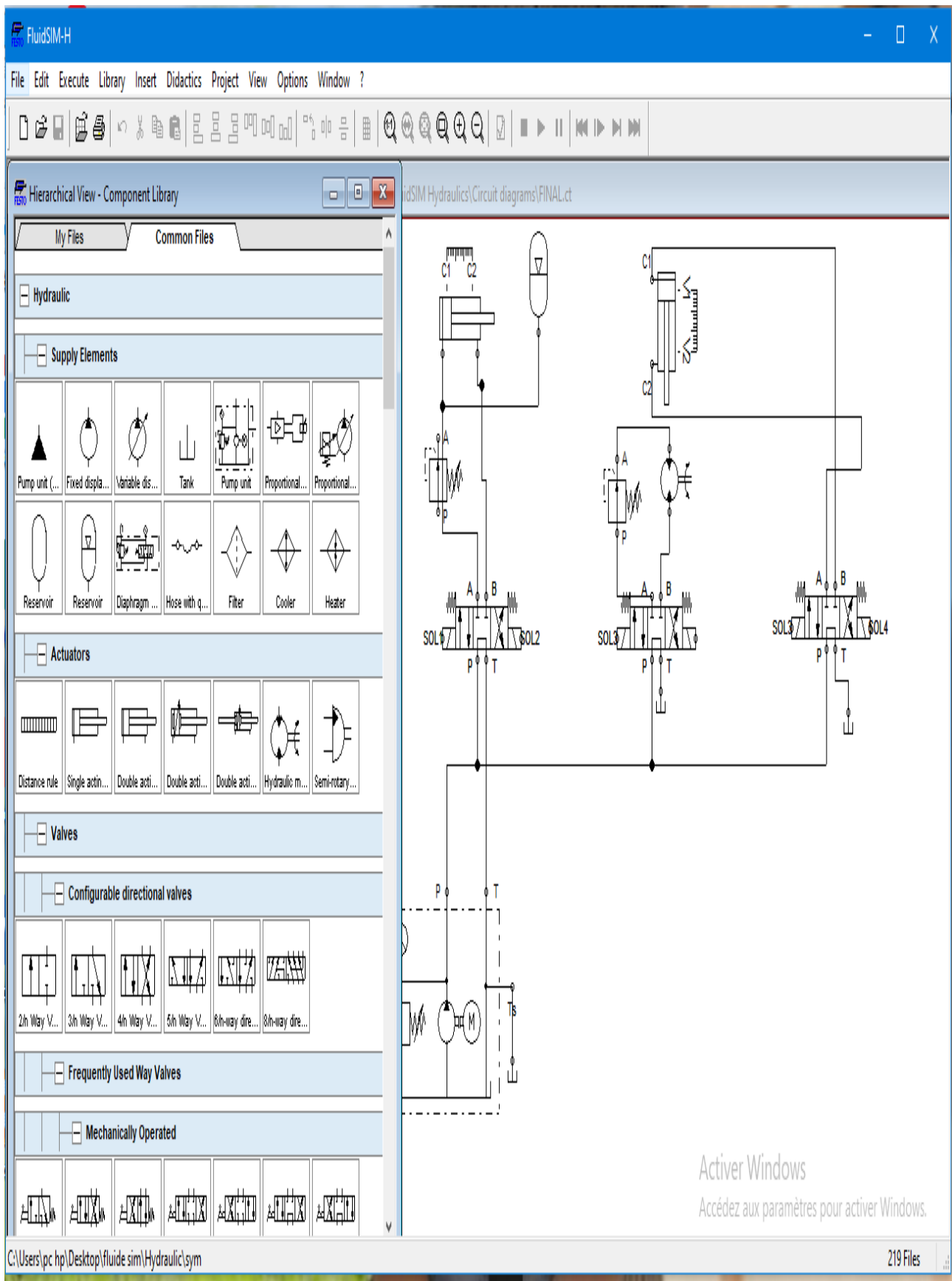


Figure 3.1 : Interface Fluidsim

### 3.3. Schéma du circuit hydraulique

Dans le schéma hydraulique de la figure 3.2 Sont représentés les éléments qui composent le Circuit hydraulique :

- Moteur électrique (1M): Transformer l'énergie électrique en énergie mécanique.
- Pompe hydraulique cylindrée fixe (1P): Transformer l'énergie mécanique en énergie hydraulique.
- Manomètres : Contrôler les pressions sur le circuit.
- Limiteur de pression principale pilotée réglable avec fonction by-pass (symbole simplifié) : Protège la pompe des surpressions.
- Distributeur 4/3 tout ou rien, centre fermé à commande électrique (Rappel par ressorts). Aiguiller l'huile vers le vérin (montée/descente) .
- Limiteur de débit unidirectionnel réglable : Régler la vitesse du vérin en position descente.
- Vérin double effets.

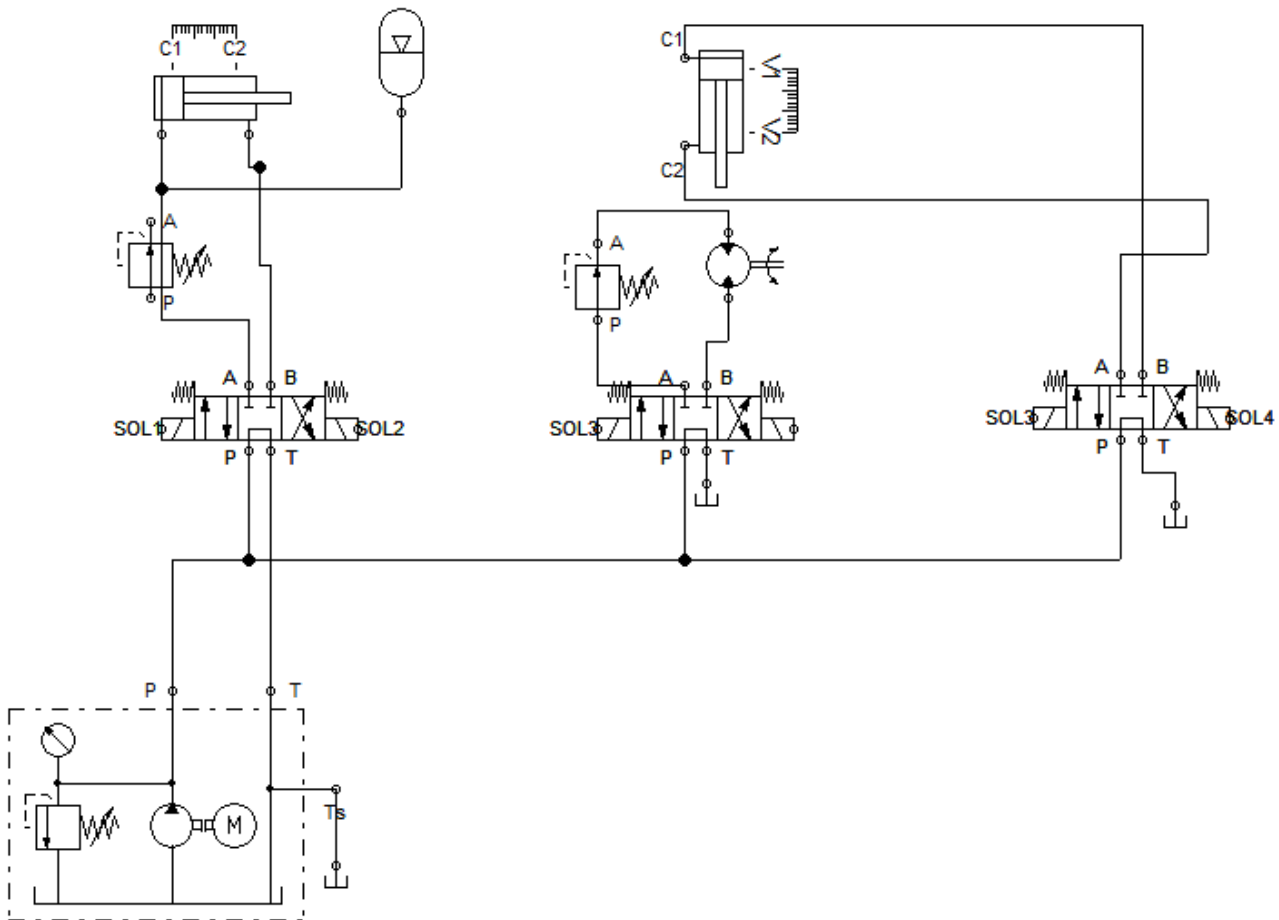
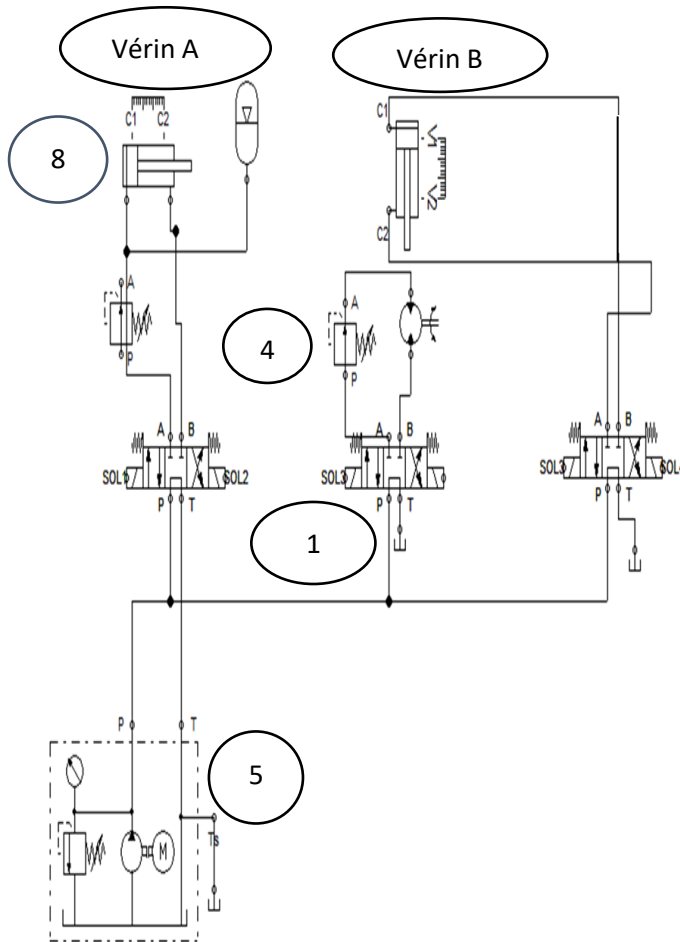


Figure 3.2 : Circuit hydraulique sous Fluidsim.



• 3.4. Simulation du cas étudié



Number	Description
1	4/3-way solenoid valve with bypass position
2	Electrical connection 0V
3	Electrical connection 24V
4	Pressure reducing valve
5	Pump unit
6	Pushbutton (make, Ladder)
7	Relay (Ladder)
8	Double acting cylinder
9	Valve solenoid

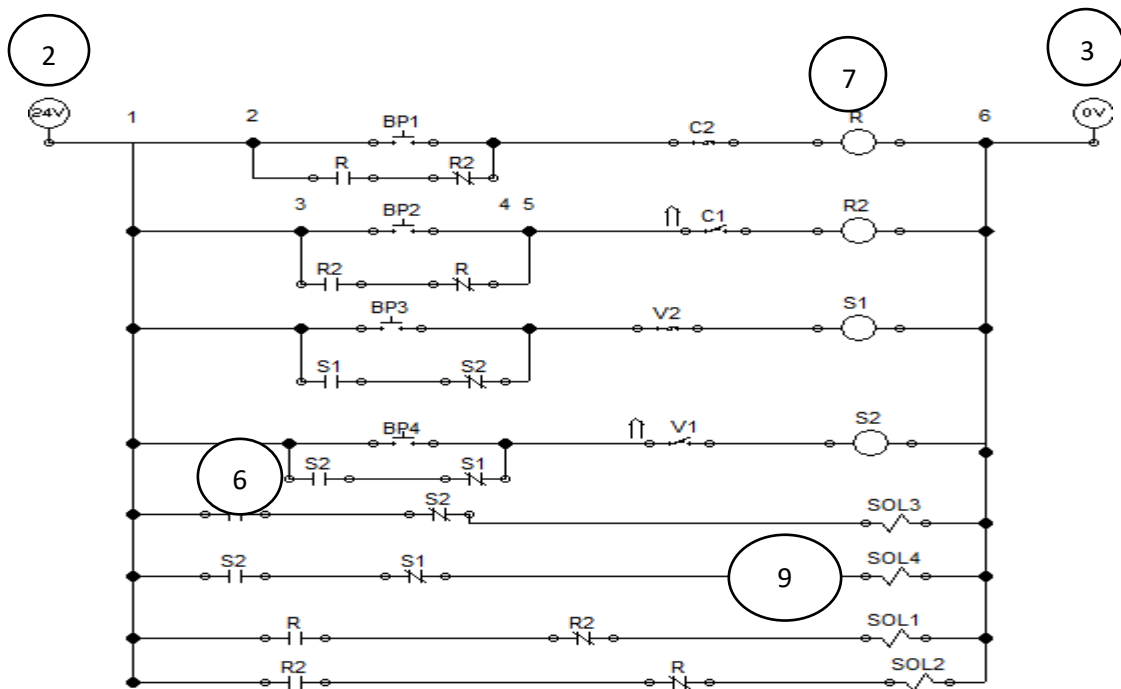


Figure 3.3 : Circuit hydraulique sous Fluidsim.

### 3.5. Résultats de la simulation

Les figures ci-dessous montrent la simulation du schéma du circuit d'étude.

L'appui sur le bouton poussoir BP1, alimente la bobine SOL1, le distributeur se déplace vers la droite et alimente la chambre du vérin A. on obtient la sortie de la tige de serrage de la pièce.

L'appui sur le bouton poussoir BP2, alimente la bobine SOL2, le distributeur se déplace vers la gauche et alimente la chambre du vérin A. on obtient l'entrée de la tige.

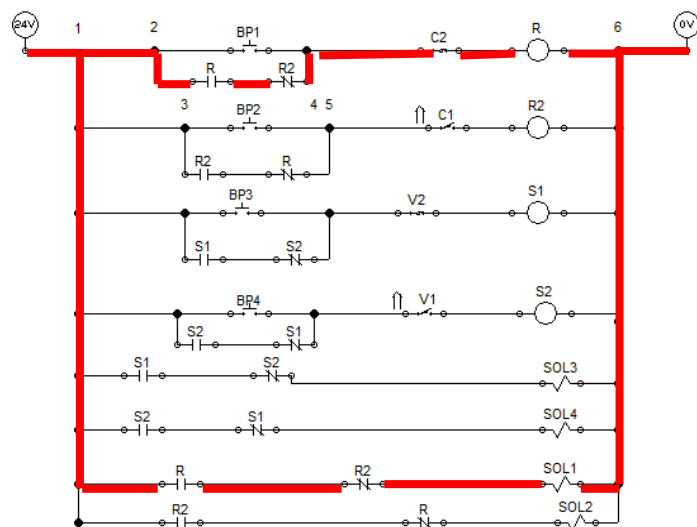
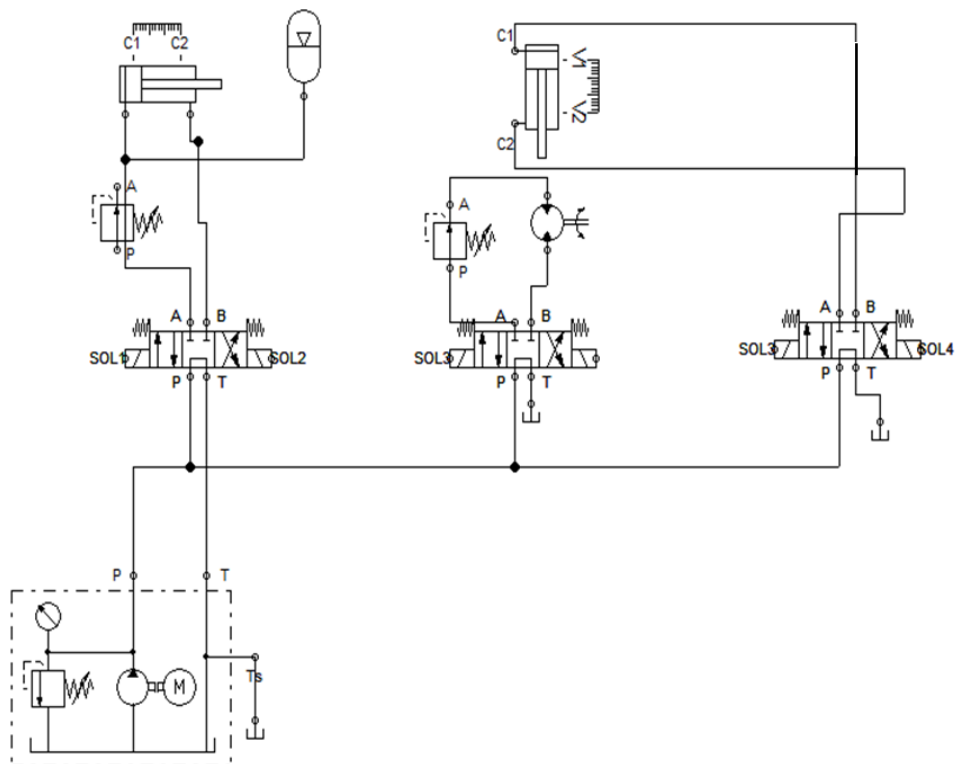
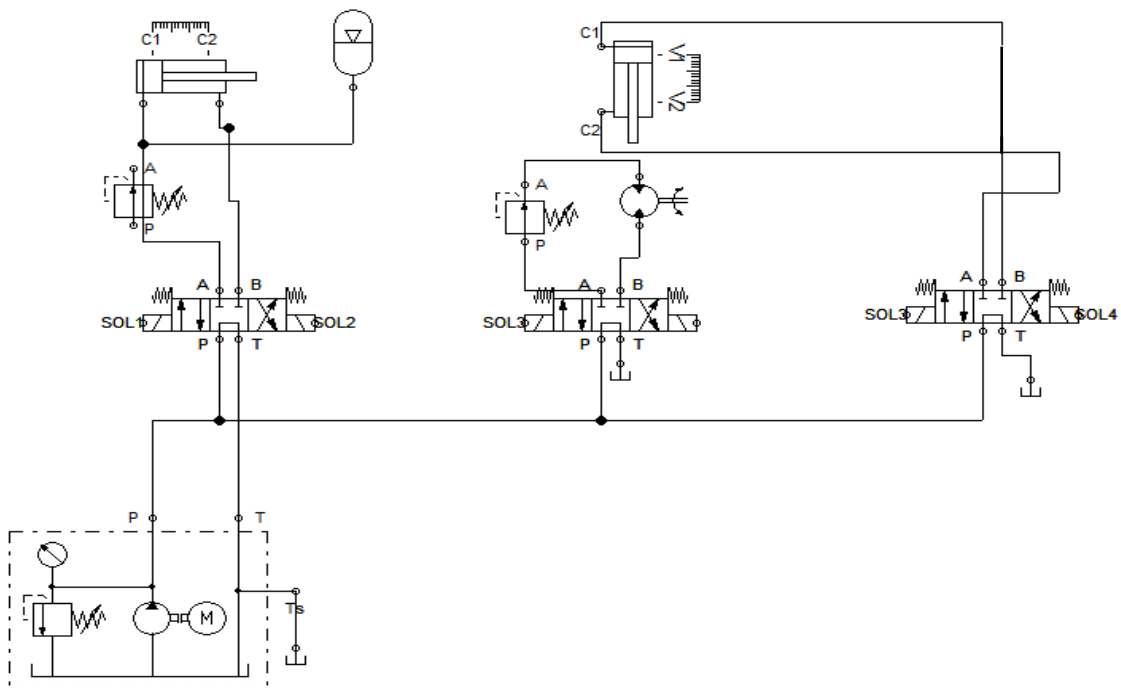


Figure 3.4 : Pilotage SOL1.

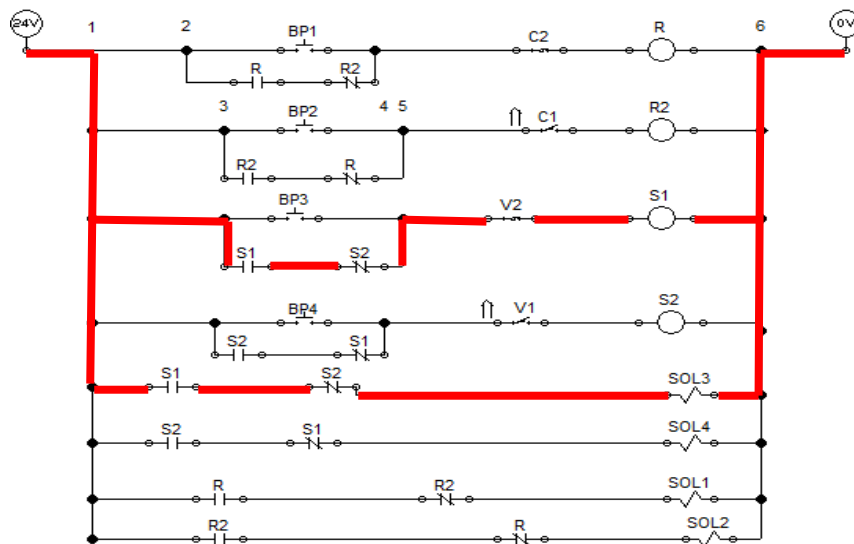
### Chapitre 3 : Simulation du système sous logiciel

L'appui sur le bouton poussoir BP3, alimente la bobine SOL3, le distributeur se déplace vers la droite et alimente la chambre du vérin B, lorsque le vérin B arrive en fin de course, on a la sortie du vérin B (descente) et le moteur hydraulique tourne.

L'appui sur le bouton poussoir BP4, alimente la bobine SOL4, le distributeur se déplace vers la gauche et alimente la chambre du vérin B, lorsque le vérin B arrive en fin de course, on a la rentrer du vérin B



**Figure 3.5:** Pilotage SOL3.



### **3.6. Conclusion**

Dans ce chapitre, on a tracé le circuit du schéma hydraulique de la perceuse, sous Fluidsim. La simulation sous Fluidsim est un outil puissant pour concevoir et optimiser les systèmes hydrauliques. Elle permet de visualiser les performances du système avant sa mise en service, ce qui réduit les risques de pannes et améliore la fiabilité globale du système.

## **Conclusion Générale**

En conclusion, cette expérience m'a permis de traverser toutes les étapes qu'un concepteur de projet doit suivre, en mettant en pratique les connaissances scientifiques et techniques acquises tout au long de notre formation universitaire.

La réalisation de ce projet nous a permis de mettre en pratique nos connaissances théoriques pour répondre à un cahier des charges précis.

Cette étude s'est conclue par la simulation de notre système à l'aide du logiciel technique "Fluidsim".

## **Bibliographie**

- [1] : Sami Bellalah , Iset Nabeul. (l'hydraulique Industriel). (Année 2010).
- [2] : site web :<http://courstechniques.blogspot.com/2012/06/introduction/lhydraulique.htm/> (cours-techniques hydraulique/. (Année 2012).
- [3]: Jean Claude Debatty . (LES POMPES HYDRAULIQUES). (Année :2007).
- [4]: JOHO Pierre. (POMPE A DEBIT FIXE). ( Année :2007).
- [5] :site web :<https://www.sebhydro.com/videos/comprendre-le-distributeur-hydrauliquepilote-tor-formation-hydraulique.html/>(Année 2014).
- [6]: Web site: <http://www.maxicours.com>. (Cours de Mécanique des fluides). (Année :2019)
- [7] :website :<https://www.hydrodis.com/moteur-semi-rapide-orbital/8030-moteur-danfossomh-400cm3-arbre-cylindrique-o35mm-fixation-4-trous.html>
- [8] : HYDRO LEDUC. (Pompes à pistons pour camions). (Année :2018).
- [9]: logiciel de simulation fluidsim