

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de L'enseignement Supérieur de La Recherche Scientifique
Université SAAD DAHLEB BLIDA
Faculté de technologie – Département De Génie Mécanique

MÉMOIRE DE PROJET DE FIN D'ETUDES
POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER EN GENIE MECANIQUE
OPTION : CONCEPTION MECANIQUE

Thème :
ETUDE ET CONCEPTION D'UNE MACHINE
DE COMPACTAGE DES COPEAUX
METALLIQUE

Présenté par :

KHEZZAR Ibtissem Achouak

Suivis par :

Mr BENGUERBA DIOUANI

Mr GUECHICHI MOHAMED

ANNEE UNIVERSITAIRE 2013-2014

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

Ma mère « DJAHIDA » qui m'a toujours soutenu et encouragé dans mes études « je t'aime Mama »,

Ma sœur HOUDA la joie de la maison qui a tapé ce mémoire,

Mon frère Sid Ahmed qui m'a beaucoup aidé,

Sans oublier mon prof SALAMA ,

Mes plus proches amis : Oussama, Nawel, Hamza, Fatima...

Et pour tous l'équipe de service de contrôle et qualité de M.E.I de m'sila : Yassine, Farid, Nour EL dine, Oussama ...

Et à tous ceux qui m'ont souhaité la bonne chance.

**** IBTISSEM ***

Remerciements

Au terme de cette mémoire nous tenons à remercier tout naturellement en premier lieu ALLAH le tout puissant qui m'a donné la force, le courage et la patience de bien mener ce travail.

On tient à exprimer notre profonde gratitude à notre promoteur MR BENGUERBA DIOUANI, qu'il trouve l'expression de ma profonde reconnaissance pour sa compétence, ses encouragements et ses précieux conseils durant le déroulement de ce travail.

Un hommage particulier au Co-promoteur de cette étude MR GUECHICHI MOHAMED, chef de service contrôle qualité de l'entreprise de maintenance des équipements industriel de m'sila sans oublier ceux qui nous ont aidé au sein de l'entreprise M.E.I

Je remercie aussi Mr CHAKER ZOHIR chef de maintenance de M.E.I, de m'sila.

On tient également à remercier l'ensemble de l'enseignant : MR OUALI, Mr TEMMAR... et à tous les enseignants de notre département.

SOMMAIRE

Sommaire

<i>Le sommaire</i>	
<i>Remerciements</i>	
<i>Dédicace</i>	
<i>Résumé</i>	
I. PRESENTATION	1
II. LES GAINS	2
III. AMÉLIORATION DE L'ENVIRONNEMENT	2

CHAPITRE I. : INTRODUCTION DU SUJET

I. 1 INTRODUCTION :	3
I. 2 CAHIER DES CHARGES :	3
I. 3 FONCTION DE LA MACHINE	4

CHAPITRE II : PRESENTATION ET DEFINITION DES ORGANES DE LA MACHINE DE COMPACTAGE

II. 1 CHOIX DES ORGANES DE LA MACHINE DE COMPACTAGE.	5
II. 2 DESCRIPTION TECHNIQUE DE LA MACHINE.	5
II. 3 ZONES DE CONTRAINTES.	5

CHAPITRE III. : ETUDE DU PHENOMENE DES CONTRAINTES DE LA COMPRESSION DES COPEAUX METALLIQUES

III. 1 GENERALITES	8
III.2 PROPRIETES MECANQUES	8
III. 3 RELATIONS ENTRE CONTRAINTES ET DEFORMATIONS.....	9
III. 3.1 EXEMPLE DE CONTRAINTES.....	10
III. 4 DEFORMATION	12

SOMMAIRE

III. 6/ DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS SOUMIS A UNE PRESSION INTERIEURE.....	14
III. 6.1/Déterminer l'épaisseur pour le cylindre et pour le diaphragme.	14
1) Déterminer l'épaisseur pour le cylindre sans soudure	14
2) Déterminer l'épaisseur pour le diaphragme sans soudure.....	15
3) Sécurité des pièces en traction ou compression	16
III. 7/ DIMENSIONNEMENT DE LA PRESSION NOMINALE DE COMPACTAGE.....	16
III. 7.1/ ETUDE EXPERIMENTALE.....	16
1) Présentation.....	16
2) Caractéristiques de la presse	18
3) Dimensions de la presse	18
4) Dimensions du cylindre utilisé	19
5) Essai réalisé.....	19
III. 8/DIMENSIONNEMENT DES ORGANES	20
III. 1/ LE DIAPHRAGME	20
a. Présentation.....	20
b. Système d'essorage.....	20
c. Dimensionnement du diaphragme	21
d. Choix du matériau.....	24
d.1 Fontes d'usage général.....	24
d.2/ Caractéristiques mécaniques des matériaux.....	25
d.3 /Remarque général.....	25
III.2/ Chambre de compression	26
a. Présentation.....	26
b. Dimensionnement de la chambre de compression	26
c. Choix du matériau.....	27
c.1 Applications possibles	27
III. 3/ Collecteur déchets (chambre de chargement).....	28
A. Présentation	29

SOMMAIRE

III.4/VÉRIN HYDRAULIQUE.....	32
A. Définition	32
B. Le rôle	32
C. Types de vérin hydraulique.....	32
C.1 Vérin à simple effet	33
C.2 Vérin à double effet.....	33
D. Choix du vérin.....	35
D.1 les caractéristiques suivantes.....	35
D.2/Descriptif technique Capteur	37
D.2.1/Principe de fonctionnement	37
D.2.2/Pourquoi utilisé des détecteurs de position?.....	37
D.3/Dimensionnement du vérin	37
E/Les caractéristiques du vérin hydraulique double effet.....	39
J/Dimensionnement du vérin	41
III. 5/ LA TREMIE	47
A. Présentation.....	47
A.1 Choix du matériau.....	47
B. Le capteur ultrasonique.....	47
C. Facteurs d'influence	47
D. Le spécialiste des environnements extrêmes	48
E. Les caractéristiques techniques	49
F. Principe de fonctionnement	50
III. 6. TUBE DE FRICTION.....	50
III. 6.1. Choix du matériau	51
III. 6.2 .Utilisation.....	51
III. 7. Goulotte de collecte des huiles.....	51
III. 7.1 Choix du matériau	51

SOMMAIRE

III.8 LA CENTRALE HYDRAULIQUE	52
A. Définition générale	52
B. Constitution d'un circuit industriel	52
C. Description	53
D. Compositions d'une centrale hydraulique	55
D.1/ Un réservoir d'huile	55
E/ Pompe hydraulique	57
E.1/ Les caractéristiques générales d'une pompe hydraulique	61
E.1.1/Débit	61
E.1.2/Cylindrée (C) des pompes hydrauliques volumétriques	61
E.3/Les CARACTERISTIQUES	64
E.4 Les caractéristiques techniques	65
F. Moteur électrique	67
F.1. Les principaux composants	68
F.1.2. Bilan de puissance	70
J. Caractéristiques principales	71
J.1 .Données électriques.....	72
J.2. Les caractéristiques du moteur choisi.....	74
H / Distributeur	75
H.1/ Les distributeurs à tiroir	75
H.2/Fonction générale des distributeurs :.....	75
H.3/ Exemple de distributeur	76
H.3.1/Etude du fonctionnement du système	76
H.3.2 /Les vérins doubles effet	78
H.3.3/Limiteur de pression.....	80
I / Filtres	81
I.1 /Porosité du filter.....	81
I.2 /Sélection d'un filtre	82
I.3 /Sortes de filtres.....	82

SOMMAIRE

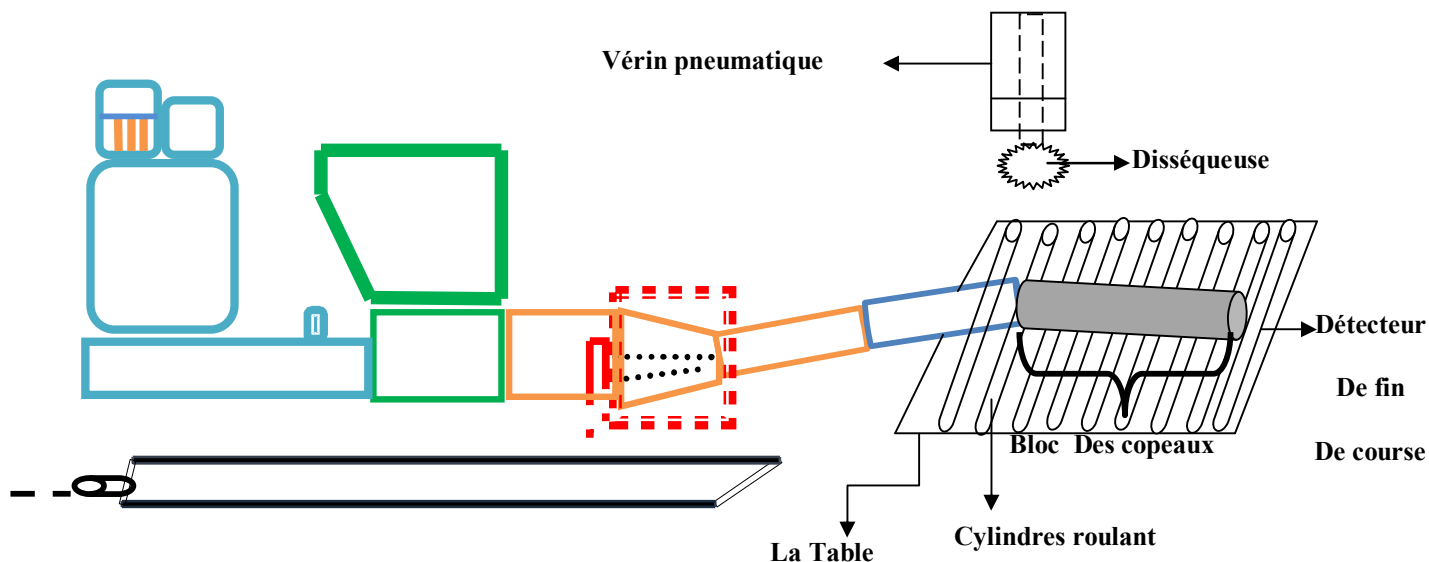
I.4 /Sécurité des filtres.....	83
I.5/Efficacité des filtres.....	84
I.5.1 Efficacité absolue.....	84
I .5 .2/Efficacité relative.....	84
G/Manomètre.....	85
a. Manomètre à tube de bourdon.....	85
H. THERMOMETRE	86
III.9. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE NOTRE MACHINE DE COMPACTAGE	87
III. 9.1. Fonctionnement du système par capteur ultrason et par l'automate.....	87
III. 9.2 Coffret électrique.....	88
III.9.3/Fonctionnement du système par capteur ultra son et Plc.....	88
III.9.4/CYCLE DU PROGRAMME	88
III. 9.5 PROGRAMMATION	89
CONCLUSION	90

Recommandation :

Comment obtenir des rondins de longueur 600mm ?

A la sortie des blocs des copeaux (rondins) qui reposent sur une table caractérisée par des cylindres roulant pour le bon déplacement des blocs, après déplacement de chaque bloc d'une distance de 600 mm, un fin de course est installé qui sert après un déplacement d'un vérin pneumatique, et démarrage d'une disséqueuse, cette dernière est tachée sur le vérin, après le coupure un autre fin de course permet de retour du vérin en suite l'arrêt du disséqueuse à sa place.

Cette opération se répète jusqu'à l'arrêt de la sortie des rondins.



LISTE DES FIGURES

Liste des figures

Figure	Intitule	Page
1	Les copeaux compactés prennent moins de place.	1
2	Refonte des lingots de copeaux compactés	2
I. 1	les copeaux provenant des ateliers d'usinage.	3
II. 1	Chaine cinématique de la machine	5
III. 1	courbe contrainte-déformation.	9
III. 2	courbe contrainte-déformation.	12
III. 3	la pression sur un demi-cylindre.	13
III. 4	Schéma récapitulatif des contraintes et des forces appliquées	14
III. 5	Pression interne appliquée dans le cylindre.	15
III. 6	presse oléo dynamique « SE 100 »	17
III. 7	le cylindre.	17
III. 8	les copeaux après le compactage (forme rondin).	17
III. 9	Diaphragme	20
III. 10	Diaphragme	21
III. 11	collecteur des copeaux métallique	28
III. 12	vérin hydraulique	32
III. 13	vérin à simple effet.	33
III. 14	vérin hydraulique à double effet.	34
III. 15	principe de fonctionnement.	34

LISTE DES FIGURES

Liste des figures

III.	16	Vérin à double effets ISO 6020/2.	35
III.	17	Détecteur du vérin.	37
III.	18	LA TREMIE	47
III.	19	VEGAPLUS 67	48
III.	20	Tube de friction.	50
III.	21	Goulotte de collecte des huiles	51
III.	22	installation hydraulique industriels	52
III.	23	exemple d'un schéma d'une installation hydraulique.	53
III.	24	centrale hydraulique	55
III.	25	: Réservoir d'huile.	56
III.	26	Pompe à pistons axiaux à cylindrée variable.	58
III.	27	pompe à palettes.	58
III.	28	Pompe à axe brisé (circuits ouverts ou fermés).	59
III.	29	Pompe à engrenage externe (p < 250 bar)	60
III.	30	Pompe à engrenage interne (p < 210 bar)	60
III.	31	Pompe à engrenage interne (p < 210 bar)	60
III.	32	Arbre d'accouplement d'une pompe hydraulique.	62
III.	33	Pompes de cylindrées différentes.	62

LISTE DES FIGURES

Liste des figures

III. 34	Pompe à engrenage corps aluminium groupe3.	64
III. 35	moteur électrique	68
III. 36	Eclaté d'un moteur à rotor à cage.	69
III. 37	moteur CEMER de disposition vertical S1-IPP55-IM V1.	71
III. 38	distributeur hydraulique	75
III. 39	Manomètre	85
III. 40	thermomètre	86
III. 41	Thermomètre.	86

LISTE DES TABLEAUX

Liste Des Tableau

Tableau	Intitule	Page
II. 1	Les organes de la machines	5
III. 2	Les caractéristiques du presse « SE 100 »	18
III. 3	Dimensions du presse « SE 100 »	18
III. 4	Dimensions du cylindre	19
C.4	Dimensionnement du diaphragme	23
D.1	Fonte d'usage générale.	24
D.1	Caractéristiques du vérin	24
III. 5	Mode de fixation	45
III. 6	Circuit hydraulique	53
III. 7	Dimensionnement de la pompe hydraulique	65
III. 8	Les caractéristiques techniques du moteur	74

I. 1/ INTRODUCTION

Le sujet faisant objet de mon mémoire de fin d'étude, consiste à élaborer un dossier technique d'une machine de compactage des copeaux métalliques provenant des ateliers d'usinage de l'unité « Maintenance des équipements industriels » de M'sila.

I. 2/ CAHIER DES CHARGES :

Les conditions exigées par l'entreprise MEI de M'Sila sont :

- Compactage et essorage des copeaux métalliques provenant de l'atelier d'usinage dans les dimensions suivantes : **Rondins de diamètre 80mm, longueur 600mm.**
- La proportion de compactage = **70%**. Capacité de traitement des copeaux : **1500 litres/heure.**

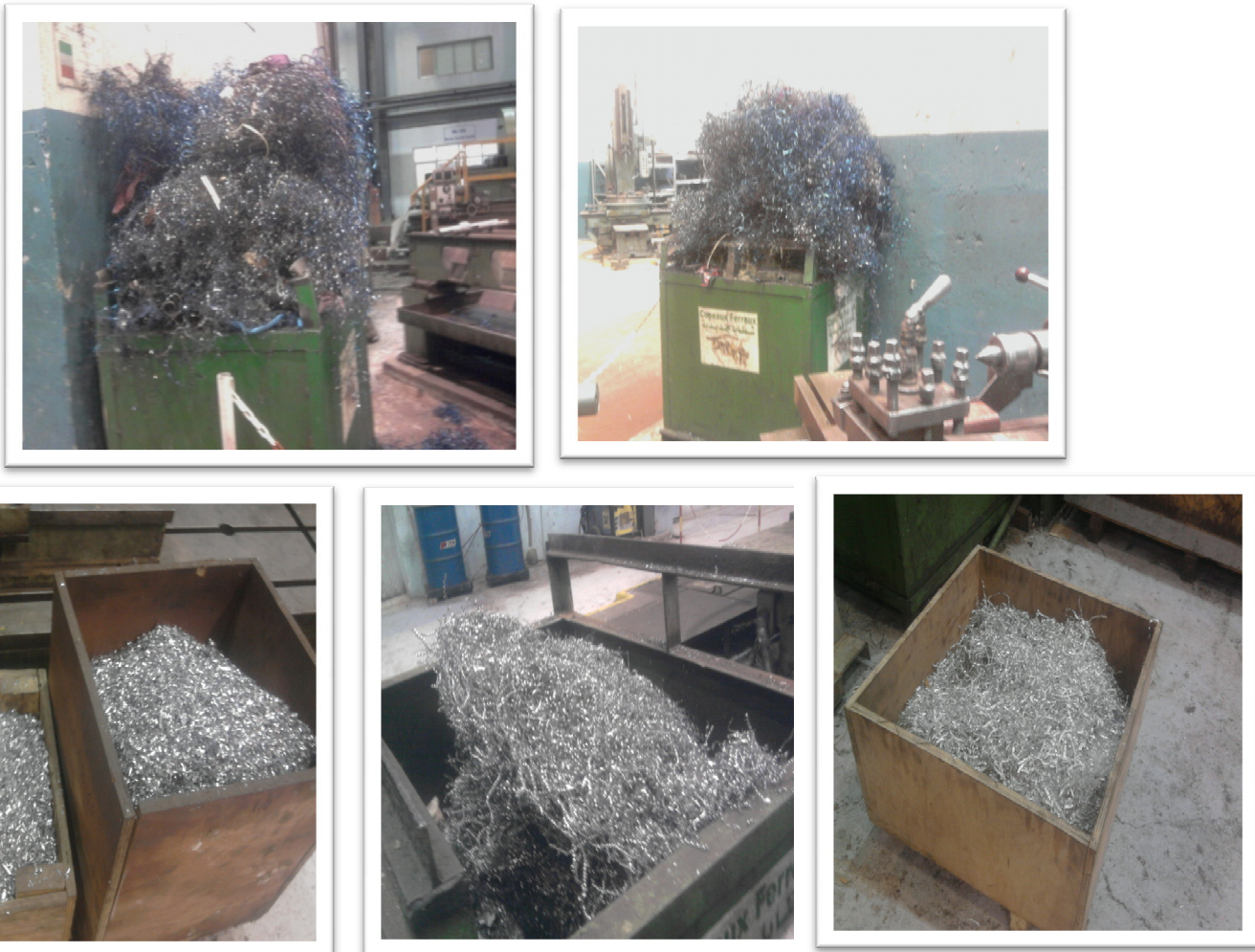


Fig.I. 1 : les copeaux provenant des ateliers d'usinage.

3/ FONCTION DE LA MACHINE :

La machine à compacter traite les copeaux courts et longs issus de l'usinage de métaux ferreux et non ferreux et de la fonte pour en faire des briquettes cylindriques

La machine se compose essentiellement d'une trémie de remplissage, d'un module de compression : une centrale hydraulique et un vérin, d'une zone d'écrasement et de compactage des copeaux ; d'une chambre de compression, un diaphragme et d'un canal de sortie des lingots compactés selon la forme et la longueur désirée par l'utilisateur.

La méthode de compression : Le déplacement du vérin, chambre de compression, diaphragme et le canal de sortie en forme curviligne garantit une compression très élevée et uniforme du matériau pour en faire des lingots denses et compacts.

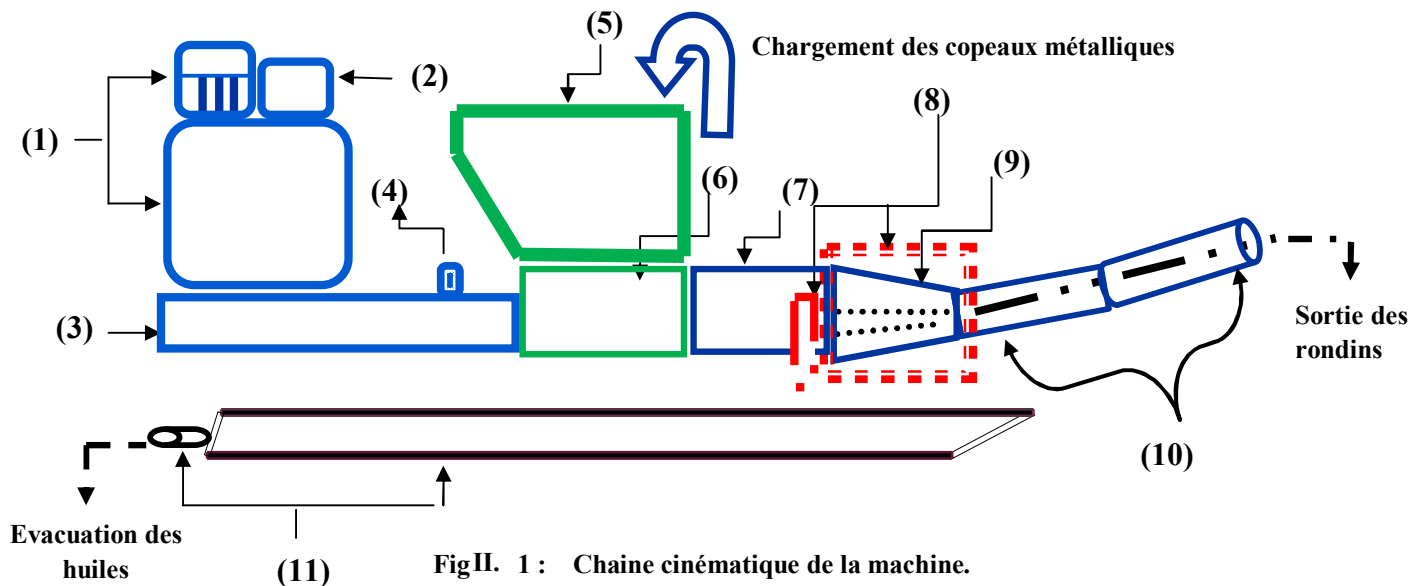
Cette machine offre à l'usine :

- Une économie en matière d'encombrement au sol dans l'usine
- Une économie en matière de coûts de transport internes et externes
- Une économie en matière de coûts de recyclage
- Augmente le prix d'achat des déchets

II. 1 / CHOIX DES ORGANES DE LA MACHINE DE COMPACTAGE :

• **La Chaîne cinématique :**

La chaîne cinématique de la machine peut se présenter dans un premier temps comme suit :



FigII. 1 : Chaîne cinématique de la machine.

REPERE	ORGANE
(1)	Centrale hydraulique
(2)	Coffret électrique
(3)	Cylindre arrière avec piston et vérin hydraulique à double effets.
(4)	Détecteur de proximité
(5)	Alimentation presse (la trémie)
(6)	Collecteur des copeaux métallique (chambre de chargement).
(7)	Cylindre fermée (chambre de compression).
(8)	Boite d'essorage
(9)	Diaphragme (zone de forme conique).
(10)	Tube de friction (convoyage des rondins).
(11)	Goulotte de collecte des huiles, avec petite ouverture pour l'évacuation.

Tab II. 1 : les organes de la machines.

II. 2/DESCRIPTION TECHNIQUE DE LA MACHINE :

Les copeaux métalliques, sont introduits manuellement dans **la trémie(5)**, redescendent par gravitation dans **le collecteur (6)** qui leur donne une première forme (**forme cylindrique**) du produit.

La compression des copeaux par la force **du vérin (3)** les pousse dans **la chambre de compression (7)** et **le diaphragme (8)**. Dans le diaphragme se produira la compression maximum des copeaux, l'essorage des huiles, et donne à sa sortie la forme cylindrique recherchée (**80 mm**).

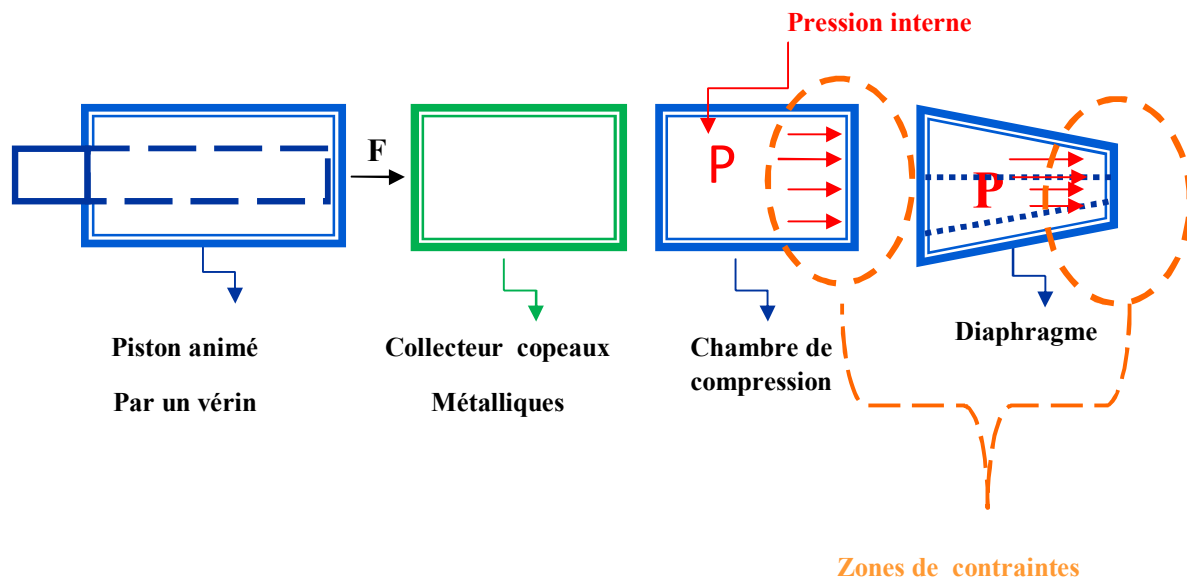
Le produit final répondant aux exigences du client sera réalisé conjointement par le **diaphragme (8)** et **le tube de friction** en forme curviligne (**10**).

Cette opération donne au final un rondin de copeaux secs, sans impuretés très disponible pour un meilleur traitement (recyclage).

Durant la phase de compression, les huiles récupérées seront à leur tour destiné à d'autres usages.

II. 3/ ZONES DE CONTRAINTES :

Notre installation possède (02) zones qui sont soumises à des contraintes assez élevées : la chambre de compression et le diaphragme.



- Les éléments « **chambre de compression et diaphragme** » sont soumis à de fortes pressions internes.

En effet, cette pression peut provoquer d'importantes déformations où le domaine des fissurations peut facilement apparaître d'où le risque de leur endommagement et de leur destruction.

- le dimensionnement de ces éléments fait l'objet de plusieurs recherches à cause des pressions considérables produites par la compression. Sous l'effet des contraintes internes, ces corps peuvent subir des fissurations très importantes, qui peuvent produire des fuites, des ruptures ou des explosions. Dans certaines situations, il est impossible de considérer toutes les contraintes qui agissent dans une structure comme appartenant au domaine élastique. Des contraintes supérieures à la limite d'écoulement du matériau peuvent se produire lorsqu'une structure est soumise à des sollicitations comme accidentelles ou exceptionnelles (pression interne). La structure doit alors résister sans s'effondrer, mais peut subir des déformations permanentes. [1]

Dans ce chapitre nous axons notre travail à localiser les contraintes et les quantifier pour garantir une meilleure résistance aux efforts créés au cours de l'opération de compactage.

III. 1/GENERALITES :

La contrainte : est une force appliquée à une certaine unité de surface. Tout solide possède une force qui lui est propre pour résister à la contrainte.

Lorsque la contrainte dépasse la résistance, l'objet est déformé et il s'ensuit un changement dans la forme et/ou le volume. Il existe des cas où la déformation n'est cependant pas perceptible à l'œil nu mais détectée seulement par des appareils de haute précision.

III. 2/PROPRIETES MECANIQUES :

Elles concernent la déformation d'un matériau soumis à une force :

Les principales sont :

- **La résistance** : caractérise la contrainte maximale que peut supporter un matériau avant de se rompre.
- **La dureté** : résistance d'un matériau à la pénétration.
- **La ductilité** : capacité du matériau à se déformer de manière irréversible avant de rompre.
- **La rigidité** : fonction de l'intensité des liaisons entre atomes ou molécules (module d'Young).
- **La ténacité** : capacité d'un matériau à emmagasiner de l'énergie avant sa rupture.

Lorsque la contrainte dépasse la résistance du matériel, l'objet est déformé et il s'ensuit un changement dans la forme et/ou le volume.

On reconnaît trois principaux types de déformations:

Élastique, plastique et cassante (un quatrième type n'est pas discuté ici, la déformation visqueuse qui s'applique aux liquides). Le schéma qui suit montre la relation générale entre contrainte et déformation.

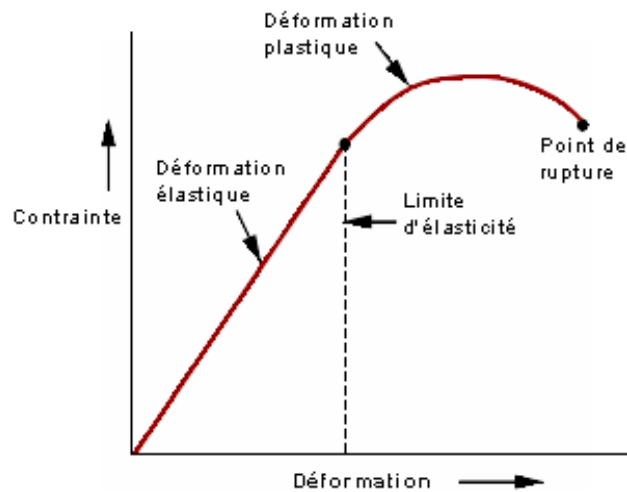


Fig III. 1 : courbe contrainte-déformation.

III. 3/RELATIONS ENTRE CONTRAINTES ET DEFORMATIONS :

❖ La déformation élastique :

Quand la contrainte est relâchée, le matériau reprend sa forme et son volume initial. Le matériau reprend sa forme et son volume initial.

Sur le schéma, la relation **contrainte-déformation** est linéaire dans le cas de la déformation élastique.

❖ La déformation plastique :

À un point donné durant la déformation élastique, la relation **contrainte-déformation** devient non linéaire: le matériau a atteint sa **limite d'élasticité**. Si la contrainte dépasse cette limite, le matériau est déformé de façon permanente; il en résulte une **déformation plastique**.

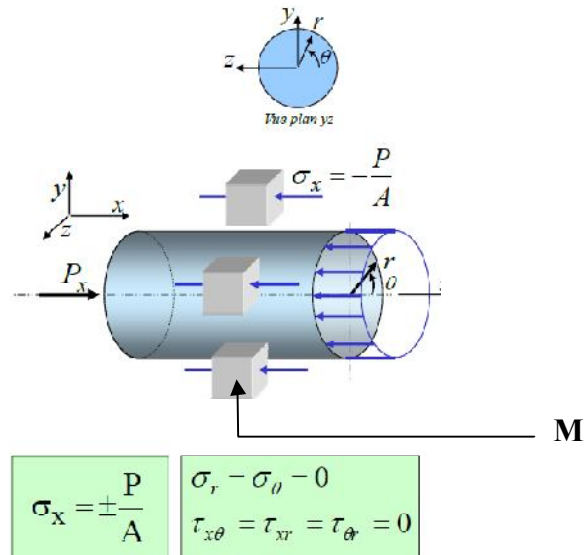
❖ La déformation cassante :

Dans le cas de la déformation plastique, toute l'énergie est utilisée pour déformer le matériau. Avec une augmentation de la contrainte, le matériau atteint un second seuil, son **point de rupture**, et il casse; c'est la déformation cassante. Lorsqu'un matériau est soumis à des taux de contraintes très rapides, la déformation plastique.

❖ Quand un corps, est soumis à l'action de pression interne des contraintes internes s'établissent à ces contraintes sont associées des déformations.

IV.4/ EXEMPLE DE CONTRAINTES :

✚ Chargement uniaxiale, barreau circulaire plein : [2]



Pour un barreau plein :

$A = \pi r^2$

Avec :

P_x : pression interne.

A : surface du barreau circulaire.

σ_x: Contrainte suivant la direction x.

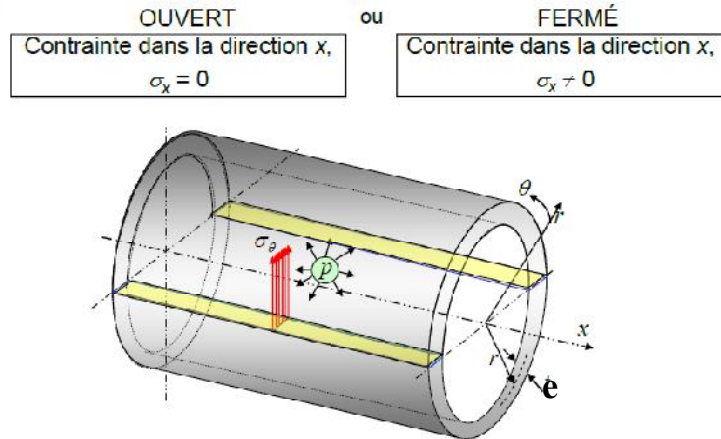
M : objet comprimé

r : rayon du barreau

σ_θ: Contrainte tangentielle.

Cylindre à paroi mince sous pression :[3]

Distribution de la contrainte tangentielle (σ_θ) est constante à travers la paroi



Avec :

P : pression interne..

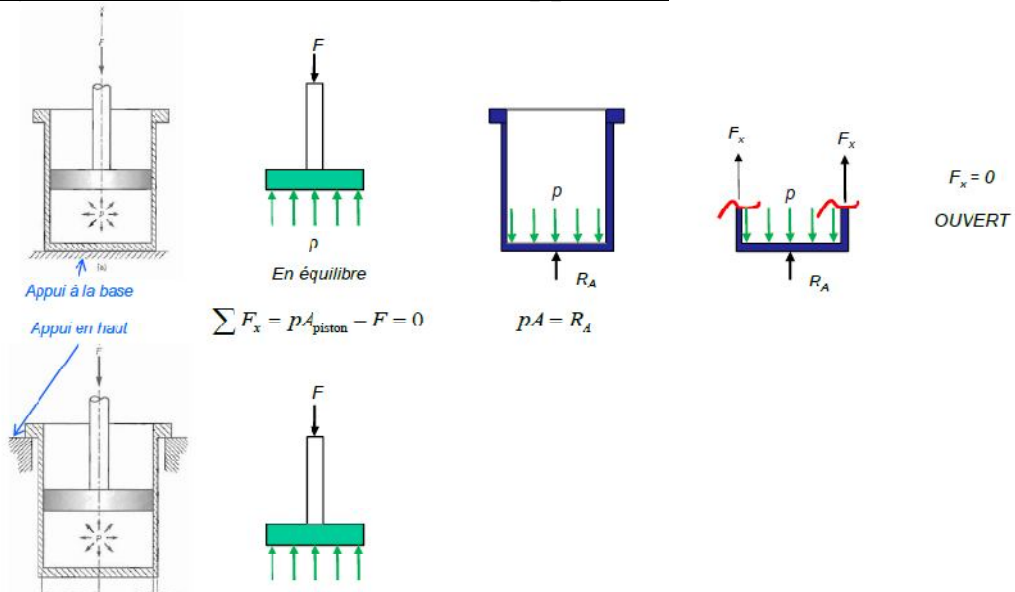
σ_x : Contrainte suivant la direction x.

r : rayon du barreau.

σ_θ : Contrainte tangentielle.

e : épaisseur de la paroi.

Cylindre avec deux conditions d'appui :[4]



Avec :

F : force extérieur.

P_x : pression interne.

A : surface du piston.

RA : réaction au niveau d'appui.

III. 5/DEFORMATION :

Les forces agissant sur un solide causent :

Un déplacement de l'ensemble des points constituant le solide :

- Un mouvement **relatif** entre les points du solide → déformation du solide.
- Comme pour le cas des contraintes, l'étude des déformations dans un solide est réalisée pour un état plan. Ici, c'est l'**état plan de déformation**, qui est différent de l'état plan de contraintes.
- Les côtés **CAB** d'un élément unitaire de longueurs Δx et Δy avant l'application d'une force extérieure se retrouvent en **C'A'B'** après chargement.
- Ce faisant, le point **A** s'est déplacé de la distance u selon l'axe x et de v selon l'axe y .

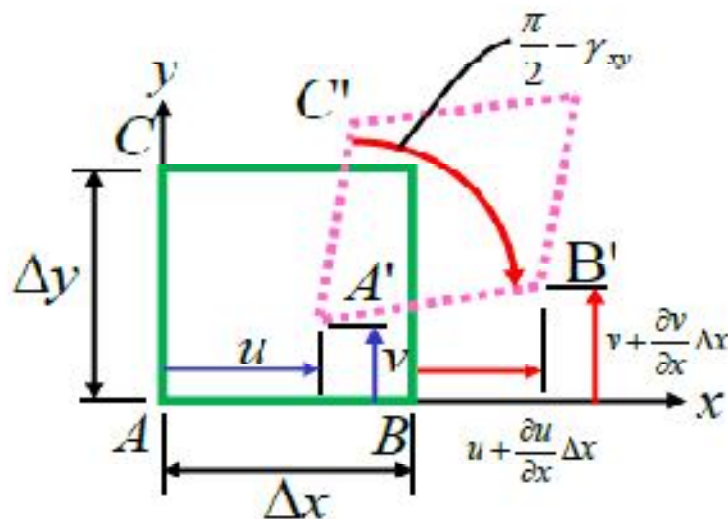


Fig III. 2: courbe contrainte-déformation.

- **Déformations:** c'est ce qui existe physiquement.
- **Contraintes:** c'est un concept commode pour faire des calculs. [5]

III. 5/Calcul de la contrainte de traction:

- La contrainte de traction σ qui résiste à la pression interne P exercée sur un cylindre à parois mince est donnée par la formule :

$$\sigma = p \frac{r}{e} \quad ; \quad P = \sigma \frac{e}{r}$$

La résultante des forces de pression sur le demi-cylindre est verticale et sa valeur est égale à la résultante des forces de pression sur la base (équilibre du demi-cylindre fermée par un couvercle). Elle vaut donc par unité de longueur $2pr$. Elle est équilibrée la force $2 \sigma e$ résultant des contraintes de traction σ réparties sur l'épaisseur et supposées constantes dans l'hypothèse des parois minces ($e/r \ll 1$)

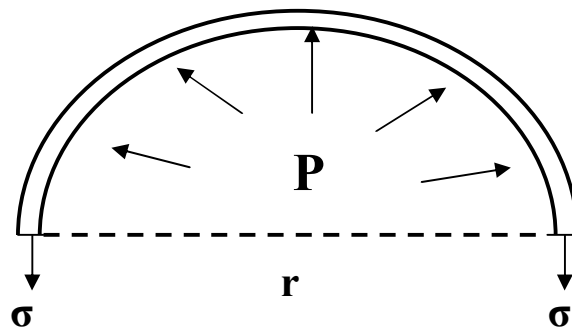


Fig III. 3: la pression sur un demi-cylindre.

**III. 6/ DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS SOUMIS A UNE
PRESSION INTERIEURE :**

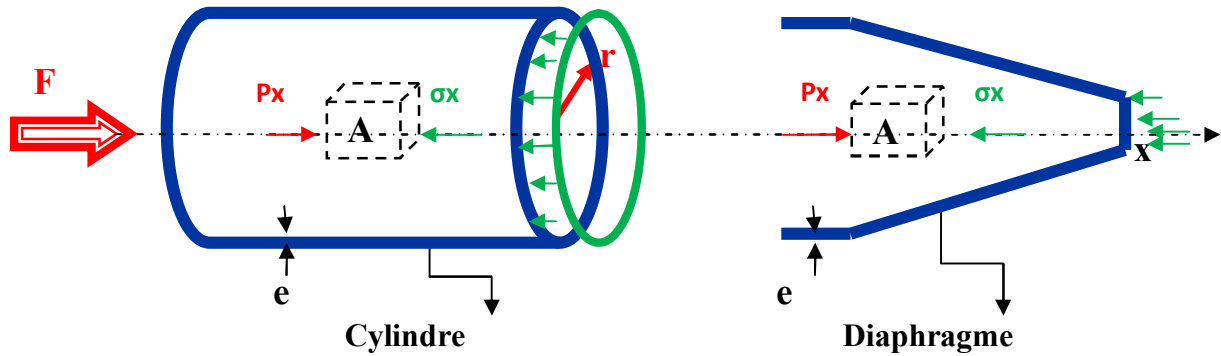


Fig. (3.2): Schéma récapitulatif des contraintes et des forces appliquées.

FigIII. 2: courbe contrainte-déformation.

Avec :

P_x : pression exercé suivant la direction x ;

e : épaisseur ;

A : objet comprimé (copeaux métalliques) ;

σ_x : contrainte dans la direction x ;

F : force pour compacter les déchets métalliques.

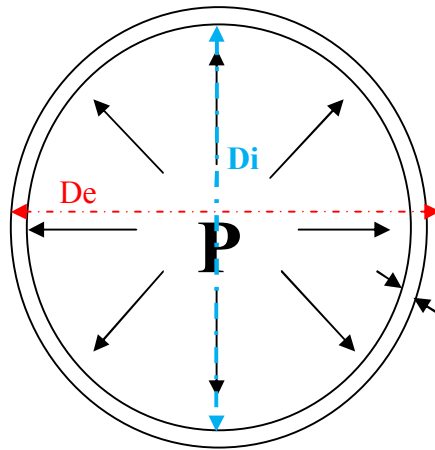
III.6.1/Déterminer l'épaisseur pour le cylindre et pour le diaphragme :

1) Déterminer l'épaisseur pour le cylindre sans soudure :

Pour : $D_e/D_i \leq 1,7$.

L'épaisseur de cylindre minimale, e sans surépaisseur ni tolérance, d'un cylindre droit sans soudure ne doit pas être inférieure à l'épaisseur calculé, à partir de la formule suivant [6]

$$e = \frac{P D_e}{2(\sigma E + P Y)} \quad (1)$$



FigIII. 3 : Pression interne appliquée dans le cylindre.

Avec :

De = diamètre extérieur du cylindre (mm) ;

P = pression interne [bar] ;

σ = contrainte normale admissible [bar] ;

E = coefficient joint (E=1 sans soudure ; E=0,85 avec soudure) ;

Y = coefficient =0,4 (acier au carbone).

e = épaisseur du cylindre.

e

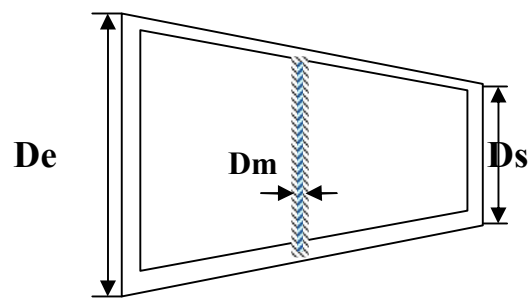
2) Déterminer l'épaisseur pour le diaphragme sans soudure :

On utilise la même formule (1) : sauf qu'on prend le diamètre moyen **Dm** :

$$e = \frac{P Dm}{2(\sigma E + PY)} \quad (2)$$

Avec :

$$Dm = \frac{De * Ds}{2} \quad \dots\dots\dots(3)$$



Dm : diamètre moyen de diaphragme ;

De : diamètre extérieur de l'entrée de

Diaphragme.

D_s : diamètre extérieur de la sortie de diaphragme.

3) Sécurité des pièces en traction ou compression :

Pour un matériau élastique linéaire, on fixe la contrainte admissible $[\sigma]$ et la condition de la résistance à la rupture R s'écrit :

$$[\sigma] \leq R \dots\dots\dots(4)$$

Certains matériaux, comme les aciers, les laiton, les bronzes... etc. ont à peu près la même résistance à la traction ou à la compression.

Par contre. D'autres matériaux tels la fonte, le bois, les bétons...etc ont des résistances différentes. il faut considérer deux contraintes admissibles distinctes selon que la pièce est tendue ou comprimée.

la pièce qui réalise en tout point la condition de la résistance s'écrit :

Est appelée une pièce d'égal résistance. $[\sigma] = R = \text{constante} \dots\dots\dots(5)$

III. 7/ DIMENSIONNEMENT DE LA PRESSION NOMINALE DE COMPACTAGE :

III. 7.1/ ETUDE EXPERIMENTALE:

1. Présentation:

Conformément à l'exigence du client qui consiste à réaliser une réduction de volume des copeaux à 30%, nous avons procédé à des essais réels pour relever à partir du manomètre de la machine la pression nécessaire au compactage des copeaux.

L'essai consiste à presser, dans une presse existante au niveau de l'entreprise MEI (**presse oléo dynamique à simple effets à quatre colonnes mode. « SE 100 »**), un volume de copeaux métallique (acier) dans un cylindre (**composition : fonte TS-S5**) de dimensions suivantes :

« \varnothing : intérieur =160mm * Longueur 330mm * épaisseur =10mm »



Fig III. 4: presse oléo dynamique « SE 100 ».



Copeaux en acier
Avant le
compactage

Fig III . 5: le cylindre.



Manomètre



Résultat de compactage



Fig III. 6 : les copeaux après le compactage (forme rondin).

Phénomène de compactage

2. Caractéristiques de la presse :

Pression total de travail	400 bars
Pression d'ouverture	10 bars
Puissance du moteur	3 HP
Vitesse d'approche	0,8 m/sec
Vitesse à pleine puissance	0.1 m/sec
Vitesse de retour	3,2 m/sec
Poids	1100 Kg
Quantité d'huile	80 litre

Tab III. 2: les caractéristiques du presse « SE 100 ».

3. Dimensions de la presse :

Pression total de travail	400 bars
Pression d'ouverture	10 bars
Puissance du moteur	3 HP
Vitesse d'approche	0,8 m/sec
Vitesse à pleine puissance	0.1 m/sec
Vitesse de retour	3,2 m/sec
Poids	1100 Kg
Quantité d'huile	80 litre

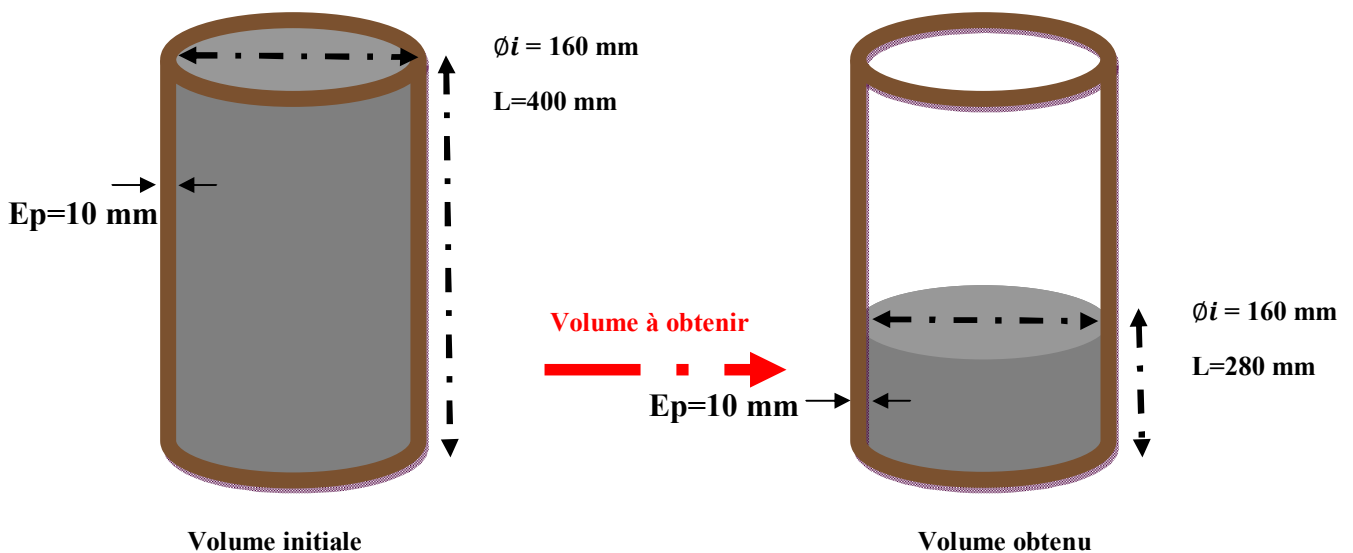
Tab III 3 : dimensions du presse « SE 100 ».

4. Dimensions du cylindre utilisé :

Longueur (mm)	330
Diamètre (mm)	160
Epaisseur (mm)	10
Matière	La fonte ; type : TS-S5

Tab III. 4 : dimensions du cylindre.

5. Essai réalisé :



Ep : épaisseur du cylindre utilisé

$\varnothing i$: Diamètre intérieur du cylindre.

L : longueur du cylindre.

• Résultat des essais :

La pression affichée par le capteur de pression (manomètre) : **180 bars.**

Dimensions : - **Longueur : 280mm,** - **Diamètre du rondin : 160 mm.**

- Commentaries:

Nous avons remarqué que le rondin obtenu est très compact avec des copeaux bien enchevêtrés.

L'échantillon obtenu par cet essai a été présenté au client pour l'accord final

III. 8/DIMENSIONNEMENT DES ORGANES :

III. 1/LE DIAPHRAGME :

a. Présentation :

Le diaphragme est la pièce que nous préconisons pour cette machine pour réduire le volume du rondin de **70%** conformément à l'exigence client (**capacité de traitement déchet 1500l/h** et **rendement de volume jusqu'à 70%**) et essorer (les huiles).

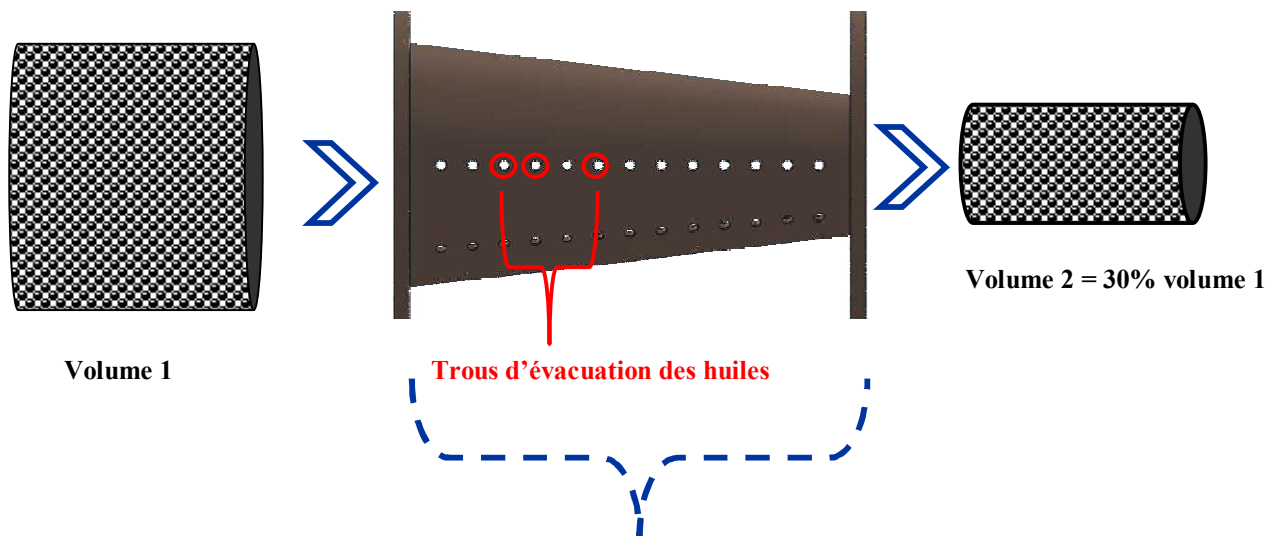


Fig III. 7: Diaphragme

b. Système d'essorage :

Système d'essorage contient : cylindre de diamètres connus, les parois sont perforées pour faciliter l'évacuation des huiles récupérées.

Les dimensions du rondin de copeaux obtenus (**volume2**) à la sortie sont :

Rondin de L= 600 mm * Ø= 80mm.

c. Dimensionnement du diaphragme :

Le diamètre de la sortie est calculé de façon à obtenir un volume du produit réduit à **30%** conformément à l'exigence client « **Rondin 80Ø * 600 mm** ».

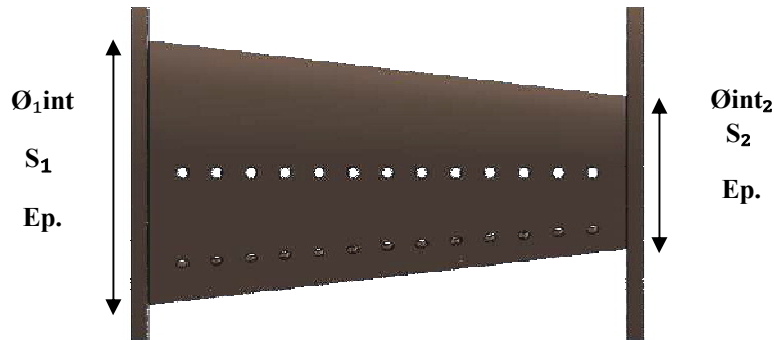


Fig III. 8: le diaphragme

Avec :

$\text{Ø}_{1.int}$: diamètre intérieur de l'entrée de diaphragme exprimée en **mm**.
 S_1 : section (**surface d'un cercle**) de l'entrée de diaphragme exprimée en **cm²**.
 Ep : Épaisseur de diaphragme exprimée en **mm**.

Ø_{int_2} : diamètre intérieur de la sortie de diaphragme = **80 mm**.
 S_2 : section (**surface d'un cercle**) de la sortie diaphragme exprimée en **cm²**.
 L : longueur de diaphragme, on prend $L= 300$ **mm**.

C.1 Déterminer la section de la sortie de diaphragme S_2 :

On a :

$$\boxed{S_2 = \frac{\pi \times \text{Ø}_2^2}{4}} \dots \dots \text{En cm}^2 ;$$

AN :

$$S_2 = \frac{\pi \times 8^2}{4}$$

$$\boxed{S_2 = 50,265 \text{ cm}^2}$$

C.2 Déduire la section de l'entrée de diaphragme S₁:

Selon l'exigence client on a :

- Réduction de volume à 30 %, c'est-à dire :

$$\boxed{V_2 = 30\% V_1} \dots\dots\dots(1)$$

Avec :

V₁ : le volume dans le **collecteur déchet** avant le compactage et la réduction exprimée en **Cm³**.

$$\boxed{V_1 = S_1 \times L_1} \quad \text{En Cm}^3 \dots\dots\dots (2)$$

V₂ : le volume après le compactage (**forme rondin**) exprimé en **Cm³**.

$$\boxed{V_2 = S_2 \times L_2} \quad \text{En Cm}^3 \dots\dots\dots (3)$$

Remarque :
L₁ = L₂, on garde la même longueur dans les deux volumes.

Données :

Ø_{int2} = 80 mm = 8 Cm ;

S₂ = surface d'un cercle = 50,265Cm² ;

En remplace l'équation (2) et (3) dans l'équation (1), on trouve :

$$\boxed{S_2 \times L_1 = 30\% (S_1 \times L_1)} \dots\dots\dots(4) ;$$

On divise l'équation (4) par **L₁** :

Donc:
$$\boxed{S_2 = 30\% S_1} \dots\dots\dots(5)$$

De (5) :

$$S_1 = \frac{100 \times S_2}{30} \quad \text{En Cm}^2$$

AN: $S_1 = \frac{100 \times 50,265}{30};$

$$S_1 = 167,55 \text{ Cm}^2. \dots\dots\dots (6)$$

C.3 Déduire le diamètre intérieur de l'entrée de diaphragme:

Données :

De (6) $S_1 = 167,55 \text{ Cm}^2;$

On a $S_1 = \frac{\pi \times \phi_1^2}{4} \quad \text{En Cm}^2 \dots\dots\dots (7)$

De (6) :

$$\phi_{1int} = \sqrt{\frac{S_1 \times 4}{\pi}} \quad \text{En mm} \dots\dots\dots (8)$$

AN :

$$\phi_{1int} = \sqrt{\frac{167,55 \times 4}{\pi}} ;$$

$$\phi_{1int} = 14,605 \text{ Cm} = 146,05 \text{ mm}$$

C.4 Tableau de dimensionnement de diaphragme:

ϕ_{1int}	146,05 mm
S_1	167,55 cm ²
ϕ_{2int}	80 mm
S_2	50,265 cm ²
L	300 mm

d. Choix du matériau:

On choisi la fonte grise FT20 avec:

FT20: fonte grise, $R_m=20\text{daN/mm}^2$ minimum.

D.1 Fontes d'usage général:

Classe	Catégorie	Composition en %							Caractéristiques			Observations Emploi
		C	Si	Mn	P	S	NI	Cr	E	R	H _B	
Fontes Grises Normalisées Ft	Ft20	3,5	2,8	0,4	0,6	0,07			9500		160	Moulages mince ou lourds. Toutes applications courantes $\sigma_D=7-9$
		À	À	À	À	À			À	20	À	
		2,8	1,2	1	0,4	0,03			12500		250	

D.2 Caractéristiques mécaniques des matériaux:

Symbole	Dimension	Signification du symbole
E	daN/mm ²	Module d'élasticité longitudinal ou module de young.
R ou R _m	daN/mm ²	Résistance à la rupture (essai de traction)
Re	daN/mm ²	Limite élastique ou limite apparente d'élasticité
H _B	daN/mm ²	Dureté brinell: bille de 10 mm-charge 3000daN; Ou bille de 5mm – charge 750daN.
σ_D	daN/mm ²	Limie de fatigue(nombre de cycles infini).

D.3 Remarques générales:

La charge de rupture d'une fonte atteint la valeur la plus élevée lorsque:

- le graphite se présente sous la forme de lamelles fines ou de nodule.
- le teneur en carbone est faible.
- le fer se présente sous la forme de perlite, sorbite.

la dureté croît avec la proportion de cémentite.

influence d'un refroidissement rapide:

- formation de cémentite donc fonte blanche très dure.

D.4 Calculer l'épaisseur pour le diaphragme sans soudure :

À partir de la formule (2) :

$$e = \frac{P \times Dm}{2(\sigma \times E + P \times Y)}$$

Données :

P : pression interne = 180 bars.

Dm : diamètre moyen de diaphragme (l'équation (3)) $= \frac{De \times Ds}{2}$;

En prend :

$$\left. \begin{array}{l} De = 160 \text{ mm.} \\ Di = 90 \text{ mm.} \end{array} \right\} Dm = \frac{160 + 90}{2} = 125 \text{ mm.}$$

R : Résistance à la rupture = 20 daN/mm² = 200 MPa = 2000 bars.

E = coefficient joint (E=1 sans soudure ; E=0,85 avec soudure) ;

Y = coefficient = 0,4 (pour les métaux).

AN :

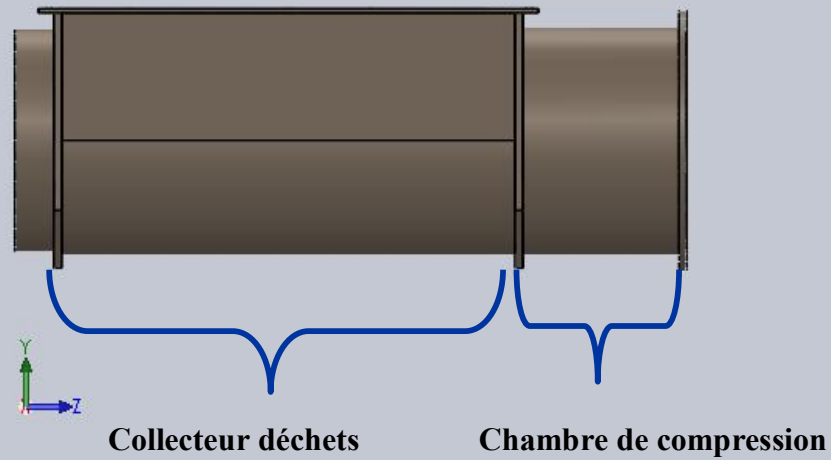
$$e = \frac{180 \times 125}{2(2000 + 180 \times 0,4)} = 5,42 \text{ mm}$$

Remarque :

on ajoute (12 à 20 %) l'épaisseur calculée (pour éliminer les usures, corrosion, etc) .

20%(5,42 mm) → 1,08 + 5,42 = 6,5 mm.

III.

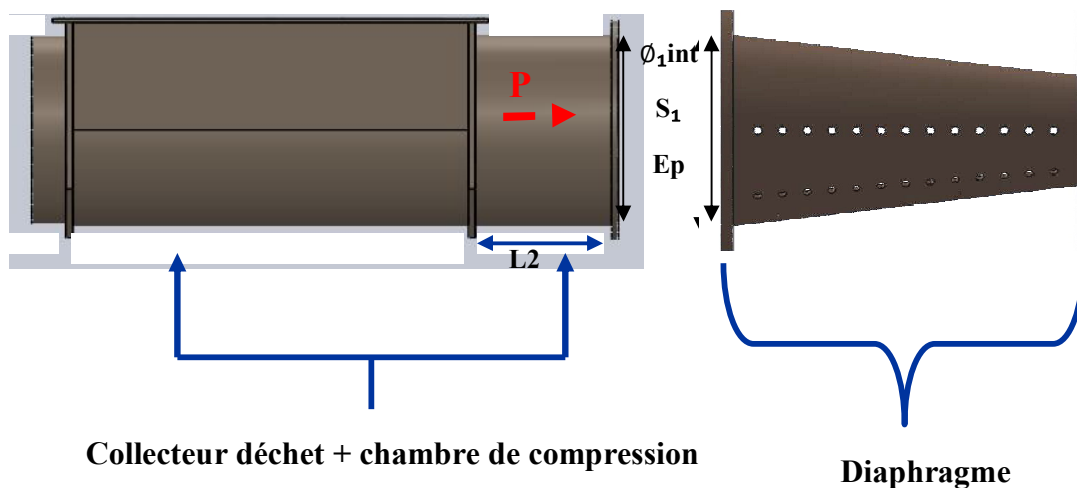


a. Présentation:

Le compactage des copeaux métalliques se fait dans un premier temps dans la chambre de compression qui lui donne la forme cylindrique désirée.

b. Dimensionnement de la chambre de compression :

On sait que le diamètre intérieur de l'entrée de **diaphragme** est égale au diamètre intérieure du chambre de compression ;



La pression maximale dans cette chambre est égale **180 bars**.

Avec :

ϕ_{1int} : diamètre intérieur du chambre de compression En mm.

S_1 : section du chambre de compression $S_1 = \frac{\pi \times \phi_{1int}^2}{4}$ $S_1 = 167,55$ En cm².

E_p : épaisseur.

L_2 : la longueur de la chambre de compression, on prend $L_2 = 100$ En mm.

P : la pression dans la chambre de compression, $P = 180$ En bars.

c. Choix du matériau:

On choisi l'acier 42CD4.

42CD4: acier faiblement allié au Cr et Mo : 0,42%C, 1%Cr, plus Mo

Nous optons pour le 42CD4, acier très disponible. Offre de meilleures qualités de résistance mécanique et une haute ténacités souvent utilisé pour les composants automobiles fortement sollicités. Dans la construction mécanique, il est utilisé à l'état traité et avec en plus une trempe superficielle pour usage universel.

c.1 Applications possibles :

construction mécanique en général, composants de machine, axe, tourillons, vilebrequins..etc

c.2 Calculer l'épaisseur pour le cylindre sans soudure :

À partir de la formule (2) :

$$e = \frac{P \times D_{ext}}{2(\sigma \times E + P \times Y)}$$

Données :

P : pression interne = 180 bars.

D_{ext} : diamètre extérieur du cylindre;

En prend :

$D_e = 160\text{mm}$.

σ : Contraint admissible= 1379,3bars. (Pour l'acier 42CD4)

E = coefficient joint ($E=1$ sans soudure ; $E=0,85$ avec soudure) ;

Y = coefficient =0,4 (pour les métaux).

AN :

$$e = \frac{180 \times 125}{2(1379,3 + 180 \times 0,4)} = 9,91 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm}$$

Note :

On ajoute (12 à 20 %) l'épaisseur calculée (pour éliminer les usures, corrosion, etc.)

20%(10 mm) → 2 + 10 = 12 mm.

L'épaisseur de la chambre de compression est : e= 12 mm.

On garde même épaisseur dans la chambre de compression et dans le diaphragme.

En prend e= 12 mm.

III.3 Collecteur déchets (chambre de chargement) :

A/Présentation :

La pièce principale (directrice) de la machine qui va répondre à ces exigences, est le collecteur déchets (chambre des chargements déchets) sous forme cylindrique.

Les exigences du cahier de charge sont :

- **1ere exigence client :**

Capacité de traitement de déchets = Q'=1500 L/h. (débit de produit essoré, compacter réduit en 30%).

- **2eme exigence client :**

Rendement de réduction du volume de 70 %.

- **3ieme exigence client :**

La forme des déchets compacté : Rondin de Ø80 mm * 600 mm.



Fig III. 9: collecteur des copeaux métallique.

Remarques

Les paramètres de la chambre de compression (ϕ_{1int} et S_1) sont égaux les paramètres de collecteur déchets).

Avec :

ϕ_{1int} : diamètre intérieur du collecteur déchet, $\phi_{1int} = 146,05$ En mm.

S_1 : section du collecteur déchets, $S_1 = \frac{\pi \times \phi_{1int}^2}{4}$, $S_1 = 167,55$ En cm^2 .

L_3 : la longueur du collecteur déchets, on prend $L_3 = 600$ En mm.

B/Déterminer le volume du collecteur déchets :

On utilise la formule suivante :

$$\boxed{V = S_1 \times L_3} \quad \text{En } Cm^3 \dots\dots\dots(8).$$

Avec :

V = le volume de collecteur déchets exprimé en Cm^3 ;

S_1 = section du collecteur déchets. $S_1 = 167,55 \text{ cm}^2$

L_3 = longueur du collecteur déchets. $L_3 = 600 \text{ mm} = 60 \text{ Cm}$.

AN :

$$V = S_1 \times L_3 = 167,55 \times 60 = 10053 \text{ Cm}^3.$$

Le volume du collecteur déchets est = 10053 Cm^3 .

C/ Déduire le volume compacté :

De l'équation (1) on a :

$$\boxed{\text{Volume 2} = 30\% \text{ volume 1}} \dots\dots\dots(9)$$

$$\boxed{\text{Volume 2} = S_2 \times L} \dots\dots\dots(10)$$

Avec :

Volume 2 = c'est le volume du rondin de $\varnothing 80 \text{ mm} \times L 600 \text{ mm}$.

Volume 1 = c'est le volume des copeaux dans le collecteur déchets = **10053 Cm³**

S₂ = la section du rondin obtenu, **S₂ = 50,265 Cm²**.

L = la longueur du rondin = **600 mm = 60 Cm**.

AN :

De (9) : $\text{Volume 2} = \frac{30}{100} \times 10053 = 3015,9 \text{ Cm}^3$.

De (10) : $\text{Volume 2} = 50,265 \times 60 = 3015,9 \text{ Cm}^3$.

V' = 3015,9 c'est le volume compacté en 30 %.

D/ Déduire le débit des copeaux Q* dans le collecteur déchets :

Suivant l'exigence client on a :

Q* : le débit des copeaux dans le collecteur exprimé en **cm³/min**.

Q : débit de traitement copeaux = **1500 l/h = 25000 cm³/min, (réduit à 30%) :**

$$\boxed{Q = 30\% Q^*} \dots\dots\dots (11)$$

De (11) : $\boxed{Q^* = \frac{100}{30} Q} \dots\dots\dots (12)$

AN :

$Q^* = \frac{100}{30} \times 25000 = 83333,33 \text{ cm}^3/\text{min}$.

E/ Déterminer le temps « T » nécessaire pour compacter le volume V1:

Pour déterminer le temps nécessaire pour compacter le volume V1, on utilise la règle de trois qui donne :

$V^* = 83333,33 \text{ cm}^3$	\longrightarrow	60 sec	----- (13)
$V1 \text{ (cm}^3\text{)}$	\longleftarrow	$T \text{ sec}$	

Avec :

Q* : le débit des copeaux dans le collecteur exprimé en cm³/min

V* : volume des copeaux compacté en 60 sec.

V1= c'est le volume des copeaux dans le collecteur déchets = 10053 Cm³.

De (13) on a :

$$T = \frac{V1 \times 60}{V^*} ;$$

AN :

$$T = \frac{10053 \times 60}{83333,33} = 7,23 \text{ sec.}$$

$T = 7,23 \text{ sec}$(14)
------------------------	-----------

T = 7,23 sec : c'est le temps nécessaire pour compacté un volume V1.

III. 4/VÉRIN HYDRAULIQUE:

A/Définition :

Un vérin est un tube cylindrique dans lequel une pièce mobile (le piston) sépare le volume du cylindre en deux chambres isolées l'une de l'autre.

Un ou plusieurs orifices permettant d'introduire ou d'évacuer un fluide dans l'une ou l'autre chambre et ainsi déplacer le piston.



Fig III. 10 : vérin hydraulique.

B/Le rôle :

Le vérin hydraulique est un appareil qui transforme une énergie hydraulique en énergie mécanique animée d'un mouvement rectiligne.



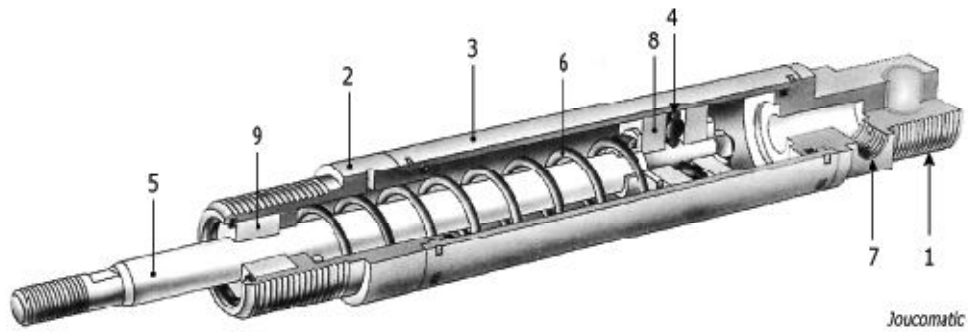
C/Types de vérin hydraulique :

Il existe plusieurs types de vérins, parmi eux on cite :

- Vérin à simple effet.
- Vérin à double effet.

C.1/Vérin à simple effet :

Un vérin à simple effet ne travaille que dans un sens. L'arrivée de la pression ne se fait que sur un seul orifice d'alimentation ce qui entraîne le piston dans un seul sens, son retour s'effectuant sous l'action d'un ressort ou d'une force extérieure.



FigIII. 11 : vérin à simple effet.

- 1- Flasque ou fond arrière.
- 2- Flasque ou fond avant (ou nez.)
- 3- Tube.
- 4- Joint de piston.
- 5- Tige.
- 6- Ressort de rappel.
- 7- Entrée d'huile.
- 8- Piston.
- 9- Douille.

C.2/Vérin à double effet :

Un vérin double effet a deux directions de travail. Il comporte deux orifices d'alimentation et la pression est appliquée alternativement de chaque côté du piston ce qui entraîne son déplacement dans un sens puis dans l'autre.

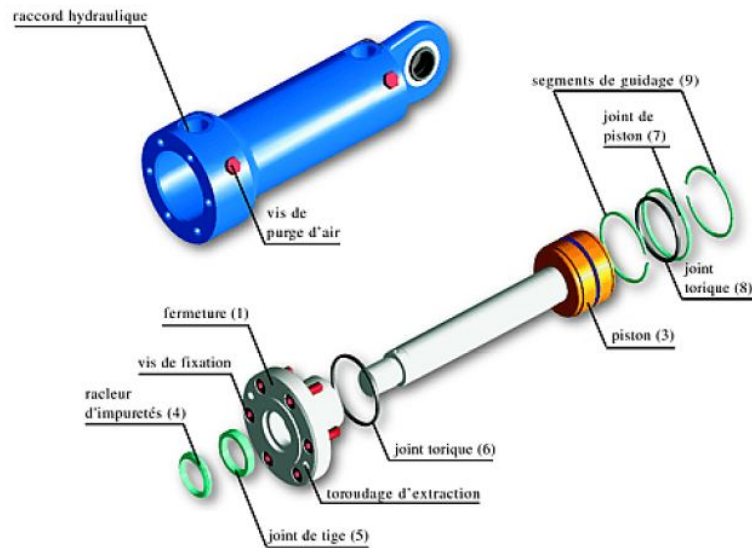


Fig III. 12: vérin hydraulique à double effet.

L'ensemble tige-piston peut se déplacer dans les deux sens sous l'action du fluide sous pression (huile comprimé).

L'effort en poussant (sortie de la tige) est légèrement plus grand que l'effort en tirant (entrée de la tige) car la pression n'agit pas sur la partie de surface occupée par la tige. À savoir généralement de l'huile hydraulique spéciale, ce qui permet un déplacement dans deux sens actifs. A l'aide de la pression de fluide hydraulique, l'énergie hydraulique se transforme en énergie mécanique déplaçant le piston. Ce dernier a généralement deux orifices d'alimentation séparés, ce qui lui permet de se déplacer dans les deux sens. De cette façon, la force peut agir dans les deux sens.

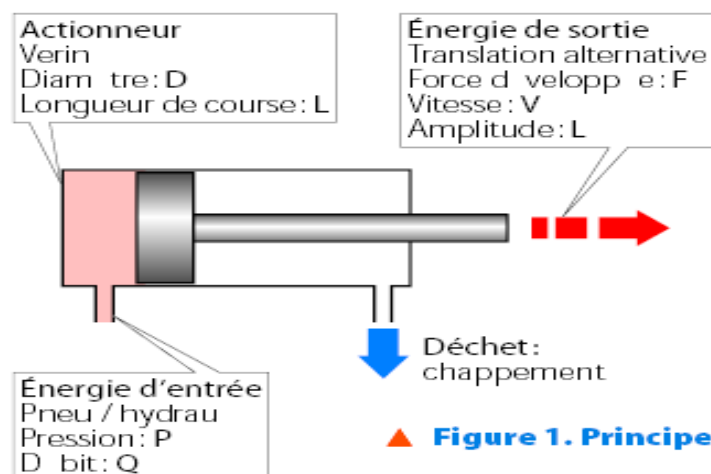


Fig III. 13: principe de fonctionnement.

Pour Notre presse on utilise **vérin à double effet**, ce type de vérin est particulièrement convenable pour les presses et les hacheuses, pour l'ouverture et la fermeture des tiroirs et pour toutes sortes de levage et descente. Sur cette construction, la tige de piston est fixée au piston. Plus la surface du piston est petite, plus vite celui-ci se déplace ou bien plus grande est sa surface, plus lentement il se déplace. Ce type de vérin hydraulique s'utilise sur de nombreuses machines de construction.

D /choix du vérin :

Le choix est porté sur un vérin à double effets horizontal fabriqué selon la norme **ISO 6020/2**, à des mesures d'installation uniformes par rapport à la course, si bien qu'en cas de changement de producteur, il n'est pas nécessaire de modifier la construction de la machine dans laquelle le vérin est installé



Fig III. 14 : Vérin à double effets ISO 6020/2.

D.1/Ayant des caractéristiques suivantes:

Données Techniques	
Normes	ISO 6020/2 (édition du 15/09/91) DIN 24554 "Série compact"
Type de construction	Assemblage par Tirants
Pression de service	180 bars
Pression d'essai	240 bars
Température de fluide	De -20°C à +80°C pour condition normale
	De +80°C à +150°C pour condition haute température
Fluide	Code N Huile minérale selon DIN 51524, Eau glycol HFC, émulsion eau huile HFA (+5°C à 55°C)
	Code V Fluide esters phosphoriques HFD-R
Viscosité	Plage de viscosité admise 15....100mm ² /s

Filtration	Pollution de l'huile suivant NAS 1638 classe 9...10 à obtenir avec filtre B 25 = 75									
Vitesses maximum	0,5m/s* avec étanchéité code D sur piston et J sur tige limiter en de la taille des orifices d'alimentation					* Les vitesses sont à en fonction 1 m/sec avec étanchéité code				
Alésage (mm)	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200
Course maxi conseillée (Assemblage Tirants)	250	300	400	500	600	700	800	1000	1200	1200
Protection corps	Le vérin est livré avec un apprêt de stockage .									
Protection tige	Chromage dur épaisseur 25µm.									
Marquage	le vérin est livré avec une plaque constructrice									
Amortissement	Amortissement réglable avant et arrière									

OPTIONS		
Capteur fin de course	Type inductif (à partir de l'alésage ø32)	(Voir descriptif technique Capteur).
Capteur linéaire	Type potentiométrique (à partir de la tige ø28)	
	Type magnétostrictif (à partir de la tige ø28)	
Fonction hydraulique	Clapet anti retour piloté ou valve de contrôle de charge, simple ou double effet, flasque	

Alésage	Débit en fond de vérin en l/min	Vitesse du piston en m/s
25	13	0,45
32	13	0,27
40	19	0,25
50	46	0,39
63	46	0,25
80	76	0,25
100	76	0,19
125	125	0,17
160	125	0,10
200	212	0,11

D.2/Descriptif technique Capteur :

D.2.1/PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT :

Il détecte la présence métallique du piston en position fin de course. Le détecteur de proximité comporte un circuit oscillant ordinaire, dont la bobine génère un champ magnétique à haute fréquence à l'avant de la face sensible. Une partie de l'énergie est absorbée lorsqu'un objet métallique s'y trouve, ce qui est perçu par le circuit électronique, et exploité en un signal tout ou rien.

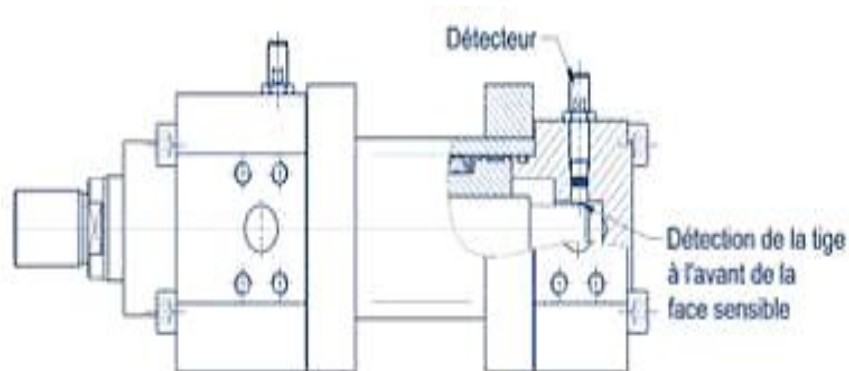


Fig III.14: Détecteur du vérin.

D.2.2/Pourquoi utiliser des détecteurs de position?

- Augmente la polyvalence hydraulique.
- Permet une indication fiable et précise de la position du vérin.
- Plus simple et moins coûteux qu'un capteur linéaire de déplacement.
- Les détecteurs peuvent être réglés pour s'adapter à différents processus de production.
- Permettent un verrouillage de sécurité dans les applications critiques.
- Une diode électroluminescente (**LED**) intégrée permet un contrôle visuel en continu.
- Conception sans contact et donc sans pièces d'usures.
- Convient aux conditions de fonctionnement difficiles.

Les détecteurs sont installés en tête ou en fond du vérin. Sur les vérins amortis, à chaque fin de course, les détecteurs sont activés par la présence de la douille et du plongeur d'amortisseur.

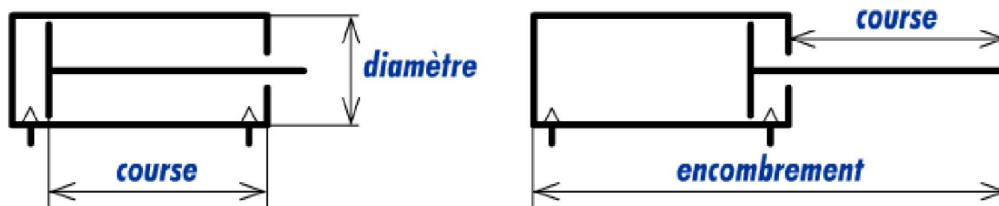
D.3/Dimensionnement du vérin :

D.3.1/Détermination de la course du vérin :

La course est choisie en fonction du déplacement à réaliser. La longueur de course du Vérin doit au moins être égale à la course souhaitée (la fin de course se fera en butant sur les fonds du vérin ou sur des butées extérieures).

Sur un vérin traditionnel, la longueur de la course influe directement sur l'encombrement général.

Selon le vérin choisi, la course sera standard (imposée par le constructeur) ou spéciale (Réalisée à la demande).



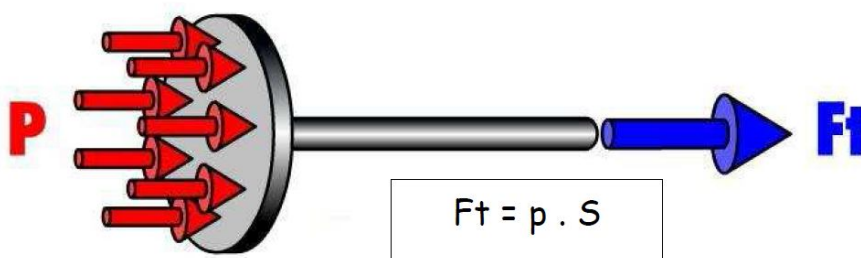
D.3.2/Détermination du diamètre :

Le diamètre du piston est en rapport direct avec l'effort axial développé par le vérin.

a. Effort axial

L'huile comprimé situé dans la chambre arrière applique une poussée sur toute la Surface qui l'emprisonne – entre autre, sur toute la surface du piston.

Il en résulte un effort axial théorique développé par le vérin et transmis en bout de Tige.



F_t : *effort théorique axial*

p : *pression de service à l'intérieur de la chambre du vérin*

S : *surface du piston sur laquelle la pression s'applique.*

E/ Les caractéristiques du vérin hydraulique double effet proposé pour notre presse sont :

les caractéristiques du vérin ISO6020/2	
Pression	180 bars
Ø (piston) = D	80 mm
Ø (tige) = d	56mm
Course	700 mm
Vitesse	0,25 m/sec

F/Déterminer le temps « t' » de compactage :

On utilise la formule suivante :

$$\boxed{t' = \frac{C}{v}} \quad \text{En sec..... (15)}$$

Avec :

t' = temps de compactage exprimé en sec.

C = la course du vérin, C = 700mm = 0,7 m.

v = la vitesse du vérin, v = 0,25 m/sec.

AN :

$$t' = \frac{0,7}{0,25} = 2,8 \text{ sec ;}$$

Pour un volume compacté :

$$T = t' * 2 = 2 * 2,8$$

$$\boxed{T = 5,6 \text{ sec.}} \quad \text{.....(16)}$$

C'est-à-dire : le vérin est conçu à faire une course intermittente de 700mm à la vitesse 0,25m/s soit 1400mm en aller et retour.

Mais de l'équation (14) on a : $\boxed{T = 7,23 \text{ sec.}}$

➤ Le temps nécessaire pour compacter un volume V1 est: en sec.

Pour satisfaire les conditions d'exigence, à savoir compacter 3015,9 cm³ en 5,6 secs,
Ce vérin doit marquer des temps de pose.

G/Determiner le temps de pose Tp:

$$\boxed{T_p = T_1 - T} \quad \text{En secondes.(17)}$$

Avec:

Tp: le temps de pose exprimé en seconde.

T1: le temps de compactage pour le volume V1 exprimé en seconde. T1= 7,23sec

T: le temps de compactage pour une vitesse de 0, 25 m/sec exprimé en seconde. T=5,6 sec.

AN:

$$T_p = 7,23 - 5,6 = 1,63 \text{ sec}$$

H/ Déduire le nombre de volume K compacté en 60 sec:

On a:

$$\boxed{K = \frac{60 \text{ (sec)}}{T_1}} \quad \text{.....(18)}$$

Avec :

K : nombre de volume (rondins) compacté.

T1 : le temps de compactage pour le volume V1 exprimé en second. T1= 7,23sec

AN:

$$K = \frac{60 \text{ (sec)}}{7,23 \text{ (sec)}} = 8,29$$

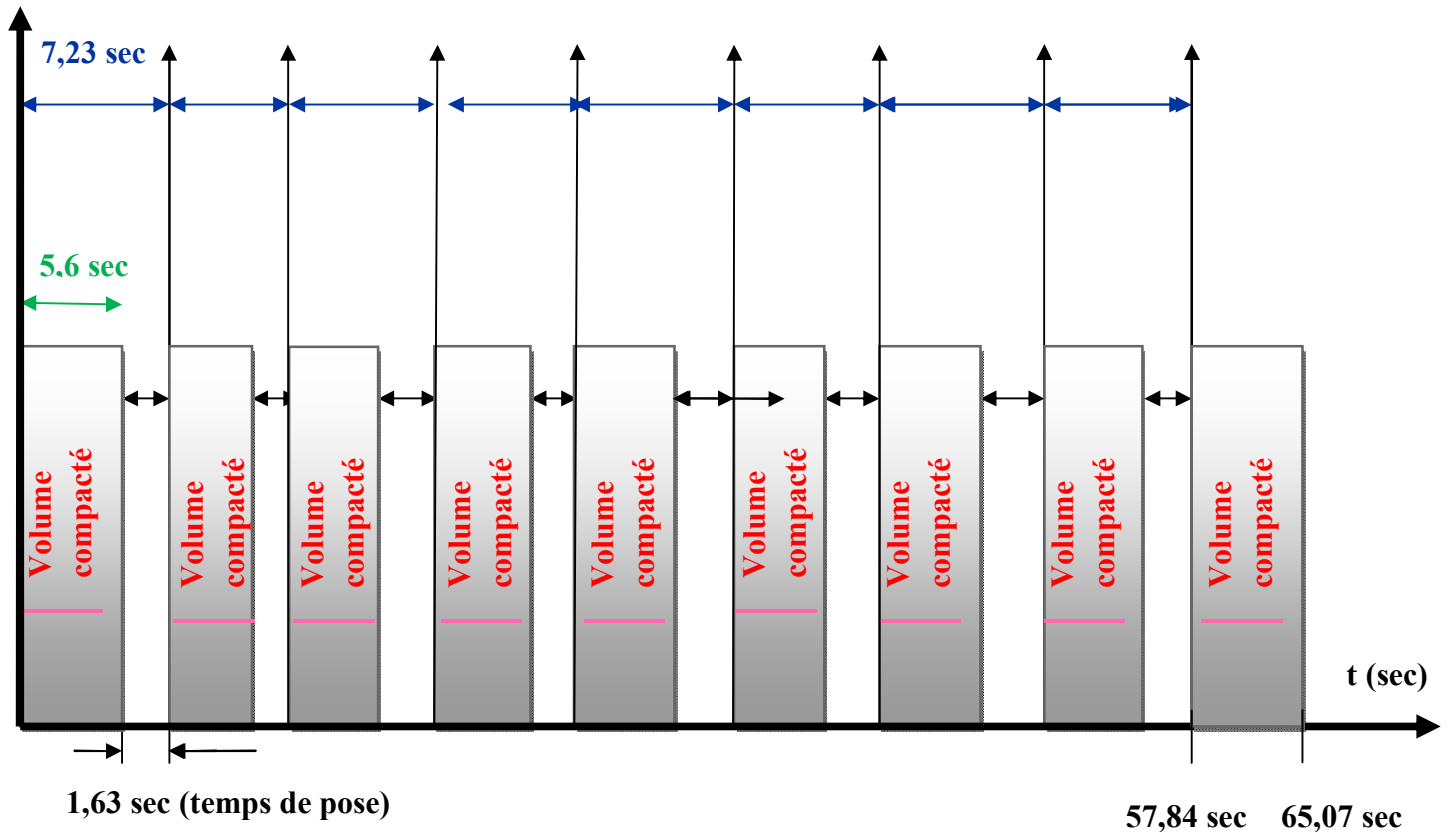
En 60 sec, on compacte 8,29 rondins.

AN:

$$8,29 \times V^* = 8,29 \times 3015,9 = 25001,811 \text{ Cm}^3.$$

I/ Cycle conformément au graphe ci-après :

V'(Cm³)



J/Dimensionnement du vérin :

J.1/Calcul de la Charge du vérin hydraulique:

La charge du vérin hydraulique est le résultat de la pression p dans le vérin due à la force F sur la surface du piston.

Le point de départ pour le choix d'un vérin est le travail qui lui est demandé : la force F , La pression p requise est déterminée dans chaque cas individuel.

La formule :

$$F \text{ (kg)} = p \text{ (bar)} \cdot A \text{ (cm}^2\text{)} \dots\dots\dots [7]$$

Les variables de cette formule sont :

F = est la force appliquée en N sur le piston du vérin ;

P = est la pression dans le vérin en bar = 180 bar ;

A = est la surface intérieure du vérin en cm² résultant du diamètre du piston.

$$A = \frac{D^2(\text{mm}) * \pi}{400} \quad \text{En (cm}^2\text{)} \dots\dots\dots [7];$$

Le diamètre pour le vérin ISO 6020/2 :

D =diamètre du piston= 80mm = 8 Cm ;
d = diamètre de tige= 56 mm=5,6 cm.

AN :

$$A = \frac{8^2 * \pi}{400} = 50,265 \text{ cm}^2$$

Le résultat de F (Kg) = p (bar). A (cm²) est :

$$F = 180 * 50,265 = 9047,7 \text{ Kg.}$$

La charge a un poids de 9047,7 kg.

La force nécessaire sera : 9047,7 dN.

Ce calcul de la force du vérin ne tient pas compte des forces de frottement entre cylindre et piston. La force du vérin est donc légèrement surestimée.

Le calcul :

J.2/- Quand le vérin pousse la tige :

$$F = p * \pi * (D^2 / 4)$$

AN :

$$F = 180 * \pi * (8^2 / 4) ;$$

$$F = 9047,7 \text{ dN}$$

J.3/ Quand le vérin tire la tige :

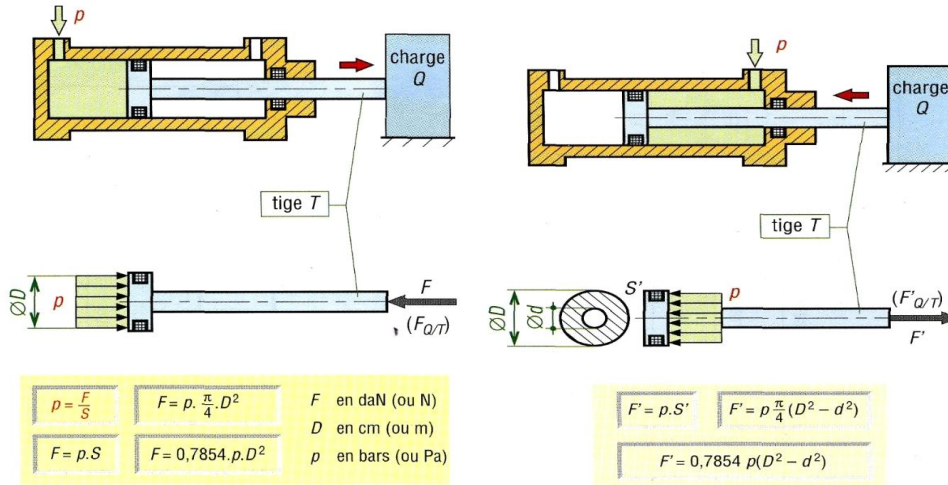
$$F = p * \pi * ((D^2 - d^2) / 4)$$

AN:

$$F = 180 * \pi * ((8^2 - 5,6^2) / 4);$$

$$F = 4614,37 \text{ dN.}$$

$$F = 4612,032 \text{ dN.}$$



. Effort en poussant.	. Effort en tirant.
-----------------------	---------------------

H/Calcul le débit Q* :

On appelle "**débit**" (symbole de grandeur Q*) la quantité de fluide mise en mouvement en fonction du temps.

$$Q^* = \text{vitesse } v \text{ (cm/sec)} * \text{surface } A \text{ (cm}^2\text{)}$$

Dans le système métrique, le débit est exprimé en **litres par seconde (l/s)**, mais il est d'usage de le traduire en **litres par minute (l/min)**.

Q* = est le débit de la pompe en l/min ;

V = est la vitesse du vérin en cm/sec ; tell que v=25 cm/sec.

A = est la surface intérieur du vérin en cm² résultant du diamètre du piston ; tell que

$$A = 50,265 \text{ cm}^2.$$

AN : $Q^* = 25 \text{ (cm/sec)} * 50,265 \text{ (cm}^2\text{)}$

$$Q^* = 1256,625 \text{ cm}^3/\text{sec} = 75397,5 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

$$Q^* = 75,39 \text{ L/min}$$

I/Détermination de la pression du vérin :

Pour :

D= 80mm ;

P=180 bars.

On prend comme considération la perte de charge égale (10 à 15%) d'où la pression devient :

$$P'=P + P * 15\% \dots\dots\dots[8]$$

AN : $P' = 180 + 180 * 0.15$

$P' = 207 \text{ bars.}$

Sachant que :

P : la pression au niveau du vérin.

P' : la pression au niveau de la pompe.

Pour augmenter la durée de vie de la pompe il faut que la pression maximale de la pompe doit être supérieur à la pression de service c'est-à-dire il faut choisir la pompe telle que :

$$P \text{ max} = P \text{ service} + (P \text{ service} * 15\%).$$

K/la puissance théorique de l'unité hydraulique :

La puissance est la quantité de travail (**travail = force x déplacement**) fournie en une seconde. En hydraulique la puissance se mesure en Kilowatts..... [9]

$$\text{Puissance (kW)} = \frac{\text{débit} \left(\frac{\text{litre}}{\text{minute}} \right) \times \text{pression (bar)}}{600 \text{ (coefficient à appliquer)}}$$

Avec :

Q*= débit de la pompe en l/min, Q* = 75,39 L/min.

P = pression au niveau du vérin en bar, P=180 bar

AN :

$$\text{Puissance} = \frac{75,39 \times 180}{600 \text{ (coefficient à appliquer)}} = 22,61 \text{ KW.}$$

L/Détermination de la tige du vérin :

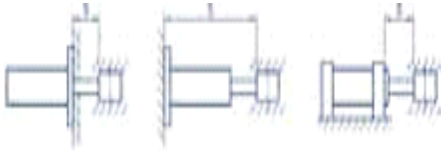
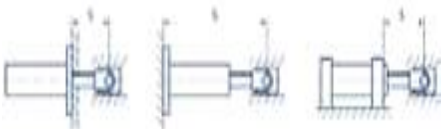

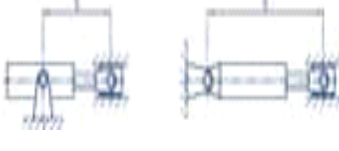
L.1/Calcul de longueur libre (du flambage) :

L.2/Détermination du coefficient du mode de fixation :

Le vérin ISO 6020/2 est à fixation sur pattes avec chape de tige guidée. Sur le tableau que nous avons vu précédemment (**tab : mode de fixation**), nous trouvons pour ce type d'attache **Kf=1**. (**Articulation guidée à son extrémité par l'ajout d'une bride**).

Mode de fixation :

Le mode de fixation du vérin sur le matériel détermine le coefficient **Kf**.

Fixation corps	Fixation tige	Schéma	Coefficient Kf	Indice Ke Pour le calcul D'entretoise
MF3 MF4 MS2	Guidée		0,5	1
	Articulation guidée		0,7	
MT4 MP5	Guidée		0,7	1,5
	Articulation guidée		1	

Tab III.5 : mode de fixation.

L.3/Détermination de la longueur libre :

Les données sont connues :

C : course= 700 mm ;

Kf =1

On utilise la formule suivantes : $L = C * Kf$ en mm..... [10]

AN: $L = 700 * 1 = 700$ mm.

Note:

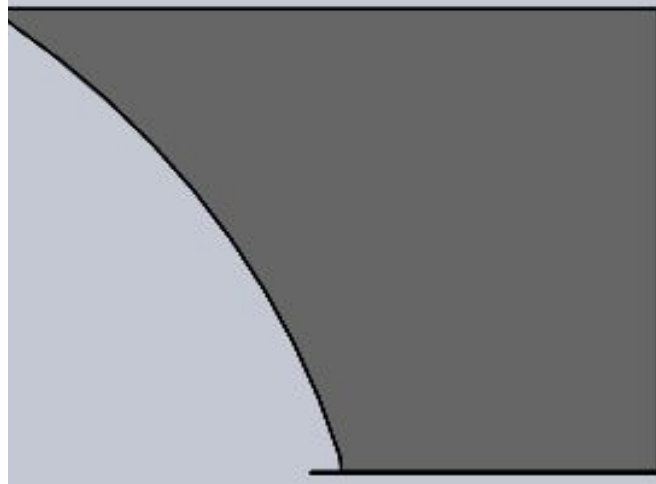
Le calcul du coefficient de flambage nous montre qu'au-delà de la longueur l=700mm le vérin risque un flambage donc sa course doit être guidée par support.

Notre vérin à une course maxi de 700mm donc il ne nécessite pas de guidage mais nous avons prévu une bride à son extrémité pour évacuation des déchets et comme support pour le vérin.

- **Les caractéristiques du vérin hydraulique double effet proposé pour notre presse sont :**

les caractéristiques du vérin ISO6020/2	
Ø (piston) = D	80 mm
Ø (tige) = d	56mm
Course	700 mm
Vitesse	0,25 m/sec
A : surface du piston	50,265 cm²
Q* : débit d'huile	75,39 L/min
F : la force sur la surface du piston.	9047.7 dN
Ph : puissance en KW	22,60 kW

III. 5/ LA TREMIE :



FigIII. 15: LA TREMIE.

A/Présentation :

C'est le corps de presse avec une ouverture pour le chargement des déchets

La trémie assure la fonction de collecte et de gavage de la presse. Elle assure aussi, par sa hauteur, la protection du personnel se trouvant à proximité de la presse.

Pour assurer une protection par éloignement, les côtés de la trémie non occultés par les appareils et dispositifs d'alimentation,

Elle peut recevoir en option un capteur à ultrason, qui déclenche la mise en route de la presse en cas de détection de déchets.

A.1 Choix du matériaux

Pour la trémie on choisi : l'acier 42 CD 4.

B//Le capteur ultrasonique :

Son principe de fonctionnement repose comme son nom l'indique sur l'utilisation des ultrasons. Ce sont des ondes acoustiques dont la fréquence est trop élevée pour être audible par l'être humain. Ici on mesurera un niveau grâce au capteur ultrasonique. La mesure de niveau par ultrasons permet d'effectuer une mesure sans contact avec le produit.

C/Facteurs d'influence :

Le capteur ultrasonique comporte certains inconvénients :

- Il est très vite inopérant lorsqu'il Ya présence d'échos parasites, en présence de poussière ou encore lorsque le niveau mesurer se trouve dans un endroit trop étroit.
- Aucun fonctionnement possible dans le vide.

- Il Ya une zone que l'on appelle zone morte et qui correspond à la distance minimum que doit avoir le niveau à détecter par rapport au capteur pour que celui-ci fonctionne correctement.

Nous avons utilisé pour notre projet, un capteur à ultrasons de niveau **radar VEGAPLUS 67** :



Fig III.16 : VEGAPLUS 67

VEGA Grieshaber est une entreprise internationale reconnue comme spécialiste en mesure et détection de niveau et mesure de pression. En 1997, VEGA lance le premier capteur de niveau radar en technique 2 fils. Moins de deux ans plus tard, VEGA est propulsé leader mondial en mesure de niveau radar. En mesure de niveau de liquides, la technologie radar s'est déjà largement établie comme standard. Plus récemment, dans les solides en vrac, les capteurs radar VEGA de la génération EPOQUE II se sont aussi imposés comme références.

Le **VEGAPULS 67** surprendre de par sa très haute fiabilité dans les conditions extrêmes. Il est devenu le spécialiste radar pour les cas difficiles.

D/Le spécialiste des environnements extrêmes :

Dans la fournaise d'une aciérie par exemple, le **VEGAPULS 67** mesure le niveau sans être influencé par la température. Les importants dégagements de poussière rencontrés dans le stockage de matériaux de construction ou de charbon le laissent aussi indifférent.

Par ailleurs, c'est aussi sur les applications de mesure de niveau de granuleux et pulvérulents dans les industries alimentaires et chimiques que la grande plage dynamique du **VEGAPULS 67** offre de toutes nouvelles possibilités.

Le **VEGAPULS 67** est totalement insensible aux turbulences et bruits générés par les remplissages pneumatiques.

De même, les forts dégagements de poussières ou fortes variations de températures ne perturbent en rien sa mesure. Il s'avère aussi parfaitement adapté aux produits agressifs et abrasifs de par sa mesure sans contact. Au final, il se révèle bien supérieur aux capteurs à ultrasons et vous permet de bénéficier de la technologie radar sur toutes vos applications.

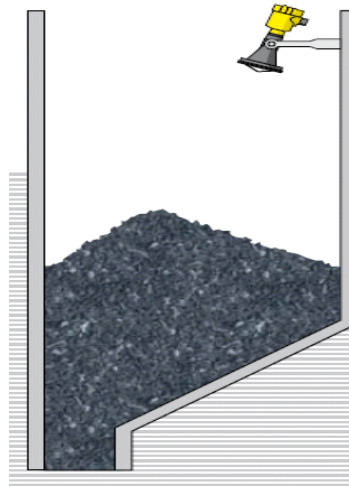
- Plage de mesure jusqu'à 15 m.
- Pression jusqu'à 2 bars.
- Températures jusqu'à 80 °C.

E/Les caractéristiques techniques :

VEGAPULS 67	
	
Plage de mesure	jusqu'à 15 m
Température	-40 ... +80 °C
Pression	du vide à 2 bar maxi.
Antenne	antenne encapsulée en plastique
Orientation	par étrier de montage
Raccordement électrique	4 ... 20 mA/HART, Profibus PA, Fieldbus Foundation
Diamètre de l'antenne	75 mm
Angle d'émission	10°
Raccord process	étrier de montage bride tournante DN 80 / ANSI 3 bride d'adaptation à partir de DN 100 / ANSI 4
Technique	 <p>Le cône d'adaptation permet la répartition uniforme des micro-ondes à l'intérieur de l'antenne. Les parois internes métallisées dirigent les signaux radar vers le produit.</p>
Avantages	<ul style="list-style-type: none"> = Construction compacte et légère avec une excellente focalisation = Hublot d'antenne hermétiquement étanche, pour une protection optimale contre les condensats et encrassements = Montage simple par étrier, bride tournante ou bride d'adaptation

Fig III. 16: caractéristiques technique.

F/ Principe de fonctionnement :



Transmetteur compact pour la mesure de niveau sans contact de solides en vrac à forte granulométrie.

III. 6 TUBE DE FRICTION

Un tube de friction, dont la fonction est de créer une perte de charge assurant une contre-pression à l'action du vérin, permet l'évacuation des déchets pressés.

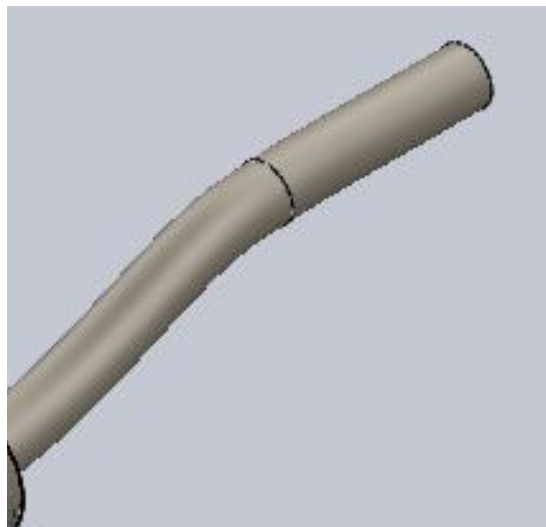


Fig III. 17: Tube de friction.

III. 6.1 Choix du matériau :

Pour le tube de friction, on choisi l'acier XC48.

III.6.2 Utilisation :

Toute construction mécanique, vilebrequin, arbres, pièces d'armes... etc.

III.7 Goulotte de collecte des huiles :

Une goulotte (bac) pour la récupération des huiles, fixée par deux vis sur la bride de la chambre de compression.

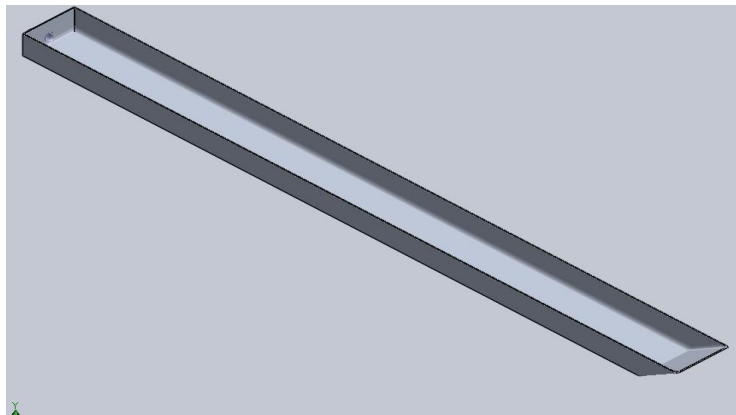


Fig III. 18: Goulotte de collecte des huiles

III.7.1 Choix du matériau :

Pour le Goulotte de collecte des huiles : on choisi tôle d'acier .

III.8 LA CENTRALE HYDRAULIQUE :

A/ définition générale :

- La centrale hydraulique (appelé aussi groupe hydraulique) est un générateur de débit et pas de pression. La pression augmente lorsqu'il y a résistance à l'écoulement.
- Elle est constituée essentiellement d'un réservoir d'huile, d'un moteur et d'une pompe et d'un système de filtration.

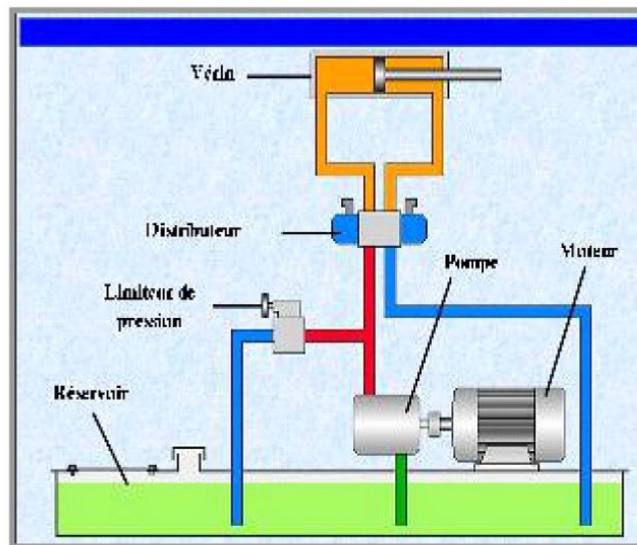


Fig III. 19 : installation hydraulique industriels

B) Constitution d'un circuit industriel :

- Un circuit hydraulique industriel est constitué de 3 zones :
 - **1ere zone** : Source d'énergie : c'est un générateur de débit. (Centrale hydraulique)
 - **2ème zone** : Récepteur hydraulique : transforme l'énergie hydraulique en énergie Mécanique. (Vérin, moteur hydraulique)
 - **3ème zone** : Liaison entre les deux zones précédentes. On peut trouver dans cette zone :
 - Des éléments de distribution (distributeur).
 - Des éléments de liaison (tuyaux).
 - Des accessoires (appareils de mesure, de protection et de régulation).

C) Description :

Un circuit d'hydraulique industriel est représenté schématiquement par des symboles Conventionnels normalisés. Le rôle d'un schéma hydraulique est de donner un Moyen pratique et simple de représentation d'une installation hydraulique.

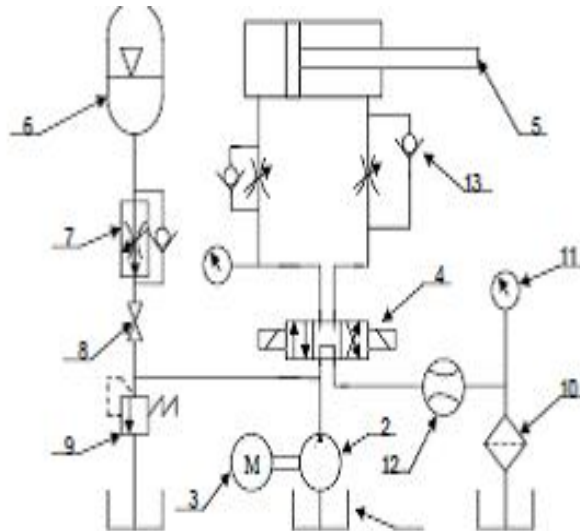
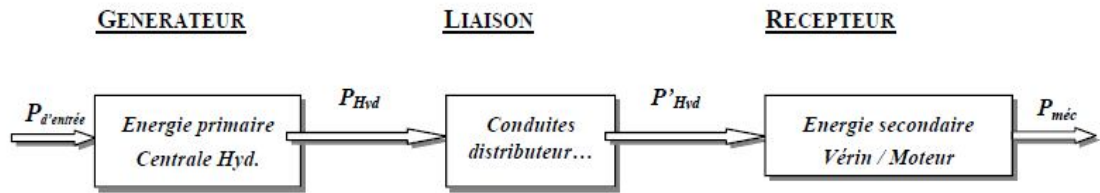


Fig III. 20: exemple d'un schéma d'une installation hydraulique.

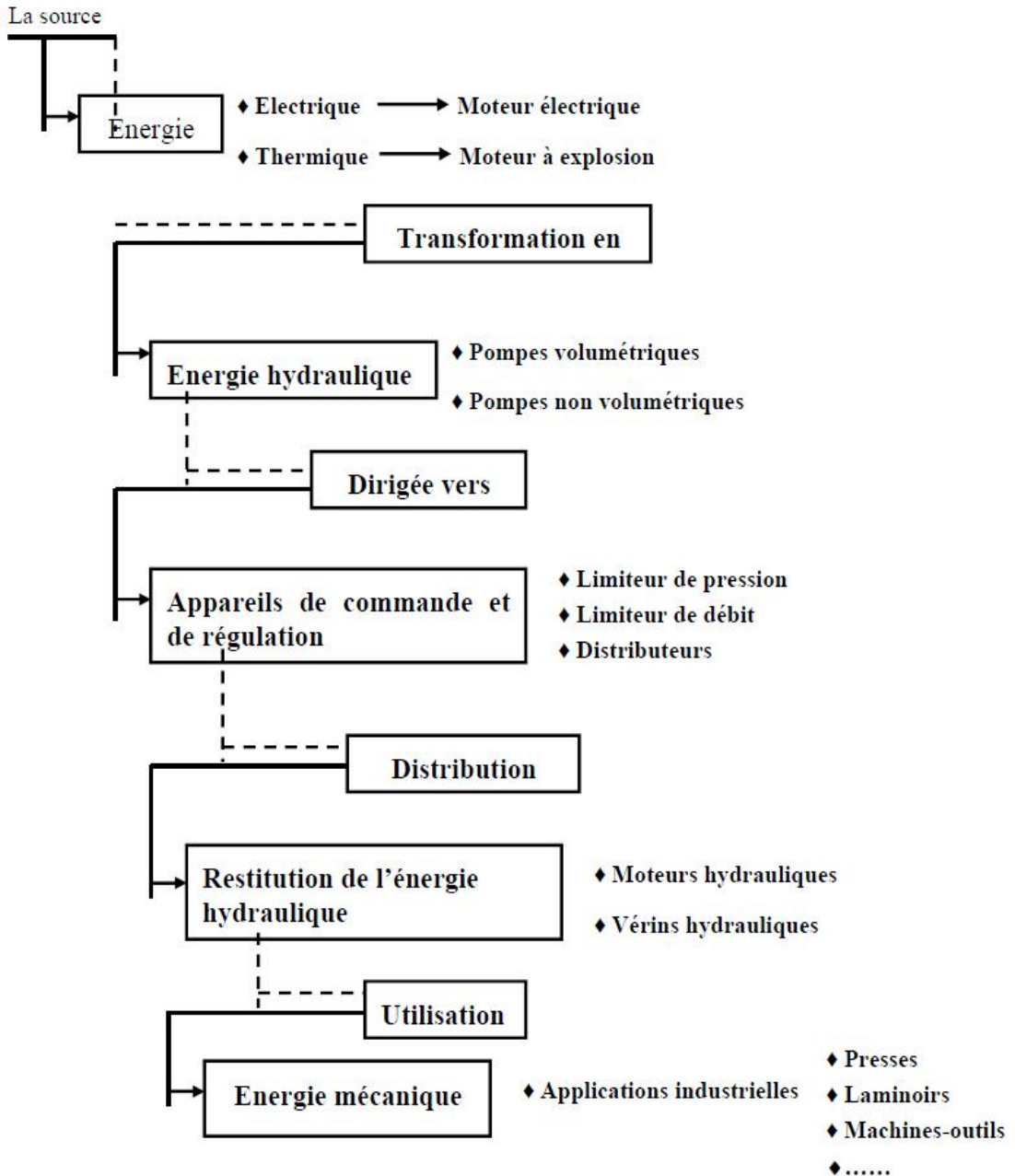
Rép.	Désignation	Fonction
1	Réservoir	Stocker le fluide
2	Pompe hydraulique	Générer la puissance hydraulique
3	Moteur électrique	Actionner la pompe
4	Distributeur 4/3	Distribuer la puissance hydraulique au vérin
5	Vérin double effet	Transformer la puissance hydraulique en puissance Mécanique
6	Accumulateur	Stocker l'énergie hydraulique et la restituer en cas de besoin
7	Régulateur de débit	Régler le débit et la vitesse du fluide
8	Vanne	Distribuer ou interrompre le passage du fluide
9	Limiteur de pression	Protéger l'installation contre les surpressions
10	filtre	Empêcher les impuretés de s'infiltrer dans les organes sensibles
11	Manomètre	Indiquer la valeur de la pression
12	Débitmètre	Indiquer la valeur de débit
13	Clapet anti-retour	Autoriser le passage du fluide dans un seul sens

Tab III. 6 : circuit hydraulique.

Un schéma hydraulique représente toujours l'équipement en position repos ou initiale, il nous permet de comprendre l'installation dans le but surtout de détecter les défaillances et par suite savoir ou on doit intervenir.



c) Structure schématique des systèmes hydrauliques :



D/Compositions d'une centrale hydraulique :

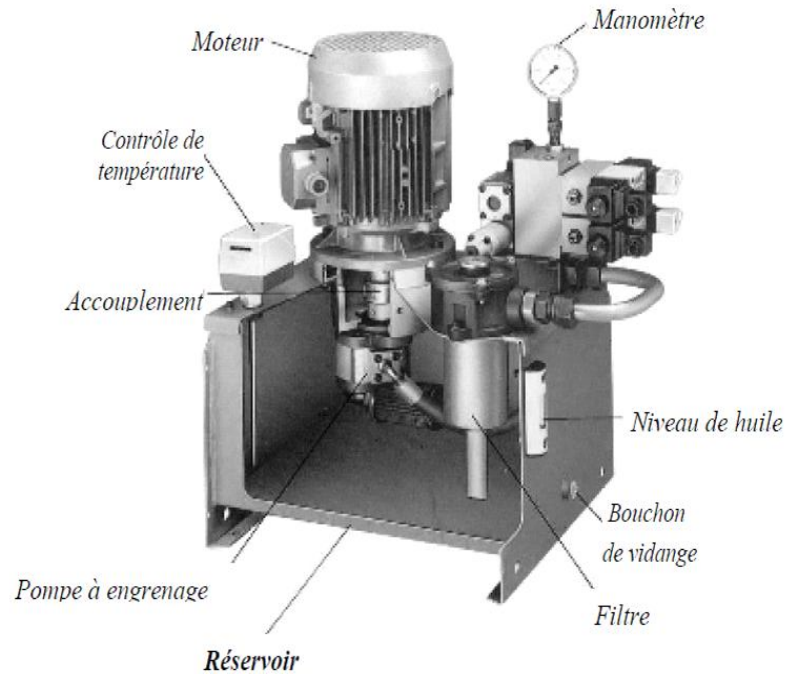


Fig III. 20: centrale hydraulique.

D.1/ Un réservoir d'huile :

Toute installation hydraulique possède un réservoir qui doit principalement recueillir le fluide de travail nécessaire au fonctionnement de cette installation. Il s'agit généralement d'huile. Ce réservoir doit toutefois remplir d'autres tâches pour lesquelles, bien sûr il a été fabriqué.

Ainsi, le réservoir sert aussi au refroidissement du fluide par le circuit hydraulique. Sa taille s'adapte au débit de la pompe et au réchauffement qui en résulte.

On choisit le volume du réservoir afin qu'il ait environ 3 et jusqu'à 4 fois le débit de la pompe par minute.

À cela s'ajoute un volume d'air de 10 à 15% du volume de fluide pour compenser les variations de niveau.

Les gros réservoirs sont fabriqués surtout en construction soudée.

La plaque de recouvrement est généralement amovible sur les plus petits réservoirs ; elle est soudée définitivement sur les plus grands modèles. Il faut alors prévoir, dans tous les cas, une trappe de visite. Des tôles de stabilisation, à l'intérieur, assurent la séparation entre les côtés de refoulement et d'aspiration et servent au raidissement (renfort). De ce fait, on obtient également le dépôt de particules de déchets et, éventuellement, l'élimination des bulles d'air qui pourraient se former.

Un fond monté en biais est avantageux, car les particules de déchets se déposent à l'endroit le plus bas. Avec une disposition adéquate de la canalisation d'aspiration, les particules peuvent difficilement retourner dans le circuit.

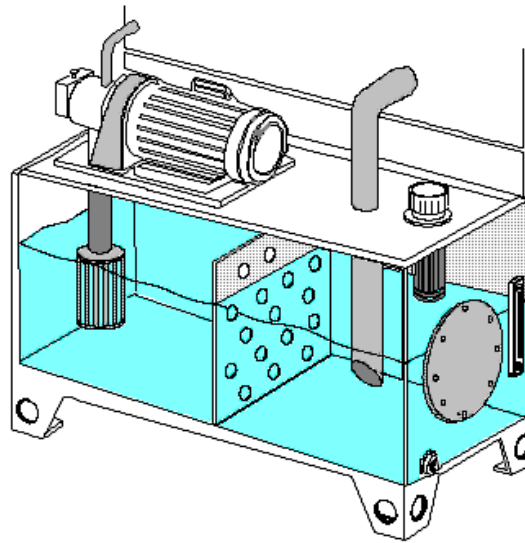
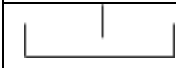



Fig 21: Réservoir d'huile.

La capacité d'huile de réservoir est en fonction de l'option. Le réservoir comporte un niveau visuel avec thermomètre (en option) et deux bouchons pour le remplissage et vidange.

La figure suivante montre les symboles d'un réservoir.


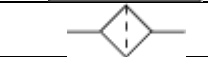

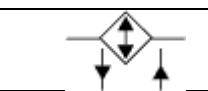
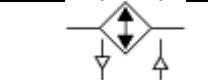

D.2/Symboles d'un réservoir :

Nom	Symbole	Description
Réservoir		Réservoir avec retour d'huile en surface.
		Réservoir avec retour d'huile en immergé.

Le réservoir est un contenant représenté par un rectangle ouvert indiquant qu'il est ventilé, c'est-à-dire qu'il y a communication avec l'air libre par un bouchon de remplissage ou un reniflard.

La figure suivante présente les symboles des composants périphériques d'un réservoir.

D.2 Symboles des composants périphériques d'un réservoir :

Nom	Symbole	Description
Crépine		Filtre immergé à l'aspiration de la pompe.
Filtre		Filtre sur la ligne de pression ou de retour.
Refroidisseur		Il refroidit le fluide avant son retour au réservoir.
		L'huile est refroidie à l'eau.
		L'huile est refroidie à l'air.
Élément chauffant		L'huile est réchauffée à l'eau.

- **La crépine est un filtre immergé**, c'est-à-dire qu'il est situé au bas du réservoir et branché à l'entrée du tuyau d'aspiration de la pompe.
- **Le refroidisseur** est un composant dans lequel l'huile circule afin **d'être refroidie** avant son retour au réservoir. Il existe des **refroidisseurs à air forcé et à circulation d'eau**.
- **L'élément chauffant** sert à amener l'huile à sa température de travail, surtout pour le démarrage des équipements situés à l'extérieur par temps froid.

E/ Pompe hydraulique :

La pompe est destinée à transformer une énergie mécanique fournie par un Moteur, en énergie hydraulique. Son rôle se limite à aspirer l'huile de réservoir et de la refouler.

La pompe fournit un débit. Elle est donc **un générateur de débit**.

Les caractéristiques principales sont la cylindrée et leur capacité à résister à la pression.

Rappel :

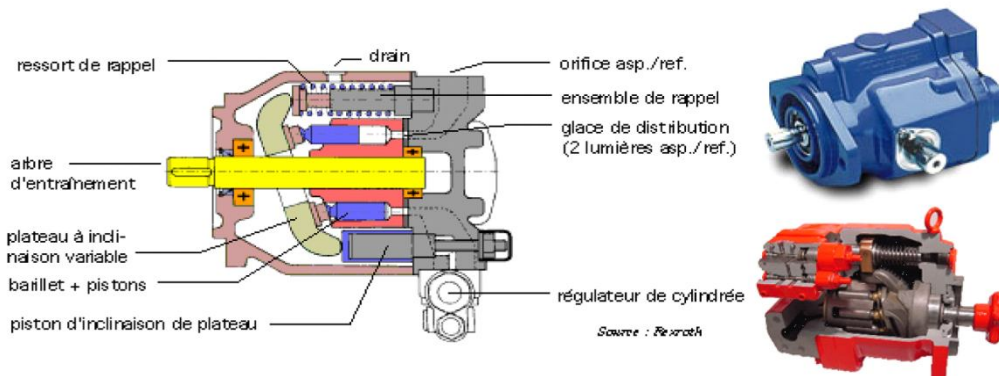
Une pompe ne crée pas de pression, mais un débit, c'est la résistance du récepteur, (moteur ou vérin) qui crée par son travail une montée en pression.

Les types de pompes hydrauliques sont des combinaisons avec les principes ci-dessous :

- **A pistons débit fixe, à pistons débit variable :**

On entend par ce terme : «unité dont les pistons sont disposés radialement à l'axe», les pistons sont donc

Perpendiculaires à l'axe. Ces unités sont adaptées, de par leur technologie, à des vitesses relativement faibles et à des Couples très élevés (pour les moteurs).



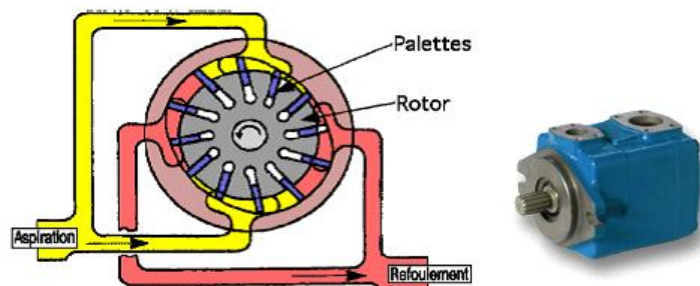
FigIII.22: Pompe à pistons axiaux à cylindrée variable.

- **A palettes débit fixe, à palettes débit variable :**

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

Pour remédier à cela, les constructeurs rendent la pompe symétrique pour équilibrer les effets de pression sur le rotor.

Les paliers de celui-ci ne supportent alors aucune action importante



FigIII.23: pompe à palettes.

- **Pompe hydraulique circuit ouvert & fermé :**

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

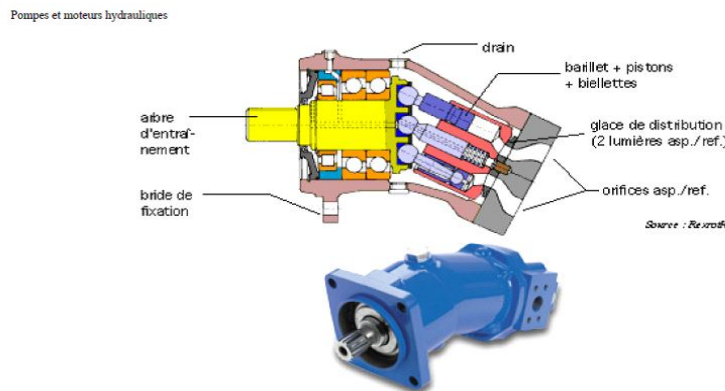


Fig III. 24: Pompe à axe brisé (circuits ouverts ou fermés).

- **Pompe à engrenage :**

Constituées de 2 pignons engrenant dans un boîtier, lorsque les dents se quittent, le volume inter - dents augmente ;

C'est l'aspiration. L'huile transite ensuite entre les dents par la périphérie de l'engrenage. Lorsque les dents engrènent,

Le volume inter - dents diminue ; c'est le refoulement.

L'engrenage peut être à denture externe ou interne.

Ces unités sont adaptées à des vitesses (≤ 2000 tr/min) et pressions moyennes (Eng. externe $\gg 250$ bar, Eng. Interne

$\gg 250-300$ bar).

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

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

Les équilibrages hydrostatiques sur les paliers sont poussés, car les étanchéités internes se font sur des distances

Faibles (dents). Les jeux doivent être nuls, sans efforts pièces / pièces. En conséquence elles ne supportent souvent

Qu'un seul sens de rotation, à moins de démonter et d'inverser certaines pièces.

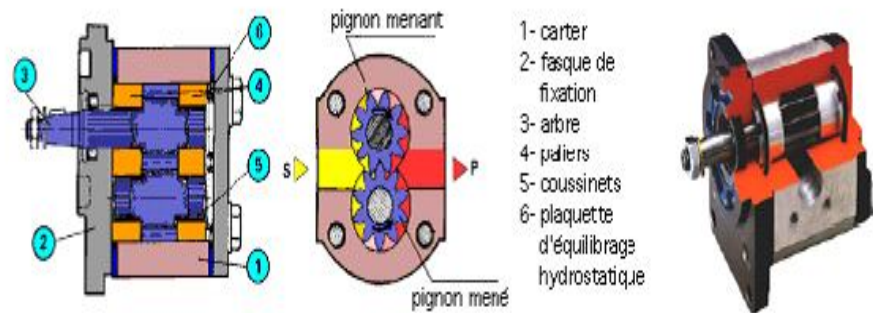


Fig III. 25: Pompe à engrenage externe ($p < 250$ bar)

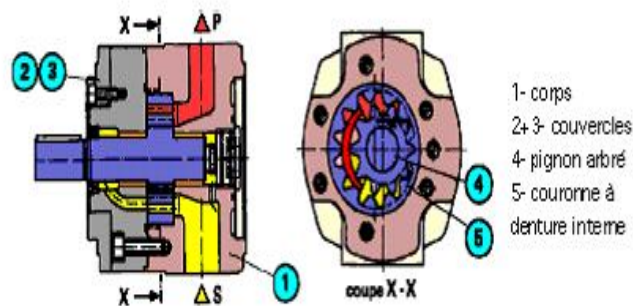


Fig III.26: Pompe à engrenage interne ($p < 210$ bar)

Nous avons choisi pour notre projet :

Une pompe hydraulique à engrenages à denture interne de type immergée afin de réduire le bruit, équipée d'une crépine.

La pompe est généralement montée sur le réservoir du groupe générateur ;

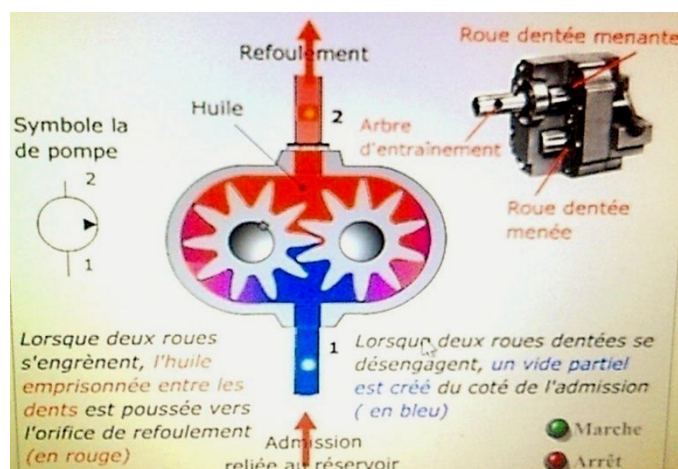


Fig III.27: pompe hydraulique. Principe de fonctionnement.

E.1/ Les caractéristiques générales d'une pompe hydraulique :

Une pompe se caractérise par :

- son débit
- sa cylindrée
- son rendement
- Son sens de rotation
- Sa vitesse de rotation

E.1.1/Débit :

*/ C'est le volume d'huile que la pompe peut fournir pendant l'unité de temps pour une vitesse de rotation établie.

Le **débit** d'une pompe hydraulique dépend de deux facteurs importants :

- la cylindrée de la pompe ;
- et la vitesse de rotation de la pompe.

Qth: débit, en litres /minute (l/min).

Tel que :

$Q_{th} = Cyl. N$

En litre/minute.

Avec :

Qth : débit, en litres /minute (l/min) ;

Cyl : Cylindrée, en litres (l/tr) ou en cm³/tr ;

N : vitesse de rotation, en tours /minute (tr/min).

E.1.2/Cylindrée (C) des pompes hydrauliques volumétriques :

La cylindrée (symbole de grandeur : C ou Cyl) d'une pompe hydraulique est le volume ou la quantité de fluide que celle-ci refoule par rotation.

Une rotation signifie que l'arbre d'accouplement de la pompe effectue **un tour complet ou 360°**.

La figure (1) vous montre un arbre d'accouplement d'une pompe hydraulique.

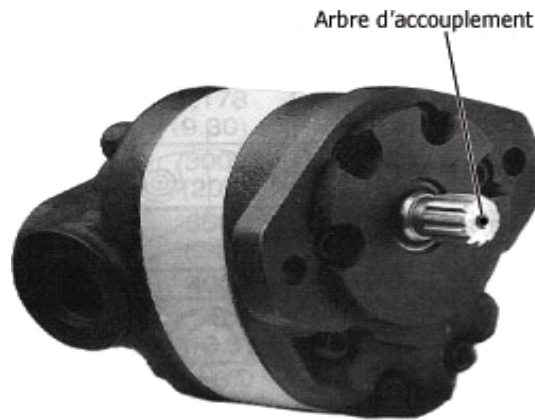


Fig III28: Arbre d'accouplement d'une pompe hydraulique.

Elle s'exprime par la relation :

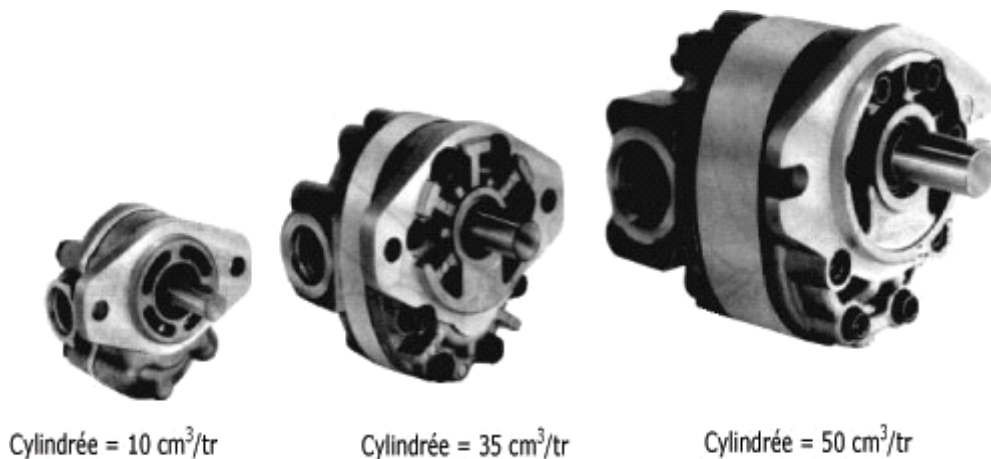
En tournant, cet arbre entraîne le **déplacement des pièces internes de la pompe hydraulique** et, par le fait même, celui **du fluide hydraulique**.

- Dans le système métrique, la cylindrée d'une pompe hydraulique est exprimée en centimètres cubes par rotation (cm^3/tr).

Plus la cylindrée d'une pompe est grande, plus les dimensions géométriques de la pompe sont importantes.

Par exemple :

La figure 2 vous montre **trois pompes du même type**, mais ayant des cylindrées différentes.



FigIII. 29: Pompes de cylindrées différentes.

- Vitesse de rotation (N) des pompes hydrauliques volumétriques

Le second facteur qui influence le débit d'une pompe hydraulique est la vitesse de rotation (symbole de grandeur : N) de celle-ci.

Une pompe hydraulique est toujours accouplée à un moteur par l'intermédiaire de son arbre d'accouplement.

- Le choix de la pompe hydraulique sera conforme aux paramètres calculés du vérin soit le débit d'huile et la vitesse de notre vérin.

Donc on choisira une pompe ayant une cylindrée pouvant garantir un débit de :

$$Q = 75,36 \text{ L/min} = 75360 \text{ cm}^3/\text{min. si on prend par exemple :}$$

$$Cyl = 50 \text{ cm}^3/\text{tr} ; \text{ et}$$

$$Q = 75360 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

$$N = \frac{Q}{Cyl} ;$$

$$AN : \quad N = 1507,2 \text{ tr/min.}$$

Donc : N : vitesse (théorique) de rotation du moteur choisi = 1507,2 tr/min.

Remarque :

Pour la suite du projet on choisit une vitesse de rotation de 1500tr/min ; 50Hz ; 400 volts.

Nous avons choisi pour notre projet :

Une pompe hydraulique à engrenage de type immergée (**catalogue : composants et pièces détachées hydrauliques et électriques, pour toutes applications : groupe France hydraulique**) afin de réduire le bruit.



Fig III. 30 : Pompe à engrenage corps aluminium groupe3.

E.3/Les CARACTERISTIQUES :

- Haute performance.
- Rendement élevé.
- Fonctionnement silencieux à des pressions de service élevées.
- Fixations et connexions internationales.
- Possibilité de valves intégrées.
- Possibilité de pompe tandem.

E.4/Les caractéristiques techniques :

Code		Cylindrée (cm ³ /tr)	Dimension (mm)			Orifices aspiration			Orifices refoulement			Vitesse de rotation		Pression max. (bar)
rotation droite	rotation gauche		A	B	C	d	D	G	d	D	G	min. (tr/m)	max. (tr/m)	
HD333 9111 503		14,0	62,1	68,3	122,8	27	51	M10	19	40	M8	500	3400	250
HD333 9111 505		16,0	63,2	70,3	124,8	27	51	M10	19	40	M8	500	3400	250
HD333 9111 285	HD333 9112 212	19,0	64,7	73,3	127,8	27	51	M10	19	40	M8	500	3300	250
HD333 9111 119	HD333 9112 213	23,0	66,7	77,4	131,9	27	51	M10	19	40	M8	500	3300	250
HD333 9111 047	HD333 9112 068	25,0	67,7	79,4	133,9	27	51	M10	19	40	M8	500	3100	250
HD333 9111 287	HD333 9112 214	28,0	69,2	82,4	136,9	27	51	M10	19	40	M8	500	3100	250
HD333 9111 014	HD333 9112 035	33,0	71,7	87,5	142,0	27	51	M10	19	40	M8	500	2600	250
HD333 9111 015	HD333 9112 036	38,0	74,3	92,5	147,0	27	51	M10	19	40	M8	500	2300	250
HD333 9111 046	HD333 9112 040	44,0	77,3	98,6	153,1	27	51	M10	19	40	M8	500	2000	220
HD333 9111 242	HD333 9112 215	52,0	81,3	106,7	161,2	27	51	M10	19	40	M8	500	1700	200

Tab III. 7 : dimensionnement de la pompe hydraulique.

Selon le tableau (tab) de dimensionnement on choisit :

C : Cylindrée = 52 cm³/tr ;

N : vitesse de rotation =1500 tr/min.

Le débit Q correspond à la cylindrée par la vitesse de rotation.

Q_{th} = Cyl. N Avec :

Q_{th} : débit, en litres /minute (l/min) ;

Cyl : Cylindrée, en litres (l/tr) ou en cm³/tr ;

N: vitesse de rotation, en tours /minute (tr/min).

$$\text{AN: } Q_{th} = 52(\text{cm}^3/\text{tr}) * 1500(\text{tr}/\text{min}) ;$$

$$Q_{th} = 78000 \text{ cm}^3/\text{min}.$$

$$Q_{th} = 78 \text{ L}/\text{min}.$$

Le débit d'huile de la pompe choisi sera : 78 L/min.

- **Rendements :**

- La puissance hydraulique à la sortie d'une pompe, traitant le débit volumique Q est :

$$\text{PH} = \Delta P \cdot Q$$

Avec :

Q : débit, en L/s.

P = P' - P : La différence de pression entre
L'entrée et la sortie de la pompe et P et P' en Pascal (MPa).

Les données connus ;:

$$1 \text{ bars} = 0,1 \text{ MPa}$$

$$\Delta P = (207 - 180) * 0,1 = 2,7 \text{ MPa} ;$$

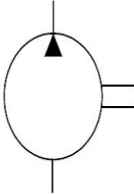
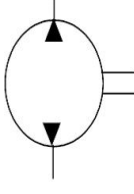
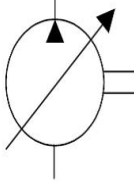
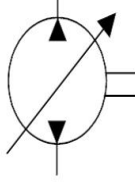
$$\text{Donc : } \text{PH} = 2,7 * 1,3 ;$$

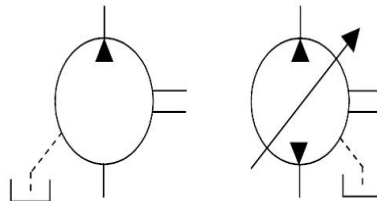
$$\text{PH} = 3,51 \text{ Kw}.$$

- **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. En d'autres termes, on fixe la valeur de la vitesse nominale de telle sorte que tout risque de cavitation soit écarté.

• Symboles des pompes :

Pompes à débit constant		Pompes à débit variable	
à un sens de flux	à deux sens de flux	à un sens de flux	à deux sens de flux
			



Le trait interrompu court représente le drain (drainage externe). C'est une canalisation qui récupère le débit de fuite, inévitable à cause des jeux fonctionnels, et qui l'envoie au réservoir.

La pompe est généralement entraînée par un moteur électrique.

Sur toute machinerie mobile qui possède un système hydraulique, la pompe est accouplée au moteur de la machine. Afin de faciliter la compréhension du schéma hydraulique, on distingue le symbole du moteur à combustion interne de celui du moteur électrique.

F/Moteur électrique :

Les moteurs électriques sont de nos jours, à l'exception des dispositifs d'éclairage, les récepteurs les plus nombreux dans les industries et les installations tertiaires. Leur fonction, de convertir l'énergie électrique en énergie mécanique, leur donne une importance économique toute particulière qui fait qu'aucun concepteur d'installation ou de machine, aucun installateur et aucun exploitant ne peut les ignorer.

F.1 Les principaux composants :

Il est constitué d'une partie fixe, que l'on appelle le **stator**. Il est également équipé d'une partie mobile : c'est le **rotor**.

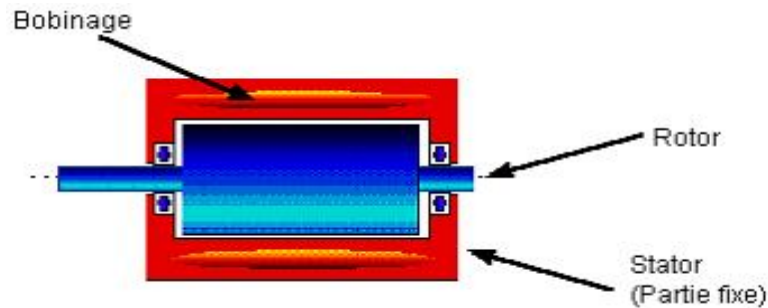


Fig III. 32: moteur électrique.

Le stator est constitué d'une partie magnétique sur laquelle sont placées trois bobines de fil de cuivre, géométriquement décalées de 120° et parcourues par des courants alternatifs présentant le même déphasage électrique. Le stator produit donc un champ tournant créé par les bobines, à mesure qu'elles sont parcourues par le courant, l'une après l'autre.

Le rotor, quant à lui, est constitué par un cylindre en aluminium. Sous l'effet du champ tournant, il est à son tour induit par des courants. L'interaction de ces courants et du champ électromagnétique crée un couple moteur mettant en rotation le rotor. Il est aussi constitué de bobinages, mais ils sont en court-circuit (rotor à cage d'écureuil).

➤ **Parmi tous les types de moteurs existants :**

• **Moteur synchrone :**

Pour les moteurs synchrones, la vitesse du rotor est égale à celle du champ tournant, créé par le réseau.

Le rotor est constitué d'aimants permanents ou d'électro-aimants.

La machine à un bon rendement et un facteur de puissance réglable en fonction des courants d'excitation (alimentant les électro-aimants).

Par contre, ce type de moteur ne permet pas un démarrage en direct sur le réseau. Si on lui demande trop de couple, le moteur décrochera.

- **Moteur asynchrone :**

Pour les moteurs asynchrones, la vitesse du rotor est inférieure à celle du champ tournant.

Plus la charge augmente, et plus le glissement n'augmente, ce qui a pour effet de faire diminuer la vitesse de rotation.

Le moteur nécessitera peu d'entretien et pourra démarrer directement sur le réseau (grand couple de démarrage).

Par contre, le facteur de puissance à vide est relativement faible et il faudra gérer la pointe de courant au démarrage sur les moteurs ayant une grosse inertie (moyenne et grosse puissance).

- Parmi tous les types de moteurs existants, les moteurs asynchrones triphasés notamment les moteurs à cage sont les plus utilisés dans l'industrie et au-delà d'une certaine puissance dans les applications du bâtiment tertiaire. De plus, bien que leur commande par des équipements à contacteurs soit parfaitement adaptée pour un grand nombre d'applications, l'emploi de matériels électroniques en constante progression élargit leur champ d'application. C'est le cas pour contrôler le démarrage et l'arrêt avec les démarreurs-ralentisseurs progressifs, comme lorsqu'un réglage précis de la vitesse est également nécessaire avec les variateurs-régulateurs de vitesse.

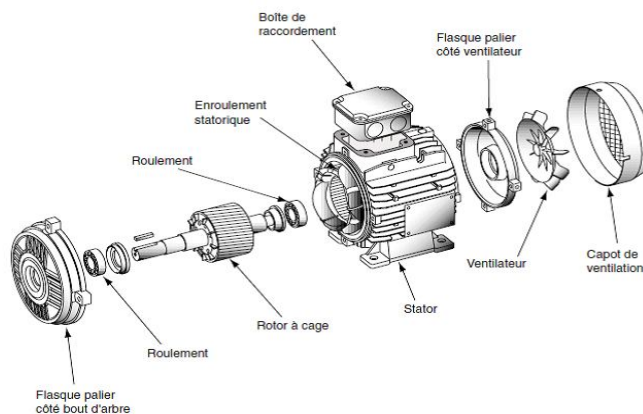
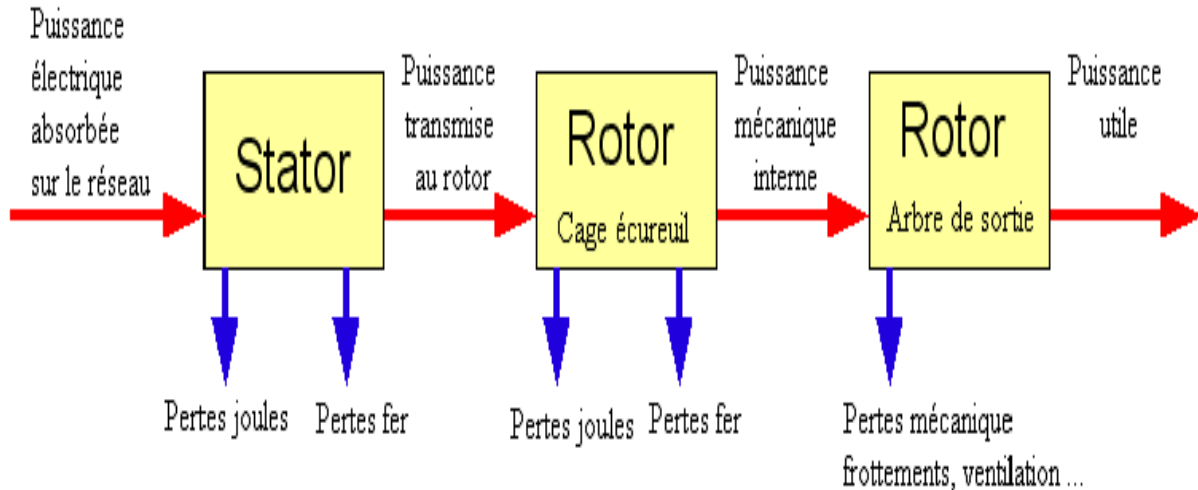


Fig.III. 33 : Eclaté d'un moteur à rotor à cage.

F.1.2/ Bilan de puissance :



Le choix du moteur électrique, sera conforme aux paramètres calculés de la pompe hydraulique ayant une cylindrée pouvant garantir un débit de :

$Q^* = 78 \text{ L/min} = 78000 \text{ cm}^3/\text{min}$.

$C : \text{Cylindrée} = 52 \text{ cm}^3/\text{tr}$;

$N : \text{vitesse de rotation du moteur choisi} = 1500 \text{ tr/min}$.

Puissance P_h : puissance théorique de l'unité hydraulique = 3,51 KW.

La puissance du moteur électrique à installer devra être égale à la puissance nécessaire pour déplacer le vérin + 20 % afin de tenir compte du rendement globale de la transmission.

Puissance moteur = puissance hydraulique + 20 %
--

Puissance hydraulique (de la pompe) = 3,51 KW

Puissance moteur = 3,51 + 0,2 ;

Puissance moteur = 3,71 KW.

Pour notre projet:

On choisit un moteur asynchrone triphasé classe d'efficacité conforme aux **IEC 60034-30**



Fig III. 34 : moteur CEMER de disposition vertical S1-IPP55-IM V1.

J/CARACTÉRISTIQUES PRINCIPALES :

Les moteurs **CEMER** asynchrones triphasés et monophasés présentent les caractéristiques suivantes : **design conforme aux IEC 60034, IEC 60038, IEC 60072 ; hauteurs d'axe 56 à 355, puissances de 0,06 à 315 kW pour un service continu (S1) et voltage et fréquence nominaux. Une température ambiante maximum de 40°C et une altitude d'installation maximale de 1000 m. Vitesse à 2, 4, 6 et 8 pôles a 230/400V ou 400/690V 50Hz. Isolement classe F et température de chauffe classe B. Protection IP 55** assurant une étanchéité contre l'entrée de poudre et les jets d'eau dans n'importe quelle direction.

Chaque moteur est identifié grâce à une plaque signalétique ou figurent toutes les données exigées par **la norme IEC 60034-30 :2008**. La plaque est en aluminium ou acier selon la série et est fixée sur la partie latérale ou supérieure de la carcasse du moteur.

				IE2	
IEC/EN 60034-1		Frame: IE2-EGQ 180 M2		3-Mot. 0000000000000	
IM B35 LClas. 155 (F) IP 55 S1 40 °C 203 Kg		Conn.		Delta - Δ	
50 Hz 22 kW 400/600 V D/Y Cosφ 0,90 38,7 / 22,4 A 2940 min ⁻¹		60 Hz 26,4 kW 480 V D/Y Cosφ 0,90 38,7A 3530 min ⁻¹			
IE2-91,3%		IE2-91,3%		Star - Y	
DE Brg. 6311 C3		NDE Brg. 6311 C3			

1. Logo classe d'efficacité (IE1 o IE2).
2. Numéro de série.
3. Type (IE2-EGQ 180M 2) : classe d'efficacité (IE2), série (EGQ), hauteur d'axe (180M) et pôles (2).
4. Tension nominale à 50 Hz.
5. Intensité nominale à 50 Hz.
6. Classe d'efficacité IE et efficacité nominale a 100 % de la Charge à 50 Hz
7. Type de roulements
8. Diagramme de Branchement (pour moteurs à hauteur d'axe ≥ 160)

J.1 /DONNÉES ÉLECTRIQUES :

Vitesse synchrone	1500 tr/min - 4 pôles 400 V, 50 Hz Moteurs asynchrones triphasés à cag
Ventilation extérieure	IC 411, service continu S1.
Classe d'isolation	155 (F), degré de protection IP 55
Moteurs en fonte	série IE2-EG
Moteurs	S1-IP55-IM V1
Moteurs	230 v/400v, 4 KW
Vitesse de rotation	1500 tr/min ;
Références :	CAIS100A4
Composantes	S1-IP55-v1

S1 : Fonctionnement continu à charge constante.

IP55 : type de protection :

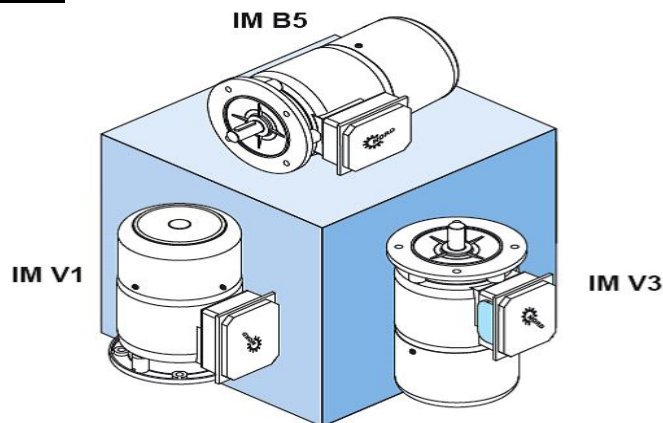
IP : indice de protection

5 : Moteur protégé contre la poussière et contre les contacts accidentels. Résultat de l'essai : aucune introduction de poussière en quantité nocive, aucun contact direct avec les pièces en mouvement à l'intérieur du boîtier.

5 : Moteur protégé contre les projections d'eau dans toutes les directions, provenant d'un tuyau au débit de **12,5 l/min** au-dessous de **0,3 bars** à une distance de **3 m** du moteur.
Résultat de l'essai : aucun effet nocif de l'eau projetée sur le moteur durant le fonctionnement.

❖ **IM V1: disposition vertical du moteur.**

❖ **Standard :**



On choisit un moteur asynchrone triphasé possédant les caractéristiques électriques suivantes.

Vitesse synchrone 1500 tr/min - 4 pôles 400 V, 50 Hz

Moteurs asynchrones triphasés à cage.

Ventilation extérieure IC 411, service continu S1.

Classe d'isolation 155 (F), degré de protection IP 55.

Moteurs en aluminium série IE2-MS

Moteurs en fonte série IE2-EG.

Vitesse synchrone: 1500 tr/min - 4 pôles 400 V, 50 Hz

TYPE	Puissance		N _s	n	Efficacité classe B2 EN 60034-2-1 400 V			I _n /I _e	I _s /I _e	Cosφ	M ₂ /M _e	M ₁ /M _e	J	Niveau sonore	m
	KW	Cv			100%	75%	50%								
IE2-MS 80 2-4	0,75	1	5,02	1420	79,5	79,7	77,5	1,88	5,7	0,73	2,85	2,77	0,0027	58	12,0
IE2-MS 90 S-4	1,1	1,5	7,35	1430	81,5	81,6	79,3	2,67	6	0,73	2,8	2,35	0,0031	61	14,0
IE2-MS 90 L-4	1,5	2	10	1430	82,9	83	80,2	3,57	6,3	0,73	2,9	2,3	0,0040	61	17,8
IE2-MS 100 L1-4	2,2	3	14,5	1450	84,5	84,7	82,2	4,85	6,2	0,78	2,2	2,6	0,0076	64	23,5
IE2-MS 100 L2-4	3	4	19,8	1450	85,5	85,7	82,5	6,40	6,6	0,78	2,5	2,6	0,0082	64	27,4
IE2-MS 112 M-4	4	5,5	26,3	1455	86,7	85,9	82,1	8,58	7,3	0,78	2,5	2,9	0,0123	65	35,7
IE2-MS 132 S-4	5,5	7,5	36,1	1455	88	86,8	84,4	11	7,3	0,82	2,3	2,8	0,0204	72	45,4
IE2-MS 132 M-4	7,5	10	49,3	1455	88,8	89,2	88,2	14,25	7	0,86	2,2	2,4	0,0296	72	58,6
IE2-EG 160 M-4	11	15	72	1460	89,8	89,7	88,2	21	8,9	0,84	2,2	2,3	0,0771	73	123
IE2-EG 160 L-4	15	20	98,1	1460	90,6	90,5	89,1	28,1	8,9	0,85	2,2	2,3	0,1010	73	153
IE2-EG 180 M-4	18,5	25	120	1470	91,2	91,1	89,8	34	7,9	0,86	2,2	2,3	0,1520	76	204
IE2-EG 180 L-4	22	30	143	1470	91,6	91,5	90,3	40,3	7,9	0,86	2,2	2,3	0,1870	76	215
IE2-EG 200 L-4	30	40	195	1470	92,3	92,2	91,1	54,5	7,9	0,86	2,2	2,3	0,2850	76	243
IE2-EG 225 S-4	37	50	240	1475	92,7	92,6	91,5	66,2	7,9	0,87	2,2	2,3	0,4730	78	305
IE2-EG 225 M-4	45	60	292	1470	93,1	93	92	80,1	7,9	0,87	2,2	2,3	0,5540	78	328
IE2-EG 250 M-4	55	75	355	1480	93,5	93,4	92,4	97,5	7,9	0,87	2,2	2,3	0,7510	79	452
IE2-EG 280 S-4	75	100	486	1475	94	93,9	93	132	7,9	0,87	2,2	2,3	1,0200	80	592
IE2-EG 280 M-4	90	125	583	1475	94,2	94,1	93,3	158	7,9	0,87	2,2	2,3	2,3200	80	672
IE2-EG 315 S-4	110	150	707	1485	94,5	94,4	93,6	195	7,6	0,86	2,1	2,2	2,3400	88	980
IE2-EG 315 M-4	132	180	849	1485	94,7	94,6	93,8	233	7,6	0,86	2,1	2,2	2,5800	88	1040
IE2-EG 315 L1-4	160	220	1029	1485	94,9	94,9	94,1	282	7,6	0,86	2,1	2,2	2,9600	88	1180
IE2-EG 315 L2-4	200	270	1286	1485	95,1	95,1	94,3	357	7,6	0,86	2,1	2,2	3,4600	88	1260
IE2-EG 355 M-4	250	340	1608	1485	95,1	95,1	94,3	421	7,6	0,90	2,1	2,2	6,6000	95	1810
IE2-EG 355 L2-4	315	430	2026	1485	95,1	95,1	94,3	537	7,6	0,89	2,1	2,2	7,5500	95	1910

Tab III. 8 : Les caractéristiques techniques du moteur.

J.2 Les caractéristiques du moteur choisi.

Ampère (A)	Puissance KW	Puissance en cv	Vitesse de rotation
8,58	4	5,5	1455 tr/min

H / Distributeur :

Les distributeurs sont des robinets directionnels.

Ils dirigent le fluide hydraulique issu des organes de génération, selon les besoins du circuit. Il peut être bloqué, orienté ou stoppé en fonction de la configuration du tiroir.

H.1/ Les distributeurs à tiroir :

Le tiroir est une pièce de révolution, rectifiée possédant des gorges qui mettent en communication les différents orifices du distributeur.

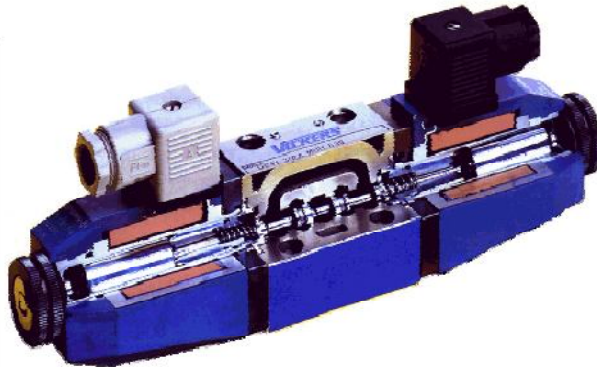


Fig III. 35: distributeur hydraulique

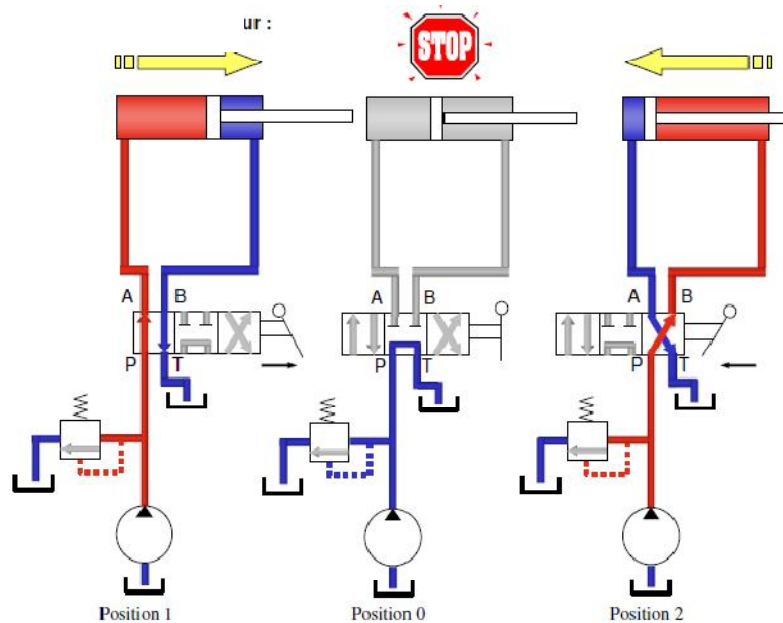
H.2/Fonction générale des distributeurs :

Ces composants sont destinés à :

_ Distribuer le fluide hydraulique sous pression venant de la pompe vers l'utilisation (vérin ou moteur hydraulique).

_ Retourner le fluide vers le tank (réservoir).

H.3/ Exemple de distributeur :



H.3.1/ Etude du fonctionnement du système :

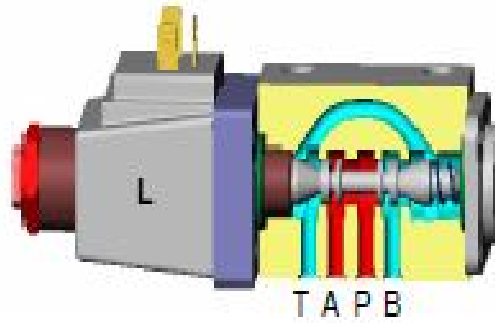
- En **ROUGE** l'huile sous pression.
- En **BLEU** l'huile sans pression (circuit de retour).
- Sens de déplacement du vérin dans chaque position.

Exemples :

Distributeur 4-2 à commande électrique (24V~) rappel par ressort

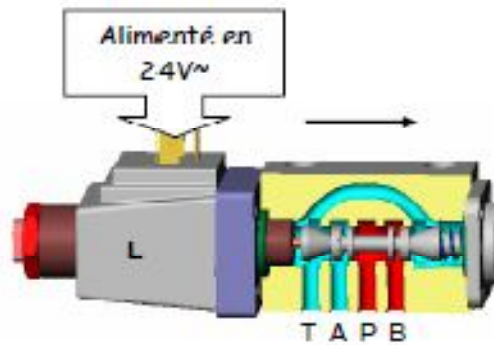
❖ **Au repos :**

- La bobine L n'est pas excitée Le ressort est détendu
- P communique avec A
- B communique avec T

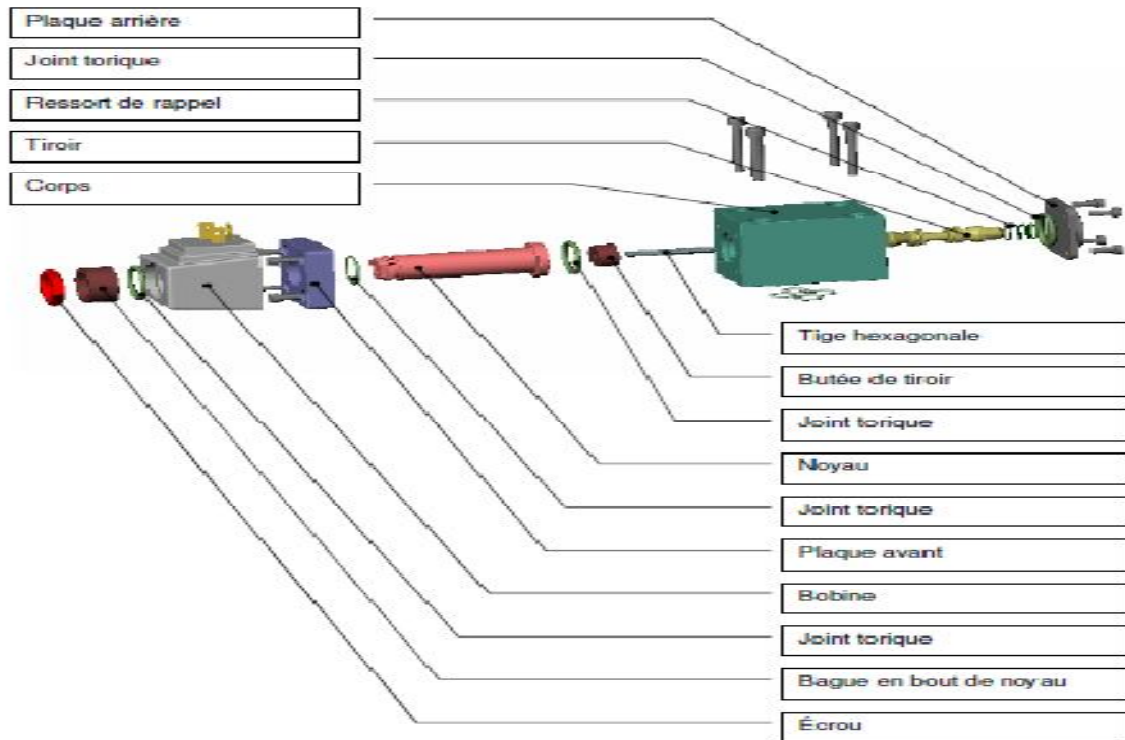


❖ **En action :**

- La bobine L est excitée.
- Le ressort est tendu.
- P communique avec B.
- A communique avec T.



❖ Vue éclatée :



H.3.2 /Les vérins doubles effet :

Doivent être commandés par un distributeur possédant 4 voies, permettant le contrôle du fluide sur chaque orifice du vérin.

❖ Positions :

Correspond au nombre de fonctions que le distributeur peut commander. Un distributeur à 2 positions ne peut commander que les fonctions avance et retour du vérin. Pour pouvoir contrôler également la fonction Maintien, le distributeur doit avoir 3 positions.

❖ Configuration du centre :

La position centrale du distributeur est la position dans laquelle aucun mouvement du composant hydraulique n'est requis, qu'il s'agisse d'un vérin ou d'un outil.

Le centre tandem est le plus courant. Cette configuration permet un faible déplacement du piston ou pas de déplacement du tout. Elle permet également de décharger la pompe, ce qui évite les échauffements d'huile.

Ensuite vient la configuration à **centre fermé**, laquelle est surtout utilisée pour permettre un contrôle indépendant dans des applications multi vérin. Cette configuration permet également un faible déplacement ou pas de déplacement du tout du piston, elle coupe également la pompe du circuit commandé par ce distributeur.

L'utilisation de ce type de distributeur nécessite un dispositif de mise à vide de la pompe afin d'éviter les échauffements de l'huile.

Il existe de nombreux autres types de distributeurs, par exemple à centre ouvert et à centre partiellement ouvert.

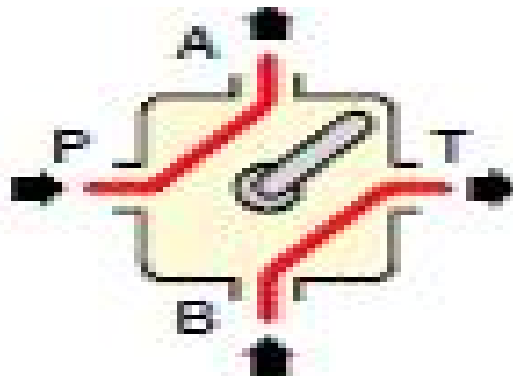
Ces distributeurs sont le plus souvent utilisés dans des circuits hydrauliques complexes et demandent une attention particulière.

❖ **Vérin double effet :**

Contrôlé par un distributeur à 4 voies, 3 positions :

✓ **Avance :**

L'huile sous pression, venant de la pompe, entre par l'orifice P et va vers le vérin par l'orifice A. L'huile venant du vérin par l'orifice B retourne au réservoir.

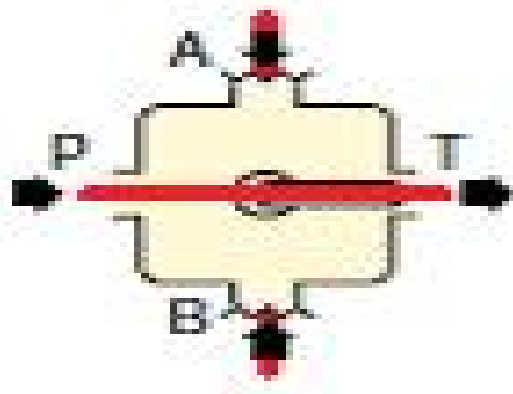


✓ **Maintien :**

L'huile circule de l'orifice P, pression de la pompe, vers l'orifice T retour au réservoir.

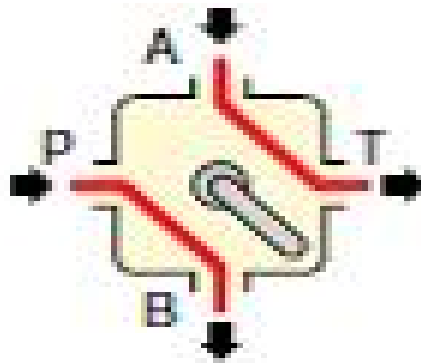
Les orifices A et B sont fermés :

Le piston du vérin maintient sa position.



✓ **Retour :**

L'huile venant de la pompe par l'orifice P va vers le vérin par l'orifice B. L'huile venant du vérin par l'orifice A retourne au réservoir par l'orifice T : le piston du vérin rentre.



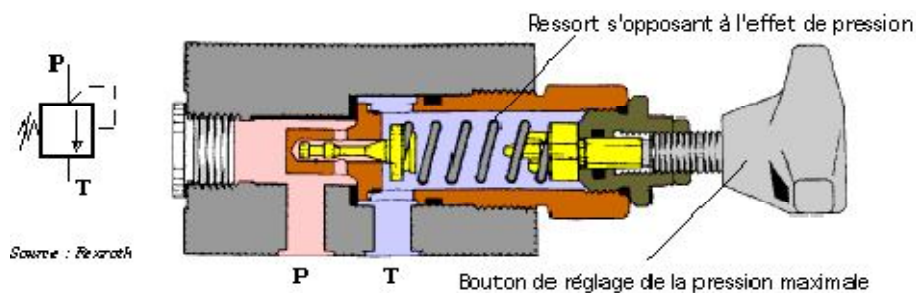
H.3.3/Limiteur de pression :

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

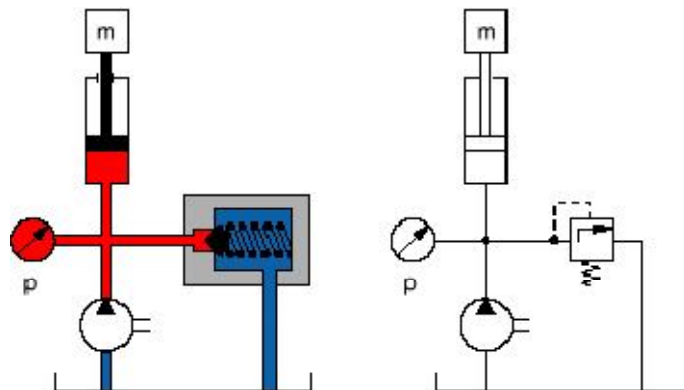
Fonctions auxiliaires: assurer la division de débit lors de contrôle du débit ou créer une perte charge pour freinage.

L'appareil est installé en dérivation entre la ligne de circuit et la basse pression.

De par sa conception, cet appareil provoque une perte de charge qui est fonction du débit à évacuer (voir courbe de réponse ci-après).



Dans un circuit hydraulique, un limiteur de pression sert à limiter la pression à une valeur fixée préalablement. Quand cette valeur est atteinte, le limiteur de pression s'active et retourne le fluide en trop vers le réservoir.



I / Filtres :

La qualité d'une installation hydraulique dépend de celle du filtre qui y inséré. Pour assurer le fonctionnement sécuritaire d'une installation hydraulique de haute sensibilité, il faut que l'huile soit exempte d'impuretés (particule de l'usure, etc.). Les souillures doivent donc être enlevées de l'huile, cela se fait en la faisant passer à travers un filtre. Les filtres pour installations hydrauliques sont gradués selon la grosseur des particules qu'ils sont capables de retenir. Par exemple, un filtre de 10 μm (micromètres) est un filtre pouvant retenir des particules supérieures à 10 μm .

Avant la mise en route d'une installation hydraulique, on procède à un lavage de la tuyauterie moyennant des filtres bon marché. Le choix et l'emplacement des filtres dépendent notamment de la sensibilité des composants hydrauliques mis en oeuvre.

I.1 / Porosité du filter:

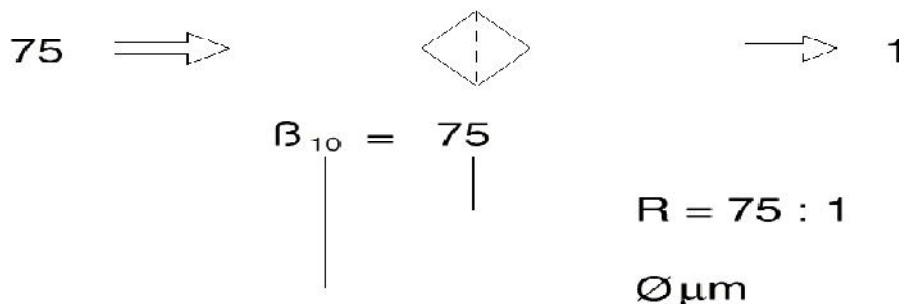
Les filtres pour installations hydrauliques sont gradués selon la grosseur des particules qu'ils sont capables de retenir. Par exemple, un filtre de 10 μm (micromètres) est un filtre pouvant retenir des particules supérieures à 10 μm .

Il y a différents paramètres pour indiquer la finesse du filtre

- ❖ **Le seuil absolu de filtration** : est la dimension maximale de la plus grosse particule sphérique qui peut passer à travers des pores du filtre.
- ❖ **Le seuil nominal de filtration** : est défini par une dimension de particules retenues après plusieurs passages.
- ❖ **La porosité moyenne** : est la mesure pour la grandeur moyenne des pores d'un élément filtrant.
- ❖ **La valeur β** : donne le rapport entre le nombre de particules d'une certaine dimension en amont du filtre et celui en aval.

Exemple :

$\beta_{50} = 10$ signifie que le fluide en amont contient 10 fois plus de particules de 50 μm qu'en aval.



I.2 /Sélection d'un filtre :

Le choix du filtre et de ses dimensions dépend des conditions techniques suivantes :

- Du type d'installation.
- De la pression de l'installation.
- Du débit d'huile au passage par l'installation.

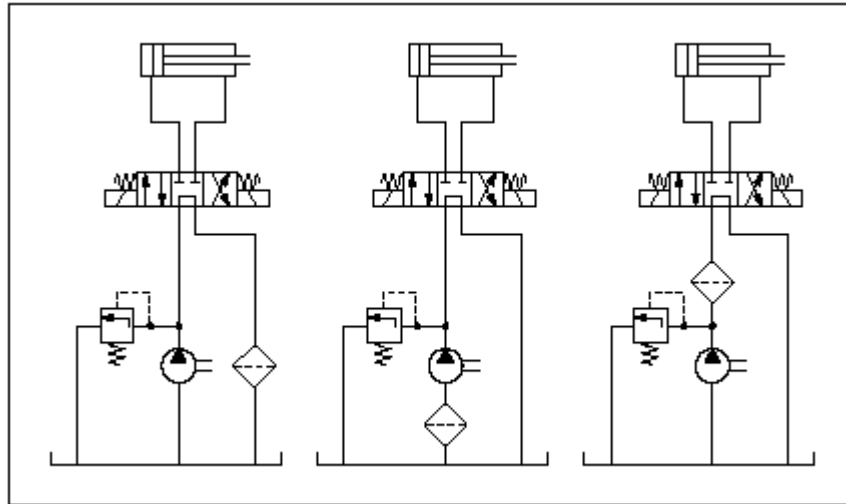
Catégorie de filtration				à atteindre avec le filtre		Système hydraulique
NAS	ISO	$\beta_{0.1} = 75$	Matière	Montage		
6	15/12	3	anorganique p.à fibres de verre	Filtre à pression		
7	16/13	5		Filtre d'orifice de retour ou filtre à pression		
8	17/14	10		Filtre d'orifice de retour ou filtre à pression		
9	18/15	20	organique; p.e. papier	Filtre d'orifice de retour ou filtre à pression	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;"> pour $p > 160$ bar pour $p < 160$ bar </div>	
10	19/16	25		Filtre d'orifice de retour ou filtre à pression		
11	20/17	25 ... 40		Filtre d'orifice de retour ou filtre à pression		
12	21/18			Filtrage de retour, d'aspiration ou partiel		

I.3 /Sortes de filtres :

- ✚ **Filtre de compensation d'air :** Lorsque le niveau de fluide varie dans le réservoir à la suite d'une fluctuation (besoin inégal) dans le circuit, le filtre d'air assure la compensation d'air entre le réservoir et l'environnement. On dit alors que le réservoir respire.
- ✚ **Filtre d'aspiration :** Le montage du filtre se fait dans la canalisation d'aspiration pour protéger la pompe des dommages causés par des corps étrangers.
- ✚ **Avantages :** tout le circuit est protégé, pompe comprise.
- ✚ **Inconvénients :** la perte de charge provoquée par le filtre devant être faible (pour éviter une cavitation de la pompe), la maille de celui-ci ne peut être très fine.
- ✚ **Filtre de pression :** Le filtre de pression est monté, comme son nom l'indique, dans le débit du fluide. On pose le filtre, le plus souvent directement avant l'appareil de pilotage ou avant l'appareil de régulation.
- ✚ **Avantages :** la perte de charge étant indifférente, la maille du filtre peut être très fine. Tout le circuit est protégé.
- ✚ **Inconvénients :** la pompe n'est pas protégée, ce qui impose une bêche confinée (c'est le cas généralement). Les parois des filtres doivent supporter la pression du circuit, ce qui donne des filtres volumineux, lourds et chers. Ils doivent être protégés contre le colmatage.
- ✚ **Filtre de retour :** Le filtre de retour est composé de différentes rondelles de filtration, empilées les unes sur les autres et maintenues en place par des boulons de fixation. Les rondelles sont munies des deux côtés de grandes gorges tracées en biais,

correspondant au degré de filtration. Les gorges de deux rondelles voisines sont tracées en croix pour maintenir la grandeur des gorges et un labyrinthe de fentes de filtration, lors du serrage des rondelles de filtration.

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



I.4 /Sécurité des filtres:

Il s'agit essentiellement d'une protection contre le colmatage. A force d'arrêter des particules, le filtre finit par se boucher (se colmater) et il est nécessaire de le remplacer. Si ce remplacement n'est accidentellement pas fait, les parois du filtre colmaté vont se déchirer sous l'effet de la perte de charge ainsi occasionnée et toutes les particules accumulées vont se déverser d'un coup dans le circuit; on imagine aisément la catastrophe que cela représente !

Les protections courantes sont:

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



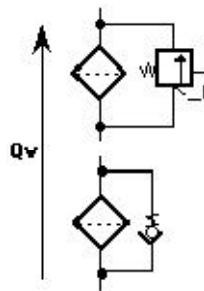
Filtre avec indicateur de colmatage à contact

Filtre avec indicateur de colmatage à voyant

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

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

La plupart des filtres sont équipés de ce dispositif.



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

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

I.5/Efficacité des filtres:

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

I.5.1 Efficacité absolue:

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

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

I.5.2/Efficacité relative:

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

I.5.3/Manomètre :

Le manomètre est un appareil servant à mesurer la pression du fluide à l'intérieur du circuit hydraulique.

Pour notre projet on utilise :

a. Manomètre à tube de bourdon:

Les manomètres les plus courants sont basés sur le principe du tube de Bourdon qui utilise la tendance à se redresser que possède un tube aplati et cintré lorsqu'il est soumis à une pression intérieure.

Lorsqu'une pression est introduite dans le tube, la pression est la même partout. Compte tenu de la différence de surface entre le rayon extérieur et intérieur du tube cintré, la force qui s'exerce sur la face extérieure est plus grande et redresse le tube.

Ce mouvement est transmis sur l'aiguille par des leviers, un secteur denté et un pignon.
L'échelle graduée indique la pression.

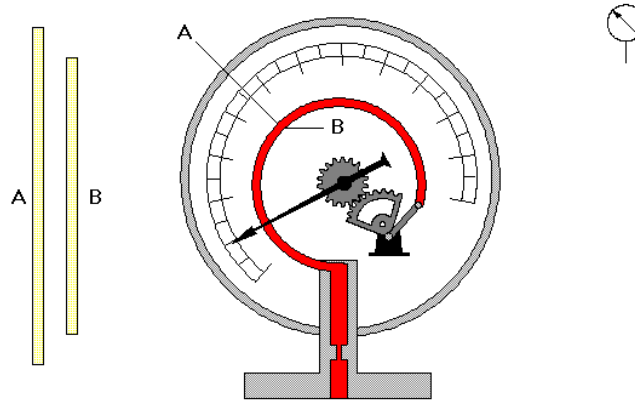


Fig III. 35 : Manomètre.

G /THERMOMETRE :

En classe, nous avons étudié les thermomètres et la température.
Nous avons appris que pour mesurer la **température** de quelque chose, on utilisait un Appareil de mesure qui s'appelle un **thermomètre**.

Nous avons observé plusieurs sortes de thermomètres :

- les thermomètres électroniques (on lit la température sur un affichage digital) ;
- les thermomètres à mercure (on lit la température sur une graduation) ;
- les thermomètres à alcool (on lit aussi la température sur une graduation) ;
- les thermomètres médicaux (pour prendre la fièvre : les graduations vont de 34°C à 43°C).

Les thermomètres sont constitués des parties suivantes :

- **Un réservoir** contenant un liquide (ou une sonde pour les thermomètres Électroniques) ;
- **Un tube fin** où le liquide monte et descend (sauf pour les thermomètres Électroniques) ;
- **Le liquide** coloré pour qu'on puisse le voir (sauf pour les thermomètres Électroniques) ;
- **Des graduations** (sauf pour les thermomètres électroniques).

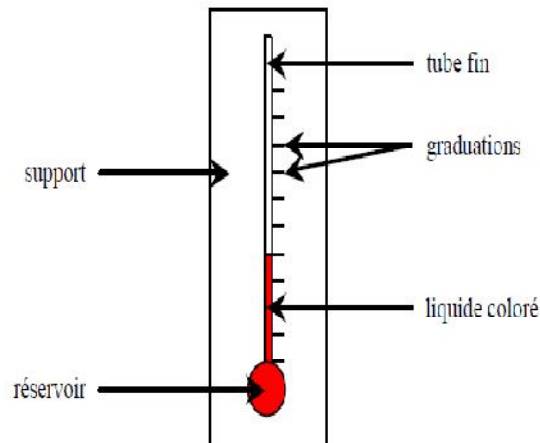


Fig III. 35 : manomètre.

Pour mesurer une température on a très tôt fait appel à la dilatation des liquides quand leur température augmente ; les particules s'agitent davantage et occupent un espace plus grand, le volume augmente, le liquide se dilate. Si l'on enferme une certaine quantité de liquide dans un réservoir surmonté d'une colonne capillaire que l'on a préalablement vidé au maximum d'air, on obtient un thermomètre fonctionnant par dilatation ; plus le réservoir est grand et le capillaire fin, plus le thermomètre est sensible ; pour avoir un thermomètre précis il faut que le capillaire soit calibré c'est-à-dire que son diamètre intérieur soit parfaitement constant. Deux liquides ont surtout été utilisés pour réaliser les thermomètres par dilatation, le mercure, qui est actuellement interdit car ses vapeurs que l'on pourrait respirer en cas de rupture du réservoir sont toxiques, et l'alcool. Avec le mercure les températures explorées peuvent aller de -39°C à $+357^{\circ}\text{C}$ tandis qu'avec l'alcool la plage s'étend de -70°C à $+75^{\circ}\text{C}$.



Fig III. 37 : Thermomètre.

III. 9 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE NOTRE MACHINE DE COMPACTAGE :

La centrale hydraulique actionne un vérin à double effet qui commande la mise en mouvement du piston. Elle est commandée par le coffret électrique équipé d'un PLC pour la commande du système de compression des copeaux..

Elle comprend :

Un réservoir d'huile, dont la capacité est en fonction de l'option. Le réservoir comporte un niveau visuel et deux bouchons pour le remplissage et la vidange d'huile.

Un moteur qui entraîne par l'intermédiaire d'un accouplement une pompe hydraulique à engrenage.

Une pompe hydraulique de type immergée afin de réduire le bruit, équipée d'une crépine
Un bloc électro-distributeur constitué de deux électrovannes de type à centre ouvert ne conservant pas le circuit hydraulique sous pression

Une électrovanne de sécurité située sur le côté du bloc support de pompe et dont la Pression est réglées bar au-dessus de la pression de commutation directionnelle.

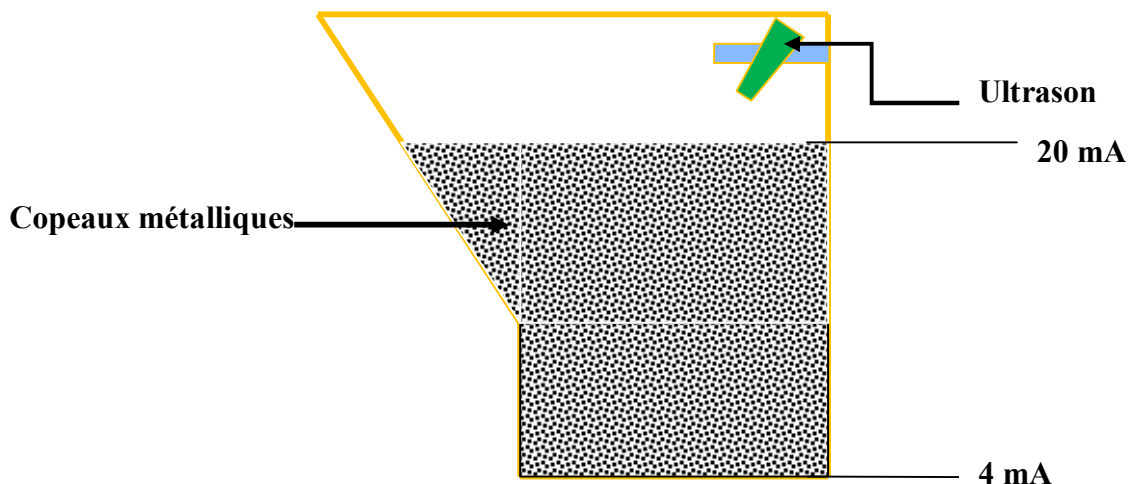
Un manomètre équipé d'un robinet d'isolement, qui permet le contrôle de la pression.

Une embase équipée de deux raccords hydrauliques de type (selon diamètre) pour les raccordements des durites souples

III. 9.1 Fonctionnement du système par capteur ultrason et par l'automate :

En commutation du mode Auto (**Programme Automate PL7**), on actionne le bouton marche, le moteur tourne, fermeture d'un contacte auxiliaire du contacteur principale qui assure l'ordre de démarrage du programme de l'automate.

les contacts auxiliaire du capteur ultrason actionne le fonctionnement du système entre **4 et 20 mA**. (réglage de réception du volume à compacter dans la trémie).
si le volume n'est pas satisfait. le système ne fonctionne pas.



III. 9.2 Coffret électrique

Le coffret électrique renferme les circuits d'alimentation et de commande de l'installation. Il Regroupe sur sa face avant les voyants de signalisation et le bouton d'arrêt d'urgence.

Options Différents accessoires peuvent équiper la presse.

Capteur à ultrason placé à l'intérieur de la trémie d'alimentation pour détecter la présence de déchets. Système d'ensachage sous film plastique placé à la sortie.

A l'intérieur du coffret électrique un disjoncteur de protection et contacteur avec relais thermique et des fusibles de protection de la commande et un PLC qui contient le programme de sortie et d'entrée du vérin et des relais miniature qui protège les sortie de l'automate.

Alors le coffret électrique assure les alimentations électriques et les commandes. Il reçoit sur sa face avant les dispositifs d'alerte constitués par des voyants lumineux avec indication d'un état ou d'un défaut particulier : Voyant blanc : mise sous tension Voyant vert : marche moteur Voyant rouge : défaut moteur (disjonction moteur) Voyant orange défaut cycle de (bourrage)

Un bouton coup de poing ARRET D'URGENCE. Son action entraîne l'arrêt de la presse par Coupure de l'alimentation électrique. Il faut le réarmer pour réinitialiser le fonctionnement Automatique de la presse par l'intermédiaire d'un bouton-poussoir placé sur le coffret.

Un commutateur AUTO – ARRET – MAIN (manuel) sur la position AUTO la presse fonctionne automatiquement par commande d'une PLC, et par un signal de la sonde à ultrason placée dans la trémie d'alimentation et deux détecteurs de proximité placé au début et fin de la course du vérin.

sur la position ARRET, arrêt de fonctionnement de l'ensemble de l'installation par coupure du circuit de commande. Sur la position MAIN la presse fonctionne manuellement. Cette position est utilisée pour les réglages et le dépannage. La modification du mode de marche AUTO ou MAIN impose de passer par la position ARRÊT. Le mode MAIN intervient après dysfonctionnement entraîne automatiquement un mouvement de recul du piston avant de lancer un nouveau cycle. Le capteur ultrason électronique avec ces contacts de sortie

Commandé par le réglage des niveaux de commande qui favorisent le PLC de donner l'ordre de démarrage du programme pour compression.

III.9.3/FONCTIONNEMENT DU SYSTEME PAR CAPTEUR ULTRASON ET PLC

Quand le conducteur commute le mode AUT il va appuie sur le bouton marche le moteur électrique tourne un contact de son contacteur de démarrages assure l'ordre de démarrages du programme du PLC les contacts de sortie du capteur ultrason actionnent aussi selon le réglage des niveaux entre 4mA et 20mA de fonctionnement ou disfonctionnement du système avec un réglage d'une quantité de la masse à presser a une et demi de la quantité et aussi assure le démarrage du programme du PLC si la quantité est suffisante moins de la seuil ne fonctionne pas.

III. 9.3/CYCLE DU PROGRAMME :

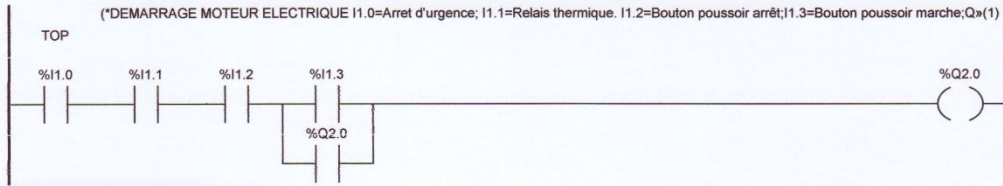
Quand le contacteur de démarrages hydraulique actionne donne un contacte au programme un temporisateur de 2.8s pour sortie de vérin et autre de même temps pour la sortie de vérin entre aller et retour un temps de 100 ms après retour du vérin a l'état initiale un temporisateur

assure un repos de 1.63s pour le cycle qui suit le programme assure au fur et a mesure le fonctionnement avec même principe jusqu'à l'arrêt du moteur électrique ou bourrage.

L'arrêt volontaire sans discussion si le contraire ou le relais thermique coupe le réarmement assure le démarrage du moteur électrique.

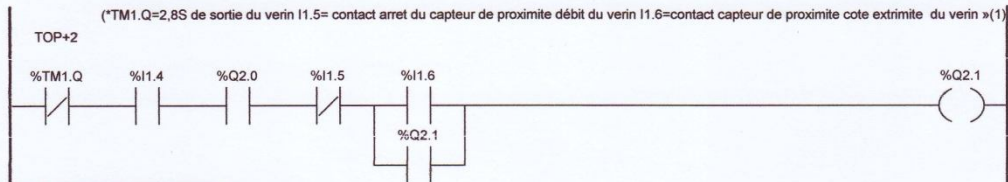
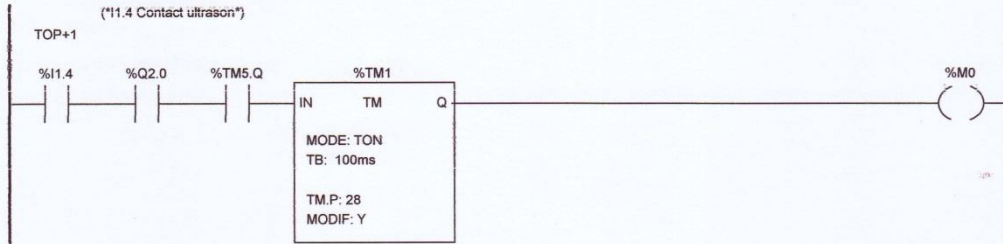
S'il y aura un bourrage soit en aller ou retour du vérin un témoin orange reste allumé pendant plus de 2.8s qui veut dire intervention ave le mode MAIN.

III. 9.4 PROGRAMMATION



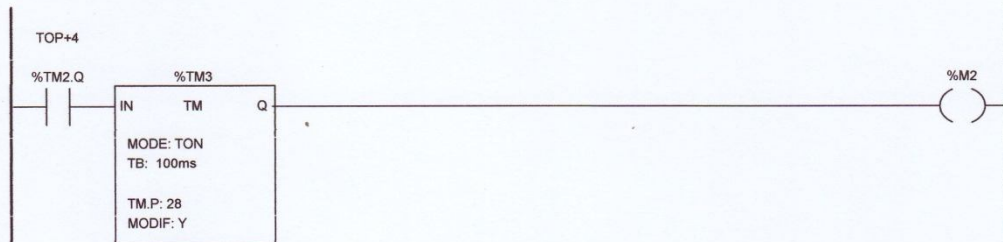
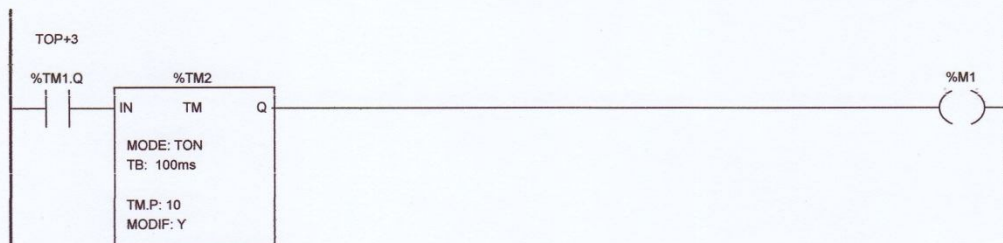
Liste des renvois du commentaire :

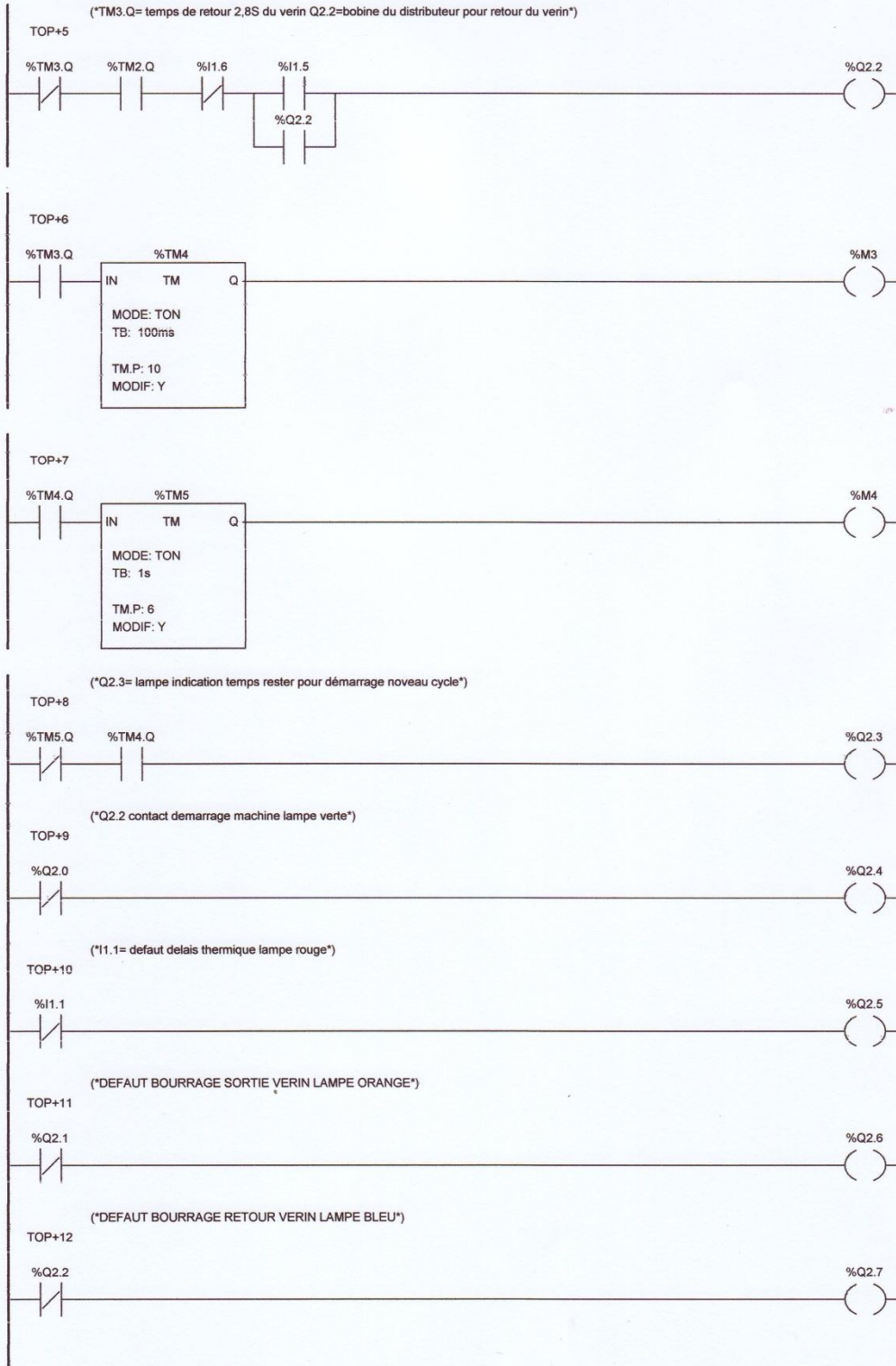
(1);(*DEMARRAGE MOTEUR ELECTRIQUE I1.0=Arrêt d'urgence; i1.1=Relais thermique. I1.2=Bouton poussoir arrêt;I1.3=Bouton poussoir marche;Q2.0= contacteur démarrage moteur *)



Liste des renvois du commentaire :

(1);(*TM1.Q=2,8S de sortie du verin I1.5= contact arrêt du capteur de proximite débit du verin I1.6=contact capteur de proximite cote extrimite du verin Q2.1 Bobine du distributeur sortie du verin*)





CONCLUSION

J'ai eu la précieuse chance de réaliser mon mémoire de fin d'étude au niveau de l'entreprise « Maintenance des équipements industriels » de M'sila. Ce séjour m'a permis de découvrir l'entreprise et ses métiers, les différentes fonctions comme le bureau d'études, les ateliers de fabrication, le contrôle qualité, l'expédition des produits finis ainsi que le service après-vente.

J'ai apprécié la compétence et les qualités humaines du personnel de cette entreprise. Ceci a été pour moi la motivation déterminante dans l'élaboration de mon travail.

Le domaine de la conception mécanique est vaste, complexe, et demande surtout beaucoup d'expériences

Pour cela je ne dirai jamais que mon travail est exempt de critiques ou d'améliorations. Il n'est pas la perfection mais il est l'approche cohérente avec des idées intéressantes pour l'entreprise et pourquoi pas pour les futurs étudiants.

BIBLIOGRAPHIES

Bibliographies :

- [1]- R-Hill, analyse des contraintes élasto-plastiques dans un cylindre sous pression l'effet de la pression interne, science technologie B- N25, juin 2007,65-70, New York, reçu le 03/09/2006- accepté le 19/05/2007.
- [2]- Henri-Yell, ing, Marie Bernard, ing et Daniel Therriault, ing, Résistance des Matériaux, Ecole Poly Technique Montréal, MEC2405.
- [3]- Henri-Yell, ing, Marie Bernard, ing et Daniel Thériault, ing , Résistance des Matériaux, École Poly Technique Montréal, MEC2405.
- [4]- Henri-Yell, ing, Marie Bernard, ing et Daniel Thériault, ing, Résistance des Matériaux, École Poly Technique Montréal, MEC2405.
- [5]- Henri-Yell, ing, Marie Bernard, ing et Daniel Thériault, ing, Résistance des Matériaux, École Poly Technique Montréal, MEC2405.
- [6]- Codeti2001 Division1-C2/3, Dimensionnement des composants soumis a une pression intérieure.
- [7]- Euro Press Pack, composition d'un Système hydraulique, EN ISO 9001 :2000, validité 2001.
- [8]- Sami bellalah, Etude et dimensionnement d'une installation hydraulique Industriels, Iset Nabeul.
- [9] lien internet : [file:/// D/ hydraulique industrielle/acceuil.htm](file:///D:/hydraulique%20industrielle/acceuil.htm) 20/02/2009.
- [10]- Sami bellalah, Etude et dimensionnement d'une installation hydraulique Industriels, Iset Nabeul.