

# Etude de cas

## 1- Thème :

Etude et dimensionnement d'une installation hydraulique Industrielle.

## 2- Objectifs :

Le technicien supérieur devra être capable de :

- Lire un schéma hydraulique
- Choisir les composants hydrauliques nécessaire.
- Maîtriser les abaques afin d'éviter les pannes.

## 3-Enoncé du problème :

***On veut réaliser un ensemble constitué de 2 vérins et d'un moteur hydraulique.***

Le 1<sup>er</sup> vérin déplace une masse de 3600 Kg sur 600 mm à une vitesse moyenne de 0.2 m/s à l'aller comme au retour.

Le 2<sup>ème</sup> vérin déplace 6000 Kg sur 350 mm avec 200 mm d'avance rapide parcourus à 0.15 m/s, et le reste en avance lente à 0.05 m/s. Le retour s'effectue à 0.2 m/s.

N.B : On pourra considérer que la phase accélération représente environ 1/5 du temps total.

Le moteur hydraulique est utilisé dans un seul sens et doit fournir un couple de 50 daNm à 140 tr/mn, seulement durant l'avance lente du vérin B.

### **Le cycle est le suivant :**

1. Avance vérin A.
2. Avance rapide vérin B.
3. Avance lente vérin B et rotation du moteur hydraulique.
4. Retour de vérin B.
5. Retour de vérin A.

**I- Détermination des appareils moteurs :****L1 : Vérin A :****Les paramètres du vérin A :**

$$m = \text{charge} = 3600\text{kg} \quad ; \quad C = \text{course} = 600\text{mm} \quad ;$$

$$V = \text{vitesse} = 0.2\text{m/s} \quad ; \quad g = 10\text{m/s}^2$$

**a - Caractéristiques:**

- La force nécessaire pour équilibrer la masse:

$$P = m \times g = 3600 \times 10 = 36000\text{N} = 3600\text{daN}$$

$$\underline{\underline{P = 3600\text{daN}}}$$

- La force nécessaire pour communiquer l'accélération:

$$F = m \times \gamma \quad \text{avec} \quad V = \gamma \times t \quad \gamma = \frac{V}{t}$$

La durée de l'accélération représente 1/5 T: On a :

$$t = \frac{T}{5} \quad C = V \times T \Rightarrow T = \frac{C}{V}$$

**A.N:**

$$T = \frac{0.6}{0.2} = 3\text{s} \quad t = \frac{3}{5} = 0.6\text{s}$$

**A.N:**

$$\gamma = \frac{0.2}{0.6} = 0.33\text{m/s}^2$$



$$F = 3600 \times 0.33 = 1188\text{N} \approx 120\text{daN}$$

$$\underline{\underline{F = 120\text{daN}}}$$

- La force réelle totale nécessaire à déplacer la charge:

$$F_t = \frac{(P + F)}{\eta_{vé}}$$

**A.N.:**

$$F_t = \frac{(3600 + 120)}{0.9} = 4133 \text{ daN}$$

$$\underline{F_t = 4133 \text{ daN}}$$

**b – Détermination de la tige du vérin:**

- **Calcul de la longueur libre (du flambage):**

**Détermination du coefficient du mode de fixation :**

Le vérin A est à fixation sur pattes avec chape de tige guidée. Sur le tableau précédent, nous trouvons pour ce type d'attache K = 0.7

**Coefficient du mode de fixation**

<b>K = 0.5</b>	<b>K = 0.7</b>	<b>K = 1</b>	<b>K = 1</b>	<b>K = 1.5</b>	<b>K = 1.5</b>	<b>K = 2</b>	<b>K = 2</b>	<b>K = 2</b>	<b>K = 4</b>	<b>K = 4</b>	<b>K = 4</b>
<b>Fixation de la tige</b>											
C ou D	B	B	B	B	A	A	A	Libre	Libre	Libre	Libre
<b>Fixation du cylindre</b>											
F et I	F	F et I	J'	I	J	G	J''	F et I	F	I	I
<b>A</b> rotule	<b>B</b> chape	<b>C</b> écrou porte-écrou	<b>G</b> rotule arrière	<b>H</b> fixation au pivot	<b>I</b> patte arrière	<b>D</b> bride ou plaque avant	<b>E</b> bride de fixation	<b>F</b> square avant	<b>J</b>	<b>J'</b>	<b>J''</b>

**Détermination de la longueur libre :**

On sait que :  $L = C \times K$

**A.N.:**

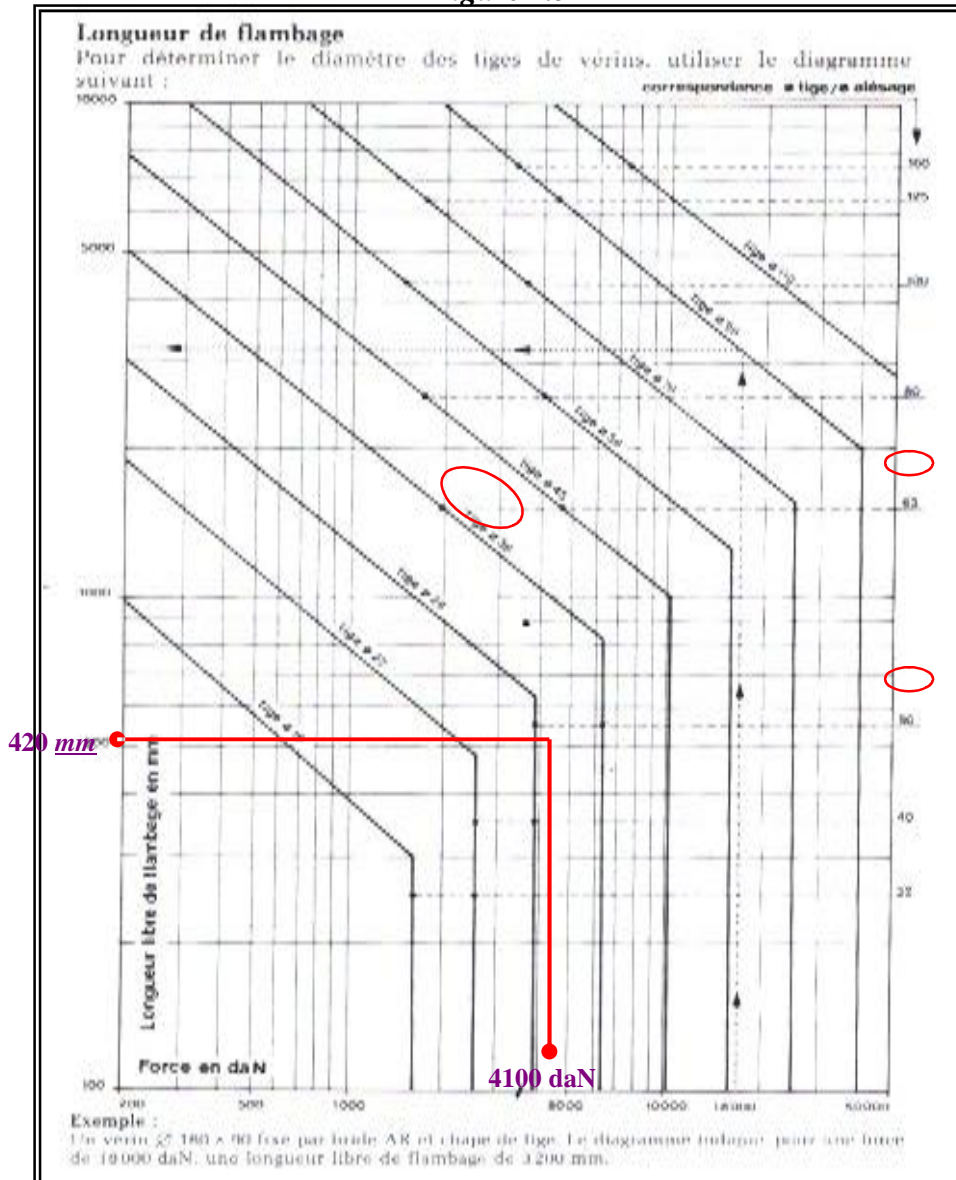
$$L = 600 \times 0.7 = 420 \text{ mm}$$

$$\underline{L = 420 \text{ mm}}$$

Sur l'abaque représenté figure 1.3, nous trouvons pour 4100 daN et une longueur de flambage, une tige du vérin de diamètre **36** mm. Et d'après le tableau précédent, les diamètres du piston.  $D_1 = 50$  mm ;  $D_2 = 63$  mm

**Vérin A (Ø 63 x 36) ou (Ø 50 x 36).**

Figure 1.b



c) -

**Détermination de pression du vérin:**

! Pour  $D_1 = 50$  mm:

$$P_1 = \frac{F_t}{S_1} = \frac{4 \times F_t}{\pi \times D_1^2}$$

$$\underline{\text{A.N:}} \quad P_1 = \frac{4 \times 4133}{\pi \times 5^2}$$

$$\underline{\underline{P_1 = 210 \text{ bars}}}$$

! Pour  $D_2 = 63 \text{ mm}$ :

$$P_2 = \frac{F_t}{S_2} = \frac{4 \times F_t}{\pi \times D_2^2}$$

$$\underline{\text{A.N:}} \quad P_2 = \frac{4 \times 4133}{\pi \times 6.3^2}$$

$$\underline{\underline{P_2 = 132 \text{ bars}}}$$

On prend comme considération la perte de charge égale (10 à 15%).

D'où les pressions deviennent :

$$P_1' = P_1 + P_1 \times 15 \% = 210 + 210 \times 0.15 \\ \approx 241 \text{ bars}$$

$$P_2' = P_2 + P_2 \times 15 \% = 132 + 132 \times 0.15 \\ \approx 152 \text{ bars}$$

Sachant que :  $P_1$  et  $P_2$  sont les pressions au niveau du vérin A.

$P_1'$  et  $P_2'$  sont les pressions au niveau de la pompe.

Pour augmenter la durée de vie de la pompe, il faut que la pompe ne fonctionne pas en charge donc il faut que la pression maximale de la pompe doit être supérieure à la pression de service c'est à dire il faut choisir la pompe tel que ;

$$P_{\text{max}} = P_{\text{service}} + (P_{\text{service}} \times 15 \%)$$

➡ Pour la raison d'économie (minimiser la consommation de la pompe). On doit choisir une pompe qui génère la pression minimale.  $P_2' = 152 \text{ bars}$

**Choix du Vérin A : ( $\varnothing 63 \times 36$ )**

### I-2 : Vérin B :

Les paramètres du vérin B :

$$m = \text{charge} = 6000 \text{ kg} ; C = \text{course} = 350 \text{ mm}$$

$$\text{Avance rapide : } C_1 = 200 \text{ mm} ; V_1 = 0.15 \text{ m/s}$$

### a - Caractéristiques:

- La force nécessaire pour équilibrer la masse:

$$P = m \times g = 6000 \times 10 = 60000 \text{ N} = 6000 \text{ daN}$$

$$\underline{\underline{P = 6000 \text{ daN}}}$$

- La force nécessaire pour communiquer l'accélération:

$$F = m \times \gamma \quad \text{avec} \quad V = \gamma \times t \quad \gamma = \frac{V}{t}$$

La durée de l'accélération représente 1/5 T: On a :

$$t = \frac{T}{5} \quad C = V \times T \Rightarrow T = \frac{C}{V}$$

A.N:

$$T = \frac{0.2}{0.15} = 1.33 \text{ s} \quad t = \frac{1.33}{5} = 0.26 \text{ s}$$

A.N:

$$\gamma = \frac{0.15}{0.26} = 0.57 \text{ m/s}^2$$

$$\curvearrowright F = 6000 \times 0.57 = 3420 \text{ N} \approx 342 \text{ daN}$$

- La force réelle totale nécessaire à déplacer la charge:

$$F_t = \frac{(P + F)}{\eta_{vé}}$$

**A.N:**

$$F_t = \frac{(6000 + 342)}{0.9} = 7046 \text{ daN}$$

$$\underline{\underline{F_t = 7046 \text{ daN}}}$$

**b – Détermination de la tige du vérin:**

■ **Calcul de la longueur libre (du flambage):**

◆ **Détermination du coefficient du mode de fixation :**

Le vérin B est à fixation sur pattes avec chape de tige guidée. Sur le tableau précédent, nous trouvons pour ce type d'attache  $K = 0.7$

$$\underline{\underline{K = 0.7}}$$

◆ **Détermination de la longueur libre :**

On sait que :  $L = C \times K$

**A.N:**

$$L = 200 \times 0.7 = 140 \text{ mm}$$

$$\underline{\underline{L = 140 \text{ mm}}}$$

Sur l'abaque représenté figure 1.b, nous trouvons pour 7000 daN et une longueur de flambage 140 mm, une tige du vérin de diamètre 45 mm correspond à deux diamètres de piston.

Les diamètres du piston sont :  $D_1 = 63 \text{ mm}$  ;  $D_2 = 80 \text{ mm}$

**Vérin B (Ø 63 x 45) ou (Ø 80 x 45).**

**c – Détermination de pression du vérin:**

! Pour  $D_1 = 63 \text{ mm}$ :

$$P_1 = \frac{F_t}{S_1} = \frac{4 \times F_t}{\pi \times D_1^2}$$

$$\underline{\underline{A.N:}} \quad P_1 = \frac{4 \times 7046}{\pi \times 6.3^2}$$

$$\underline{\underline{P_1 = 226 \text{ bars}}}$$

! Pour  $D_2 = 80$  mm:

$$P_2 = \frac{F_t}{S_2} = \frac{4 \times F_t}{\pi \times D_2^2}$$

**A.N:** 
$$P_2 = \frac{4 \times 7046}{\pi \times 8^2}$$

$$\underline{\underline{P_2 = 140 \text{ bars}}}$$

On prend comme considération la perte de charge égale (10 à 15%).

D'où les pressions deviennent :

$$P_1' = P_1 + (P_1 \times 15 \%) = 226 + (226 \times 0.15) \\ \approx 260 \text{ bars}$$

$$P_2' = P_2 + P_2 \times 15 \% = 140 + 140 \times 0.15 \\ \approx 161 \text{ bars}$$

Sachant que :  $P_1$  et  $P_2$  sont les pressions au niveau du vérin B.

$P_1'$  et  $P_2'$  sont les pressions au niveau de la pompe.

Pour augmenter la durée de vie de la pompe, il faut que la pompe ne fonctionne pas en charge donc il faut que la pression maximale de la pompe doit être supérieure à la pression de service c.à.d il faut choisir la pompe tel que ;

$$P_{\max} = P_{\text{service}} + P_{\text{service}} \times 15 \%$$



Pour la raison d'économie (minimiser la consommation de la pompe). On doit choisir une pompe qui génère la pression minimale.  $P_2' = 161 \text{ bars}$

**Choix du vérin B (Ø 80 x 45)**

### **1-3 : Moteur hydraulique :**

**Les paramètres du moteur hydraulique :**

$$C = \text{couple} = 50 \text{ daN.m} ; \quad N = \text{vitesse de rotation} = 140 \text{ tr / mn}$$

**Prenons un rendement de départ de  $\eta_{hm} = 0.9$  :**

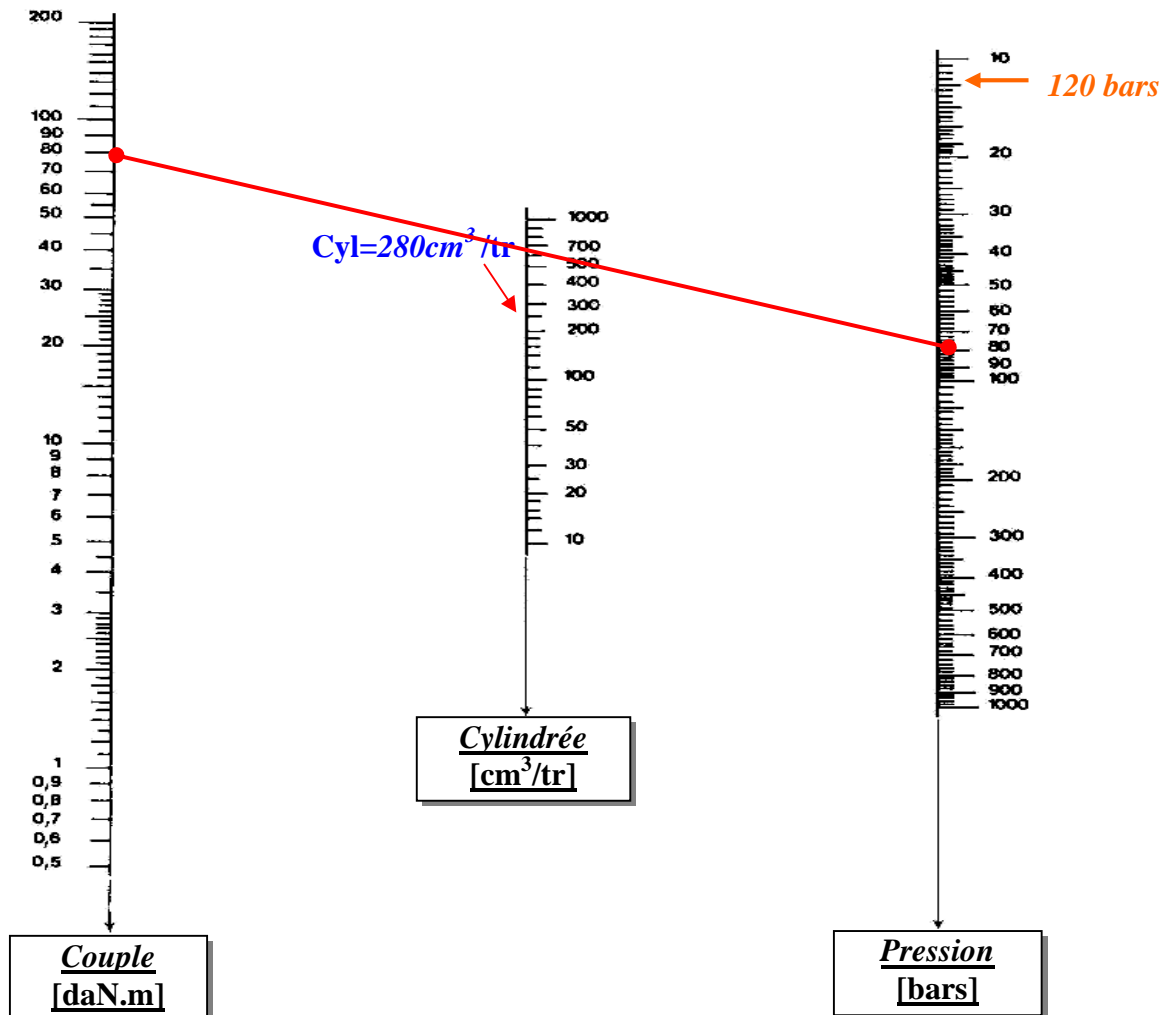
On suppose que !  $p = 120$  bars.

### **a- Détermination de la cylindrée :**



$$Cyl_{théorique} = \frac{couple}{15.9 \times \Delta p \times \eta} = \frac{500}{15.9 \times 120 \times 0.9} = 0.291 l / tr = 291 cm^3 / tr$$

Nous pourrons vérifier ce calcul sur l'abaque suivant.



Abaque des caractéristiques théoriques pompe / moteur.

Sur le catalogue du constructeur Bosch, nous avons trouvé un moteur à engrenage de cylindrée  $320 \text{ cm}^3$  avec :

$$Q = 50 \text{ l / min} \quad ; \quad P = 7 \text{ kW}$$

$$\eta_T = 0.74$$

$$\eta_{vol} = \frac{Cyl \times N}{Q} \times 10^{-1} = \frac{320 \times 140}{50} \times 10^{-1} = 89 \% = 0.89$$

$$\eta_{hm} = \frac{C}{\Delta p \times 1.59 \times Cyl} \times 10^4 = \frac{500}{120 \times 1.59 \times 320} \times 10^4 = 82 \% = 0.82$$

$$\eta_{vol} = 0.89$$

$$\eta_{hm} = 0.82$$

$$\eta_T = 0.74$$

**b- Détermination de la pression de travail :**

$$P' = \frac{\text{couple}}{15.9 \times \text{Cyl} \times \eta_{hm}} = \frac{500}{15.9 \times 0.320 \times 0.82} = 119.8 \text{ bars}$$

**c- Détermination du débit absorbé par le moteur :**

$$Q = \frac{\text{Cyl} \times N}{\eta_{vol}} = \frac{0.320 \times 140}{0.89} = 50.33 \text{ l / mn} \quad \text{soit} \quad 0.84 \text{ l / s}$$

**Avec :**

$\eta_{vol}$  rendement volumétrique.

$\eta_{hm}$  rendement hydrau – mécanique.

$\eta_t$  rendement total.

$Q$  (l / mn) Débit absorbé.

$\text{Cyl}$  ( $\text{cm}^3 / \text{tr}$ ) cylindrée.

$\Delta_p$  (bars) pression.

$C$  (Nm) couple.

$N$  (tr / mn) vitesse de rotation.

$P$  (kw) puissance fournie.

**II - Détermination des débits :**

**1 : Détermination des débits du vérin A :**

$\emptyset 63 / 36$  ( $S = 31.2 \text{ cm}^2$ ;  $S_{annulaire} = 21 \text{ cm}^2$ ;  $V = 0.2 \text{ m/s}$ )

! Débit nécessaire à l'aller ;

$Q = S \times V = 31.2 \times 20 = 624 \text{ cm}^3 / \text{s}$  soit  $0.624 \text{ l/s}$

! Débit nécessaire au retour ;

$$Q' = S_{\text{annulaire}} \times V = 21 \times 20 = 420 \text{ cm}^3/\text{s} \text{ soit } 0.42 \text{ l/s}$$

## **2 : Détermination des débits du vérin B :**

$$\varnothing 80 / 45 (S = 50.2 \text{ cm}^2 ; S_{\text{annulaire}} = 34.36 \text{ cm}^2 )$$

**Vitesse avance rapide : 0.15 m/s**

**Vitesse avance lente : 0.05 m/s**

**Vitesse retour : 0.2 m/s**

**a- Débit nécessaire en avance rapide :**

$$Q = S \times V = 50.2 \times 15 = 753 \text{ cm}^3/\text{s} \text{ soit } 0.753 \text{ l/s}$$

**b- Débit nécessaire en avance lente :**

$$Q' = S \times V' = 50.2 \times 5 = 251 \text{ cm}^3/\text{s} \text{ soit } 0.251 \text{ l/s}$$

**c- Débit nécessaire au retour :**

$$Q'' = S_{\text{annulaire}} \times V'' = 34.36 \times 20 = 687 \text{ cm}^3/\text{s} \text{ soit } 0.687 \text{ l/s}$$

## **3 : Détermination de débit du moteur hydraulique :**

Nous avons trouvé un débit absorbé de 50.33 l/mn soit 0.84 l/s

### **III – Choix d'une centrale :**

#### **1)- Détermination de la pompe hydraulique :**

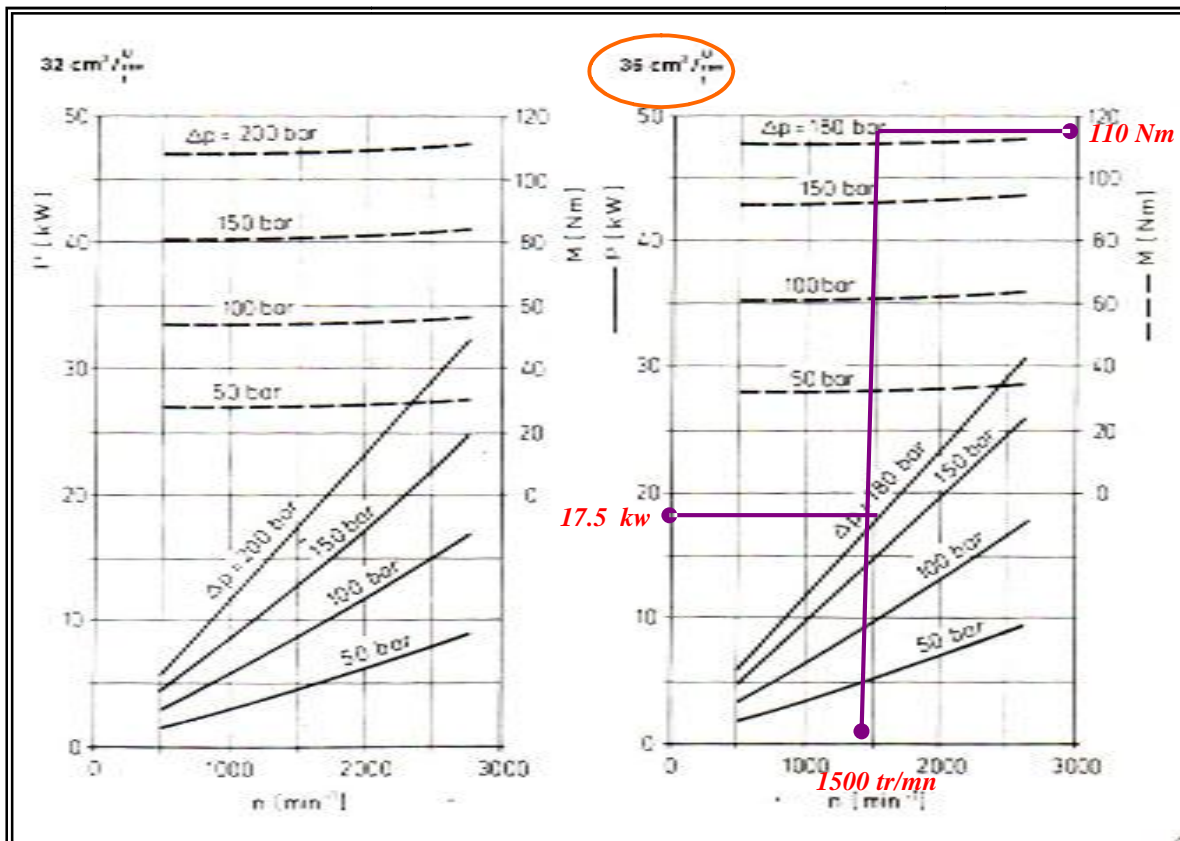
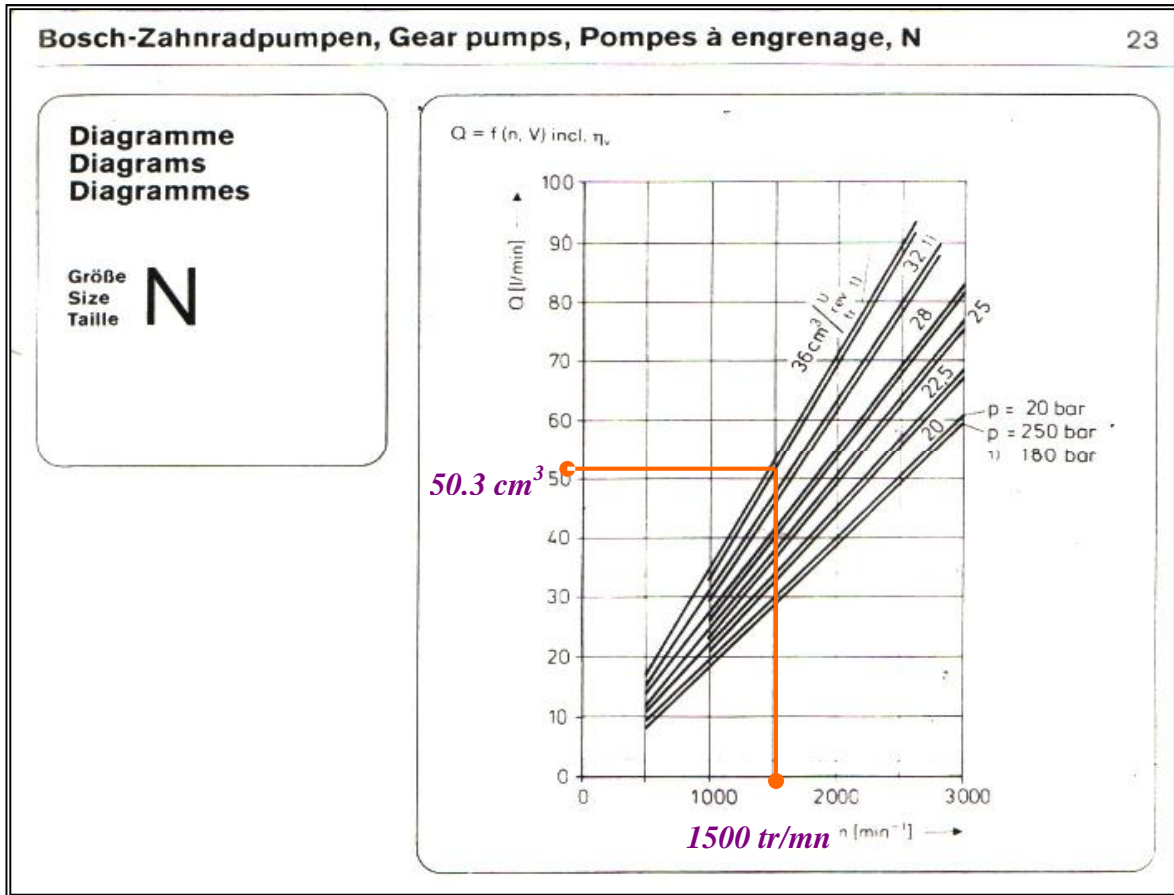
La pression maximale retenue est de 161 bars pour le vérin B à laquelle s'ajoutent les pertes de charge du circuit. Et pour augmenter la durée de vie de la pompe, il faut que la pompe ne fonctionne pas en charge donc on fixe la pression sur 180 bars.

Le débit le plus élevé est 0.84 l/s soit 50.33 l/mn.

Pour un moteur électrique tournant à 1500 tr/mn, il faut une pompe de cylindrée ;

$$Cyl = \frac{Q}{N} = \frac{50330}{1500} = 33.5 \text{ cm}^3$$

Sur le catalogue du constructeur (Bosch) pour les pompes à engrenages, nous avons trouvé une pompe de cylindrée 36 cm<sup>3</sup> et à travers cette valeurs on va essayé de déterminer les différentes caractéristique de la pompe



A 180 bars et une vitesse de rotation 1500tr/mn on a un débit de 50,3 l/mn.

Puis on a déterminé la puissance absorbée et le couple. (Voir abaque ci-dessus).

$$C = 110 \text{ Nm} ; P_{\text{absorbée}} = 17.5 \text{ kw}$$

Les formules qui suivent présentent des facteurs de conversion nécessaire à l'emploi des unités de mesure utilisées dans la pratique.

**a)- Détermination du rendement volumétrique :**

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{Q_{\text{réel}}}{Q_{\text{théo}}} = \frac{Q}{\text{Cyl} \times N} \times 10^5 = \frac{50.3}{36 \times 1500} \times 10^5 = 93.1\% = 0.93$$

**b)- Détermination du rendement total :**

$$\eta_{\text{total}} = \frac{P_{\text{sortie}}}{P_{\text{entrée}}} = \frac{P_{\text{ression}} \times Q}{6 \times P_{\text{absorbée}}} = \frac{180 \times 50.3}{6 \times 17.5} = 86\% = 0.86$$

**c)- Détermination du rendement hydrau-mécanique :**

$$\eta_{\text{hm}} = \frac{1.59 \times \text{Cyl} \times P_{\text{ression}}}{C} = \frac{1.59 \times 36 \times 180}{110} = 93.6\% = 0.936$$

**d)- Détermination du débit théorique :**

$$Q_{\text{théo}} = \text{Cyl} \times N = 0.036 \times 1500 = 54 \text{ l / mn}$$

**e)- Détermination du débit réel :**

$$Q_{\text{réel}} = \text{Cyl} \times N \times \eta_{\text{vol}} = 0.036 \times 1500 \times 0.93 = 50.22 \text{ l / mn}$$

**f)- Détermination de la puissance du moteur électrique :**

Nous retiendrons un rendement de 0.85

$$P = \frac{P_{\text{absorbée}}}{\eta} = \frac{17.5}{0.85} = 20.58 \text{ kw}$$

**Le Fluide hydraulique :**

Le fluide hydraulique correspond à cette pompe est à basse d'huile minérale conforme à DIN/ISO de viscosité 30 est. La pollution d'huile limitée à classe 10 par emploi d'un filtre

! 25 = 75

**IV - Détermination des tuyauteries :**

**1)- Tuyauterie pour le vérin A :**

Le débit le plus élevé pour ce vérin est de  $Q = 0.624$  l/s. En retenons 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.
- 2 m/s dans les conduites de retour.

Il faut une section de :

$$S = \frac{Q}{V} = \frac{624}{400} = 1.56 \text{ cm}^2$$

**Pour un cercle :**

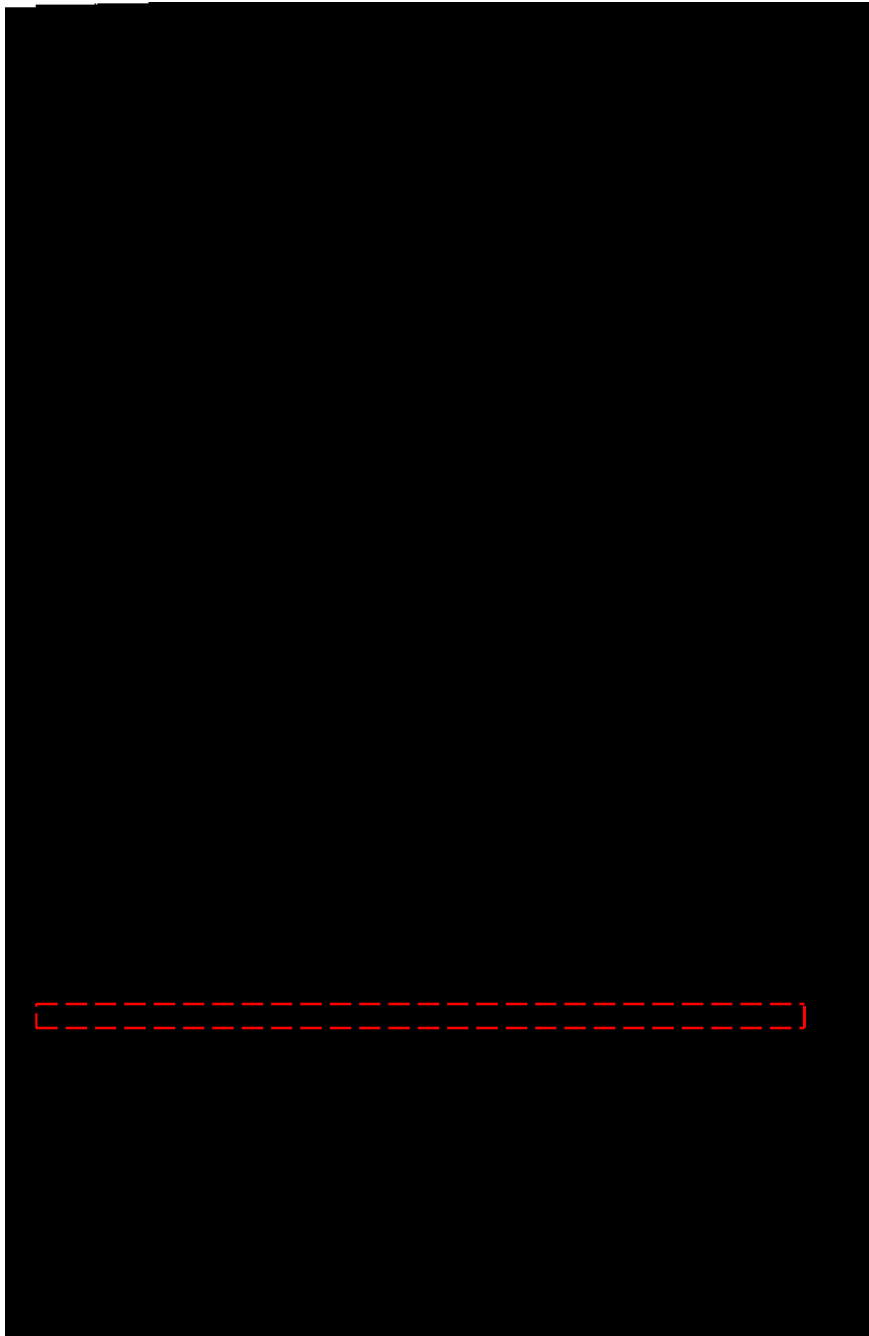
$$S = \Pi \times \frac{D^2}{4} = 0.785 \times D^2 \Leftrightarrow \Phi = \sqrt{\frac{1.56}{0.785}} = 1.4 \text{ cm} \approx 14 \text{ mm}$$

D'après l'abaque suivant, on peut déterminer le choix du flexible a partir de plusieurs facteurs comme :

- Le diamètre intérieur du flexible.
- La pression de service.
- La pression d'éclatement.

**La vitesse de circulation du fluide :**

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{624}{1.88} = 332 \text{ cm / s} = 3.5 \text{ m / s}$$

**2)- Tuvauterie pour le vérin B :**

Le débit le plus élevé pour ce vérin est de  $Q = 0.753$  l/s.

Il faut une section de :

$$S = \frac{Q}{V} = \frac{753}{400} = 1.88 \text{ cm}^2$$

**Pour un cercle :**

$$S = \Pi \times \frac{D^2}{4} = 0.785 \times D^2 \Leftrightarrow \Phi = \sqrt{\frac{1.88}{0.785}} = 1.54 \text{ cm} \approx 15.5 \text{ mm}$$

Retenons dans l'abaque des flexibles, on choisit le même flexible que pour le vérin A.

### **3)- Tuyauterie pour le moteur hydraulique:**

**Le débit absorbée par le moteur hydraulique est de 0.84 l/s.**

**Section de la tuyauterie :**

$$S = \frac{Q}{V} = \frac{840}{400} = 2.1 \text{ cm}^2 \quad \text{D'où } \varnothing \text{ intérieur du flexible :}$$

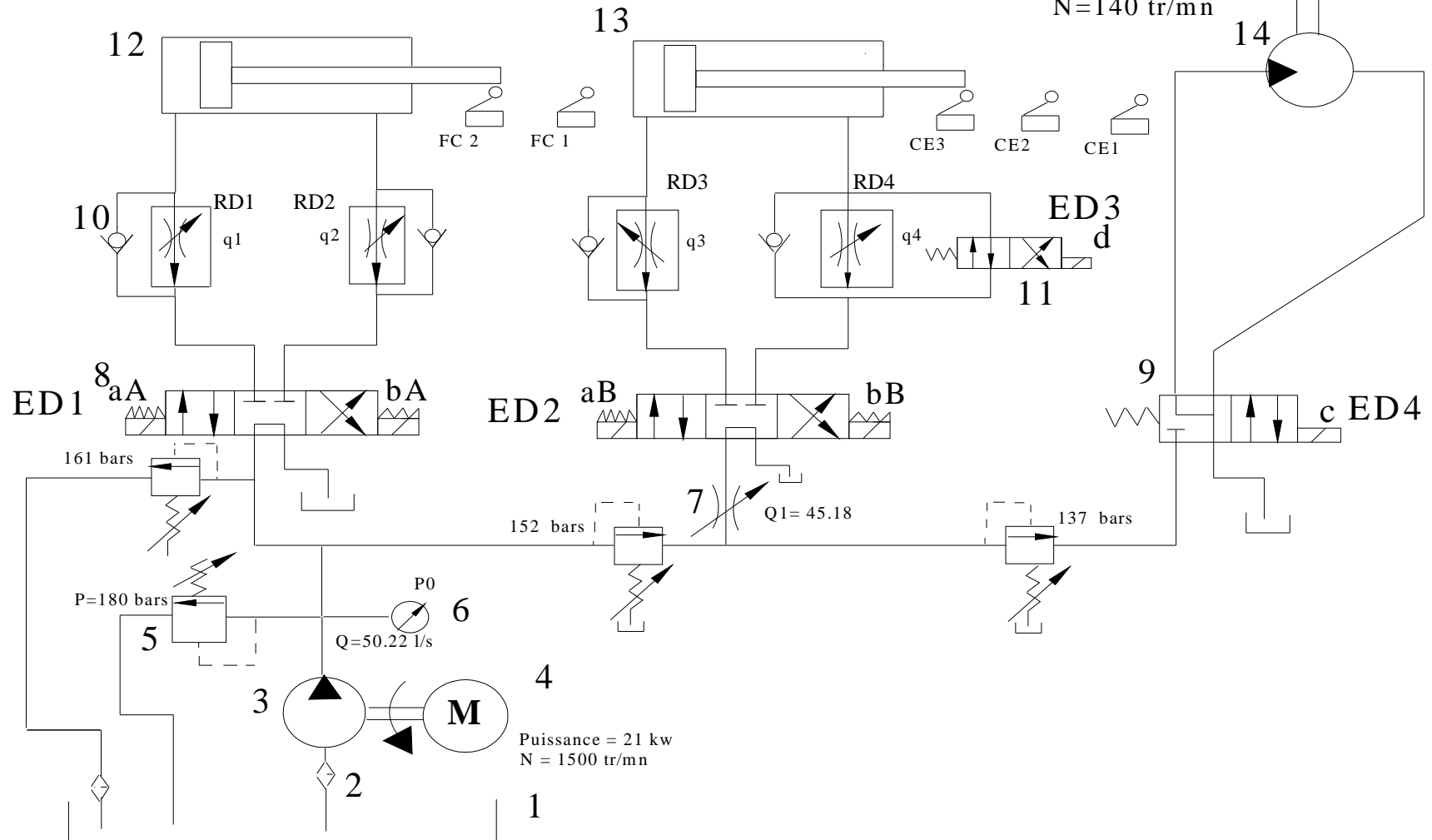
$$\Phi = \sqrt{\frac{2.1}{0.785}} = 1.63 \text{ cm} \approx 16.5 \text{ mm}$$



**Vérin A: Ø 63/36**  
C = 600 mm

**Vérin B: Ø 80/45**  
C = 350 mm

**Moteur hydraulique**  
C = 50 mdaN ;  
N = 140 tr/mn



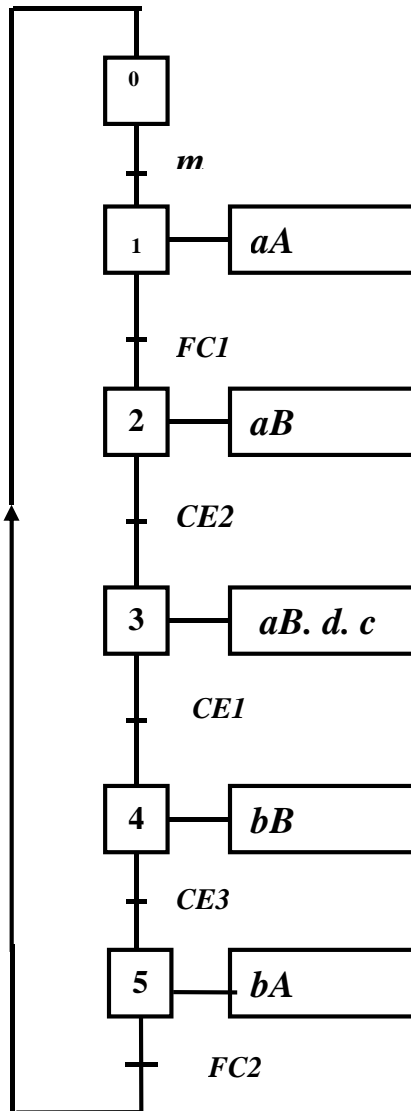
Le schéma hydraulique.

**Liste des matériels utilisés :**

<b>Rép.</b>	<b>Désignation</b>	<b>Fonction</b>
1	Réservoir	Stocker le fluide
2	Crépine	Empêcher les impuretés de s'infiltrer dans les organes sensibles
3	Pompe hydraulique	Générer la puissance hydraulique
4	Moteur électrique	Actionner la pompe
5	Limiteur de pression	Protéger l'installation contre les surpressions
6	Manomètre	Indiquer la valeur de la pression
7	Limiteur de débit	Autoriser le passage d'un débit de fluide dans les deux sens
8	Electro-distributeur 4/3	Distribuer la puissance hydraulique au vérin
9	Electro-distributeur 4/2	Distribuer la puissance hydraulique au moteur
10	Régulateur de débit	Régler le débit et la vitesse du fluide
11	Electro-distributeur 4/2	Distribuer la puissance hydraulique au moteur
12	Vérin double effet A	Transformer la puissance hydraulique en puissance mécanique
13	Vérin double effet B	Transformer la puissance hydraulique en puissance mécanique
14	Moteur hydraulique	Transformer la puissance hydraulique en puissance mécanique

**Fonctionnement:**

- 1- L'action sur le bouton poussoir (m) excite la bobine (aA) de l'électrodistributeur ED1.
- 2- FC1 excite la bobine (aB) de l'électrodistributeur ED2.
- 3- CE1 désexcite la bobine d de l'électrodistributeur ED3 et excite la bobine c de ED4.
- 4- CE2 désexcite la bobine (aB) et excite la bobine (bB) de ED2.
- 5- CE3 désexcite la bobine (bB) et excite la bobine (bA) de ED1.
- 6- FC2 désexcite la bobine (bA).

**Grafset de point de vue PC :****Description du cycle:**

**1- Avance du vérin A (entre FC2 et FC1) :** Lorsque la bobine (aA) est excitée l'huile n'est pas obligée de passer par l'étrangleur 1 alors il passe par l'étrangleur 2. D'où la sortie de la tige du vérin A s'effectue.

**2- Avance rapide du vérin B (entre EC3 et EC2) :** Lorsque la bobine (aB) est excitée l'huile n'est pas obligée de passer par l'étrangleur 3 alors il passe par le clapet anti retour.

La sortie rapide du vérin s'effectue par le passage du débit d'huile de l'électrodistributeur ED3 et le régulateur de débit RD3 ( $q = 0.753$  l/s).

3- **Avance lente du vérin B (entre EC2 et EC1) et rotation du moteur hydraulique:** Lorsque les bobines (d) et (c) sont excitées l'huile passe seulement par RD4. Donc la sortie de la tige s'effectue par le débit ( $q = 0.25$  l/s). Et au même temps la rotation du moteur s'effectue.

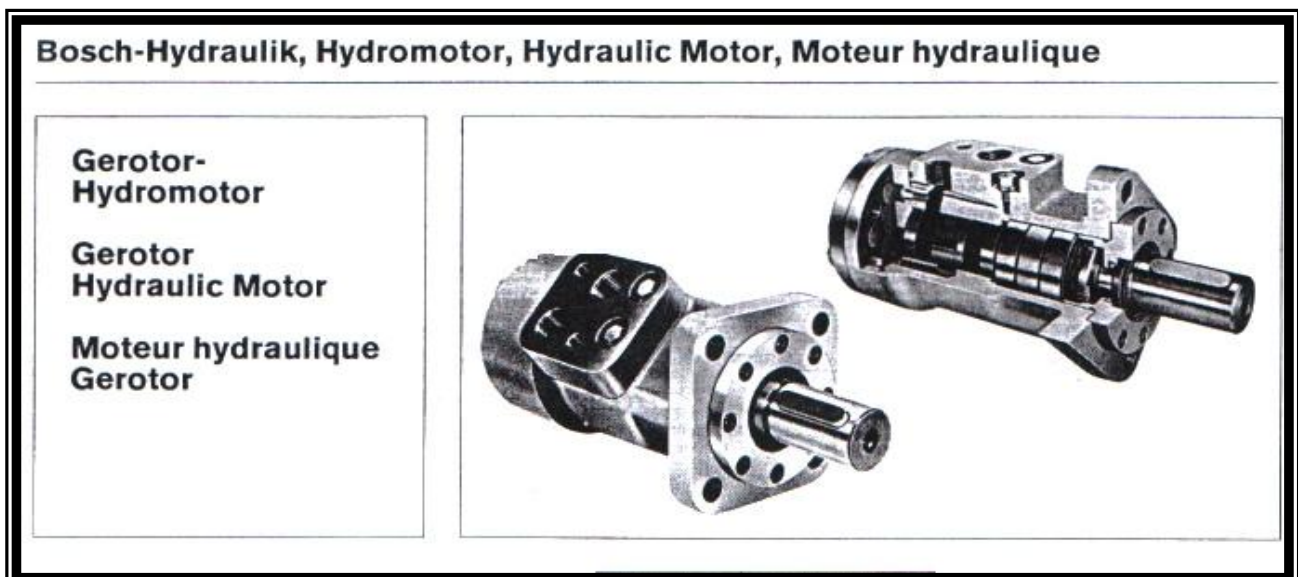
4- **Retour de la tige du vérin B (entre CE1 et CE3) :** Lorsque la bobine (bB) est excitée l'huile est passée par le régulateur de débit RD3 qui est réglé à 0.68 l/s.

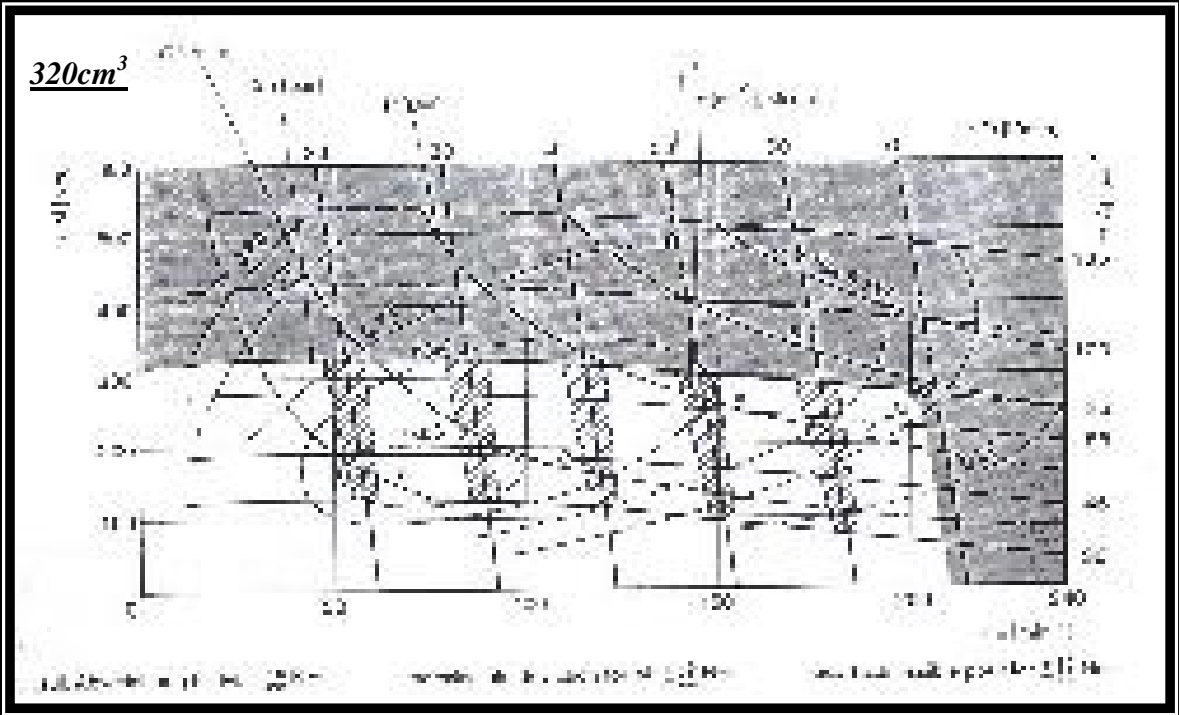
5- **Retour de la tige du vérin A (entre FC1 et FC2) :** Lorsque la bobine (bA) est excitée l'huile est passée par le régulateur de débit RD1 qui est réglé à 0.42l/s

### **Conclusion :**

J'ai essayé dans ce chapitre de présenter le processus de dimensionnement d'un circuit hydraulique suite a un cahier de charge.

A la suite de cette application, j'ai appris à maîtriser les abaques des calculs hydrauliques, à schématiser toute une installation hydraulique d'un certains fonctionnement et précisément à lire un schéma hydraulique





Paramètres					
<u>Types de pompes</u>	<u>Pression d'utilisation maxi</u>	<u>Rendement</u>	<u>Avantages et caractéristiques</u>	<u>Vitesse de rotation tr/mn</u>	
<b>Pompes à vis</b>	<b>Jusqu'à 120 bars</b>	<b>0.9</b>	- Silencieuse - Débit régulier et important		<b>3000</b>
<b>Pompes à engrenages</b> 1. Basse pression extérieure. 2. Moyenne pression ext. 3. Intérieure.	<b>70 bars</b> <b>170 bars</b> <b>250 bars</b>	<b>0.7</b> <b>0.8</b> <b>0.9</b>	- Bon marché - Simple - Robuste - Elles s'amorcent automatiquement	<b>500</b> <b>500</b> <b>500</b>	<b>2500</b> <b>6000</b> <b>3000</b>
<b>Pompes à palettes</b> 1. Palettes non réglables. 2. Palettes réglables.	<b>175 bars</b> <b>120 bars</b>	<b>0.9</b> <b>0.9</b>	- Bruit modéré - Débit réglable par modification de l'excentration du stator	<b>500</b> <b>500</b>	<b>2000</b> <b>2000</b>
<b>Pompes à pistons</b> 1. Pistons en ligne. 2. Pistons radiaux. 3. Pistons axiaux. - Barillet incliné - Plateau incliné	<b>500 bars</b> <b>400 bars</b> <b>350 bars</b> <b>400 bars</b>	<b>0.95</b> <b>0.9</b> <b>0.9</b> <b>0.9</b>	- Elevées - Elevées  - Très bonnes - Sens de rotation déterminée	<b>100</b> <b>50</b> <b>1400</b> <b>1500</b>	<b>1800</b> <b>2000</b>

