

Réalisation d'une machine qui sert à empaqueter les plaques chocolatées dans des boîtes en carton

Bilal Alaa Eddine

▶ **To cite this version:**

Bilal Alaa Eddine. Réalisation d'une machine qui sert à empaqueter les plaques chocolatées dans des boîtes en carton. Mécanique des structures [physics.class-ph]. 2011. dumas-01003731

HAL Id: dumas-01003731

https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-01003731

Submitted on 10 Jun 2014

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Institut des Sciences Appliquées et Économiques

ISAE – Cnam Liban

Centre du Liban associé au
Conservatoire national des arts et métiers – Paris

Projet final

Du diplôme d'ingénieur C.N.A.M
En

Spécialisation Mécanique des structures et des systèmes

RÉALISATION D'UNE MACHINE QUI SERT A EMPAQUETER LES PLAQUES CHOCOLATES DANS DES BOITES EN CARTON

Présenté par

Bilal ALAA EDDINE

Tuteur: Dr. Mohammad ABDEL WAHAB

Remerciements

Je remercie tous ceux qui m'ont soutenu dans mon projet et qui m'ont assure les références et spécialement Dr. Tony Jabbour et Dr. Abed Al Wahab et tous ceux qui m'ont facilité la recherche des informations techniques et l'utilisation des logiciels.

Enfin mes remerciements à mes parents qui ont peinent pour que je poursuive mes études.

Sommaire

Introduction générale 8
Chapitre I Description générale du fonctionnement de la machine 10
1. Prescriptions géométriques 10
2. Plan du système 12
Chapitre II Etude du système de convoyage 13
1. Détermination des caractéristiques du convoyeur 13
1.1 Calcul de la vitesse de convoyeur 13
2. Calcul de la puissance du moteur d'entrainement du convoyeur 17
2.1 Structure du moteur 17
2.2 Calcul du moteur 17
3. Calcul de transmission par chaîne du convoyeur: 24
3.1 Introduction 24
3.2 Choix de type de chaîne 24
3.3 Caractéristiques géométriques 26
3.4 Efforts appliqués 27
3.5 Condition de résistance à la pression spécifique 27
3.6 Condition de résonance 28
4. Dimensionnement de l'axe 29
4.1 Introduction 29
4.2 Calcul du diamètre pour l'arbre de chaîne du convoyeur 29
5. Calcul de clavette de l'arbre de la chaîne du convoyeur 31
5.1 Fonctionnement 32
5.2 Mode d'action 32
5.3 Dimensionnement de la clavette 32
5.4 Etude de la clavette de la roue montée sur l'axe du moteur 33
6. Choix des roulements du système de convoyage 34
6.1 Choix de roulement 34
Chapitre III Etude de système poussoir (PUSHER) 37
1. Choix de système du poussoir 37
1.1 Introduction 37
1.2 Lubrification 38
1.3 Choix de system de poussoir 39

2. Calcul de la transmission par chaîne du poussoir (Pusher)…… 41
2.1 Choix du type de la chaîne ……..40
2.2 Caractéristiques géométriques 42
2.3 Efforts appliqués..... 43
2.4 Condition de résistance à la pression spécifique 44
2.5 Condition de résonance 44
3. Calcul du diamètre de l'arbre de la chaîne du convoyeur:……..... 45
4. Dimensionnement de la clavette 47
5. Choix des roulements du système (PUSHER) …… 48
Chapitre IV Etude pneumatique 55
1. Choix des éléments du système pneumatique…… 55
1.1 Introduction 55
1.2 Eléments de l'installation pneumatique et leurs rôles 56
1.3 Les actionneurs pneumatiques 60
1.4 Choix des éléments pneumatiques ……..76
Chapitre V Structure d'un système automatise..... 81
1. Les capteurs:……..... 82
a. Choix de capteurs 83
b. Définitions 79
c. Règles d'évolution d'un GRAFCET 79
2. Schématisation du circuit de commande par GRAFCET……78
a. Cahier des charges d'un automatise logique ……...80
b. Définitions……...80
c. Règles d'évolution d'un GRAFCET……...86
3. Choix de l'automate programmable ……..91
a. Description du cycle : 91
b. GRAFCET 93
CONCLUSION 94

Liste des tables

Table 1: Maintenance nécessaire et intervalle de temps (pour un convoyeur travaillant 24 h/ 24 h et 7 jours /semaine) ... 11
Table 2:Tableaux de coefficient de frottement ... 22
Table 3: Caractéristiques géométriques des différents types des chaînes ... 26
Table 4: Pression admissible en fonction du pas et de nombre de tours sur la petite roue ... 28
Table 5: contrainte de contact admissible ... 31
Table 6: dimensions techniques en (mm) de la clavette et de sa profondeur de passe ... 33
Table 7: Types des roulements ... 35
Table 8: Dispositifs et caractéristiques de X348 a forgé la chaîne avec le chien de poussoir ... 41
Table 9: Dimensionnement d'un roulement ... 49
Table 10: Caractéristiques des matériaux ... 50
Table11 : les nombres des nœuds et d'éléments ... 50
Table 12: tableaux de vérification de la flèche ... 51
Table 13: Caractéristiques de matériaux ... 53
Table 14:les nombres des nœuds et d'éléments ... 53
Table 15: Détermination des paramètres nécessaires pour le choix d'un vérin pneumatique ... 66
Table 16: Tableau de dimensions (ventouse standard) ... 75
Table 17: Caractéristiques techniques de la ventouse choisie, selon le catalogue « FESTO »……76
Table 18: Caractéristiques Electro Distributeur de type «MFH-5-1/8» selon le catalogue «Festo» ... 80
Table 19: symbole des capteurs et des actionneurs de système ... 92

Liste des figures

Figure 1: Machine de remplissage proposée dans le cadre de ce projet 8
Figure 2a: Convoyeur, Figure2b: Pusher 9
Figure3 : Bras de remplissage 9
Figure 4 : Plan du système 12
Figure 5 : Convoyeur à bande transporteuse 16
Figure 6: structure du moteur 17
Figure 7: Flèche dans le brin mou d'une chaîne 24
Figure 8 : Représentation des efforts agissant sur l'axe 30
Figure 9 : Clavette 31
Figure 10: Cotations techniques de la clavette en montage 32
Figure 11: roulements rigide à une rangée de billes 35
Figure 12: Dimensionnement d'un roulement 36
Figure 13: les composants du maillon externe et interne d'une chaîne 37
Figure 14: la chaîne avec le chien de poussoir 40
Figure 15 : Représentation des efforts agissant sur l'axe 46
Figure16 : distribution des contraintes par la méthode de Von MISES 51
Figure17 : les déplacements résultant de la table 52
Figure 18: Déformation 52
Figure 19:Distribution des contraintes par la méthode de Von MISES 53
Figure 20:Les déplacements résultant de la l'axe 54
Figure21 :Maillages de l'axe 54
Figure 22: Symbole du compresseur intégré 56
Figure 23: Unité de conditionnement de l'air comprimé 57
Figure 24: Filtre d'air comprimé 58
Figure 25: Exemple d'utilisation des vérins. 60
Figure 26: Constitution d'un vérin 61
Figure 27: Fixation usuelles des vérins 62
Figure 28: Vérin simple effet classique rappel par ressort 63
Figure 29: Vérin double effet 64
Figure 30: coupe transversal de la tige du piston 66
Figure 31: Caractéristiques du vérin d'actionnement de la résistance horizontale selon le catalogue «Festo» 67
Figure 32: Caractéristiques du vérin d'actionnement de la résistance verticale selon le catalogue «Festo» 68
Figure 33: coupe transversal d'une ventouse 70
Figure 34: Ventouse et Venturi en coupe 71
Figure 35: Ventouse 73
Figure 36: circuit de principe de fonctionnement 77
Figure37 : distributeurs monostables 5/2 et 5/3 78
Figure 38: distributeurs bistables 5/2 78

Figure 39: Electro Distributeur 78
Figure 40: Circuit pneumatique des deux vérins avec deux distributeurs 80
Figure41 : Structure d'un système automatisé 81
Figure 42: Automate programmable 82
Figure43 : Capteur de contact 83
Figure 44: Fiche technique de capteur a contact selon le catalogue «Festo» 83
Figure 45: Représentation d'une «liaison» 85
Figure 46: Représentation de l'étape et de l'action associée 86
Figure 47: Représentation de « l'étape» et de « l'action» associée en cas de plusieurs liaisons arrivant sur une étape 86
Figure 48 : Représentation d'une transition en cas d'une liaison ou de plusieurs liaisons 87
Figure 49: « Réceptivité» sous forme d'expressions littérale et booléenne 88
Figure 50: « Réceptivité» sous forme d'expressions temporelle ou« temporisation» 88
Figure 51: « Réceptivité» sous forme d'occurrence d'un événement. 88
Figure 52:«réceptivité» toujours vraie 89
Figure 53: Valeur booléenne d'un prédicat 89
Figure 54: Elément graphique de base d'un diagramme fonctionnel 89
Figure 55: schématisation de système 92
Figure 56: GRAFCET de la machine de remplissage 93

Introduction générale

Nous nous sommes intéressées dans le cadre de ce projet, à mettre en évidence une machine qui peut assurer, d'une façon automatisée, le remplissage des plaquettes en chocolat et leur rangement dans des cartons de stockage. Ce remplissage sera sous deux niveaux dont nous allons mettre trois rangées dans chacun de ces niveaux. Ainsi, chaque rangée contient trois plaquettes en chocolat.

Pour un bon fonctionnement de la machine, le système ci-dessus (le remplissage et le rangement) est contrôlé et géré automatiquement à l'aide d'un automate programmable industriel (API).

La nécessité d'une synchronisation pour l'accomplissement du cycle remplissage – rangement, nous a suscité de concevoir et d'hiérarchiser la machine suivant les phases ci-après :

1. Première phase : phase de convoyage
2. Deuxième phase : phase de remplissage

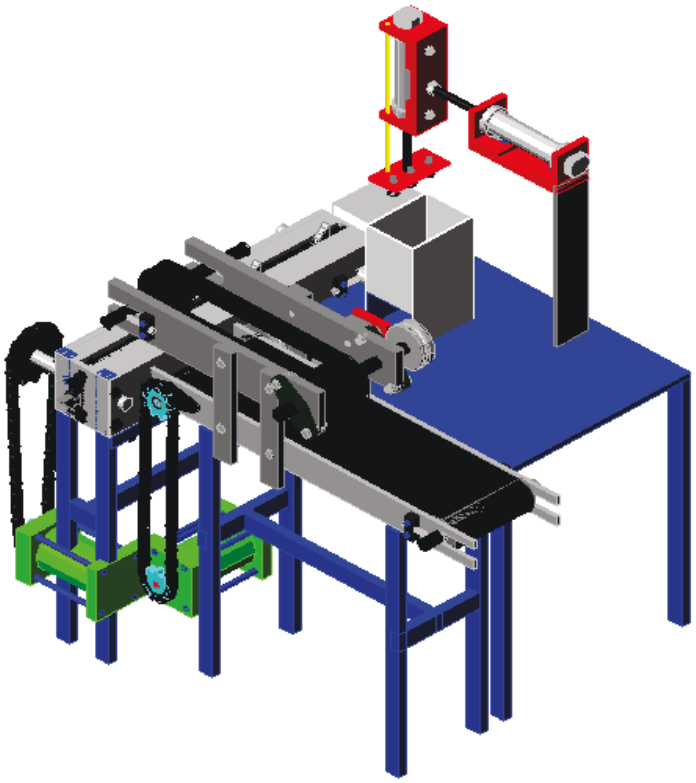


Figure 1: Machine de remplissage proposée dans le cadre de ce projet

La première phase est destinée au convoyage des plaquettes en chocolat, vers le bras de remplissage. En effet, la transporteuse modulaire a besoin d'une large espace, pour cela nous avons choisi un système de transporteuse perpendiculaire formée par un convoyeur et un Pusher. Ce système est ensuite relié par un système qui va transporter les plaques de chocolat du convoyeur vers la Pusher. Une fois les plaquettes arrivent sur le Pusher, ils se dirigent vers la machine de remplissage et seront finalement rangés dans des cartons (phase 2).

Les éléments utilisées dans cette phase, est le convoyeur à bandes transporteuse avec lubrification minimisant les pertes de friction et la chaîne avec le chien de poussoir (Pusher).

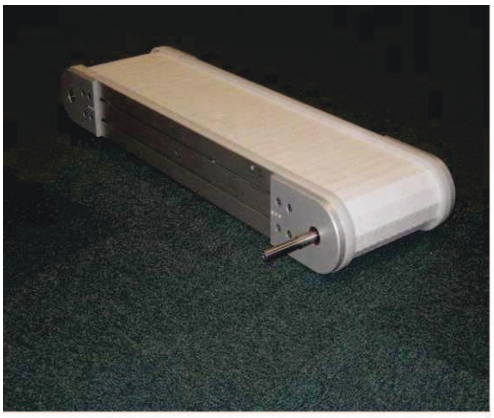


Figure 2a: Convoyeur

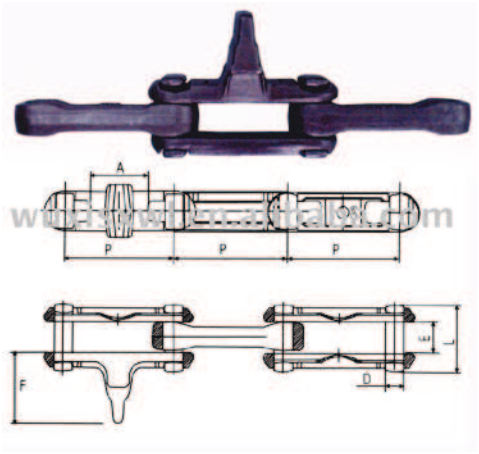


Figure2b: Pusher

La deuxième phase a pour rôle de remplir les plaquettes en chocolat dans des cartons. Elle sera effectuée à l'aide de la préhension du vide assurée par un système de ventouses. Cette phase comporte un bras qui comporte d'un vérin fixée horizontalement et un vérin qui porte les ventouses, sur laquelle les plaquettes sont rangées pour être manipulées.

Cette machine range les plaquettes dans chaque des cartons en deux rangées tel que 6 plaquettes dans chacune.

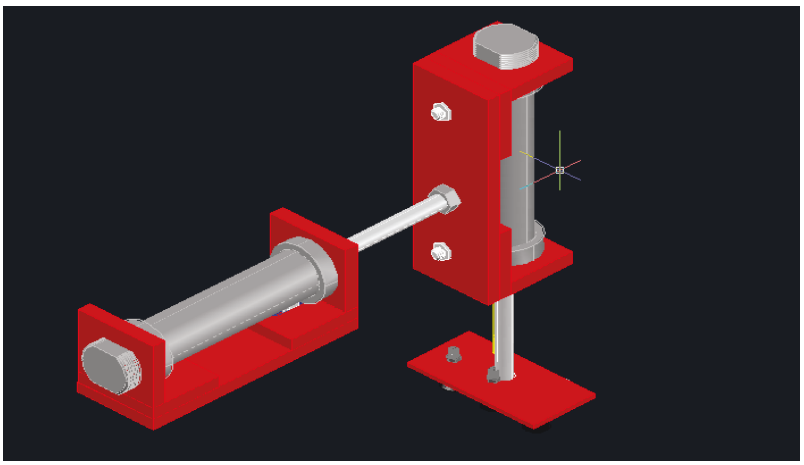


Figure 3: Bras de remplissage

Chapitre I

Description générale du fonctionnement de la machine

Ce projet consiste à concevoir et à fabriquer un robot dont l'objectif est de faciliter le remplissage des plaquettes de chocolat dans des boites à fin de les stocker. Les produits sont des boites qui contiennent 9 plaquettes de chocolat. On peut déplacer ces produits à l'aide d'un robot qui enlève les trois plaques de chocolat pour les mettre dans un carton en utilisant trois ventouses.
Cette machine sera équipée d'un convoyeur à courroie plate et à chaînes (Pusher) pour pousser les plaques de chocolats vers les boites en carton, en maintenant l'espace entre ces différentes plaques.
Plus précisément, un vérin pneumatique transporte les cartons vides sous la machine «Pusher».
Dans le cas de l'utilisation de trois plaques de chocolat, le déroulement de remplissage sera effectué comme suit :

1) Avec l'arrivée des plaques de chocolat dans la bonne position avant le carton, le robot enlève ces trois plaques pour les mettre dans le carton en utilisant trois ventouses.
2) Les cartons se dirigent ensuite vers une autre machine en utilisant par exemple des vérins pour diverses tâches, des chaînes, des courroies, … ainsi que des moteurs.

En revanche, tout le système sera géré automatiquement par l'intermédiaire d'un API (Automate Programmable Industriel).

1. Prescriptions géométriques

Plaquette :

- Longueur : 100 mm
- Largeur : 50 mm
- Hauteur : 10 mm
- Masse : 100 g.

Carton de stockage :

- Longueur : 150 mm
- Largeur : 100 mm
- Hauteur : 2.5 mm
- Masse : 200 g.

Prescriptions temporelles :

- Débit de remplissage da la machine : 60 plaquettes/minute
- Journée de travail : 8 heures
- Semaine de travail : 6 jours

Le tableau suivant met en relation le type de maintenance avec l'intervalle de temps :

Table 1: Maintenance nécessaire et intervalle de temps (pour un convoyeur travaillant 24 h/ 24 h et 7 jours /semaine)

Type de maintenance	**Semaine**	**Mois**	**Demi-année**	**Anne**
Lavage, si nécessaire, du convoyeur	×			
Inspection de la quantité de graisse		×		
Inspection de la chaîne		×		
Contrôle des équipements pneumatiques		×		
Inspection des rouleaux			×	
Mesure de l'élongation de la chaîne (max. 3%)				×
Inspection des pignons et levée de la chaîne				×
Contrôle des moteurs et des systèmes de transmission				×

Choix du matériau de base

Le matériau de base, utilisé dans la construction de cette machine, doit être choisi avec précision afin que la qualité du produit ne soit pas touchée, ainsi que la fiabilité du système.
Ainsi, le matériau choisi doit être compatible avec les aliments (dans notre cas chocolat) et ne doit pas subir aucune oxydation avec ce dernier. En outre, il doit être résistant à la corrosion surtout avec la variation de l'atmosphère.
Toutes ces exigences imposent l'utilisation de l'acier inoxydable comme matériau de base, étant le matériau anticorrosif le plus célèbre.

2. Plan du système

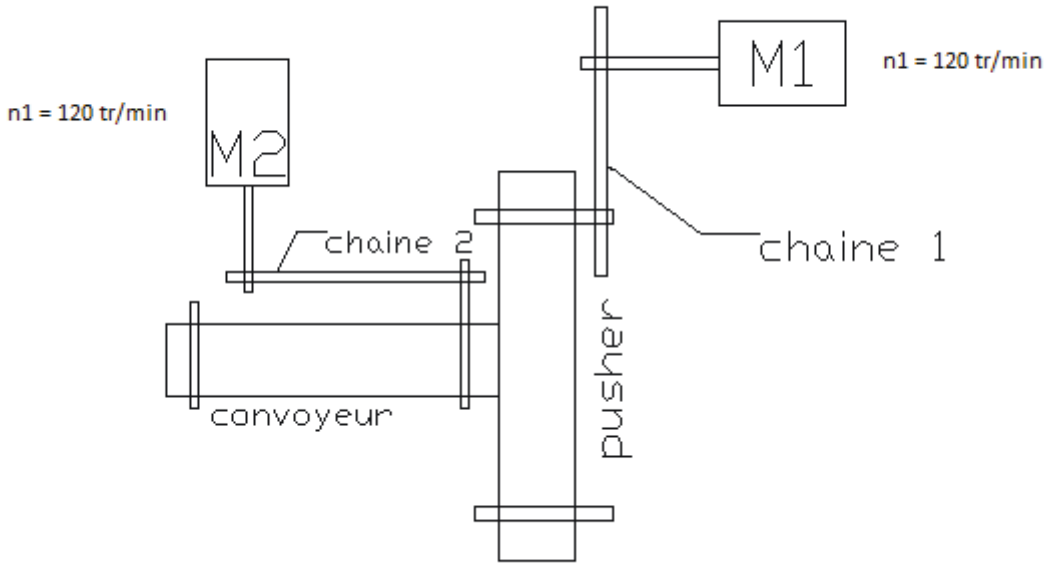


Figure 4 : Plan du système

Dans les chapitres qui suivent, nous allons détailler les différents mécanismes entrant en jeu dans le cadre de ce projet et qui sont comme suit :

1) L'étude du mécanisme:

- Système de convoyage
- Système de poussoir (Pusher)
- Transmission par chaîne (Convoyeur et Pusher)
- Moteur électrique
- Palier à roulement (Convoyeur et Pusher)
- Calcul de clavette

2) L'étude pneumatique :

- Ventouses pneumatique
- Vérins pneumatique à double effets
- Distributeur électropneumatique
- Venturi

3) L'étude d'automation:

- API (PLC)
- Détecteur

Chapitre II

Etude du système de convoyage

1. Détermination des caractéristiques du convoyeur :

La détermination exacte d'un convoyeur requiert la caractérisation de plusieurs paramètres :

a. L'objet à transporté
b. La largeur utile de la bande
c. Le type de bande :
- Matériaux
- Texture

d. La position du groupe de motorisation
e. le transport simple ou l'accumulation

1.1 Calcul de la vitesse de convoyeur :

Par spécification, nous souhaiterons réaliser 60 pièces par minute dont : la distance entre les plaques est de 5 cm et les dimensions des plaques en chocolat « 10cmx5cmx1cm ».

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

Avec : X= (60 pièces × 0.1m) + (0.05m × 59 pièces) = 8.95m

Donc :

$$V = \frac{8.95}{60} = 0.15\ m/s$$

1.2 Calcul du nombre de tour du convoyeur :

$$V = W \times R = \frac{\pi n}{30} \times \frac{d}{2}$$

Avec W: vitesse angulaire
d:diameter de l'arbre du convoyeur
n : nombre de tour

$$n = \frac{V \times 60}{\pi \times d1} = \frac{0.15 \times 60}{3.14 \times 0.07} = 40\ tr/min$$

1.3 Calcul de la masse totale de la plaque en chocolat :

Les plaquettes du convoyeur sont disposées l'une à côté de l'autre avec un espace interne « d » constant, d'où :

Lc = n L + (n-1)

Avec Lc : longueur du convoyeur
L : largeur d'une plaquette

$$n = \frac{(Lc + d)}{(L + d)}$$

Donc $n = \frac{(3m+0.05)}{(0.1+0.05)} = 20$

Le nombre total des plaquettes est 20 et la masse d'une chaque plaque est 100g
Donc la masse totale de toutes les plaques sur le convoyeur est 20 × 100 g = 2kg

1.4 Calcul de la longueur de la courroie du convoyeur :

La longueur de la courroie du convoyeur est égale à :

$$L = 2A + \frac{\pi}{2} \times (d1 + d2) + \frac{(d2 - d1)}{4A}$$

Avec A : entraxe = 1400 mm
d1 et d2 : diamètres des poulie menant et menée = 70 mm

Donc :

$$L = 2 \times 1400 \times \frac{3.14}{2} \times (70 + 70) = 3000mm = 3m$$

La spécification du convoyeur est :

- Convoyeur horizontale fabriqué en cuir souple
- Longueur du convoyeur = 3 m
- Largeur total = 100 mm
- Vitesse du convoyeur = 0.15m/s
- Nombre de tour par minute = 40 tr/min
- La masse total des plaquettes en chocolat = 2 kg

1.5 Choix du Convoyeur :

Le choix du convoyeur doit prendre en considération que ce dernier est destiné à transporter des plaques en chocolat, et de ce fait, il doit assurer un bon glissement de ces derniers, sur la plaque du convoyeur choisi, au moment de l'arrivée de plaques à la surface de cette dernière.

La nécessité d'un glissement parfait impose l'utilisation d'un convoyeur, ou d'une bande transporteuse, caractérisée par un faible coefficient de frottement avec la matière plastique d'empaquetage des plaques, sans toucher à la qualité de production et à la précision de travail.

Dans le marché du travail, il existe différents types des convoyeurs :
- Convoyeur à palettes plastique
- Convoyeur à palettes métalliques
- Convoyeur à bandes
- Convoyeur à rouleaux
- Convoyeur à chaînes

L'industrie << Néolution sas >> (Société internationale de fabrication des convoyeurs et des leurs accessoires, site : www.neolution-sas.com) dispose de plusieurs séries de convoyeur dont leurs types se diffèrent par les matériaux de base et par les caractéristiques géométriques.

Dans notre projet, le matériau de base choisi est inoxydable, en plus, les plaques de chocolat possèdent les caractéristiques géométriques approximatives longueurs 10cm et largeur 5 cm parmi les convoyeurs disponible dans cette industrie.
On peut choisir un convoyeur à bande qui existe sou forme de 2 types :
- Convoyeur à bande modulaire
- Convoyeur à bande transporteuse

Nous avons soulignés ci-dessus que le convoyeur à bande modulaire a besoin d'un grand espace, pour cela nous avons choisi le convoyeur à bande transporteuse, dont la série porte le numéro « BCO 40 STD », qui est le plus convenable pour notre étude en répondant à nos exigences.

Cette série de convoyeur à bande transporteuse présente plusieurs caractéristiques convenables à notre projet comme :

1. Robustes et légers, ces convoyeurs à bande sont idéaux pour transporter des charges de petite dimension, jusqu'à 15 kg
2. La vitesse de la bande peut atteindre 30m/min
3. Le convoyeur à bande est disponible en largeur utile de 50, 110, 150 et 200 mm
4. Le convoyeur à bande est disponible en longueur de 0.5m à 6m.
5. Le prix de ce convoyeur est le moins cher.

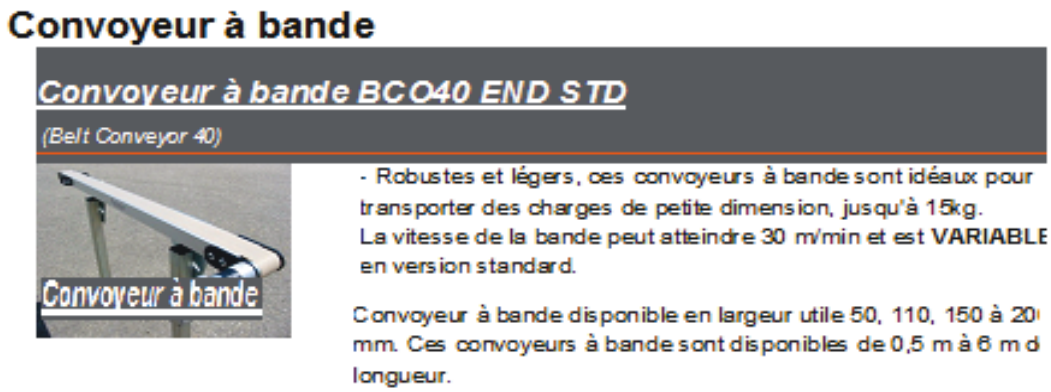


Figure 5 : Convoyeur à bande transporteuse

Les avantages de cette bande sont nombreux, parmi lesquels on peut citer :

1. Réduction de l'élongation à l'usure jusqu'à 40%, causée par la pression exercée par les plaques et grâce au matériau de la plaque qui est de haute performance.
2. Pas de nécessité d'une lubrification (graissage) extérieure.
3. Atténuation des bruits sonores de fonctionnement, grâce à l'acier inoxydable de la chaîne de base.

La bande transporteuse s'appuie sur la «bande d'usure », choisie de telle façon à réduire le frottement avec la première, et possédant une largeur suffisante, légèrement supérieure à celle de la bande transporteuse pour la maintenir dans sa trajectoire. Cette bande d'usure prend appui sur les tôles, constituant le corps du convoyeur.

Chacun de ces trois supports se compose des parties suivantes :

- Deus pieds verticaux, en forme de tube rectangulaire, placés parallèlement l'un par rapport à l'autre sur chaque extrémité de la parallèlement de la largeur du convoyeur, et sur lesquels s'appuie le corps du convoyeur.
- Deux traverses horizontales, en forme de tube rectangulaire, placés parallèlement l'un par rapport a l'autre, suivant la largeur du convoyeur, et perpendiculairement aux deux pieds verticaux, et servant à maintenir les pieds en position verticale (c.à.d. en conservant la nullité de leur inclinaison), leur aidant aussi à bien résister et supporter aux charges exercées, tout en supprimant la possibilité de leur flexion.
- Une plaque supérieure jouant le rôle d'un organe de liaison et de fixation entre les pieds verticaux et le corps du convoyeur.
- Une plaque inferieure servant à fixer les pieds verticaux du support sur le sol.
- De boulons de réglage de la hauteur du convoyeur, situé, comme organe de liaison, entre les pieds verticaux du convoyeur et la plaquette inférieur de fixation avec le sol.

2. Calcul de la puissance du moteur d'entrainement du convoyeur :

2.1 Structure du moteur :

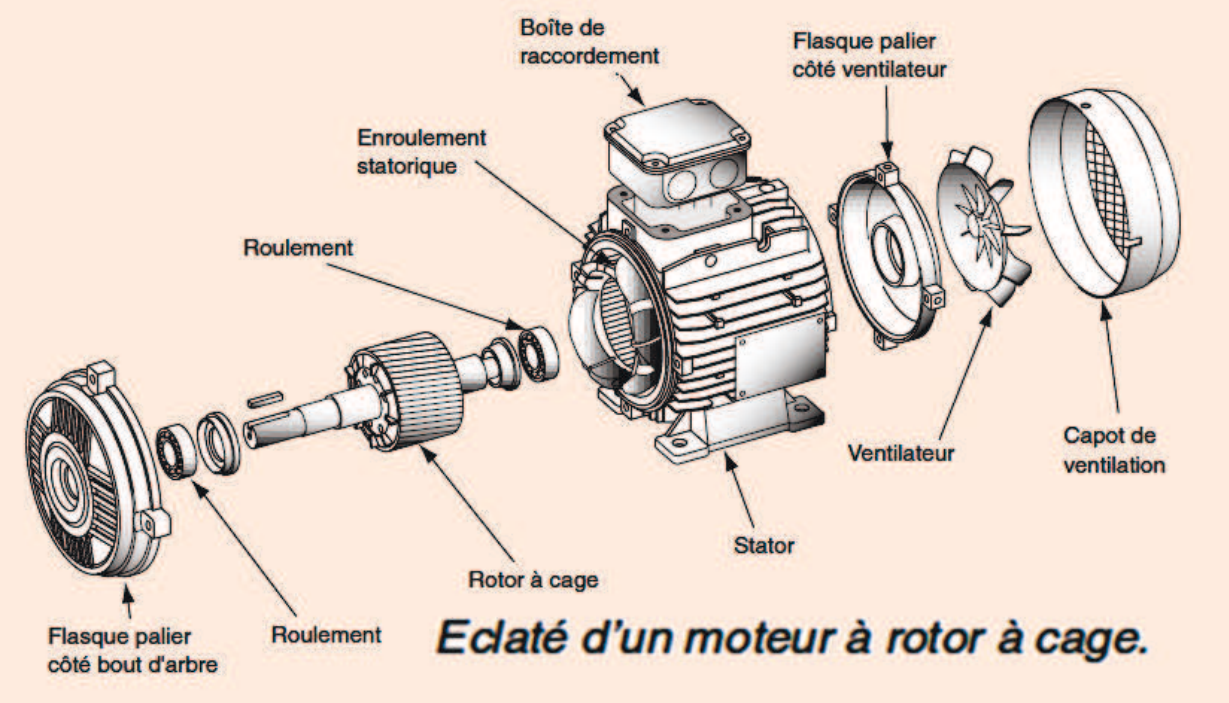


Figure 6: structure du moteur

2.2 Calcul du moteur :

La puissance motrice qui doit être fournir par le moteur pour entrainer en régime permanent l'axe est calculé à partir de l'équation de Lagrange.
En appliquant l'équation de Lagrange

$$\frac{d}{dt}\left[\frac{dt}{dqi^0}\right] - \frac{dt}{dqi} + \frac{du}{dqi} = \frac{dw}{dqi}$$

T: énergie cinétique
U : énergie potentiel
W : Travail
q_i Et q_{i^0} ce sont respectivement les coordonnées généralisées et les vitesses généralisées.

L'énergie cinétique du convoyeur, désigné par T :

$$T = \frac{1}{2}mv^2$$

Avec: m : masse du convoyeur
V : Vitesse du convoyeur

$$\frac{d}{dt}\left[\frac{dt}{dqi^0}\right] = m\gamma$$

et

$$\frac{dt}{dqi} = \frac{du}{dqi} = 0$$

$$W = W_{résistant} + W_{moteur}$$

$$W_{résistant} = -2\,(F_1+F_2)$$

Ou

F_1= Force de frottements des plaquettes sur l'un des deux rails supérieures. Pour l'ensemble de deux rails, on multiple cette force de frottements par deux.

F_2= Force de frottements des plaquettes sur l'un des deux rails inferieures. Ainsi, Pour l'ensemble de deux rails ensembles, on multiple cette force de frottements par deux.

d = distance parcourue par le convoyeur.

$$W_{moteur} = F \times d$$

F : la force traînante du convoyeur

$$=> W = -2(F_1 + F_2)d + F \times d$$

$$=> \frac{\partial W}{\partial q_i} = -2(F_1 + F_2) + F$$

$$=> M\gamma = -2(F_1 + F_2) + F$$

Donc $M\gamma + 2(F_1 + F_2) = F$

La puissance théorique que doit fournir le moteur:

$$P_{th} = F \times V$$

$$=> M \times \gamma \times V + 2(F_1 + F_2)\gamma = F \times V$$

a. <u>Calcul de F_1 :</u>

Pour l'évaluation de F_1, considérons le système de plaquettes du convoyeur qui se déplacent sur les deux rails de dessus. Prenons le rail A de la côte de la roue A. Ce rail exerce sur les plaquettes une réaction R_A égale à la moitié de leurs poids F_1, puisque ces plaquettes tiennent à distance égale par rapport à leur axe sur les rails.

$$F1 = F2 \quad \frac{(n \times m \times g)}{2}$$

n : nombre des plaquettes

m : masse des plaquettes

b. <u>Calcul de (n):</u>

Les plaquettes du convoyeur sont disposées d'une à côte de l'autre avec un inter-espace constant d
D'où :
$L_c = n \times L + (n - 1) \times d$
L_c : Longueur du convoyeur
L : Largeur d'une plaquette

$$n = \frac{(L_C + d)}{(L + d)}$$

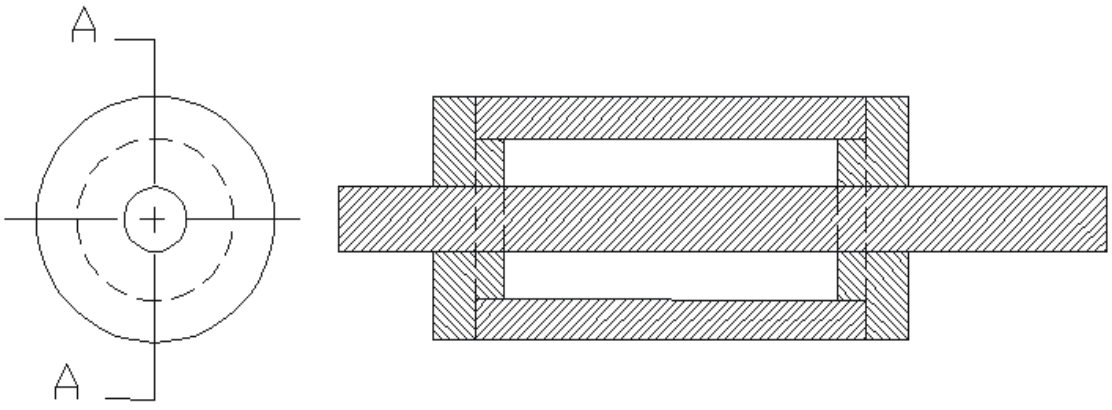
La longueur du convoyeur est L_c =3 m
La largeur d'une plaquette en chocolat L = 10 cm
L'espace entre les plaquettes en chocolat est d = 5 cm
Donc :

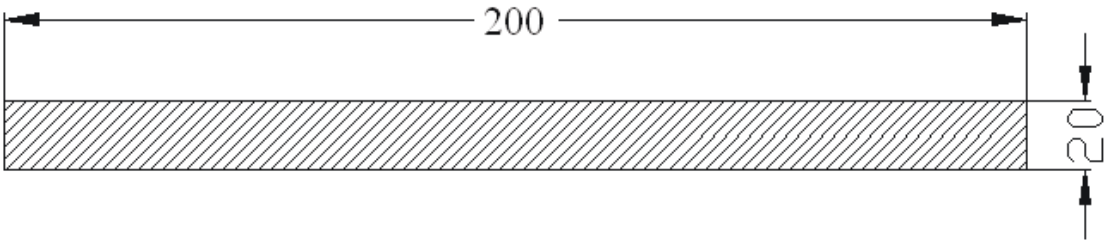
$$n = \frac{(3 + 0.05)}{(0.1 + 0.05)} = 20$$

Le nombre total des plaquettes est 20.

c. <u>Calcul de masse (m) :</u>

La masse d'une plaquette en chocolat est 100 g
Alors la masse totale des plaquettes en chocolat = nombre de plaquettes × masse d'une plaquette
= 20 ×100 = 2 Kg
- <u>Calcul de masse pour les arbres 1 et 2:</u>

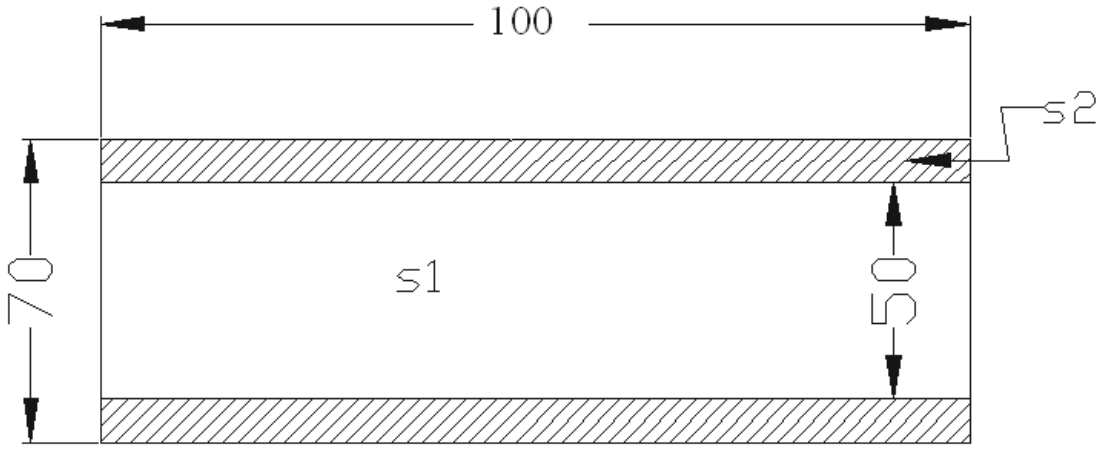




$$V\ axe = S \times L$$

$$s = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.14 \times (0.2)^2}{4} = 3.14 \times 10^{-4} m^2$$

$$\Rightarrow Vaxe = 3.14 \times 10^{-4} \times 0.2 = 6.28 \times 10^{-5} m^3$$

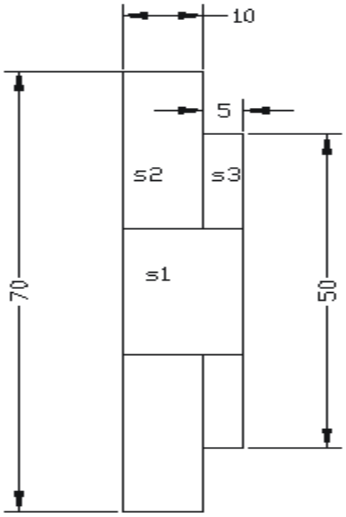


$Vt = v_1 - v_2$

$$V_1 = s_1 \times l = \frac{\pi d^2}{4} \times l = \frac{3.14 \times 0.07^2}{4} \times 0.1 = 3.8 \times 10^{-4} m^3$$

$$v_2 = s_2 \times l = \frac{\pi d^2}{4} \times l = \frac{3.14 \times 0.05^2}{4} \times 0.1 = 1.96 \times 10^{-4} m^3$$

$$Vt = 3.8 \times 10^{-4} - 1.96 \times 10^{-4} = 1.84 \times 10^{-4} m^3$$



$$V_t = V_2 + V_3 - V_1$$

$$V_2 = S_2 \times L = \frac{\pi d^2}{4} \times L = \frac{3.14 \times (0.07)^2}{4} \times 0.01 = 3.8 \times 10^{-5} m^3$$

$$V_3 = S_3 \times L = \frac{\pi d^2}{4} \times L = \frac{3.14 \times (0.05)^2}{4} \times 0.05 = 9.8 \times 10^{-6} m^3$$

$$V_1 = S_1 \times L = \frac{\pi d^2}{4} \times L = \frac{3.14 \times (0.02)^2}{4} \times 0.015 = 4.7 \times 10^{-6} m^3$$

$V_t = 3.8\times10^{-5} + 9.8\times10^{-6} - 4.7\times10^{-6} = 4.3\times10^{-5}\ m^3$.

$V_t = 6.28\times10^{-5} + 1.84\times10^{-4} + 4.3\times10^{-5} = 2.89\times10^{-4}\ m^3$

M=ρ x v

ρ=7800 kg/m^3 pour le matériau fer.

=> m =$7800\times2.89\times10^{-4}$ =2.26 kg

Pour 2 arbre la masse total m = 4.52 Kg

Donc la masse totale du convoyeur = 4.52 + 2 = 6.52 Kg

Avec

$$F1 = F2 \quad \frac{(n \times m \times g)}{2}$$

Alors

$$F1 = F2 = \frac{(20 \times 6.52 \times 9.81)}{2} = 939 \text{ Newton}$$

D'où :

$$f1 = \mu \times F_1 \text{ et } f2 = \mu \times F_2$$

Avec μ est le coefficient de frottement.
D'après le tableau 2: μ = 0.4

Table 2:Tableaux de coefficient de frottement

Matériaux en contact	Coefficient de frottement
acier/acier	0.12 à 0.2
acier/fonte	0.08 à 0.15
acier/bronze	0.12 à 0.2
acier/fer (plaquette de frein)	0.25 à 0.35
acier / PTFE (Téflon)	0.02 à 0.08

$$\Rightarrow f1 = 0.4 \times 639 = 256 \text{ Newton}$$

Le calcul de f_2 se fait de la même manière :

$$\Rightarrow f2 = 0.4 \times 639 = 256 \text{ Newton}$$

d. <u>Calcul de la vitesse du convoyeur :</u>

La vitesse du convoyeur est égale du rapport suivant :

$$V = \frac{\text{la vitesse parcourue par la plaque transporteuse du convoyeur}}{\text{temps de parcours de cette distance}}$$

Ainsi, dans notre projet, on a supposé que les plaques soient disposées sur la plaque transporteuse, à la suite, l'un après l'autre, avec une espace d'entre eux d'une distance égale à 5 cm
En plus, si on suppose que «x » est le nombre de plaques élevant se trouver sur toute la longueur du convoyeur (égale a 3 m), donc le nombre d'espace se trouvant entre eux est égale à celui des plaques et diminue de 1, soit dans «x -1»
Le nombre total de plaque «x», devant se trouver sur toute la longueur du convoyeur est déterminé par la relation mathématique suivante :
Longueur du convoyeur = x × longueur unitaire du plaque + (x-1) × espace entre eux

En supposant que :
- La longueur de plaque est dirigée parallèlement aux bords du convoyeur c.à.d. parallèlement à la bande d'usure du convoyeur

Ainsi le nombre de plaque est :

$$x = \frac{\text{Longueur du convoyeur} + \text{espace entre plaque}}{\text{Longueur unitaire du plaque} + \text{espace entre plaque}}$$

$$x = \frac{300 + 5}{10 + 5} = 20$$

Dans notre projet, on a admis que le débit d'empaquetage est de 60 plaque /minute c.à.d. 1 plaque/seconde. Autrement dit, le temps nécessaire pour l'arrivé d'un seul plaque à la plaque transporteuse du convoyeur est d'une seconde.
Par suite, le temps nécessaire pour que 20 plaques se trouvent sur la surface du convoyeur est égale à 20 × 1 seconde = 20 secondes. Ainsi, ces 13 plaquettes couvrent la totalité de la longueur du convoyeur.
Alors, pour que 20 plaquettes se trouvent sur la longueur du convoyeur du 3 m, pendant 20 secondes, il faut que la plaque du convoyeur se déplace de 3 m pendant 20 secondes
D'où la vitesse du convoyeur sera :

$$x = \frac{3\text{m}}{20\text{s}} = 0.15\text{m/s}$$

Puisque c'est la puissance au démarrage qui nous intéresse :

$$\text{Pth} = M \times V \times \gamma + 2(f_1 + f_1) \times V$$

Soit m = 6.52 Kg, $\gamma = 1$ et V = 0.15m/s

$$\text{Pth} = 6.52 \times 0.15 \times 1 + 2(256 + 256) \times 0.15$$

$$\text{Pth} = 154 \text{ watt}$$

Nous pouvons également déterminer la puissance réelle:

$$\text{Preel} = \frac{\text{Pth}}{\eta g}$$

Avec :
η_g est le rendement global.
$\eta_g = \eta_{\text{chaîne}} \times \eta_{\text{roulement}}$
$\eta_{\text{chaîne}} = 0.95 \times 0.95 = 0.9$ car la chaîne a deux contact sur les roues dentées.

$\eta_{roulement} = 0.9 \times 0.9 = 0.8$ car l'axe est appuyé sur deux roulements.
$\eta_g = 0.9 \times 0.8 = 0.72$

$$Preel = \frac{154}{0.72} = 214 \text{ watt}$$

Nous n'avons pas trouvé dans le marche du travail de moteur électrique, Nous avons trouvé dans le stock de l'entreprise (d'ancienne machine) deux moteur électrique avec un nombre de tour a la sortie 120 tour/minute et de puissance 250 watt, 220V et 50Hz

3. Calcul de transmission par chaîne du convoyeur:

3.1 Introduction :

C'est une transmission par engrènement à lieu flexible la transmission d'un mouvement de la roue denté menant vers la roue denté mené. Elle sera réalisée grâce à l'engrènement entre la chaîne et la roue. Une transmission par chaîne est constituée par généralement par :

a. Deux roues dentées
b. Chaîne
c. Dispositif de serrage
d. Système de lubrification

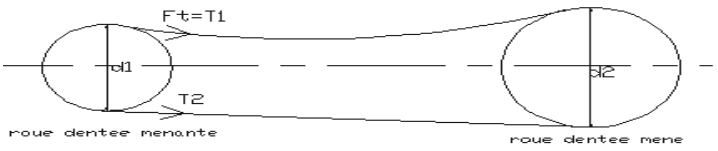


Figure 7: Flèche dans le brin mou d'une chaîne

3.2 Choix de type de chaîne :

Le choix du type de la chaîne est déterminé par le pas approximatif tel que Pas de la chaîne (c'est la distance des axes symétries de deux maillons constructifs).
Si le pas de la chaîne augmentes au plus le 6% de sa valeurs initiale l'utilisation de la chaîne n'est pas convenable. En effet le pas de la chaîne est normalisé suivant le type de la chaîne.

$$P = 13\sqrt[3]{\frac{M_1}{Z_1}}$$

M_1 : moment sur la roue menant, en N.m
Z_1 : nombre de dents de la roue menant, tel que :

$$Z_1 = 29\text{-}2i$$

i : rapport de transmission, tel que :

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{120}{40} = 3$$

N_1, N_2 : respectivement le nombre de tours par minute des roues menant et menée.
Apres, nous pouvons choisir le type de la chaîne utilisée, d'après le pas de la chaîne approximatif, tel que :

$$P = 13\sqrt[3]{\frac{M_1}{Z_1}}$$

$$M_1 = \frac{P}{W_1}$$

W_1: la vitesse angulaire de l'arbre de sortie du moteur électrique.

$$W_1 = \frac{\pi \times N_1}{30} = \frac{3.14 \times 120}{30} = 12.56\ \text{rad/s}$$

D'où:

$$M_1 = \frac{P}{W_1} = \frac{120}{12.56} = 9.55$$

Le rapport de transmission:

$$i = \frac{N_1}{N_2}$$

Le nombre de dents des roues menant et menée :

$Z_1 = 29 - 2i = 29 - (2\times3) = 29 - 6 = 23$ dents

Le pas de la chaîne approximatif est alors

$$P = 13\sqrt[3]{\frac{9.55}{23}} = 9.6\text{mm}$$

D'après le tableau (3), nous avons choisit le type de la chaîne. Soit le type 06B tel que

- Pas, en mm P = 9.52 mm.
- Largeur pratique, en mm B = 9.53 mm.
- Diamètre de l'axe, en mm d = 5.08 mm.
- Masse de 1 ML de la chaîne, en Kg q = 1Kg/1ml.

Table 3: Caractéristiques géométriques des différents types des chaînes

Symbole	**Pas, mm**	**Largeur, mm**	**diamètre du tube, mm**	**Masse de 1 ml, Kg**
08A	12.7	7.95	3.96	0.45
10A	15.87	9.53	5.08	1
12A	19.05	12.7	5.94	1.9
18A	25.04	15.88	7.92	2.6
06B	9.52	5.72	3.28	0.4
08B	12.7	7.75	4.45	0.75
10B	15.87	9.65	5.08	1.2
12B	19.05	11.68	5.72	1.65
16B	25.04	17.02	8.27	2.95

3.3 Caractéristiques géométriques :

a. Nombre de dents de la roue menée :

$$Z_2 = i \times Z_1 = 3 \times 23 = 69 \text{ dents}$$

b. Diamètre primitifs des roues menant et menée :

$$d_1 = \frac{P}{\sin(\frac{\pi}{Z_1})} = \frac{9.52}{\sin(\frac{180}{23})} = 70 \text{ mm}$$

$$d_2 = i \times d_1 = 3 \times 70 = 210 \text{ mm}$$

c. Entraxe, déterminé par le pas de la chaîne, tel que :

A = (30 ….. 50) P = 50 × 9.52 = 476 mm

d. Nombre des maillons :

$$N_b = \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + \frac{2A}{P} + (\frac{(Z_2 - Z_1)^2}{2\pi^2} \times \frac{P}{A}$$

$$\Rightarrow \quad N_b = \frac{(23+69)}{2} + \frac{2476}{9.52} + (\frac{(69-23)^2}{23.14^2} \times \frac{9.52}{476}) = 147 \text{ maillons}$$

e. Longueur pratique de la chaîne :

$$L = (N_b - 1)P = (147 - 1) \times 9.52 = 1390 \text{ mm}$$

3.4 Efforts appliqués :

a. Efforts périphérique en N :

$$F_T = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2\times 9.55\times 10^3}{70} = 272.8\ N$$

b. Efforts dans le brin menant :

$T_2 = F_T = 272.8$ N

c. Effort centrifuge en N :

$$F_C = q \times V^2$$

q : la masse de 1 ML de la chaîne, déterminé par le tableau (3).
V : vitesse périphérique de la chaîne, déterminé par la relation suivant :

$$V = \frac{Z_1 \times N_1 \times P}{60 \times 1000} = \frac{23 \times 120 \times 9.52}{60 \times 1000} = 0.43 m/s$$

$$F_C = 1 \times 0.43^2 = 0.189\ N$$

d. Effort du poids propre de la chaîne tel que :

$$F_q = q \times g \times A \times K_F$$

A: entraxe
K_F: Coefficient, dépend de la position de la chaîne
Position verticale : K_F=1
Position horizontale : K_F=6
Ainsi, dans notre étude, la position de la chaîne est horizontale donc $K_F = 6$.

=> $F_q = 0.4 \times 9.81 \times 476 \times 6 = 11.2$

3.5 Condition de résistance à la pression spécifique

$$P_{max} < P_{adm}$$

La pression spécifique dans la chaîne en MPa, déterminée par la relation suivant :

$$P_{max} = \frac{F_T}{B \times d} = \frac{272.8}{9.52 \times 5.08} = 5.6\ MPa$$

B : Largeur pratique de la chaîne en mm, déterminée par le tableau (3).
d : Diamètre de l'axe en mm, déterminée par le tableau (3).
P_{adm}= pression spécifique admissible, en MPa, déterminée par le tableau (4).
D'après la condition au dessus $P_{max} < P_{adm}$
P_{max} = 5.6 MPa < P_{adm}= 31.5 MPa, donc cette condition est valable.

Table 4: Pression admissible en fonction du pas et de nombre de tours sur la petite roue

Pas (mm)	**Nombre de tours/minute sur la petite roue**							
	50	**200**	**400**	**600**	**800**	**1000**	**1500**	**2000**
12.7 ... 15.87	35	31.5	28.5	26	24	22.5	18.5	16.5
19.05.. 25.04	33	30	26	23.5	21	19	15	13

3.6 Condition de résonance :

$$N_C < N_1$$

N_C : Nombre de tours par minute critique, déterminé par la relation suivant :

$$N_C = 30 \times \sqrt{\frac{F_T}{q}} \frac{1}{Z_1 \times A}$$

F_T en N
Q en Kg
A en m
N_1 : nombre de tour de la roue menant

$$N_C = 30 \times \sqrt{\frac{272.8}{40.}} \frac{1}{23 \times 0.476} 71.5\ tr/min$$

N_C =71.5 tr/min < N_1=120tr/min, donc pas de résonance.

4. Dimensionnement de l'axe :

4.1 Introduction :

Un arbre est une pièce rotative ou fixe, normalement de section circulaire, qui supporte généralement, d'engrenages, de poulies, de volant, de manivelle et de pignons de chaîne ainsi que d'autres éléments qui transmettent un mouvement ou une puissance.
L'arbre est un des éléments de machine le plus fréquemment utilisé. Son rôle est multiplie, en général, il sert à transmettre la puissance d'une partie de la machine à une autre, mais il peut aussi servir à assurer le positionnement d'un élément par rapport à un autre. A cause de sa géométrie et de ses fonctions, un arbre peut porter différents noms tel que :
- Arbre de transmission : il transmet un couple d'un moteur à une machine ou à un élément de machine
- Arbre de renvoi : il supporte des éléments de machines (Engrenages, poulies, etc. …) et il transmet un couple entre chaque élément
- Essieu : arbre stationnaire ou rotatif qui ne transmet pas de couple c.à.d. qui sert au positionnement.
Suivant le rôle qui lui est dévolu, l'arbre est soumis a des contraintes de flexion a des contraintes de torsion, ou a un chargement complexe de torsion, de flexion et de charge axial.
On conçoit un arbre en considérant un ou deux des trois critères suivant, ou encore les trois à la fois : la résistance, la rigidité et la vitesse critique.

4.2 Calcul du diamètre pour l'arbre de chaîne du convoyeur:

$$\alpha = 180^{\circ} - 57\left(\frac{d_2 - d_1}{A}\right)$$

$$\alpha = 180^{\circ} - 57\left(\frac{210 - 70}{476}\right) = 163^{\circ}$$

$$\beta = 180^{\circ} - \alpha$$

$$\beta = 180^{\circ} - 163^{\circ} = 17^{\circ}$$

$$T_Y = T_1 \cos\frac{\beta}{2} + T_2 \cos\frac{\beta}{2}$$

$T_1 = 0$ ET $\beta = 17^{\circ}$

$$T_Y = T_2 \cos\frac{\beta}{2} = 272.8 \cos\frac{17^{\circ}}{2} = 270\ \text{N}$$

ET

$$T_X = T_2 \sin\frac{\beta}{2} = 272.8 \sin\frac{17^{\circ}}{2} = 40.3\ \text{N}$$

Calcul de M en (N.m) :

$$P = M_2 \times \omega = M_2 \times \frac{\pi \times n_1}{30}$$

$$M_2 = \frac{30 \times P}{\pi \times n_1} = \frac{30 \times 250}{3.14 \times 120} = 20\ \text{N.m}$$

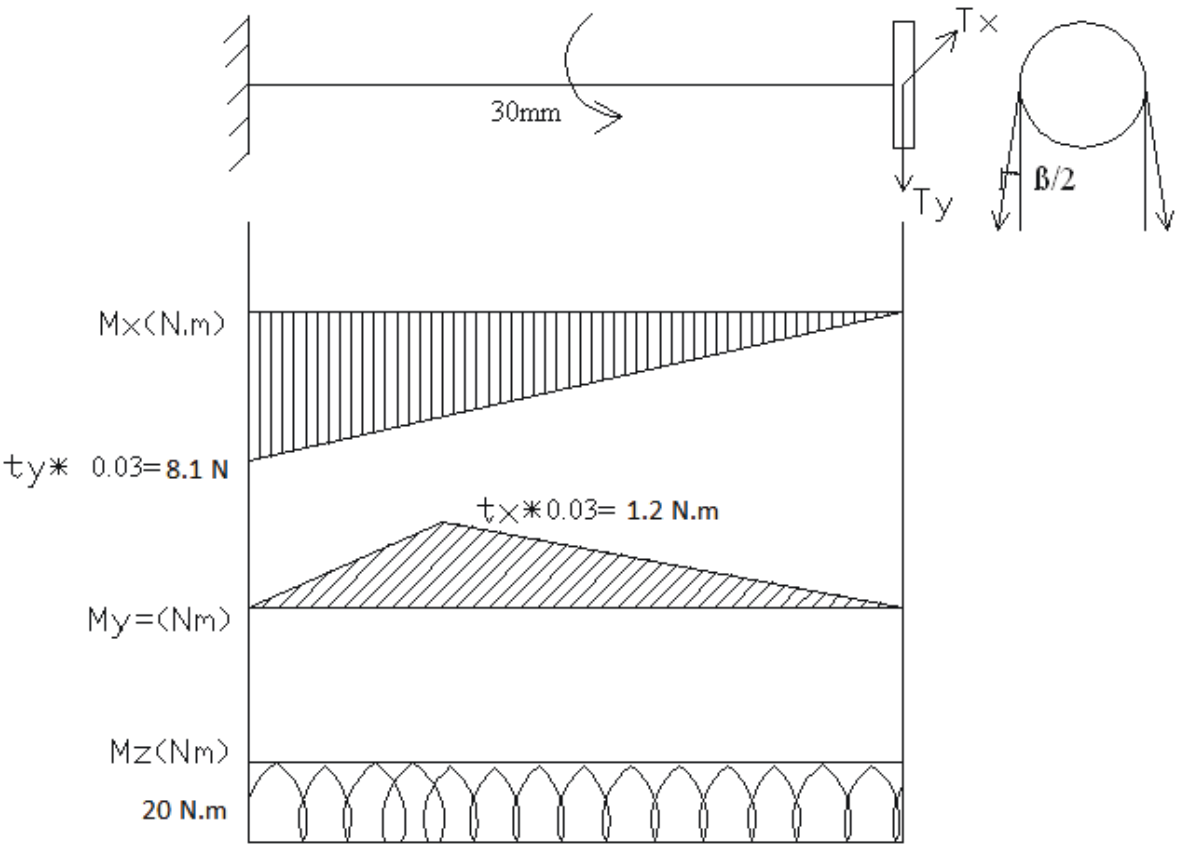


Figure 8 : Représentation des efforts agissant sur l'axe

a. Calcul approximatif du diamètre :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{5M_Z}{0.2 \times [\sigma_a]}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{5 \times 20 \times 10^3}{0.2 \times 120}} = 16\ \text{mm}$$

Tel que $[\sigma_a]$: contrainte de contact admissible, déterminée par le tableau (5)

b. Calcul justificatif du diamètre :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10M_{eq}}{[\sigma_a]}}$$

$$M_{eq} = \sqrt{M_X{}^2 + M_Y{}^2 + M_Z{}^2}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \times 21.6 \times 10^3}{120}} = 12.1 \text{ mm}$$

Donc on prend d_1=20mm

Matériaux		Eprouvette à l'état final		Caractéristique de la denture			
Désignation suivant DIN	Type et traitement thermique	Contrainte de rupture σ_b	Résistance dynamique σ_{fd}	Dureté HB Coeur	Dureté HB Flanc	Résistance limite à la flexion $\sigma_{f\ adm}$	Pression limite $\sigma_{H\ adm}$
C 10	Aciers de cémentation	45 à 60	25	170	590	20	176
C 15		50 à 65	27	190	740	22	190
16 Mn Cr 5		80 à 110		270	650	42	192
15 Cr Ni 6		90 à 120		310	650	44	192
Ck 45	Aciers pour trempe superficielle	65 à 80		220	595	31	178
37 Mn Si 4		90 à 105		270	560	34	165
41 Cr 4		90 à 110		275	590	35	177
41 Cr 4	Aciers pour cyanuration	140 à 180		460	595	32	178
37 Mn Si 5		150 à 190		470	550	35	163

Table 5: contrainte de contact admissible

5. Calcul de clavette de l'arbre de la chaîne du convoyeur:

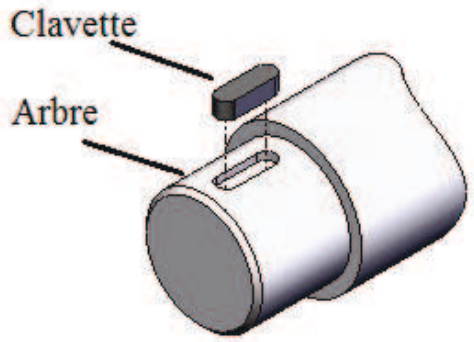


Figure 9 : Clavette

5.1 Fonctionnement :

Les clavettes longitudinales ont pour but d'assurer la liaison en rotation, et la transmission d'un couple, entre un arbre et les organes montés sur lui : poulies, roues dentées, etc.…

5.2 Mode d'action :

La rainure de l'arbre est parallèle à l'axe, ainsi que celle du moyeu, la clavette étant elle-même d'épaisseur constante, il n'y a pas de coincement, et la liaison s'effectue par obstacle et en rotation seulement. L'entrainement en rotation s'effectue par les faces latérales de la clavette, qui doit être ajustée latéralement dans les deux rainures, mais un léger jeu radial entre la clavette et le fond de la rainure du moyeu et sans inconvénient et ses extrémités sont arrondies pour faciliter le montage.

La clavette est ajustée dans la rainure de l'arbre, au montage, c'est la roue qui est forcée sur la clavette. Il ne permet pas la fixation de la roue en un point précis de l'arbre.

Matière : pour toutes les clavettes, acier dont la résistance à l'attraction est au moins égale à 60 daN/mm et acier C45

Dimensions : des clavettes usuelles, des clavettes minces voir table 5
Tolérances : sur a, h9 pour la clavette, D10 pour la rainure de l'arbre et du moyeu; sur b, h9 pour les sections carrées, h11 pour les sections rectangulaire.

5.3 Dimensionnement de la clavette :

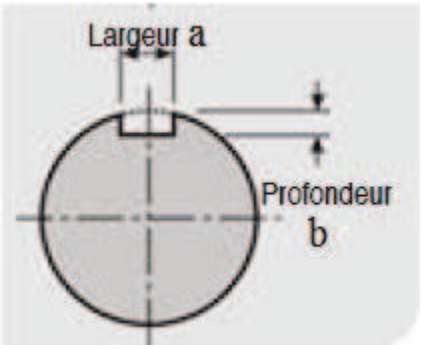


Figure 10: Cotations techniques de la clavette en montage

On choisit comme matériau de la clavette l'acier C45 ayant les caractéristiques suivantes :

Limite d'élasticité : $\sigma_e = 240$ MPa
Contrainte limite de rupture : $\sigma_s = 360$ MPa
Module d'Young : $E = 2.10^5$ MPa

Limite au cisaillement élastique : $\tau_e = 0.3 \times \sigma_e = 72$ MPa
Module de cisaillement : $G = 0.4 \times E = 8.10^4$MPa
Pour le calcul des clavettes on adopte :
Un coefficient de sécurité s=2
Pour d = 20mm, on choisit d'après la table 6 les dimensions de la clavette

d	a	b
6 à 8	2	2
8 à 10	3	3
10 à 12	4	4
12 à 17	5	5
17 à 22	6	6
22 à 30	8	7
30 à 38	10	8
38 à 44	12	8
44 à 50	14	9
50 à 58	16	10

Table 6: dimensions techniques en (mm) de la clavette et de sa profondeur de passe

Notons que: l'emploi d'une clavette, sur un arbre de dimension supérieure, est possible.

5.4 Etude de la clavette de la roue montée sur l'axe du moteur :

La hauteur et la base de la clavette sont choisies en fonction du diamètre de l'arbre. (Diamètre de l'arbre du moteur à la sortie est 20 mm).
Alors la clavette a les caractéristiques suivantes : a = 6mm et b = 6mm

$$\text{pour } d = 20\text{mm} \qquad \begin{cases} a = 6 \\ b = 6 \\ j = d - 4 \end{cases}$$

J = d – 4 = 16mm

Donc on va calculer la longueur de la clavette suivant cette relation :

$$\begin{cases} l_1 \geq \dfrac{4.M_t}{a.d.[\sigma]} \\ l_2 \geq \dfrac{2.M_t}{b.d.[\tau]} \end{cases}$$

On prend la longueur de la clavette :

$$\begin{cases} l_1 \geq \dfrac{4 \times 20.1 \times 10^3}{6 \times 20 \times 240} = 2.79 \text{ mm} \\ l_2 \geq \dfrac{2 \times 20.1 \times 10^3}{6 \times 20 \times 72} = 4.65 \text{ mm} \end{cases}$$

Tels que :
T_{cis} entre (40…..90 MPa)
σ_c entre (100…..180 MPa)
Donc : L= 4.65 + 2.79 = 7.44 mm

Alors on peut adopter la longueur de la clavette égale à 7.44 mm

$$\begin{cases} l_1 \geq 2.79 \text{ mm} \\ l_2 \geq 4.65 \text{ mm} \end{cases}$$

6. Choix des roulements du système de convoyage :

6.1 Choix de roulement:

La fixation de l'arbre se fait par des paliers à roulements à une rangée de billes. Ces roulements supportent des charges radiales.

Le choix des roulements se fait en fonction de son diamètre intérieur et du taux de charge dynamique C dont l'expression est la suivante :

$$C = R_e \times \left[\frac{N_d \times H_{10}}{\frac{100}{3} \times 500} \right]^{\frac{1}{a}}$$

a : Constante qui dépend du type des roulements

$$\begin{cases} a = 3 \text{ pour les roulements à billes} \\ a = \dfrac{10}{3} \text{ pour les roulements à rouleaux} \end{cases}$$

H_{10}: Le nombre d'heures d'opération désirées a une fiabilité de 90%
Dans notre cas nous choisissons des roulements de fiabilité 90%
N_d : La vitesse de rotation désirée d'une des parties du roulement
R_e : Charge radiale équivalente
Avec :
F_a : Force radiale est égale à zéro
F_r : Charge radiale équivalente

Table 7: Types des roulements

Type de roulements	X1	Y1	X2	Y2
A billes a gorges profondes	1	0.0	0.5	1.4
A billes avec contact angulaire (angle faible)	1	1.25	0.45	1.2
A billes avec contact angulaire (angle élevé)	1	0.75	0.4	0.75
A billes avec double rangée	1	0.75	0.63	1.25
A rouleaux sphériques	1	2.5	0.67	3.7

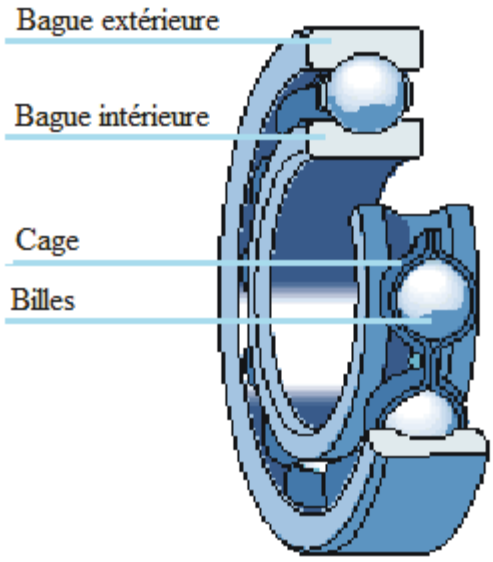


Figure 11: roulements rigide à une rangée de billes

On doit mettre le roulement sur un diamètre de 20 mm
Supposons que le moteur doit travailler 8 ans, 320 jours par an et 8 h par jour
H_{10} sera : $H_{10} = 8 \times 320 \times 8 = 20480$ heures
a = 3 pour roulement a billes
$N_d = 120$ tr/min
$R_e = Fr = 20$ N.m

Alors

$$C = R_e \times \left[\frac{N_d \times H_{10}}{\frac{100}{3} \times 500}\right]^{\frac{1}{a}}$$

Donc

$$C = 20 \times \left[\frac{120 \times 20480}{\frac{100}{3} \times 500}\right]^{\frac{1}{3}} = 2949 \text{ N}$$

Dans le catalogue SKF, on choisit le roulement SKF 6304

Roulements rigides à billes, à une rangée, non étanches

Dimensions d'encombrement			Charges de base dynamique	statique	Limite de fatigue	Vitesses de base Vitesse de référence	Vitesse limite	Masse	Désignation
d	D	B	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	tr/min		kg	-
20	52	15	16,8	7,8	0,335	30000	19000	0,14	6304

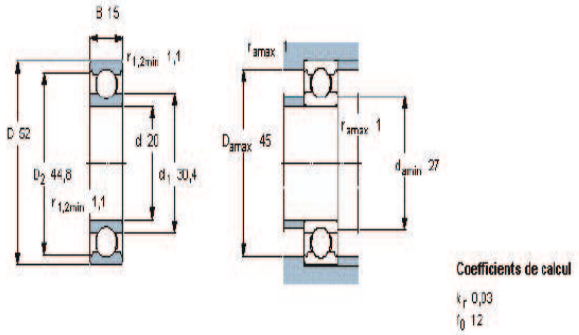


Figure 12: Dimensionnement d'un roulement

Chapitre III

Etude de système poussoir (PUSHER)

1. Choix de système du poussoir

1.1 Introduction

En construction mécanique, une chaîne est un ensemble de maillons reliés directement ou par l'intermédiaire d'axes. Une chaîne peut être bouclée ou laissée libre à ses extrémités.

Elles peuvent être utilisées comme systèmes de transmission, dans un treuil (comme un câble) ou une moto (comme une courroie). Elles peuvent aussi être utilisées comme des cordes pour délimiter des zones ; dans ce cas elles sont généralement en plastique et leur résistance est faible.

Le démontage/remontage d'une chaîne de vélo s'effectue avec un outil appelé dérive-chaîne.

La chaîne à rouleaux en acier est un véhicule hautement efficace et flexible de transmission de couple qui dans le domaine des applications industrielles a remplacé presque complètement tous les autres types de chaînes utilisés antérieurement. L'illustration ci-dessous indique les composants du maillon externe et du maillon interne d'une chaîne à rouleaux.



Figure 13: les composants du maillon externe et interne d'une chaîne

Comme illustré, la chaîne à rouleaux en acier comprend une série de paliers lisses maintenus en relation précise les uns avec les autres par les plaques de jonction. Chaque palier comprend un axe et une douille sur lesquels pivote la chaîne à rouleaux.

La douille et l'axe sont cémentés pour une bonne articulation sous haute pression et pour accommoder les contraintes de charge et l'action d'engrenage exercées sur les rouleaux de la chaîne. Toutes les chaînes sont classées selon le pas (la distance entre les centres des axes adjacents), le diamètre du rouleau et la largeur entre les plaques internes. Collectivement, ces dimensions sont connues sous le nom de dimensions d'engrènement car elles déterminent la forme et la largeur des dents des roues dentées.

Des gammes de chaînes à double pas et à gaine sont disponibles en normes européennes (BS) et ANSI. Les chaînes à double pas sont essentiellement une autre forme de chaîne de convoyeur utilisant les composants arrondis de la chaîne standard mais avec un pas double.

La chaîne à gaine est simplement une chaîne à rouleaux sans rouleau et c'est aussi la seule configuration possible pour les chaînes à très petit pas de type 4mm et ANSI 25 ou ¼ de pouce. La chaîne à gaine est utilisée pour les applications à charge inférieure et celles ne requérant qu'une traction directe.

La chaîne moderne dispose de caractéristiques qui lui permettent d'accommoder avec facilité les applications les plus contraignantes. A savoir une grande résistance à l'usure et une efficacité de transmission d'environ 98%.

La chaîne est aussi fabriquée en longueurs multiples connectées par un axe commun ce qui permet une transmission de puissance accrue dans les espaces réduits. La gamme de produits est maintenant disponible en divers matériaux, revêtements spéciaux, un choix énorme d'accessoires, axes creux et dispositif anti-recul, pour ne citer que quelques exemples, ce qui permet le plus grand éventail de solutions de conception imaginable.

A la lumière de l'amélioration apportée aux graisses utilisées en usine et d'une meilleure compréhension des techniques d'application, les concepteurs peuvent maintenant spécifier les chaînes de transmission en toute confiance.

1.2 Lubrification :

Le besoin de lubrification, non seulement à l'extérieur de la chaîne, mais surtout à l'intérieur entre les broches et les bagues et les douilles et les rouleaux, est une source d'irritation pour presque tous les utilisateurs de chaînes à rouleaux. Du propriétaire de vélo, qui doit nettoyer et graisser la chaîne à la main ou avec des gadgets spécialisées, aux propriétaires de machines complexes à haute vitesse en utilisant la transmission par chaîne, qui utilisent des systèmes de lubrification chers sophistiqués pour maintenir la chaîne lubrifiée, jusqu'aux propriétaires d'engins de dragage des gigantesques exploitations minière en surface, le but est de donner à leurs chaînes à rouleaux une lubrification propre et continue.

Il n'est pas surprenant, alors, que certains propriétaires, d'un bout de l'échelle à l'autre, optent pour la solution "ne rien faire". Ils acceptent plus de friction, moins d'efficacité, plus de bruit et de plus fréquents de remplacements comme conséquence de la maintenance minimale en lubrification des chaînes à rouleaux. Il s'agit d'un compromis classique.

1.3 Choix de system de poussoir :

Le choix de la chaîne avec le chien de poussoir doit prendre en considération que ce dernier est destine à transporter des plaques en chocolat, et de ce fait, il doit assurer un bon glissement de ces derniers, sur la plaque deux choisi, au moment de l'arrivée de plaques à la surface de cette dernière.

Dans la marche du travail, il existe différentes types de convoyeurs :

- Chaîne à billes
- Chaîne à nouées
- Chaîne à rouleaux, etc…..

Nous pouvons choisir le type de la chaîne utilisée, d'après le pas de la chaîne approximatif, tel que :
Le nombre de tours déjà calculée : $N_1 = N_2 = 40$ tr/min et on impose que le diamètre de l'axe $d_1 = d_2 = 70$ mm
Le rapport de transmission:

$$i = \frac{N_1}{N_2}$$

Donc: $i = \frac{40}{40} = 1$

D'après le tableau (2), nous avons choisit le type de la chaîne. Soit le type 08A tel que

- Pas, en mm P = 12.7 mm.
- Largeur pratique, en mm B =7.95 mm.
- Diamètre de l'axe, en mm d = 3.90 mm.
- Masse de 1 ML de la chaîne, en Kg q = 0.45Kg/1ml.

1.3.1 Caractéristiques géométriques :

a. Diamètre primitifs des roues menant et menée :

$$d_1 = \frac{P}{\sin(\frac{\pi}{2})} => \sin(\frac{\pi}{2}) = \frac{P}{d1} = \frac{12.7}{70} = 0.181 \text{ mm}$$

$$\text{arc } \sin(0.181) = \frac{\pi}{Z1} => Z1 = \frac{180}{10.3} = 17 \text{ dents}$$

b. Nombre de dents de la roue menée :

$$Z_2 = i \times Z_1 = 1 \times 17 = 17 \text{ dents}$$

c. Entraxe, déterminé par le pas de la chaîne, tel que :

A = (30 ….. 50) P = 40 × 12.7= 508 mm

d. Nombre des maillons :

$$N_b = \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + \frac{2A}{P} + (\frac{(Z_2 - Z_1)^2}{2\pi^2} \times \frac{P}{A}$$

$$\Rightarrow \quad N_b = \frac{(17+17)}{2} + \frac{2\times508}{12.7} = 97 \text{ maillons}$$

e. Longueur pratique de la chaîne :

$$L = (N_b - 1)P = (97 - 1)12.7 = 1219 \text{ mm}$$

L'industrie << Cherry An >> (Wuxi Sewoong Conveyor Bearing Co.) (Société internationale de fabrication des chaînes et de leurs accessoires, site : www.Alibaba.com) dispose plusieurs séries de chaînes dont leurs types se diffèrent par les matériaux de base, et par les caractéristiques géométriques.

Dans notre projet, le matériau de base choisi est inoxydable, en plus, les plaques de chocolat possèdent les caractéristiques géométriques approximatives comme longueur de 10cm et largeur de 5 cm avec la masse d'une plaque 100 g parmi les chaînes disponible dans cette industrie.
On peut choisir la chaîne avec le chien de poussoir, dont la série porte le numéro << X348>>, est le plus convenable répondant à nos exigences.

La chaîne avec le chien de poussoir de cette série existe avec plusieurs caractéristiques convenables à ce projet qui sert :

1. Robustes et légers, ces convoyeurs à bande sont idéaux pour transporter des charges de petite dimension, jusqu'à 110 KN
2. La vitesse de la chaîne est acceptable
4. La chaîne avec le chien de poussoir est disponible de 0.5m à 6m de longueur
5. Le prix de cette chaîne avec le chien de poussoir est moins cher

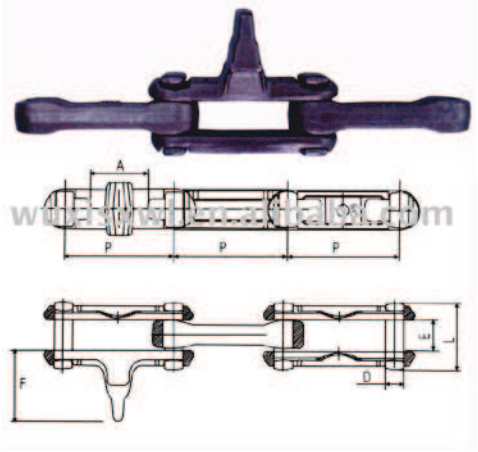


Figure 14: la chaîne avec le chien de poussoir

Table 8: Dispositifs et caractéristiques de X348 a forgé la chaîne avec le chien de poussoir

Chaîne Membre	Pitch	Pin dia.	Pin Longueur	Dimensions axe de la chaîne			Ultimate traction strenth
	P	D	L	Une	E	F	Q
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	KN
X348	76.2	12.7	46	40	20.5	48.5	110KN

Matériel	C	Si	Mn	Cr	traitement thermique	dureté
20Cr	0.18-0.24	0.17-0.37	0.50-0.80	0.70-1.00		
40Cr	0.37-0.44	0.17-0.37	0.50-0.80	0.70-1.00	Fosse-durci	

2. Calcul de la transmission par chaîne du poussoir (Pusher):

2.1 Choix du type de la chaîne :

Le choix du type de la chaîne est déterminé par le pas approximatif tel que Pas de la chaîne (c'est la distance des axes symétries de deux maillons constructifs).
Si le pas de la chaîne augmentes au plus le 6% de sa valeurs initiale l'utilisation de la chaîne n'est pas convenable. En effet le pas de la chaîne est normalisé suivant le type de la chaîne.

$$P = 13\sqrt[3]{\frac{M_1}{Z_1}}$$

M_1 : moment sur la roue menant, en N.M
Z_1 : nombre de dents de la roue menant, tel que :

$Z_1 = 29-2i$
i : rapport de transmission, tel que :

$$i = \frac{N_1}{N_2}$$

N_1, N_2 : respectivement le nombre de tours par minute des roues menant et menée
Apres le choix du type de la chaîne utilisée, d'après le pas approximatif, on aura :

$$P = 13\sqrt[3]{\frac{M_1}{Z_1}}$$

$$M_1 = \frac{P}{W_1}$$

W_1: la vitesse angulaire de l'arbre de sortie du moteur électrique

$$W_1 = \frac{\pi \times N_1}{30} = \frac{3.14 \times 120}{30} = 12.56 \text{ rad/s}$$

D'ou:

$$M_1 = \frac{P}{W_1} = \frac{120}{12.56} = 9.55 \text{ rad/s}$$

Le rapport de transmission:

$$i = \frac{N_1}{N_2}$$

Le nombre de dents des roues menant et menée :
$Z_1 = 29 – 2i = 29 – (2×3) = 29 – 6 = 23$ dents
Le pas approximatif est alors

$$P = 13\sqrt[3]{\frac{9.55}{23}} = 9.6\text{mm}$$

D'après le tableau (3), on choisit le type de la chaîne. Soit le type 06B tel que
- Pas, en mm P = 9.52 mm
- largeur pratique, en mm B = 9.53 mm
- diamètre de l'axe, en mm d = 5.08 mm
- masse de 1 ML de la chaîne, en Kg q = 1Kg/1ml

2.2 Caractéristiques géométriques :

a. Nombre de dents de la roue menée :

$Z_2 = i \times Z_1 = 3 \times 23 = 69$ dents

b. Diamètre primitifs des roues menant et menée :

$$d_1 = \frac{P}{\sin(\frac{\pi}{Z_1})} = \frac{9.52}{\sin(\frac{180}{23})} = 70 \text{ mm}$$

$d_2 = i \times d_1 = 3 \times 70 = 210$ mm

c. Entraxe, déterminé par le pas de la chaîne, tel que :

A = (30 ….. 50) P = 50 × 9.52 = 476 mm

d. Nombre des maillons :

$$N_b = \frac{(Z_1+Z_2)}{2} + \frac{2A}{P} + \left(\frac{(Z_2-Z_1)^2}{2\pi^2} \times \frac{P}{A}\right)$$

=> $$N_b = \frac{(23+69)}{2} + \frac{2476}{9.52} + \left(\frac{(69-23)^2}{23.14^2} \times \frac{9.52}{476}\right) = 147 \text{ maillons}$$

e. Longueur pratique de la chaîne :

$$L = (N_b - 1)P = (147 - 1)9.52 = 1390 \text{ mm}$$

2.3 Efforts appliqués

a. efforts périphérique en N :

$$F_T = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2\times 9.55\times 10^3}{70} = 272.8\ N$$

b. effort dans le brin menant :

$T_2 = F_T = 272.8$ N

c. effort centrifuge en N :

$$F_C = q \times V^2$$

q : la masse de 1 ML de la chaîne, détermine par le tableau (3)

V : vitesse périphérique de la chaîne, détermine par la relation suivant

$$V = \frac{Z_1 \times N_1 \times P}{60\times 1000} = \frac{23\times 120\times 9.52}{60\times 1000} = 0.43 m/s$$

$$F_C = 1 \times 0.43^2 = 0.189\ N$$

d. effort du au poids propre de la chaîne tel que :

$$F_q = q \times g \times A \times K_F$$

A: entraxe

K_F: Coefficient, dépend de la position de la chaîne

Position verticale : K_F=1

Position horizontale K_F=6

Dans notre projet la position de la chaîne horizontale est $K_F = 6$

=> $$F_q = 0.4 \times 9.81 \times 476 \times 6 = 11.2 \text{ N}$$

2.4 Condition de résistance à la pression spécifique

$$P_{max} < P_{adm}$$

La pression spécifique dans la chaîne en MPa, est déterminée par la relation suivante :

$$P_{max} = \frac{F_T}{B \times d} = \frac{272.8}{9.52 \times 5.08} = 5.6 \text{ MPa}$$

B : largeur pratique de la chaîne en mm, déterminée dans le tableau (3)
d : diamètre de l'axe en mm, déterminée dans le tableau (3)
P_{adm}= pression spécifique admissible, en MPa, déterminée dans le tableau (4)
D'après la condition au dessus $P_{max} < P_{adm}$
P_{max} = 5.6 MPa < P_{adm}= 31.5 MPa, cette condition est donc avalable

2.5 Condition de résonance

$N_C < N_1$
N_C : nombre de tours par minute critique, déterminé par la relation suivant :

$$N_C = 30 \times \sqrt{\frac{F_T}{q}} \frac{1}{Z_1 \times A}$$

F_T en N
q en Kg
A en m
N_1 : nombre de tour de la roue menant

$$N_C = 30 \times \sqrt{\frac{272.8}{40.}} \frac{1}{23 \times 0.476} 71.5 \text{ tr/min}$$

N_C =71.5 tr/min < N_1=120tr/min, nous n'avons pas donc de résonance

3. Calcul du diamètre de l'arbre de la chaîne du convoyeur:

$$\alpha = 180^{\circ} - 57\left(\frac{d_2 - d_1}{A}\right)$$

$$\alpha = 180^{\circ} - 57\left(\frac{210 - 70}{476}\right) = 163^{\circ}$$

$$\beta = 180^{\circ} - \alpha$$

$$\beta = 180^{\circ} - 163^{\circ} = 17^{\circ}$$

$$T_Y = T_1 \cos\frac{\beta}{2} + T_2 \cos\frac{\beta}{2}$$

$T_1 = 0$ ET $\beta = 17^{\circ}$

$$T_Y = T_2 \cos\frac{\beta}{2} = 272.8 \cos\frac{17^{\circ}}{2} = 270\ \text{N}$$

ET

$$T_X = T_2 \sin\frac{\beta}{2} = 272.8 \sin\frac{17^{\circ}}{2} = 40.3\ \text{N}$$

Calcul de M en (N.m) :

$$P = M_2 \times W = M_2 \times \frac{\pi \times n_1}{30}$$

$$M_2 = \frac{30 \times P}{\pi \times n_1} = \frac{30 \times 250}{3.14 \times 120} = 20\ N.m$$

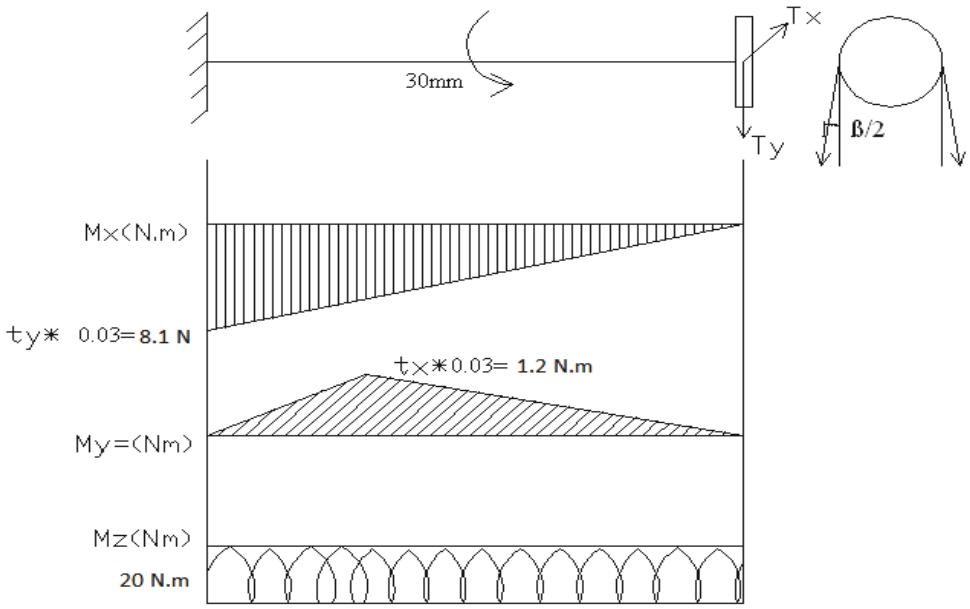


Figure 15 : Représentation des efforts agissant sur l'axe

a. Calcul approximatif de diamètre :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{5M_Z}{0.2 \times [\sigma_a]}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{5 \times 20 \times 10^3}{0.2 \times 120}} = 16 \text{ mm}$$

Tel que $[\sigma_a]$: contrainte de contact admissible, déterminée dans le tableau (5)

b. Calcul justificatif du diamètre :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10M_{eq}}{[\sigma_a]}}$$

$$M_{eq} = \sqrt{M_X{}^2 + M_Y{}^2 + M_Z{}^2}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \times 21.6 \times 10^3}{120}} = 12.1 \text{ mm}$$

Donc on prend d_1=20mm

4. Dimensionnement de la clavette :

On choisit comme matériau de la clavette l'acier C45, ayant les caractéristiques suivantes :

Limite d'élasticité : $\sigma_e = 240$ MPa
Contrainte limite de rupture : $\sigma_s = 360$ MPa
Module d'Young : $E = 2.10^5$ MPa
Limite au cisaillement élastique : $\tau_e = 0.3 \times \sigma_e = 72$ MPa
Module de cisaillement : $G = 0.4 \times E = 8.10^4$MPa
Pour le calcul des clavettes, on adopte :
Un coefficient de sécurité s=2
Pour d = 20 mm, on choisit d'après la table 6 les dimensions de la clavette.

a. Etude de la clavette de la roue montée sur l'axe du moteur :

La hauteur et la base de la clavette sont choisies en fonction de diamètre de l'arbre. (Diamètre de l'arbre du moteur à la sortie est 20 mm). Alors la clavette possède les caractéristiques suivantes : a = 6mm et b = 6mm

$$\text{pour } d = 20\text{mm} \qquad \begin{cases} a = 6 \\ b = 6 \\ j = d - 4 \end{cases}$$

J = d – 4 = 16 mm

Nous allons donc calculer la longueur de la clavette selon la relation suivante:

$$\begin{cases} l_1 \geq \dfrac{4.M_t}{a.d.[\sigma]} \\ l_2 \geq \dfrac{2.M_t}{b.d.[\tau]} \end{cases}$$

On considère la longueur de la clavette selon les équations suivantes:

$$\begin{cases} l_1 \geq \dfrac{4 \times 20.1 \times 10^3}{6 \times 20 \times 240} = 2.79 \text{ mm} \\ l_2 \geq \dfrac{2 \times 20.1 \times 10^3}{6 \times 20 \times 72} = 4.65 \text{ mm} \end{cases}$$

Tel que :
T_{cis} entre (40…..90 MPa)
σ_c entre (100…..180 MPa)
Donc : L = 4.65 + 2.79 = 7.44 mm
Alors on peut adopter la longueur de la clavette à 7.44 mm

$$\begin{cases} l_1 \geq 2.79 \text{ mm} \\ l_2 \geq 4.65 \text{ mm} \end{cases}$$

5. Choix des roulements du système (PUSHER) :

Le choix des roulements se fait en fonction de son diamètre intérieur et du taux de charge dynamique C tel que :

$$C = R_e \times \left[\frac{N_d \times H_{10}}{\frac{100}{3} \times 500}\right]^{\frac{1}{a}}$$

a : Constante qui dépend du type des roulements

$$\begin{cases} a = 3 \text{ por les roulements à billes} \\ a = \frac{10}{3} \text{ pour les roulements à rouleaux} \end{cases}$$

H_{10}: Le nombre d'heures d'opération désirées a une fiabilité de 90%
Dans notre cas nous choisissons des roulements avec une fiabilité de 90%
N_d : La vitesse de rotation désirée d'une des parties du roulement
R_e : Charge radiale équivalente.

On doit mettre le roulement sur un diamètre de 20 mm. En supposons que le moteur doit travailler 8 ans, 320 jours par an et 8 h par jour.
H_{10} sera : $H_{10} = 8 \times 320 \times 8 = 20480$ heures
a = 3 pour roulement à billes
N_d = 120 tr/min
R_e = Fr = 20 N.m

Alors

$$C = R_e \times \left[\frac{N_d \times H_{10}}{\frac{100}{3} \times 500}\right]^{\frac{1}{a}}$$

Donc

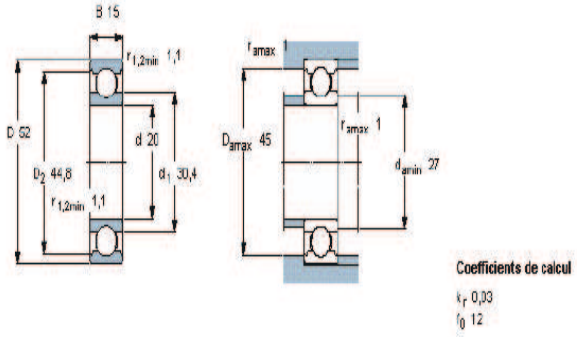
$$C = 20 \times \left[\frac{120 \times 20480}{\frac{100}{3} \times 500}\right]^{\frac{1}{3}} = 2949\ N$$

Dans le catalogue SKF, nous avons choisi le roulement SKF 6304

Roulements rigides à billes, à une rangée, non étanches

SKF

Dimensions d'encombrement			Charges de base dynamique	statique	Limite de fatigue	Vitesses de base Vitesse de référence	Vitesse limite	Masse	Désignation
d	D	B	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	tr/min		kg	-
20	52	15	16,8	7,8	0,335	30000	19000	0,14	6304



Coefficients de calcul

k_r 0,03
f_0 12

Table 9: Dimensionnement d'un roulement

6. Dimensionnement de la table de la machine :

Le support de base de la table est pris rectangulaire de dimensions (1.5 m × 1.5 m ×1.5 m).
Ce support est constituée de barres profilées, on choisit le profilée rectangulaire 30 × 20 × 2.5 mm avec un matériau convenable l'acier C45 ayant les caractéristiques suivantes :
Limite d'élasticité : $\sigma_e = 240$ MPa
Contrainte limite de rupture : $\sigma_s = 360$ MPa
Module d'Young : $E = 2.10^5$ MPa
Il faut noter que toutes les barres sont assemblées entre elles par soudage.
En utilisant le logiciel CATIA, qui fait les modélisations numériques par la méthode des éléments finis.
Nous allons utiliser le critère de Von mises qui est le plus adapté pour les métaux. On doit vérifier à chaque point de la structure que la contrainte et le déplacement équivalente de Von mises est inferieure a la contrainte et le déplacement admissible.

$$\sigma_{éq} \leq \sigma_{adm}$$

Premièrement, il est nécessaire de déterminer la charge appliquée sur ces derniers, en effet :

Les plaquettes en chocolat, les axes, le convoyeur, le poussoir et les vérins sous l'action de son poids, une force de 150 kgf = 1500 N. En prenant un coefficient de sécurité de 35 %, dans le but d'augmenter la rigidité statique, la charge appliquée sera :

$$F = 1.35 \times 1500\ N = 2000\ N$$

Les caractéristiques mécaniques de la table sont présentées dans le tableau (10).

Matériaux	Acier (C45)
Module d' Young	2.1×10^5 Mpa
Coefficient de Poisson	0.266
Densité	7860kg/m^3
Limite d'élasticité	240 Mpa

Table 10: Caractéristiques des matériaux

Le tableau (11), représentent les maillages du bâti avec les nombres des nœuds et des éléments sont représentés dans les tableaux 3.2 au dessous.

Type	TE4
Nodes	3724
Elements	14143

Table 11: les nombres des nœuds et d'éléments

Les résultats numériques montrent que :

- Les contraintes maximales de Von mises sont localisées au niveau du table (figures 16) de la plaque supérieure et a pour valeur $8.28\times 10^6\ N/m^2$ Qu'est inferieur à la contrainte admissible $\sigma_{adm} = 120\text{MPa} \times 10^6\ \text{N/m}^2$, donc la condition de résistance est vérifiée.

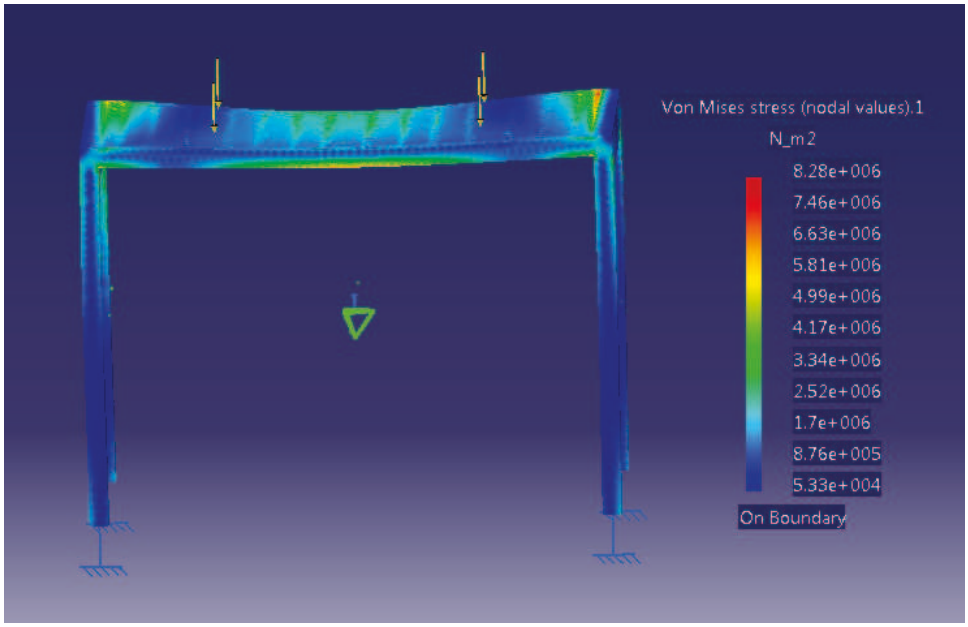


Figure 16: distribution des contraintes par la méthode de Von MISES

- Le déplacement maximal qui a une valeur 0.328mm, cette valeur est inférieure à la valeur de déplacement admissible :

Dans notre cas le table a une forme comme des planchers supportant des poteaux

$$\Rightarrow \text{f} \leq \frac{\text{l}}{500} = \frac{1500}{500} = 3\text{mm} > 0.328\text{mm} \Rightarrow \text{les conditions sont verifiées}$$

Vérification de la flèche	
Vérification **réglementaire**	$f \leq f_{adm}$
Toitures en générale	$f \leq {}^{l}/_{200}$
Planchers générale	$f \leq {}^{l}/_{300}$
Planchers supportant des poteaux	$f \leq {}^{l}/_{500}$

Table 12: tableaux de vérification de la flèche

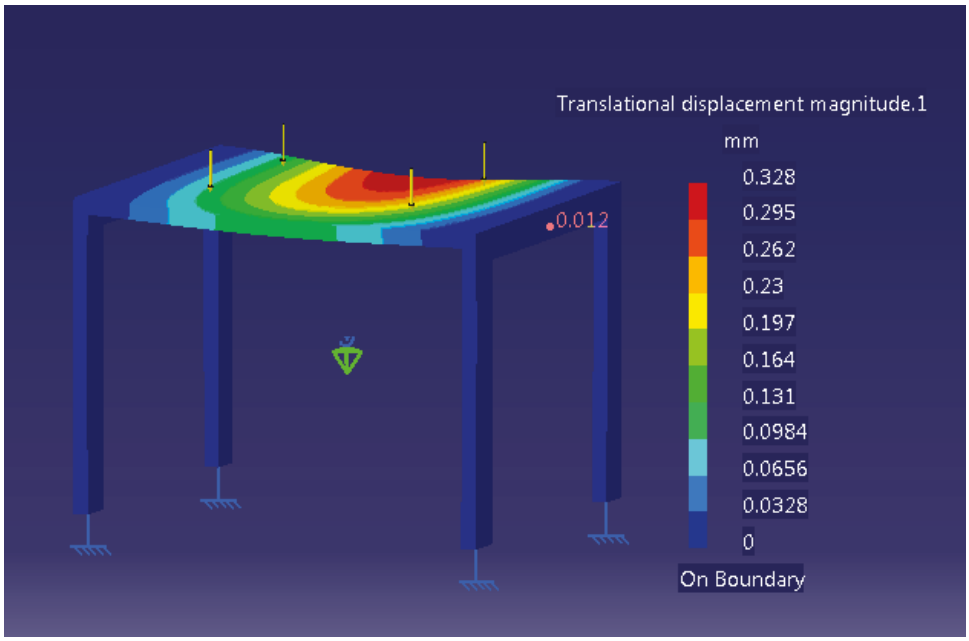


Figure 17: les déplacements résultant de la table

La déformation :

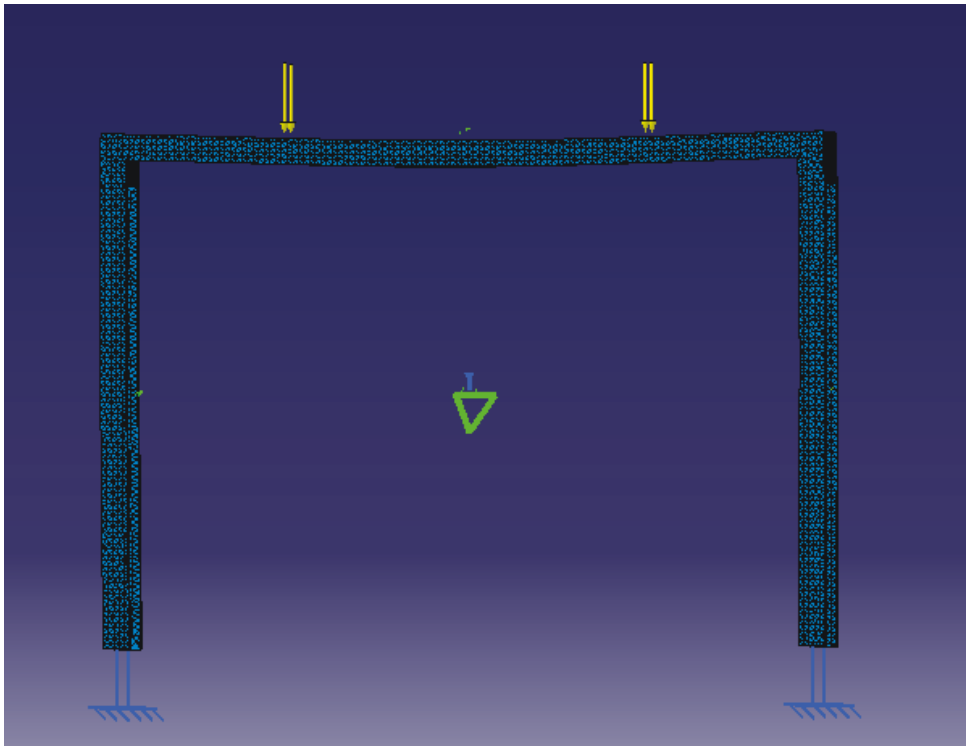


Figure 18: Déformation

7. Vérification de dimensionnement de la l'axe :

On prend un l'axe le plus chargée Les caractéristiques mécaniques du l'axe sont présentées dans le tableau (13).

Matériaux	Acier (C45)
Module d' Young	2.1×10^5 Mpa
Coefficient de Poisson	0.266
Densité	7860kg/m^3
Limite d'élasticité	240 Mpa

Table 13: Caractéristiques de matériaux

Le tableau (14), représentent les maillages du bâti avec les nombres des nœuds et des éléments :

Type	TE4
Nodes	5700
Elements	24231

Table 14:les nombres des nœuds et d'éléments

Les résultats numériques montrent que :

- Les contraintes maximales de Von mises sont localisées au niveau du cylindre (figures 19) de la plaque supérieure et a pour valeur $3.17\times 10^6\ N/m^2$ Qu'est inferieur à la contrainte admissible $\sigma_{adm} = 120\text{MPa} \times 10^6\ \text{N/m}^2$, donc la condition de résistance est vérifiée.

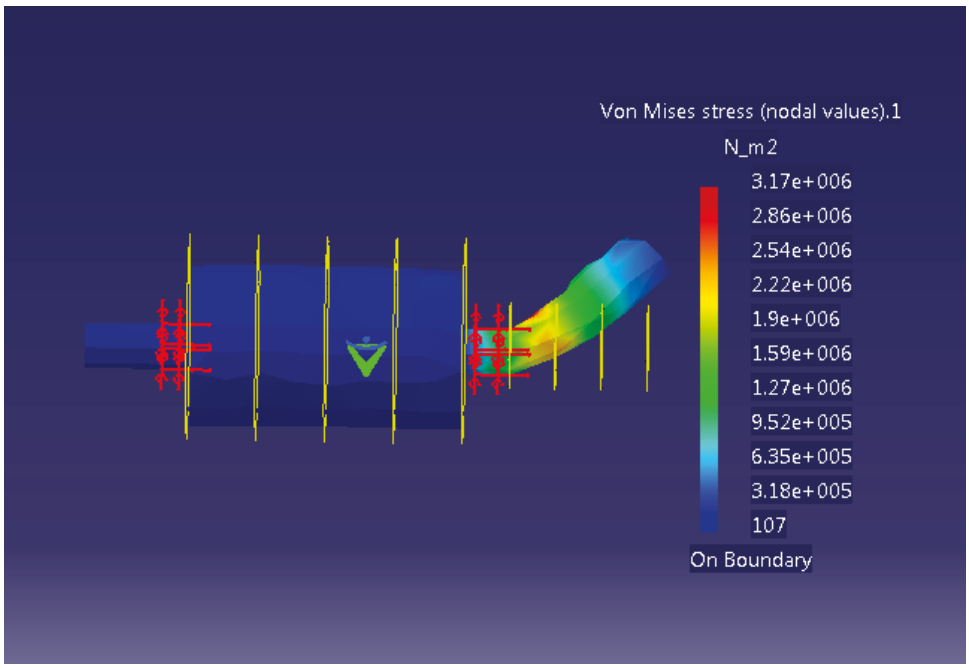


Figure 19:Distribution des contraintes par la méthode de Von MISES

- Le déplacement maximal qui a une valeur 0.00518mm, cette valeur est inférieure à la valeur de déplacement admissible :

Dans notre cas le bâti a une forme comme des **Planchers supportant des poteaux**

$$\Rightarrow f \leq \frac{l}{500} = \frac{100}{500} = 0.2\text{mm} > 0.0.00518\text{mm} \Rightarrow \text{les conditions sont verifiées}$$

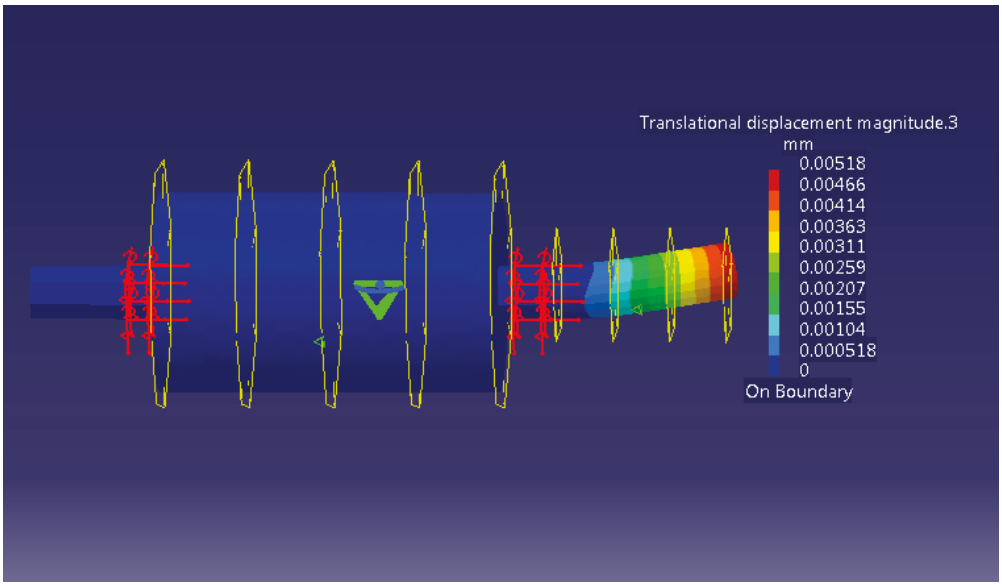


Figure 20:Les déplacements résultant de la l'axe

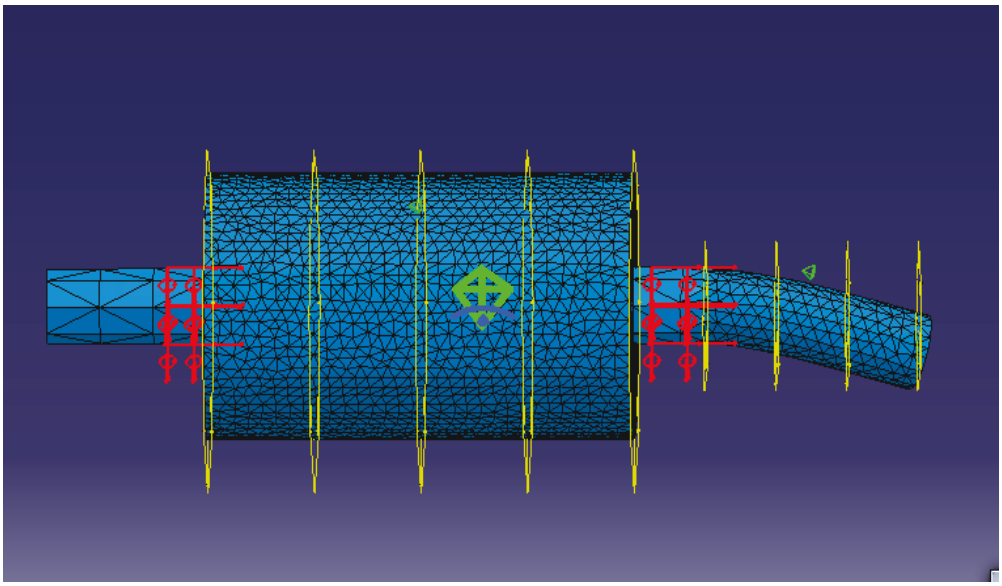


Figure 21:Maillages de l'axe

Chapitre IV

Etude pneumatique

1. Choix des éléments du système pneumatique :

1.1 Introduction :

La pneumatique est une technologie non polluante qui apporte la force motrice aux entrainements. L'air peut être aussi puissant que sensible, peut être piloté pour une fonction précise et régie de manière variable. Exacte, rapide et peu onéreuse : ce sont les caractéristiques de la pneumatique en solution systémique pour les applications et les branches les plus variée.

Dans l'automation, la pneumatique joue un rôle important dans l'entrainement d'éléments mécaniques ou dans la commande de machines. Il existe tellement de possibilités et d'applications que l'emploi des composants pneumatiques augmente constamment.

Tous les systèmes automatises répondent, en général, à la même structure :
- **Une partie opérative :** Ce secteur de l'automatisme relie les actionneurs de type électrique, pneumatique ou hydraulique aux divers éléments mécaniques pour effectuer des actions suivant une logique organisée.
- **Une partie commande :** Cette partie du système automatisée contrôle le déroulement du cycle. Elle fournit les signaux de commande de type électrique ou pneumatique vers les pré-actionneurs.
- **Un pupitre (dialogue) :** Cet élément regroupe les boutons et voyants qui assurent la mise en marche, les arrêts d'urgence et autres commandes du système.

La pneumatique est complémentaire d'autres formes d'énergie telles que la mécanique, l'électricité et l'hydraulique.

Dans les systèmes (circuits) pneumatiques, l'air comprimé est utilisé comme fluide de base (source d'énergie). De production facile, il présente un certain nombre d'avantages. A la base, il est disponible partout et en quantité illimitée.

L'air comprimé, utilisé dans les systèmes pneumatique, est au départ de l'air à la pression atmosphérique puis porte artificiellement à une pression élevée appelée pression d'utilisation (pression manométrique ou relative).

Cette source d'énergie (la pneumatique) présente plusieurs avantages, parmi lesquels on peut citer :
- L'air comprimé se transporte facilement dans des conduites de bon marche
- L'air comprimé est propre et les composants fonctionnant sous cette énergie sont peu couteux, il est possible également d'obtenir des vitesses et des cadences élevées.
- L'air comprimé est insensible aux variations de température.
- Les échappements d'air ne sont que peu polluants.

Malgré de nombreux avantages, l'automation par l'air comprimé présente certains inconvénients qu'il faut prendre en considération :

- Cette source d'énergie exige un excellent conditionnement (filtration).
- Aucune impureté, aucune poussière, etc., ne doit pénétrer dans ce système.
- Il est difficile d'obtenir des vitesses régulières, du fait de la compressibilité de l'air. Les forces développées restent relativement faibles.
- Pour des efforts importants, il est préférable et impératif d'avoir recours à «l'hydraulique».
- L'air des échappements est bruyant, cependant, ce phénomène désagréable se trouve en partie résolu grâce à l'utilisation de silencieux.

1.2 Eléments de l'installation pneumatique et leurs rôles :

Toute installation pneumatique assurant une production et une distribution d'air comprimé comprend :

1. Un compresseur
2. Un réservoir d'air
3. Un système de traitement de l'air
4. Un dispositif de sécurité et de régulation
5. Un ensemble de circuits de distribution, généralement réalisé en tube acier ou cuivre.

Le but d'une installation d'air comprime est de fournir de l'air, à la pression convenable et en quantité suffisante, pour assurer un fonctionnement correct des appareils qu'elle alimente.

1.1.1 Compresseur :

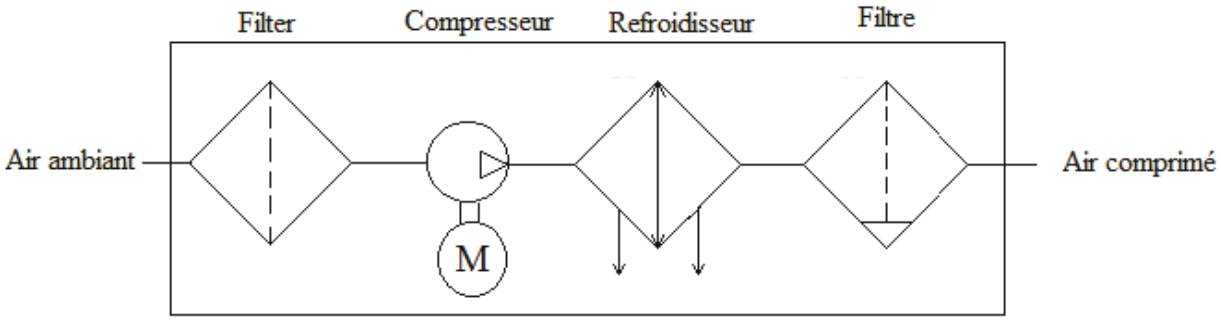


Figure 22: Symbole du compresseur intégré

Le compresseur est le générateur d'air comprimé. Son but et de mettre l'air atmosphérique sous pression pour qu'il puisse être utilisé par le circuit pneumatique.

Les compresseurs peuvent être classés en deux catégories :

- Les compresseurs dynamiques :

Dans ce type de compresseur, la compression est obtenue par transformation de la vitesse de l'air aspire en pression.

- Les compresseurs volumétriques :

Sur ces compresseurs, la compression est obtenue par réduction de l'espace contenant l'air aspire. Il existe des compresseurs : vis, à engrenage et à palettes.

Un bon fonctionnement du compresseur exige que les conditions suivantes soient remplies :

- Air propre, filtré et dépourvu d'impuretés
- Humidité minimale
- Dimension appropriée afin d'éviter toute irrégularité au niveau des appareils d'utilisation
- Dureté de l'air du point de vue chimique

1.1.2 Réservoir d'air :

Ils servent de stocker et d'accumuler l'air comprimé et permettent d'assurer la régularité du service afin d'éviter toute fluctuation de pression ou manque de pression pour ne pas affecter l'utilisation.

1.1.3 Système de traitement de l'air :

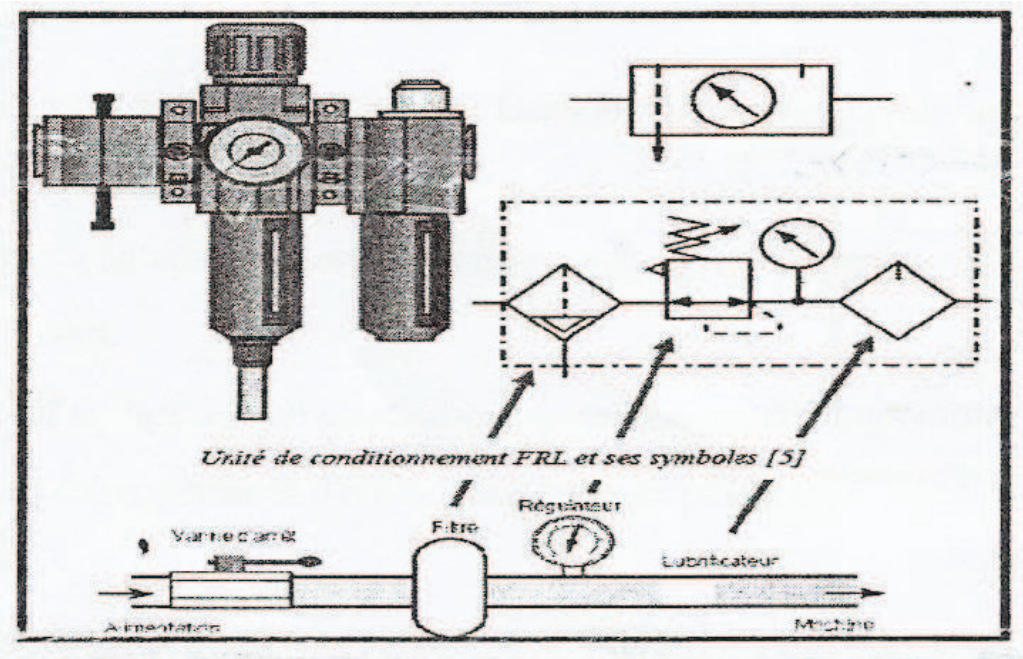


Figure 23: Unité de conditionnement de l'air comprimé

Pour le traitement de l'air, le matériel utilisé est une unité de conditionnement de l'air comprimé appelée «FRL».
L'air à la sortie du compresseur est véhicule, par des conduites en acier, sur le lieu d'utilisation. L'unité de conditionnement est destinée à préparer l'air en vue de son utilisation dans les systèmes,

en le débarrassant des poussières, de vapeur d'eau et d'autres particules nuisibles provoquant des pannes dans les installations.

Cet ensemble modulaire est constitué de deux ou trois appareils montés en série dans le mordre déterminé.

Il se compose de la façon suivante :

- Un filtre qui épure l'air (le filtrer des poussières) et l'assèche (le purger de l'eau ou de la vapeur d'eau qu'il contient).
- Un régulateur dépression qui maintient l'air à une pression constante et réglable (c.à.d. régler er réguler la pression de l'air)
- Un lubrificateur qui a pour rôle d'incorporer l'air comprimé à un brouillard d'huile afin de lubrifier les parties mobiles des composantes constituant le système pneumatique, pour améliorer leur glissement et éviter leur corrosion.

a) <u>Filtre :</u>

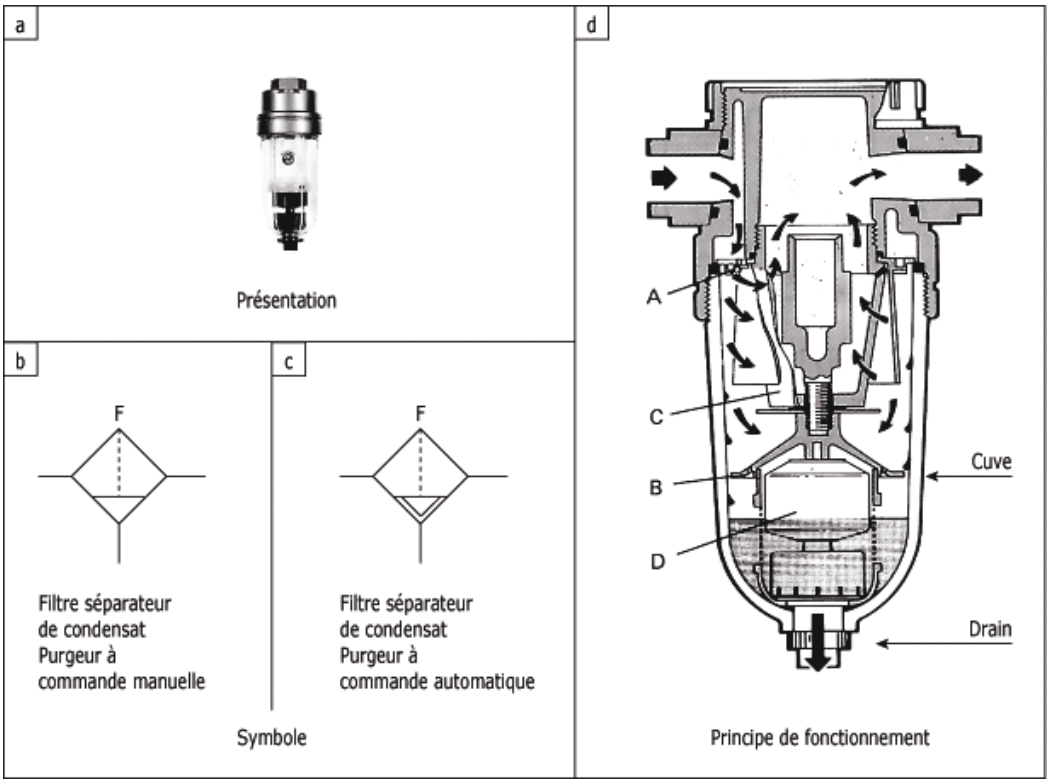


Figure 24: Filtre d'air comprimé

L'air par nature est humide. Lorsque l'on refroidit de l'air comprimé, on a de l'eau qui se forme. L'eau formée doit obligatoirement être évacuée du réseau de distribution. Il existe également dans l'air des poussières, de l'huile provenant du compresseur et toutes sortes d'impuretés indésirables que l'on doit éliminer.

Cet appareil a pour fonction de bloquer (soustraire) les poussières et les particules d'impuretés qui circulent dans les conduites. Le filtre récupère aussi l'humidité résiduelle contenue dans l'air.

b) <u>Régulateur de pression :</u>

Tous les appareils qui fonctionnent à l'air comprimé exigent une pression de fonctionnement optimale. Cette pression, inferieure à la pression de service du système (réseau), doit être maintenue à un niveau constant et réglable, en fonction de la demande du réseau. Dans tous les cas, il est donc conseillé d'installer un régulateur de pression à l'entrée de chaque système pneumatique.

c) <u>Lubrificateur :</u>

La plupart des lubrificateurs fonctionnent selon le principe de «Venturi». La différence entre la pression régnant en amont de l'étranglement et la pression régnant dans la partie la plus étranglée de celui-ci permet l'aspiration d'un liquide (huile d'un réservoir) et son mélange avec l'air comprime. Le lubrificateur est donc un appareil équipé d'un récipient contenant de l'huile minérale. Par l'intermédiaire d'un système du type Venturi, l'air comprimé qui passe dans l'appareil emporte l'huile, ce qui lubrifie l'air qui, à son tour, va lubrifier les appareils facilitent leur déplacement et évitant leur oxydation.

<u>Remarque :</u>

Toute chute de pression entre le compresseur et le point d'utilisation de l'air comprimé constitue une perte irrécupérable. Par conséquent, le réseau de distribution est un élément important de l'installation d'un réseau de distribution d'au comprimé.
En général, on doit respecter les règles suivantes :

- Les dimensions des tuyaux doivent elle calculées assez largement pour que la perte de charge entre le réservoir et le point d'utilisation n'excède pas, 10% de la pression initiale.
- Une ceinture de distribution qui fait le tour de l'usine doit être prévu. Cela afin d'assurer une bonne alimentation au point ou la demande d'au est la plus forte.
- Les prises doivent toujours être situées au somment de la canalisation afin d'éliminer l'entrainement d'eau de condensation dans l'équipement.
- Toute canalisation principale doit être munie de prises situées aussi près que possible du point d'utilisation.
- Toutes canalisations doivent elle installées en pente descendante, vers une tuyauterie de purge, afin de faciliter l'évacuation de l'eau et empêcher qu'elle ne pénètre dans les appareils.

1.3 Les actionneurs pneumatiques :

L'actionneur, encore appelé organe moteur, sert a transformer (convertir) une énergie de puissance pneumatique (énergie contenue dans l'air comprime) en une énergie mécanique de translation, de rotation ou d'aspiration.

Elabore dans la partie commande, le signal de sortie est ensuite dirige vers des pre actionneurs qui, a leur tour, pilotent les actionneurs.

Les principales caractéristiques des actionneurs sont :

- La cours
- La force
- La vitesse

Parmi les actionneurs pneumatiques, on retrouve principalement :

- Les vérins
- Les moteurs
- Les ventouses

1.3.1 Les vérins

Ils transforment l'énergie d'un fluide sous pression en énergie mécanique (mouvement avec effort). Ils peuvent soulever, pousser, tirer, serrer, tourner, bloquer….

.

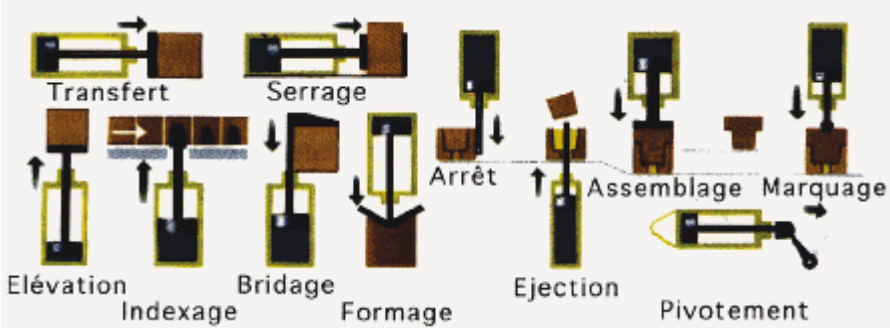


Figure 25: Exemple d'utilisation des vérins.

Leur classification tient compte :

- De la nature du fluide (pneumatique ou hydraulique)
- Du mode d'action de la tige : simple effet (air comprime admis sur une seule face du piston), double effet (air comprime admis sur les deux faces du piston)…

Les vérins pneumatiques utilisent l'air comprimé, de 2 à 10 bars en usage courant. Du fait de la simplicité de mise en œuvre, ils sont très nombreux dans les systèmes automatises industriels.

Remarque : une grande quantité de fonctions complémentaires peut leur être intégrée :

- Amortissement de fin de course
- Capteurs de position
- Dispositifs de fin de course
- Dispositifs de détection
- Distributeurs
- Guidage,…

Constitution du vérin :

De nombreux fabricants produisent des vérins, le principe de fonctionnement ainsi que la base de construction restent identiques dans les différents marques. Ils sont constitués des mêmes éléments :

- Le piston est solidaire de la tige qui peut se déplacer à l'intérieur du corps.
- Le corps est délimité par le nez et le fond dans lesquels sont aménagés des orifices d'alimentation en air comprimé. Les espaces vides qui peuvent être remplis d'air comprimé s'appellent les chambres

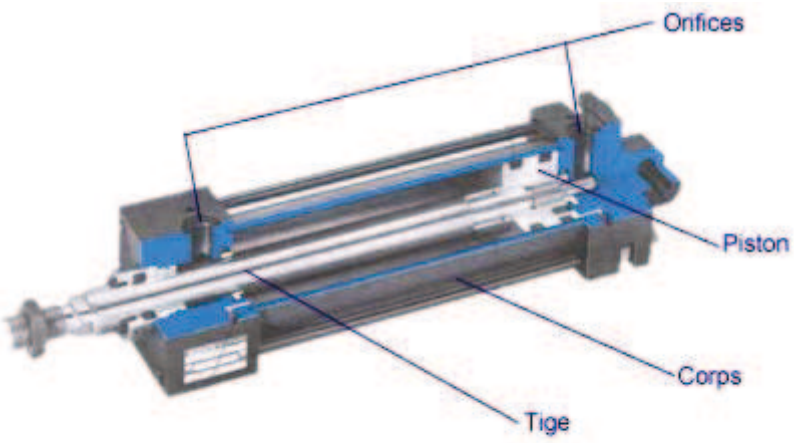


Figure 26: Constitution d'un vérin

a. Fixation et accessoires :

En règle générale, deux fixations suffisent :

- Une a l'avant :
  - En bout de tige
  - Ou sur le fond avant
- Plus une à l'arrière ou au milieu

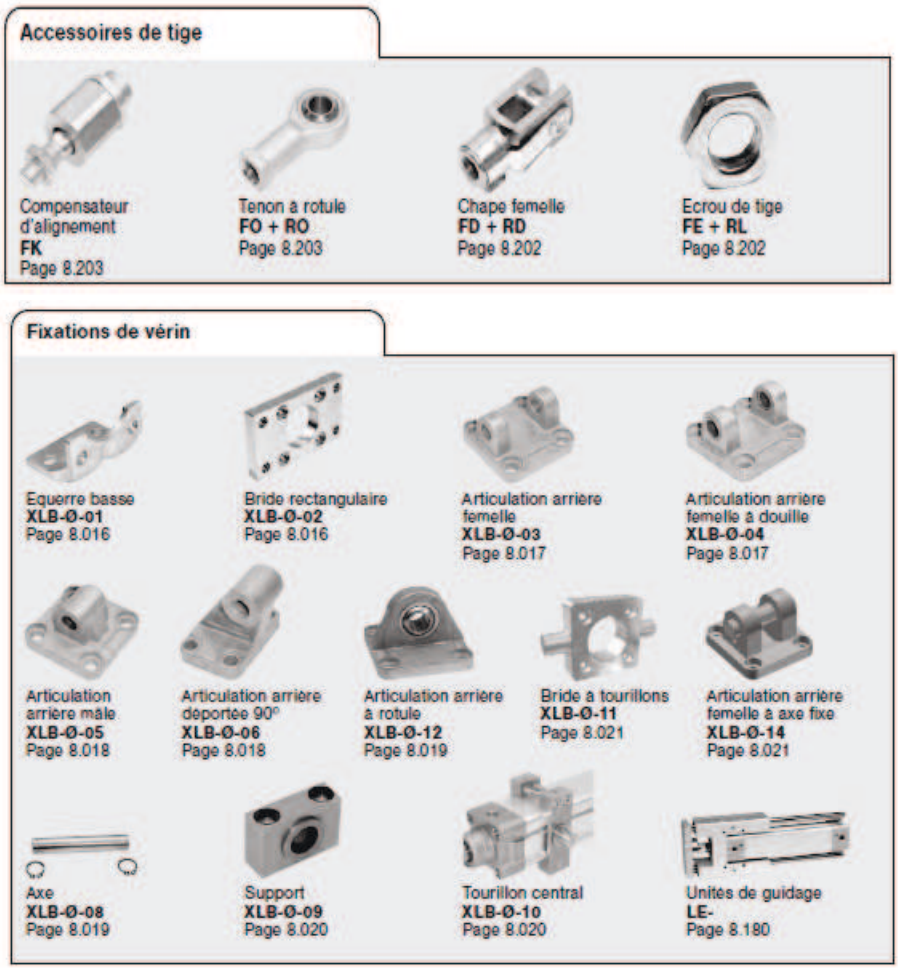


Figure 27: Fixation usuelles des vérins

Le mode de fixation est fonction de l'implantation du vérin sur les machines. Lorsque le mode de fixation est déterminé de façon définitive, il faut adapter le vérin en conséquence.

Etant donné que la charge des vérins ne doit être appliquée que dans le sens axial, leur fixation ainsi que l'accouplement du piston doivent être soigneusement adaptés en fonction des applications visées. Toute force transmise par une machine se traduit par une charge appliquée au vérin.

Des défauts d'adaptation ou d'alignement de la tige peuvent également entrainer des contraintes sur le palier, sur le cylindre et sur la tige : ce qui peut avoir pour conséquence :

- Une forte pression latérale sur le coussinet du vérin et par conséquent une usure plus importante
- Une forte pression latérale sur les paliers de guidage de la tige du piston
- Des charges importantes et irrégulièrement reparties sur les joints de la tige et du piston

Suivant les fixations choisies, la position du vérin et les charges exercées, certains calculs de vérification (flambage, flexion..) peuvent devenir nécessaires. Par exemple, un flambage même faible, réduit fortement la durée de vie d'un vérin.

b. <u>Vérins simple effet :</u>

Les vérins «simple effet» ne sont alimentées en air comprimé que d'un seul côté. Ils ne sont peuvent donc fournir un effort que dans un seul sens. Le rappel de la tige du piston est assuré par un ressort incorporé, entre le piston et le flasque avant, ou par une force extérieure (charge). Le ressort est dimensionné de manière à ramener le plus rapidement le piston dans sa position initiale, (pendant) le rappel ou le retour, l'orifice d'admission de l'air comprimé est mis à l'échappement).
Le vérin «simple effet» est dote d'un joint de piston simple, monte sur le cote ou s'applique la pression.
L'étanchéité est assurée par un matériau flexible encastré dans un piston métallique ou en matière plastique. Pendant le mouvement, les bords d'étanchéité glissent à la surface du cylindre.

Le vérin «simple effet» a l'avantage :

- D'une simplicité de commande
- D'un mouvement de retour par ressort ou sous l'action de la charge
- Economique du fait de la réduction de la consommation de fluide

Par contre, il a l'inconvénient d'être plus long que le vérin double effet, pour la même course.

La course de vérin «simple effet» est fonction de la longueur du ressort. De ce fait, ces vérins ne dépassent jamais 100 mm environ.

Il existe deux versions de ce vérin :

- Travail en poussant
- Travail en tirant

Les vérins «simple effet» sont utilises en cas de travaux simples (serrage, éjection, levage, emmanchements…).

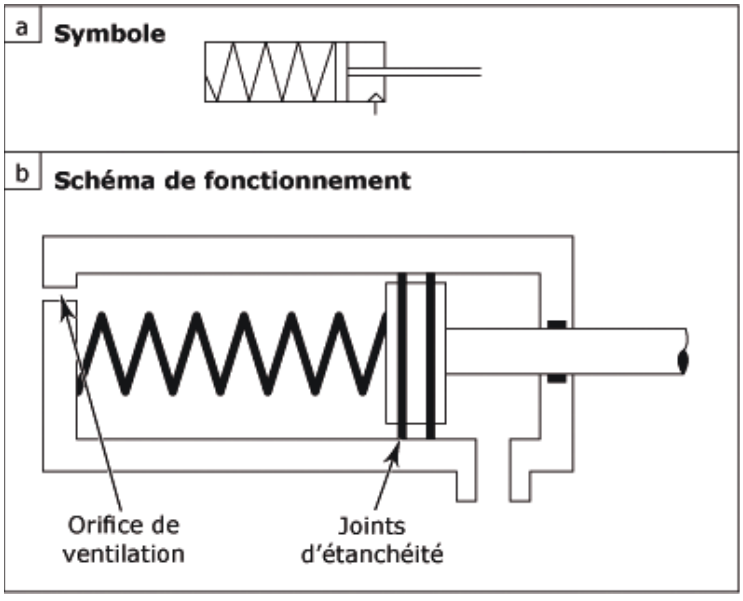


Figure 28: Vérin simple effet classique rappel par ressort

c. <u>Vérins double effet :</u>

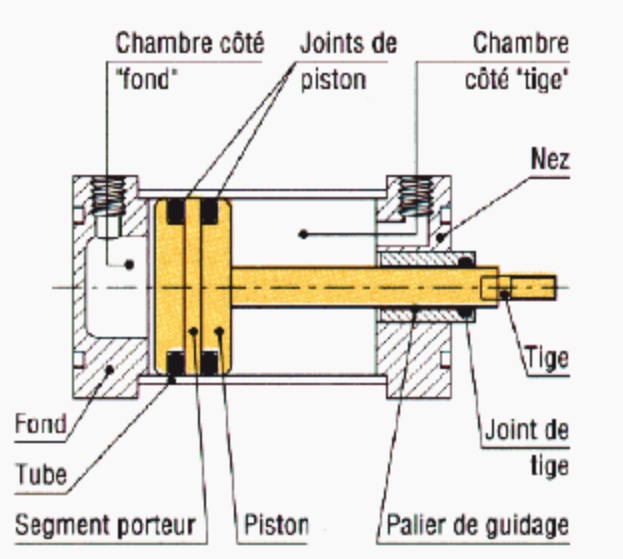


Figure 29: Vérin double effet

Leur construction est similaire à celle du vérin simple effet. Il diffère en ce qu'il ne possède pas un ressort de rappel, et ses deux orifices servent à la fois pour l'alimentation et pour l'échappement. L'avantage du vérin «double effet» est de pouvoir effectuer un travail dans les deux sens (en tirant et en poussant). Ses possibilités d'application sont donc multiples.
La force transmise à la tige du vérin est plus importante a la sortie qu'a la rentrée, étant donné que la surface sur laquelle s'exerce la pression est plu grande du coté tête que du cote tige du piston.

Ces vérins sont disponibles en deux versions :

- Avec tirants : les fonds avant et arrière sont reliés au tube par quatre tirants (tubes filetés aux deux extrémités).
- Sans tirants : les fonds avant et arrière sont reliés au tube par un sertissage ou un vissage.

Les vérins «double effet» présentent les avantages suivants :

- Plus grande souplesse d'utilisation
- Réglage plus facile de la vitesse, par contrôle du débit à l'échappement
- Amortissements de fin de course (réglables ou non), possibles dans un ou dans les deux sens

Par contre, ils présentent l'inconvénient d'être plus coûteux.
Les vérins double effets sont les plus utilises industriellement. Ils présentent un grand nombre d'applications.

- <u>Choix des Vérins a double effet:</u>

Le choix du vérin consiste à déterminer sa section exacte convenable avec l'effort de la charge à vaincre et sous la pression adoptée du réseau, en effet :

La poussée théorique d'un vérin de section «S» sous une pression «P» peut se traduire par :

$F_{théorique} = P \times S$

$$\text{Avec: } \begin{cases} F_{theorique}: \text{force ou poussee theorique (daN)} \\ P: \text{pression d'utilisation(bars)} \\ S: \text{section du verin } (cm^2) \end{cases}$$

A noter que dans les systèmes pneumatiques, la pression se situe entre 3 bars et 10 bars.

Or, quand un vérin travaille, il faut tenir compte des frottements internes et des effets de la contre-pression, afin d'éviter les risques du phénomène de « broutement ». Pour cela, la pousse théorique ($F_{théorique}$) doit plus grande que l'effort à vaincre pour déplacer la charge (F_{charge}).

Le rapport existant entre la force à vaincre et la pousse théorique se nomme « taux de charge », explicite par la formule suivante :

$$t = \frac{F_{charge}}{F_{theorique}}$$

$$\text{Avec: } \begin{cases} F_{theorique}: \text{force ou poussee theorique (daN)} \\ F_{charge}: \text{feffort a vaincre pour deplacer la charge (daN)} \\ t: \text{taux de charge (\%)} \end{cases}$$

En pratique, le taux de charge : $t \in [50\%, 75\%]$
Usuellement, le taux de charge recommande en automation est : 50%

$$t = \frac{F_{charge}}{P \times S}$$

D'où, la section « S » d'un vérin peut se déterminer par le calcule en appliquant la formule :

$$S = \frac{F_{charge}}{P \times t}$$

Il reste ensuite, d'après la section, à déterminer le diamètre:

$$d = \sqrt{\frac{S}{0.785}} \qquad \text{avec d en cm}$$

a. <u>Calculs des efforts de poussée et de rentrée du vérin :</u>

On choisit d'utiliser un vérin P avec un piston de Ø D = 10 cm et une tige de Ø d = 2.5 cm sous une pression "p" de 6 bars. (1 bar = 10N/cm²)

1er cas - Calculs d'efforts d'un vérin poussant une charge : (R = D/2).

Efforts exercés = Pression x Section du vérin
= P x π x R²
= 6 x π x 5²
= 471 daN

2ème cas - Calculs d'efforts d'un vérin double effet tirant une charge : (r = d/2)

Dans ce cas il faut faire attention, la pression ne s'exerce plus sur la totalité du diamètre du piston mais sur une surface égale à la section du piston moins la section de la tige.

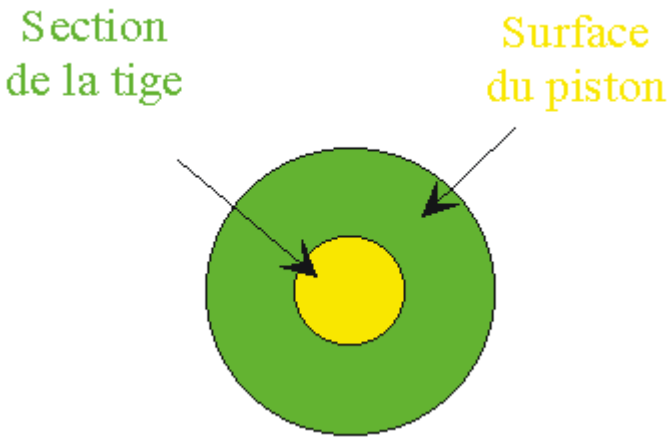


Figure 30: coupe transversal de la tige du piston

Efforts exercés = pression x section du vérin
= p x π x (R² - r²)
= 6 x π x (5² - 1.25²)
= 442 daN

b. <u>Choix du vérin horizontal qui porte second vérin avec ventouse :</u>

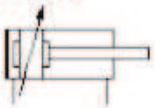
Nom : vérin d'actionnement de la résistance horizontale	
Mode de fonctionnement : à double effet	
Paramètres	Symbole/unités
Effort à vaincre	F_{charge} / daN
Pression de service	P / bar
Taux de charge	t / %
Course	C / cm
Section du piston	S / cm^2
Diamètre du piston	D / cm
Choix de vérin selon le catalogue pneumatique de « Festo»	

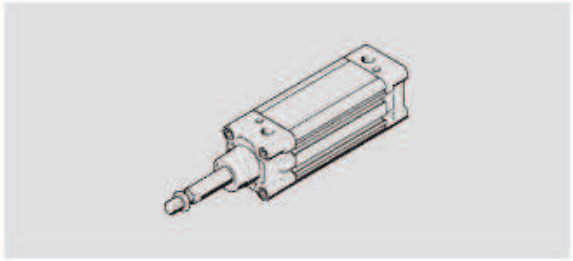
Table 15: Détermination des paramètres nécessaires pour le choix d'un vérin pneumatique d'après le catalogue pneumatique de « Festo»

Data sheet: Standard cylinder DNC-100-25-PPV – 163479

FESTO

Function





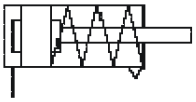
Feature	values
Stroke	25 mm
Piston diameter	100 mm
Piston rod thread	M20x1,5
Cushioning	PPV: Pneumatic cushioning adjustable at both ends
Assembly position	Any
Conforms to standard	ISO 15552 (previously also VDMA 24652, ISO 6431, NF E49 003.1, UNI 10290)
Piston-rod end	Male thread
Design structure	Piston Piston rod Profile barrel
Position detection	No
Variants	Single-ended piston rod
Operating pressure	0.6 - 12 bar
Mode of operation	double-acting
Operating medium	Dried compressed air, lubricated or unlubricated
Corrosion resistance classification CRC	2
Ambient temperature	-20 - 80 °C
Authorisation	Germanischer Lloyd
Impact energy in end positions	1.2 J
Cushioning length	32 mm
Theoretical force at 6 bar, return stroke	4,418 N
Theoretical force at 6 bar, advance stroke	4,712 N
Moving mass with 0 mm stroke	1,544 g
Additional weight per 10 mm stroke	115 g
Basic weight for 0 mm stroke	4,653 g
Additional mass factor per 10 mm of stroke	38 g
Mounting type	with accessories with internal (female) thread
Pneumatic connection	G1/2
Materials information for cover	Aluminium die cast coated
Materials information for seals	TPE-U(PU)
Materials information for piston rod	High alloy steel
Materials information for cylinder barrel	Wrought Aluminium alloy Smooth anodised

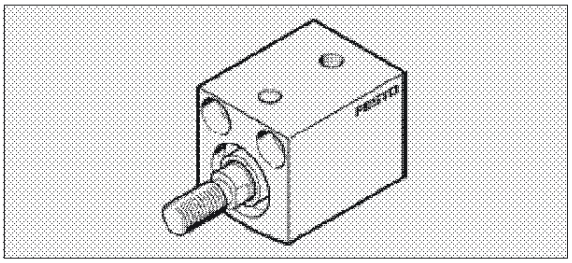
Figure 31: Caractéristiques du vérin d'actionnement de la résistance horizontale de type «DNC-100-25-PPV» selon le catalogue «Festo»

Choix des Vérins a simple effet qui porte les 3 ventouses :

Data sheet: Short stroke cylinder AEVC-25-25-A-P – 188171

Function





Feature	values
Stroke	25 mm
Piston diameter	25 mm
Spring return force, retracted	15 N
Cushioning	P: Flexible cushioning rings/plates at both ends
Assembly position	Any
Mode of operation	single-acting pushing action
Design structure	Piston Piston rod
Position detection	No
Operating pressure	1.5 - 10 bar
Operating medium	Dried compressed air, lubricated or unlubricated
Corrosion resistance classification CRC	1
Ambient temperature	-20 - 80 °C
Theoretical force at 6 bar, advance stroke	268 N
Moving mass	37 g
Product weight	250 g
Mounting type	with accessories Optional with through hole
Pneumatic connection	M5
Materials note	Free of copper and PTFE
Materials information for cover	Wrought Aluminium alloy Anodised
Materials information for seals	NBR TPE-U(PU)
Materials information, housing	Wrought Aluminium alloy Anodised
Materials information for piston rod	High alloy steel

Figure 32: Caractéristiques du vérin d'actionnement de la résistance verticale de type «DNC-100-25-PPV» selon le catalogue «Festo»

1.3.2 Les ventouses :

La ventouse est actionneur pneumatique qui agit en utilisant la dépression (vacuum ou vide). Ce vacuum est crée par un éjecteur à buse ou venturi.

Une ventouse permet la préhension (par le vide) et la manipulation d'objets divers différents par leur forme, leur aspect et leur masse. L'utilisation de venturi permet de générer du vide en diminuant la pression atmosphérique de l'ordre de 30% à 98%, s'approchant du vide absolu.

La préhension par le vide est une technique largement utilisée dans les systèmes automatisés de production.

Cette technique, basée sur le principe de l'effet «Venturi», présente l'avantage :

- D'une relative simplicité de mise en œuvre
- D'une grande souplesse d'emploi
- De l'absence du risque d'endommagement pour le produit
- De grandes cadences de transfert
- D'un cout faible
- D'une facilitée de montage et de démontage
- D'une grande adaptabilité, avec fiabilité, à la manutention d'objets les plus divers.

Pour obtenir la force théorique (N) de préhension d'une ventouse, on multiplie la surface de la ventouse (cm^2) (qui est aussi la surface de contact avec la pièce saisie et soumise à la dépression) par sa dépression ou le niveau de vide (%) :

Force Ventouse (N) = surface ventouse (cm^2) × niveau de vide (%) × 0.099366

A noter que le niveau de vide ou dépression est la différence entre la pression atmosphérique et la pression de vacuum :

Niveau de vide = Pression atmosphérique – Pression de vacuum

Pour garantir une sécurité d'utilisation optimale et pour tenir compte des mouvement et accélérations, nous divisons cette force par des coefficients de sécurité :

- Soit 3, pour une préhension horizontale
- Soit 5, pour une préhension verticale associant le glissement

Les ventouses sont des éléments de préhension souples destinés à être utilisés avec un générateur de vide. De matière, de forme et de diamètre différents, elles permettent de répondre pratiquement à tous les cas d'application de manutention.

a. <u>Domaines d'application :</u>

- Dans les industries de l'agro – alimentaire, du verre, du bois :

➢ Pour la prise des pièces en sortie de la presse à injecter
➢ Dans l'imprimerie, pour le brochage et le retournement des feuilles
➢ Pour le conditionnement de produits et le chargement de petits transferts rotatifs
➢ Pour le collage d'étiquettes sur des bouteilles ou flacons

- Pour les machines de production, en plus des vérins, divers types d'actionneurs pneumatiques sont utilises :

➢ Les outillages pneumatiques (visseuses, meuleuses, perceuses, clefs à chocs, etc.…)
➢ Taraudeuses
➢ Injecteurs de peinture

b. <u>Fonctionnement des ventouses:</u>

<u>Générateur de vide ou «Venturi»</u>

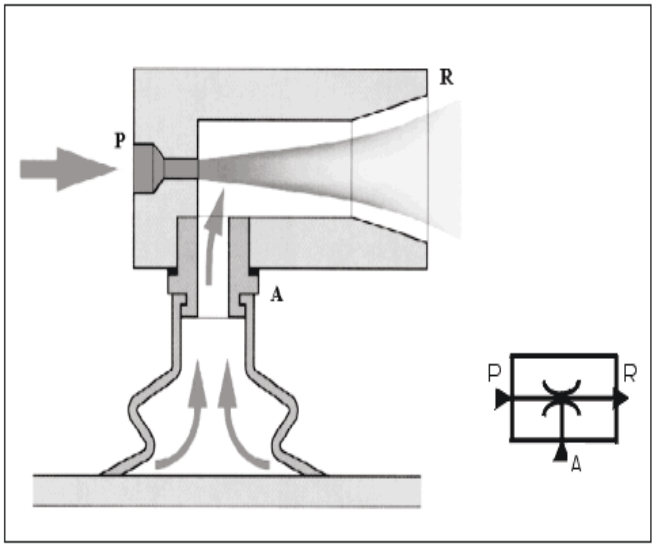


Figure 33: coupe transversal d'une ventouse

Le passage de l'air dans le rétrécissement augmente la vitesse de l'air et diminue sa pression ($P_2 < P_1$). Il se crée alors une dépression qui permet d'aspirer l'air de la ventouse. Ce phénomène s'appelle l'effet Venturi.

Un étranglement prévu a l'intérieur provoque une accélération du flux d'air (P) vers l'orifice R qui entraine l'air ambiant de l'orifice A et provoque ainsi une dépression.

Basées sur le principe de l'effet venturi, ces appareils permettent d'obtenir à partir d'une source d'air comprimé à 5 bars, un vide correspondant 87% de la pression atmosphérique.

Avec le développement de l'automation de reprise et d'assemblage, saisir une pièce devient un problème courant. La préhension par le vide est souvent utilisée.

Etude dynamique du «Venturi» :

L'étranglement (B) provoque une accélération du flux d'air vers l'orifice de sortie (R) qui entraine l'air ambiant de l'orifice (C) et provoquant ainsi une aspiration. Lorsque l'orifice C est bouche, il ya dépression {8}

$$\frac{S_A}{S_B} = K \times (V_A)^2 = \frac{2 \times (P_A - P_B)}{r \times (K^2 - 1)}$$

$$\text{Avec: } \begin{cases} S_A, S_B : \text{section de la veine de fluid respective en A et B, } mm^2 \\ P_A, P_B : \text{pression de la veine de fluid, respectivement en A et B, (pascals)} \\ V_A : \text{vitesse de la veine de fluide en (mm/sec)} \\ r : \text{masse volumique de la veine de fluide } (Kg/m^3) \end{cases}$$

Fluide de masse volumique r

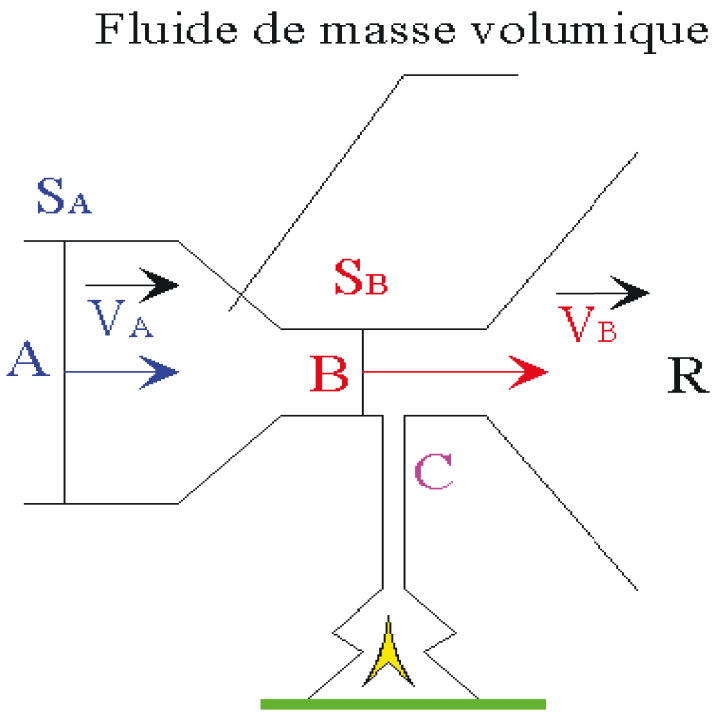


Figure 34: Ventouse et Venturi en coupe

- **Choix des ventouses :**

La ventouse est activée par la différence de pression entre l'intérieur (vide) et l'extérieur (atmosphère). La ventouse pourra ainsi manipuler des pièces d'un poids de quelques grammes à plusieurs tonnes suivant leur diamètre.

Le choix d'une ventouse nécessite la détermination des paramètres suivants :

1. Nombre de ventouses
2. Leur matière
3. Leur diamètre
4. Leur modèle
5. Le type de leur fixation

Dans notre projet, on a employé les ventouses pour la manipulation des plaquettes en chocolat et leur rangement dans des cartons de stockage.

Ainsi, on suppose que les plaquettes sont stockes dans les cartons, à deux niveaux et en trois rangées dont chacune est constituée de trois plaquettes disposés suivant leur longueur.

➢ Le nombre approprié de ventouses garantira l'efficacité des opérations de manutention, ce nombre dépend :

- De la rigidité du produit à manipuler
- De sa porosité
- De son poids
- Du niveau de vide minimum utilisé

De ce qui précède, pour un rangement adéquat, il faut que le nombre de ventouses soit convenablement adopte pour ranger simultanément, dans les cartons de stockage, trois plaquettes en chocolat.

En tenant compte des quatre paramètres qui conditionnent le choix du nombre de ventouses, on note que :

- Chaque plaquette en chocolat pèse cent gramme
- La plaquette est souple et non poreux
- Le niveau de vide utilisé est au minimum : 0.8 bars/

Toutes ces exigences indiquées imposent d'utiliser une seule ventouse par plaquette, cela veut un total de trois ventouses.

➢ La matière a une grande influence sur la durée de vie de la ventouse, ainsi que sur l'optimisation du rendement de préhension, en effet, la matière de la ventouse doit répondre aux contraintes suivantes :

- Resistance chimique
- Haute température

- Environnements mécaniques difficiles

Pour le choix de la matière appropriée de la ventouse, il faut tenir compte que celle-ci :

- Doit être parfaitement adaptée et compatible avec les produits alimentaires
- Ne laisse pas de trace sur le produit
- Doit être parfaitement adaptée à l'irrégularité de surface et aux produits souples
- Doit être adaptée au glissement lors da la manutention des plaquettes

Tous ces critères imposent d'utiliser, le Caoutchouc (NR) comme matériau de bas de la ventouse.



Figure 35: Ventouse

Il existe deux types de ventouses:

1. les ventouses plates qui sont bien adaptent au transport des pièces en position verticale
2. les ventouses télescopiques qui conviennent mieux aux pièces de grande surface, non rigides ou avec un état de surface rugueux

➢ Le diamètre « D » de la ventouse peut être calculé par la relation suivante

$$D = 11.2 \times \sqrt{\frac{m}{\Delta P \times n \times s \times \mu}}$$

$$\begin{cases} D = \text{Diamtere de la ventouse (mm)} \\ m: \text{masse de produit a manipuler (Kg)} \\ \mu: \text{coefficient de frottement entre la materiau} \\ \text{de la ventouse et le materiau de produit a manipuler} \\ s: \text{Coefficient de securite} \begin{cases} 0.6 \text{ pour mantenation d}'\text{unepiece horizontale} \\ 0.4 \text{ pour mantenation d}'\text{unepiece vertical} \end{cases} \\ \Delta P: \text{Niveau de vide (bar), (N. B: 80\% de vide} = 0.81 \text{ bar} \end{cases}$$

- On a déjà adopté une seule ventouse pour la manipulation d'une seule plaque, pesant cent gramme. Donc :

$$\frac{m}{n} = \frac{100}{1} = 100 \text{ g/ Ventouse.}$$

- Le niveau de vide utilisé est :

ΔP = - 0.6 bars

- Pour le choix du coefficient de sécurité, il faut noter que les plaquettes, sont disposées verticalement, donc il s'agit d'une manutention verticale, en effet :

S= 0.4

- La valeur exacte du coefficient de friction ne dépend pas que du couple de matières (celle de la ventouse et celle du produit à manipuler), mais également d'autres facteurs tels que :

- Le diamètre de la ventouse
- La forme de la ventouse
- La pression superficielle
- La température
- La surface de la pièce

En moyenne, le coefficient de frottement, entre le caoutchouc (matière de la ventouse) et le nylon (matière de plaquette manipules), est suppose égal a :

μ = 0.5

D'où, le diamètre de chaque ventouse sera :

$$D = 11.2 \times \sqrt{\frac{0.01}{0.6 \times 3 \times 0.4 \times 0.5}}$$

=> D = 18.6 mm

Donc, selon le tableau 12 il est possible d'utiliser des ventouses plates de diamètre nominal « D=20 mm », avec raccordement par orifice taraudé ou embout fileté au pas « $G^{1/8}$».

Table 16: Tableau de dimensions (ventouse standard)

Désignation	Ø D	Raccordement A	Force de maintien(N)*	H Min.	H max.	h
Ventouse raccordement par orifice taraudé	15	G 1/8	8	22.1	24	8
	20		14.3	23.7	26	10
	25		22.3	27	30	14
	30		32.1	26	28	12
	35		43.7	27	30	14
	40		57.1	26.5	30	14
	50		89.2	27	31	15
	60	G 1/4	128.5	36.5	41.5	20.5
	80		260.0	37.5	43.5	22.5
	95		350.0	38.5	44.5	23.5
Ventouse raccordement par embout fileté	15	G 1/8	8	19.1	21	8
	20		14.3	20.7	23	10
	25		22.3	24	27	14
	30		32.1	23	25	12
	35		43.7	24	27	14
	40		57.1	23.5	27	14
	50		89.2	24	28	15
	60	G 1/4	128.5	30.5	35.5	20.5
	80		260.0	31.5	37.5	22.5
	95		350.0	32.5	38.5	23.5

a. <u>Calcul de force tel que :</u>

$$F = P\left(\frac{d}{10}\right)^2 \times \frac{\pi}{4} \times n \times s \times 10 \times \mu$$

$$F = 0.6\left(\frac{20}{10}\right)^2 \times \frac{3.14}{4} \times 3 \times 0.4 \times 10 \times 0.5$$

Donc F = 11.3 N

Data sheet - Suction gripper ESG-20 - 189173

Data sheet | Add to basket



Feature	values
Min. workpiece radius	30 - 60 mm
suction cup diameter	20 mm
suction cup volume	0.318 - 2.75 cm3
Effective suction diameter	14.3 - 17.6 mm
Design structure	round, bellows 1.5 convolutions round, bellows 3.5 convolutions round, standard round, extra-deep
Operating medium	Atmospheric air
Corrosion resistance classification CRC	1
Ambient temperature	-30 - 200 °C
Breakaway force at 70% vacuum	8.2 - 17 N
Shore hardness	50 +/- 5 60 +/- 5
Materials information for screw-in stud	Heat-treatment steel
Materials note	Free of copper and PTFE
Materials information for suction cup	VMQ (silicon)

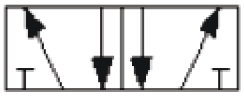
Table 17: Caractéristiques techniques de la ventouse choisie, selon le catalogue « FESTO », DE TYPE « ESG – 20 – ` 189173 »

1.4. Définition de distributeur:

L'énergie pneumatique destinée aux actionneurs pneumatiques doit être distribuée en pression et en débit de façon constante par des composants adaptés. Ils sont situés entre la source d'énergie et les organes moteurs. On classe les distributeurs dans la catégorie des pré-actionneurs ou des interfaces de sortie.

Les distributeurs sont définis par deux caractéristiques fonctionnelles:

- le nombre d'orifices principaux nécessaires au fonctionnement des différents types d'actionneurs, non compris les orifices de pilotage.
- le nombre de positions, généralement 2, définissant l'une l'état repos l'autre l'état travail. Il est possible d'avoir 3 positions, il y aura alors deux positions travail et une position repos.



Distributeur 5/2

a. Fonctionnement d'un distributeur:

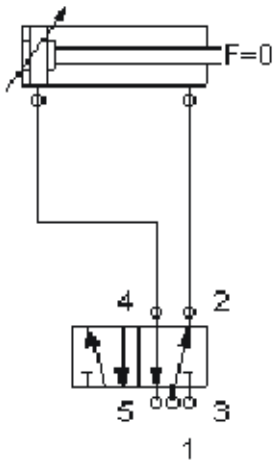


Figure 36: circuit de principe de fonctionnement

a.1 Sortie de tige :

Dans cette position, le tiroir du distributeur occupe une position précise.la pression arrive par l'orifice 1 et se dirige vers l'orifice 4 Sous l'action de l'air comprimé, la tige de vérin sort de ce fait, la chambre avant se vide par l'orifice 2 et l'air se dirige vers l'échappement 3.

a.2 Rentrée de tige :

Par une action sur le pilotage, le tiroir va partir vers la gauche. Ce déplacement interne modifie le passage de l'air comprimé. La pression arrive toujours par l'orifice 1 mais cette fois est dirigée vers l'orifice 2. Sous l'action de l'air comprime la tige de vérin rentre. La chambre arrière se vide par l'orifice 4 et l'air se dirige vers l'échappement 5.

b. Type des distributeurs :

b.1 Distributeurs monostables

Un distributeur est dit monostable lorsqu'il y a un déficit entre le nombre de positions que peut prendre ce distributeur et le nombre de pilotes ou s'il y a un ressort.

Exemples :

Distributeur 5 orifices 2 positions monostable piloté par un pilote électrique. Le rappel se fait par ressort. La position stable est la position repos (ressort détendu).

Distributeur 5 orifices 3 positions monostable piloté par deux pilotes électriques. Le rappel en position stable se fait par ressort. La position stable est la position centrale (ressorts détendus).

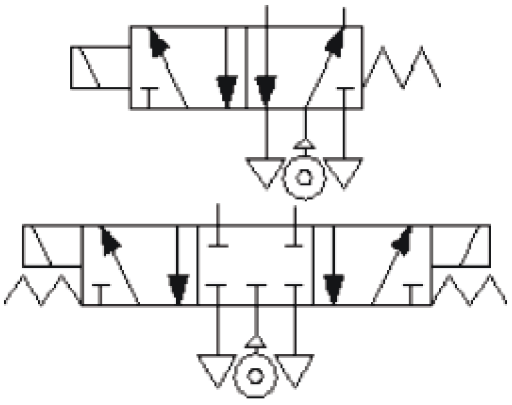


Figure 37: distributeurs monostables 5/2 et 5/3

b.2 Distributeurs bistables :

Distributeur 5 orifices 2 positions bistable piloté par deux pilotes électriques. Il n'y a pas de ressort et il y a deux positions stables.

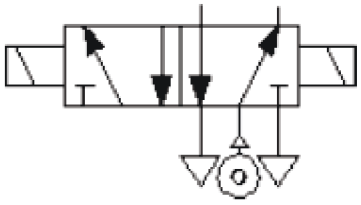


Figure 38: distributeurs bistables 5/2

1.4.1 Choix de distributeur :

On choix un distributeur 5/2 pour le vérin a double effet et un distributeur 3/2 pour le vérin a simple effet.

- Electro distributeur MFH-5-1/8

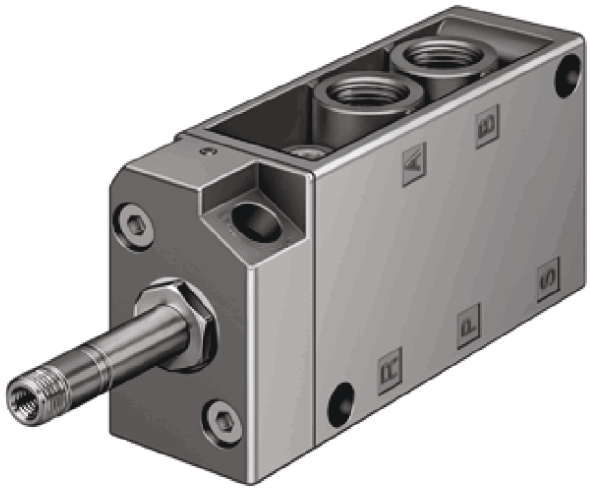


Figure 39: Electro Distributeur

Fiche technique

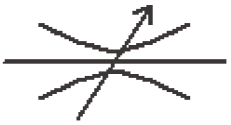
Caractéristiques	**Caractéristique**
5 mm	Diamètre nominal
électrique	Mode d'actionnement
indifférent	Position de montage
bistable	Commande manuelle auxiliaire
Siège plat	Conception
Ressort mécanique	Type de rappel
piloté	Type de commande
5/2 monostable	Fonction de distributeur
1,8 - 8 bars	Pression de service
Diagramme	Allure de la pression de commande (diagramme)
500 l/min	Débit nominal normal
36 ms 8 ms	Temps de réponse arrêt
Air comprimé sec, lubrifié ou non	Fluide de service
-10 - 60 °C	Température du fluide
-5 - 40 °C	Température ambiante
CSA (OL)	Agrément
270 g	Poids du produit
par bobine F, à commander séparément	Connexion électrique
au choix : sur barrette PR à trou débouchant	Mode de fixation

M5	Raccord d'échappement de pilotage 84
G1/8	Raccord pneumatique 1
G1/8	Raccord pneumatique 2
G1/8	Raccord pneumatique 3
G1/8	Raccord pneumatique 4
G1/8	Raccord pneumatique 5
NBR	Information matière joints
Aluminium moulé sous pression anodisé	Information matière corps

Table 18: Caractéristiques Electro Distributeur de type «MFH-5-1/8» selon le catalogue «Festo»

1.4.2 Les régulateurs d'échappement :

Les régulateurs d'échappement ont pour rôle de régler la vitesse des vérins. Ils s'implantent sur chacun des orifices d'échappement des distributeurs. Ils sont composés d'un orifice de passage d'air qui peut être obstrué par une vis de réglage pour réguler l'échappement.



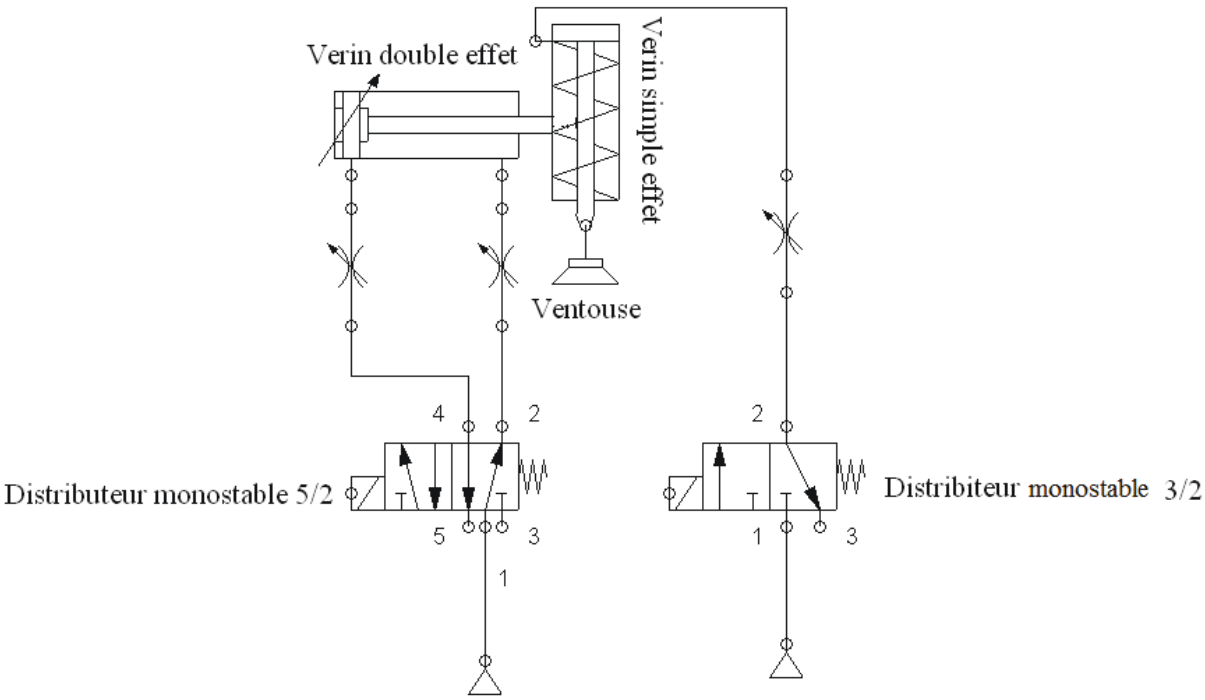


Figure 40: Circuit pneumatique des deux vérins avec deux distributeurs

Chapitre V

Structure d'un système automatise :

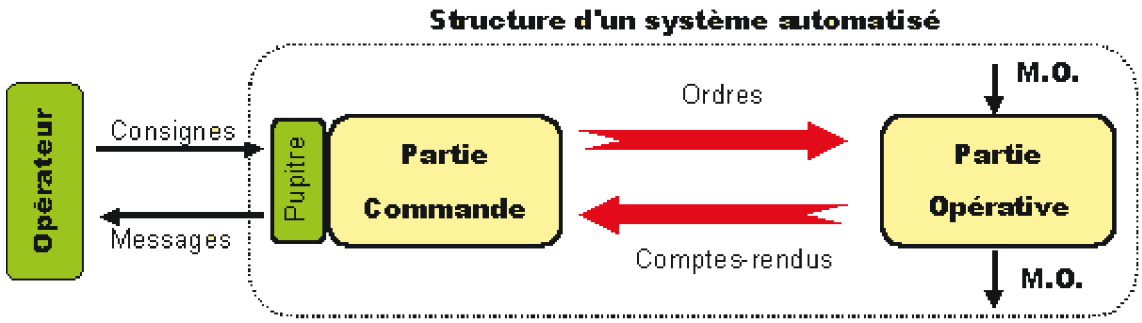


Figure 41: Structure d'un système automatisé

Un système automatisé se compose de deux parties qui coopèrent :

- Une partie commande qui élabore les ordres pour les actionneurs en fonction des informations issues des capteurs et des consignes. Cette partie de la commande peut être réalisée par des circuits câblés, ou par dispositifs programmables (automates, calculateurs). La partie commande (PC) regroupe les composants (relais électron magnétique, operateur, logique, etc.) et les constituants (API, cartes à microprocesseur microordinateurs, etc.) destinés au traitement des informations émises par les organes de commande de la partie relation et capteurs de la partie opérative. Etant donné que la partie relation comporte la pupitre de la dialogue homme-machine équipé des organes de commande permettant la mise en/hors énergie de l'installation, la sélection des modes de marche, la commande manuelle des actionneurs, la mise en référence, le départ des cycles, l'arrêt d'urgence…ainsi que des signalisations diverses telles que voyants lumineux, afficheurs, écrans vidéo, etc.

- Une partie opérative constituée du processus à commander, des actionneurs qui agissent sur ce processus et des capteurs permettant de mesurer son état.

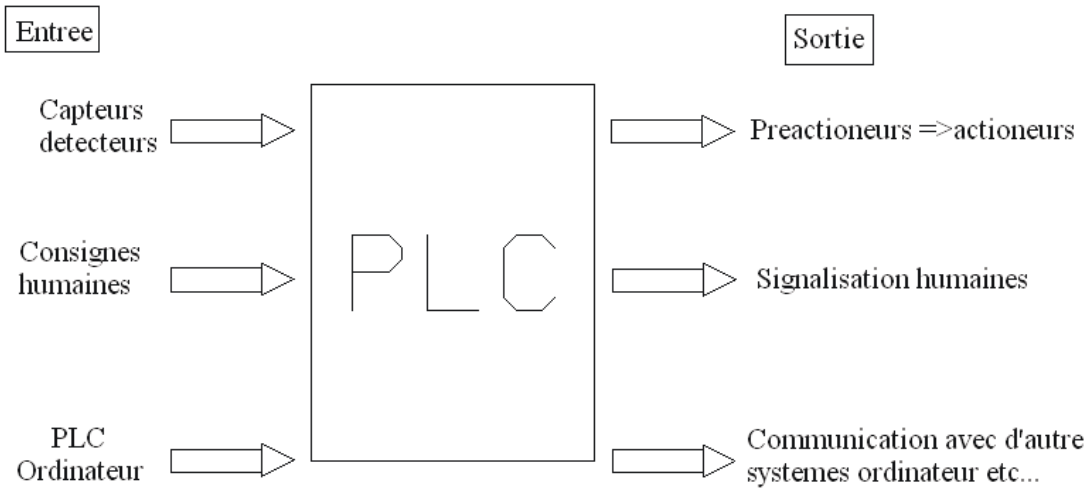


Figure 42: Automate programmable

La partie opérative (PO) qui opère sur la matière d'œuvre et le produit, regroupe :

- Les effecteurs :
  Dispositifs terminaux qui agissent directement sur la matière d'œuvre pour lui donner sa valeur ajoutée (outils de coupe, pompes, têtes de soudure, etc.)

- Les actionneurs :
  Éléments charges de convertir l'énergie afin de l'adapter au besoin de la partie opérative, cette énergie étant ensuite consommée par les effecteurs (moteur, vérin, électroaimant, résistance de chauffage, etc.)

- Les prés actionneurs :
  Éléments charges :
  - D'adapter le faible niveau énergétique disponible en sortie de la P.C. au besoin de la P.O
  - Le distribuer ou de moduler l'énergie délivrée aux actionneurs (contacteur, distributeur, variateur de vitesse…)

- Les capteurs qui assument l'ensemble des fonctions de la chaîne d'acquisition de données (fin de course de vérin, détecteur de position, capteur de température, etc.…)

1. Les capteurs :

Les capteurs sont des composants de la chaîne d'acquisition dans une chaîne fonctionnelle. Les capteurs prélèvent une information sur le comportement de la partie opérative et la transforment en une information exploitable par la partie commande. Une information est une grandeur abstraite qui précise un événement particulier parmi un ensemble d'évènements possibles. Pour pouvoir être traitée, cette information sera portée par un support physique (énergie), on parlera alors de signal.
Les signaux sont généralement de nature électrique ou pneumatique.
Dans les systèmes automatisés séquentiels la partie commande traite des variables logiques ou numériques. L'information délivré par un capteur pourra être logique (2 états), numérique (valeur discrète), analogique (dans ce cas il faudra adjoindre à la partie commande un module de conversion analogique numérique).

On peut caractériser les capteurs selon deux critères :

- En fonction de la grandeur mesurée, on parle alors de capteur de position, de température, de vitesse, de force, de pression, etc.
- En fonction du caractère de l'information délivré, on parle alors de capteurs logiques appelés aussi capteurs tout ou rien (TOR), de capteurs analogiques ou numériques.



Figure 43: Capteur de contact

a. Choix de capteurs :

Dans notre projet on a besoin de capteur :

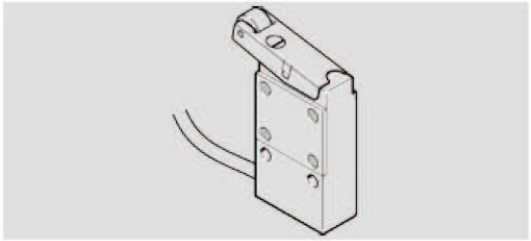
1- Fin de course de vérin
2- Présence des pièces : on réglage la dimension et la location de capteur pour présence de trois plaquettes en chocolat
Le choix de capteur dépend essentiellement des dimensions, de la nature de matériau et de la distance de l'objet.
Dans notre projet on a besoin d'un capteur mécanique que c'est les capteurs de position ou des capteurs de contact. Ils peuvent être équipe d'un galet, d'une toge souple, d'une bille. L'information donnée par ce type de capteur est de type tout ou rien et peut être électrique ou pneumatique

Data sheet: Electrical limit switch ER-318 – 2050

FESTO

Function





Feature	values
CE mark (see declaration of conformity)	to EU directive low-voltage devices

Figure 44: Fiche technique de capteur a contact selon le catalogue «Festo»

2. Schématisation du circuit de commande par GRAFCET :

Le GRAFCET est un outil graphique de définition pour l'automatisme séquentiel, en tout ou rien. Mais il est également utilisé dans beaucoup de cas combinatoires, dans le cas ou il y a une séquence à respecter mais ou l'état des capteurs suffirait pour résoudre le problème en combinatoire. Il utilise une représentation graphique.

C'est un langage clair, strict mais sans ambiguïté, permettant par exemple au réalisateur de montrer au donneur d'ordre comment il a compris le cahier des charges.

Aussi, c'est un langage universel, indépendant, dans un premier temps, de la réalisation pratique et se "câbler" par séquenceurs et être programme sur automate voire sur ordinateur.

a. Cahier des charges d'un automatise logique :

Le cahier des charges décrit :

- Les relations entre la partie commande et la partie opérative
- Les conditions d'utilisation et de fonctionnement de l'automatisme

Le fonctionnement d'un automatisme séquentiel peut être décomposé en un certain nombre d'étapes. Le passage (ou transition) d'une étape à une autre étape se fait à l'arrivée d'un événement particulier (réceptivité) auquel le système est réceptif.

Le GRAFCET (Graphe de Contrôle Etape - Transition) est un outil graphique normalisé (norme internationale depuis 1987) permettant de spécifier le cahier des charges d'un automatisme séquentiel.

On peut utiliser 2 niveaux successifs de spécifications :

- GRAFCET niveau 1 : Spécifications fonctionnelles

  On décrit l'enchaînement des étapes sans préjuger de la technologie. Les spécifications fonctionnelles précisent :

- Les caractéristiques de l'automatisme
- Les fonctions que doit assurer l'automatisme
- La nature des informations impliquées dans l'automatisation de la partie opérative
- Les conditions de sécurité

- GRAFCET niveau 2 : Spécifications technologiques et Opérationnelles

Les spécifications technologiques :

- Prennent en compte les contraintes d'environnement de l'automatisme (température, humidité, milieu déflagrant, poussières, etc.)
- Précisent la nature exacte des capteurs et des actionneurs à utiliser avec leurs caractéristiques et éventuellement les contraintes qui peuvent en découler.

Les spécifications opérationnelles :

- Se rapportent au fonctionnement de l'automatisme au cours de son exploitation
- Mettent en évidence les conditions nécessaires (au maintien d'une bonne fiabilité à l'élimination des pannes dangereuses, aux possibilités de modification de l'équipement, à la facilité de l'entretien, à la qualité de dialogue homme – machine).

Conçu au départ comme outil de spécification du cahier des charges, le GRAFCET est devenu également un outil pour la synthèse de la commande et un langage de programmation des automates programmables.

b. <u>Définitions :</u>

Un GRAFCET est composé d'étapes, de transitions et de liaisons.

1. Une LIAISON est un arc orienté (ne peut être parcouru que dans un sens). A une extrémité d'une liaison il ya UNE (et une seule) étape, à l'autre UNE transition. On la représente par un trait plein rectiligne, vertical ou horizontal. Une verticale est parcourue de haut en bas, sinon il faut le préciser par une flèche. Une horizontale est parcourue de gauche à droite, sinon le préciser par une flèche.

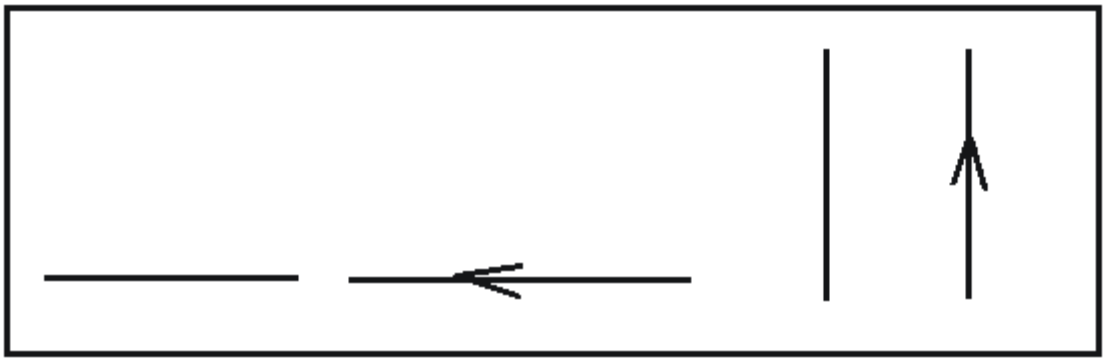


Figure 45: Représentation d'une «liaison»

2. Une ETAPE correspond à une phase durant laquelle on effectue une ACTION pendant une certaine DUREE (même faible mais jamais nulle). L'action doit être stable, c'est à dire que l'on doit

faire la même chose pendant toute la durée de l'étape, mais la notion d'action est assez large, en particulier composition de plusieurs actions, ou à l'opposé l'inaction (étape dite attente)

On représente chaque étape par un carré, l'action est représentée dans un rectangle à gauche, l'entrée se fait par le haut et la sortie par le bas. On numérote chaque étape par un entier positif, mais pas nécessairement croissant par pas de 1, il faut simplement que jamais deux étapes différentes n'aient le même numéro.

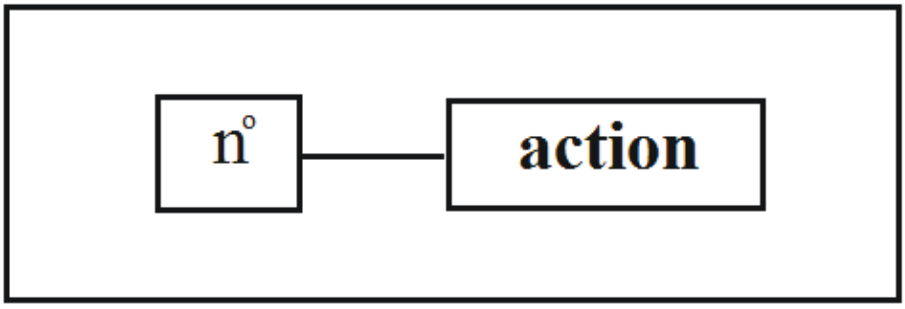


Figure 46: Représentation de l'étape et de l'action associée

Si plusieurs liaisons arrivent sur une étape, pour plus de clarté on fait arriver sur une barre horizontale, de même pour plusieurs liaisons partant de l'étape. Cette barre horizontale n'est pas une nouvelle entité du GRAFCET, elle fait partie de l'étape, et ne représente qu'un "agrandissement" de la face supérieure (ou inferieure) de l'étape. On accepte de remplacer cette barre par un point si cela ne crée aucune ambiguïté.

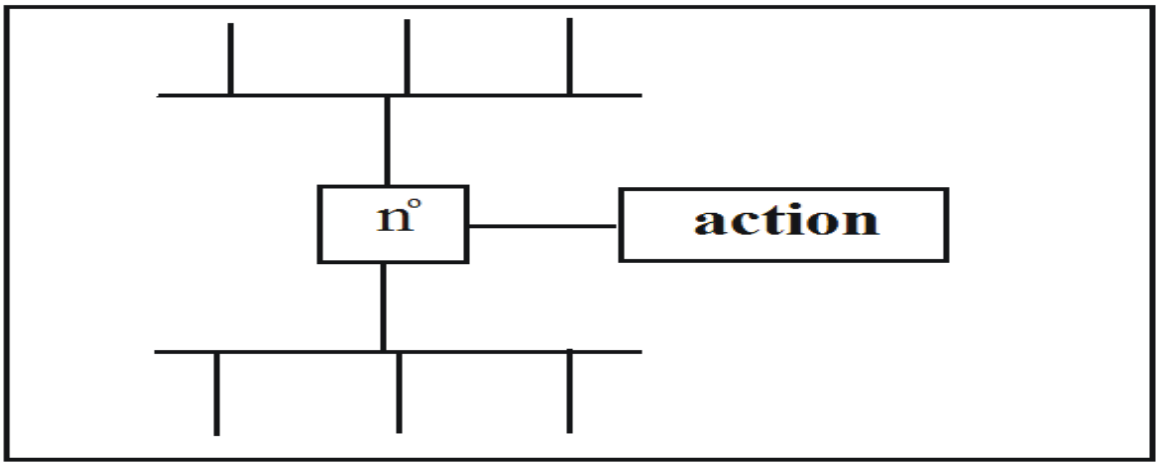


Figure 47: Représentation de « l'étape» et de « l'action» associée en cas de plusieurs liaisons arrivant sur une étape

Une étape est dite active lorsqu'elle correspond à une phase "en fonctionnement", c'est-à-dire qu'elle effectue l'action qui lui est associée. On représente quelquefois une étape active à un instant donné en dessinant un point à l'intérieur.

3. Une TRANSITION est une condition de passage d'une étape à une autre. Elle n'est que logique (dans son sens Vrai ou Faux), sans notion de durée. La condition est définie par une RECEPTIVITE qui est généralement une expression booléenne (c.à.d. avec des ET et des OU) de l'état des CAPTEURS. On représente une transition par un petit trait horizontal sur une liaison verticale. On note à droite la réceptivité, on peut noter à gauche un numéro de transition (entier positif, indépendant des numéros d'étapes). Dans le cas de plusieurs liaisons arrivant sur une transition, on le fait converger sur une grande double barre horizontale, qui n'est qu'une représentation du dessus de la transition. De même pour plusieurs liaisons partant sous une transition.

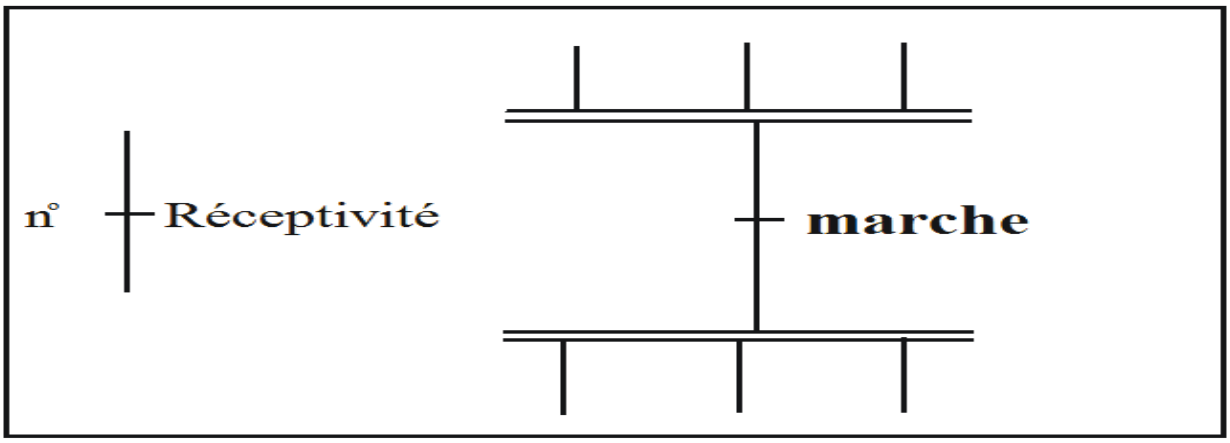


Figure 48 : Représentation d'une transition en cas d'une liaison ou de plusieurs liaisons

Les réceptivités associées aux transitions

La réceptivité est une proposition logique, qui peut être vraie ou fausse, associée à une transition.

Elle peut se présenter sous différentes formes :

- Expression littérale (texte)
- Expression booléenne
- Expression temporelle
- Occurrence d'un événement (par ex, front montant d'une variable)
- Représentation graphique (logigramme, schéma à contact)

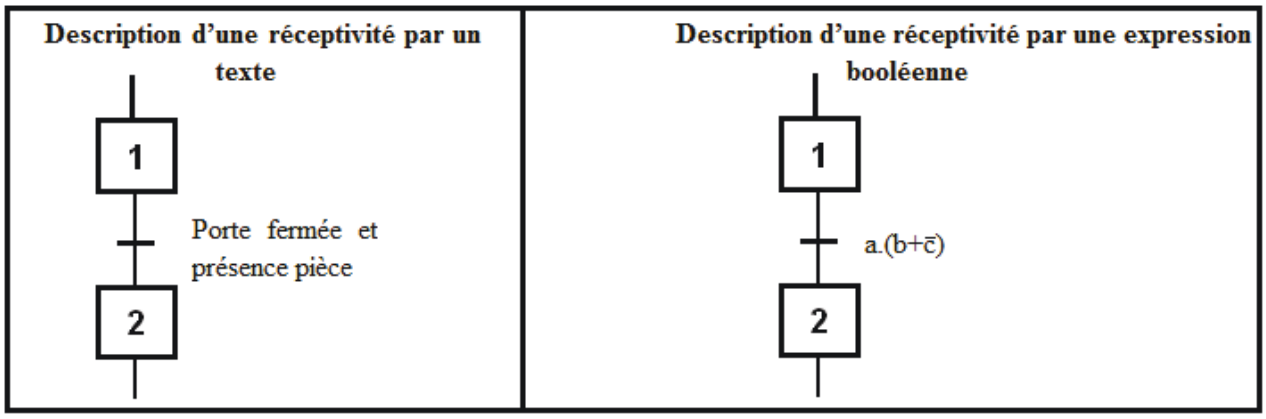


Figure 49: « Réceptivité» sous forme d'expressions littérale et booléenne

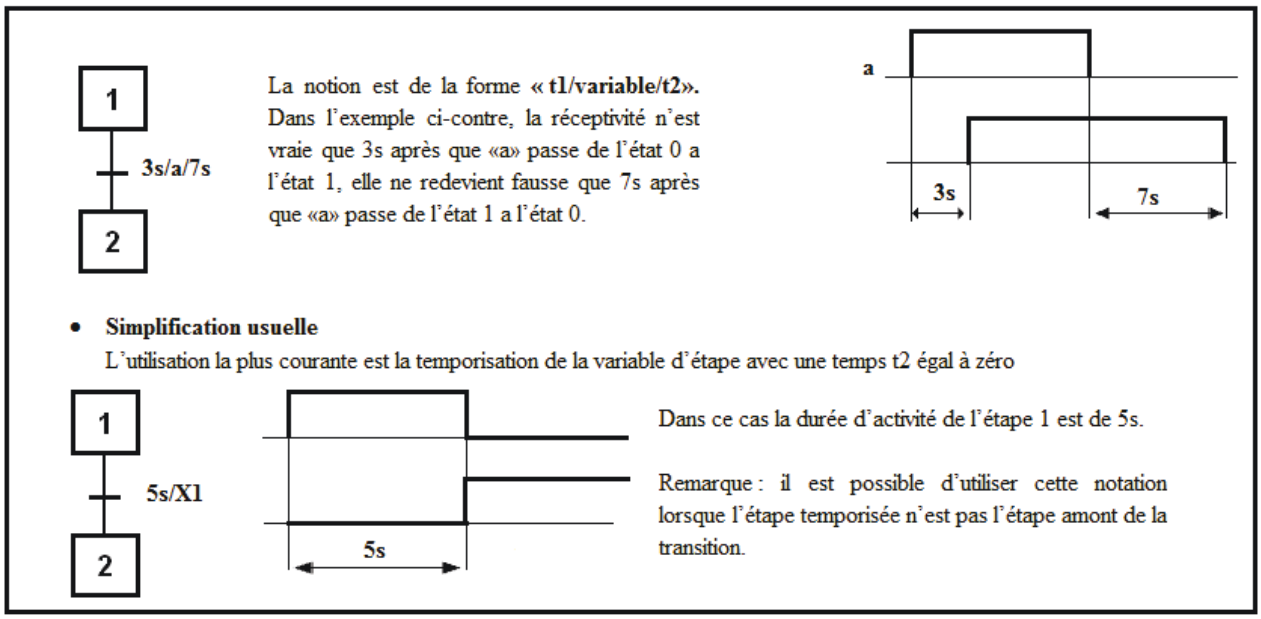


Figure 50: « Réceptivité» sous forme d'expressions temporelle ou« temporisation»

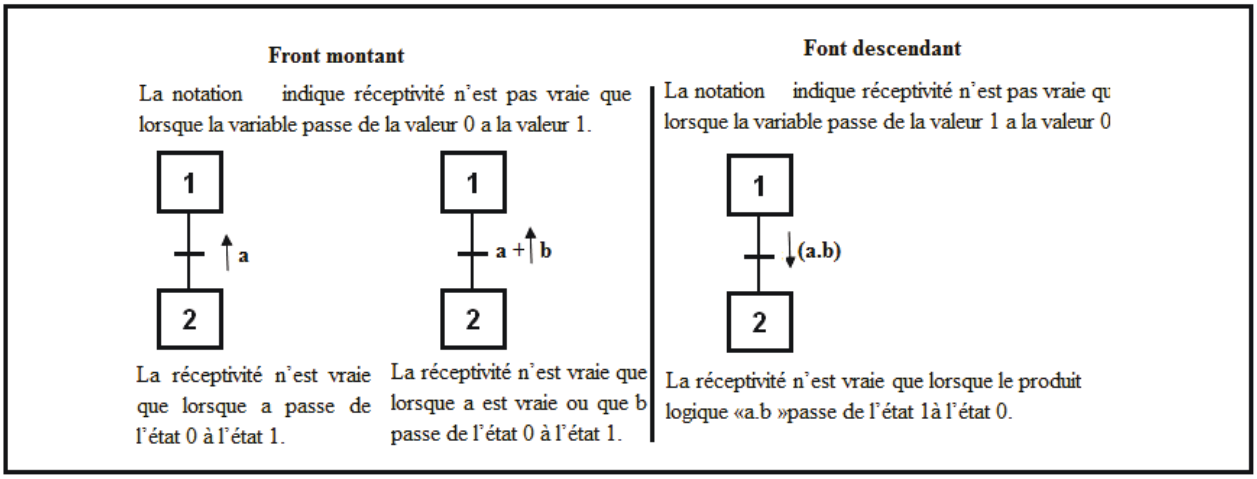


Figure 51: « Réceptivité» sous forme d'occurrence d'un événement.

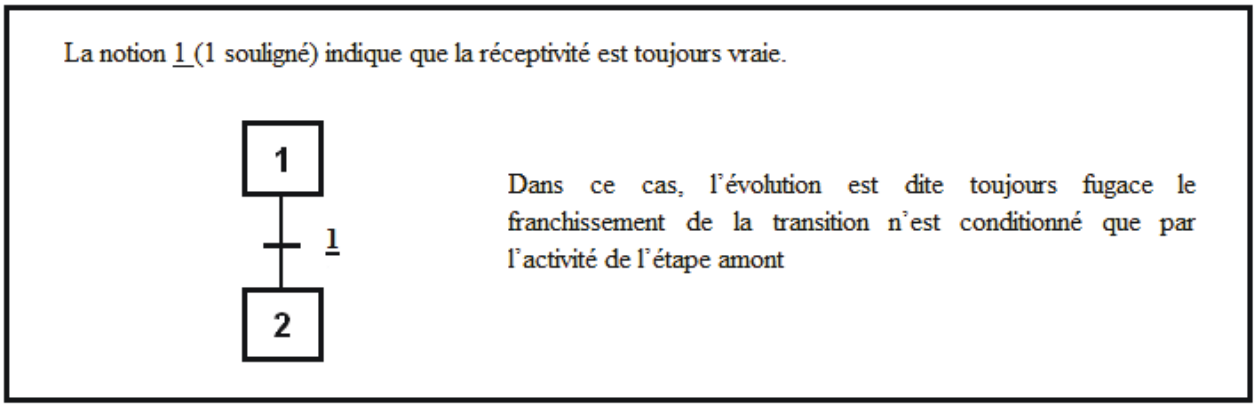


Figure 52:«réceptivité» toujours vraie

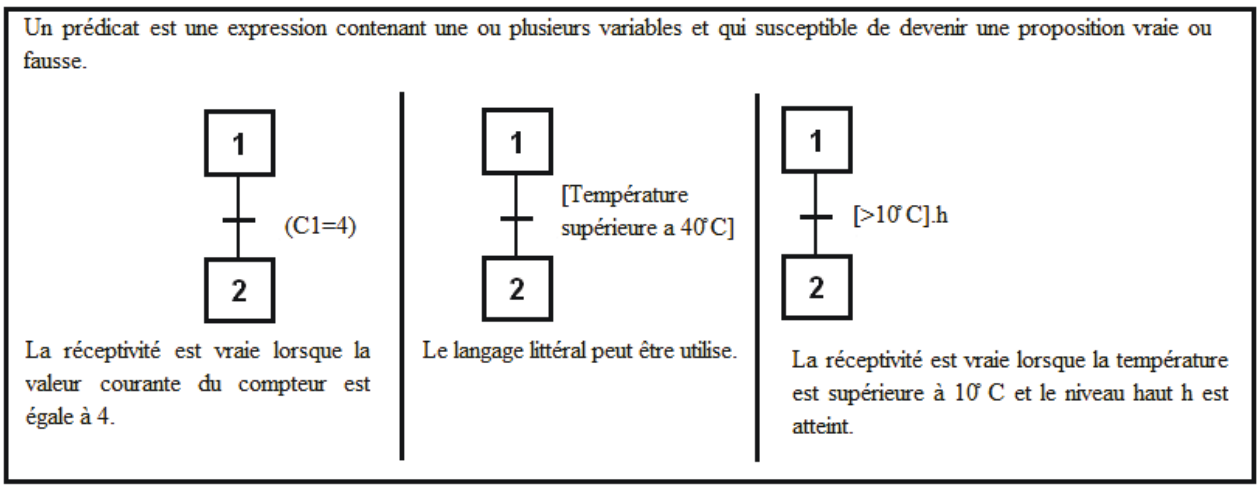


Figure 53: Valeur booléenne d'un prédicat

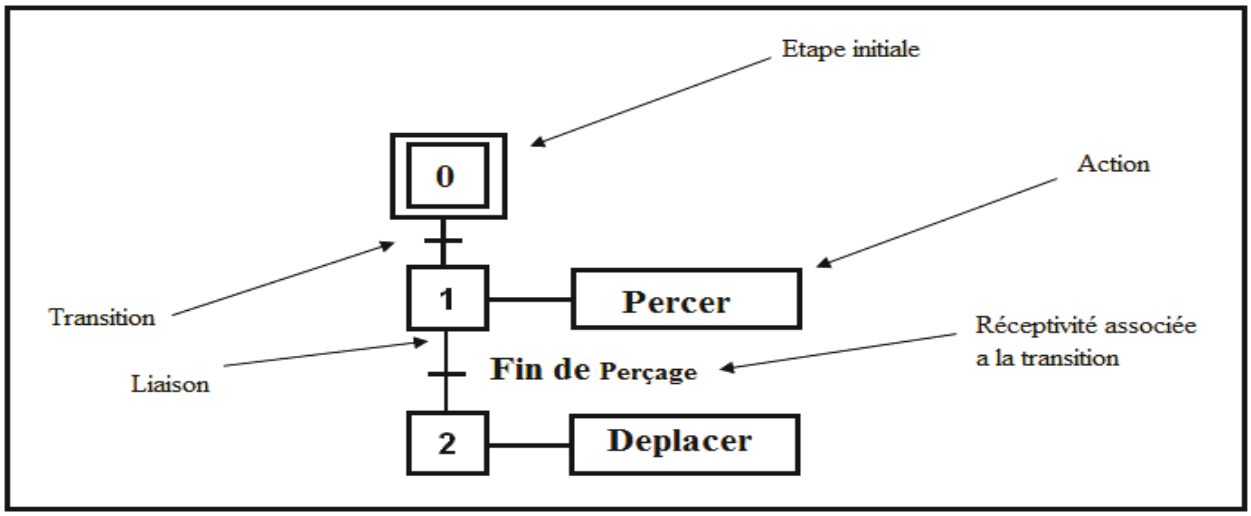


Figure 54: Elément graphique de base d'un diagramme fonctionnel

c. Règles d'évolution d'un GRAFCET

La modification de l'état de l'automatisme est appelée évolution, et est régie par 5 règles :

- R1 : Situation initiale

  Les étapes INITIALES sont celles qui sont actives au début du fonctionnement. On les représente en doublant les cotes des symboles. On appelle début du fonctionnement le moment ou le système n'a pas besoin de se souvenir de ce qui c'est passe auparavant (allumage du système, bouton "reset"…). Les étapes initiales sont souvent des étapes d'attente pour ne pas effectuer une action dangereuse, par exemple, à la fin d'une panne de secteur.

- R2 : Franchissement d'une transition

  Une TRANSITION est soit validée, soit non validée (et pas à moitié validée). Elle est validée lorsque toutes les étapes immédiatement précédentes sont actives (toutes celles reliées directement à la double barre supérieure de la transition). Elle ne peut être FRANCHIE que lorsqu'elle est validée et que sa réceptivité est vraie. Elle est alors obligatoirement franchie.

- R3 : Évolution des étapes actives

  Le FRANCHISSEMENT d'une transition entraine l'activation de TOUTES les étapes immédiatement suivante et la désactivation de TOUTES les étapes immédiatement précédentes (TOUTES se limitant a ! s'il n'ya pas de double barre)

- R4 : Evolution simultanées

  Plusieurs transitons SIMULTANEMENT franchissables sont simultanément franchises (ou du moins toutes franchies dans un intervalle de temps négligeable pour le fonctionnement).
  La durée limite dépend du "temps de réponse" nécessaire à l'application (très différent entre un système de poursuite de missile et une ouverture de serre quand le soleil est suffisant).

- R5 : Activation et désactivation simultanés d'une même étape

  Si une étape doit être à la fois activée et désactivée, elle RESTE active. Une temporisation ou un compteur actionné par cette étape ne seraient pas réinitialises. Cette règle est une preuve pour lever toute ambiguïté dans certains cas particuliers.

3. Choix de l'automate programmable :

Un Automate Programmable Industriel (API) est une machine électronique programmable par un personnel non informaticien et destiné à piloter en ambiance industrielle et en temps réel des procédés ou parties opératives.

Un automate programmable est adaptable à un maximum d'application, d'un point de vue traitement, composants, langage. C'est pour cela qu'il est construction modulaire.
L'automate programmable est un dispositif technologique qui assure dans une logique programme l'enchaînement automatique et continu des opérations arithmétiques et logiques relatives au déroulement d'un cycle. Dans un équipement industriel automatise, l'automate programmable gère l'ensemble des algorithmes

Le programme à réaliser est chargé dans la mémoire programme. L'unité centrale le traite équation par équation.

Toutes les informations qui circulent entre les différents ensembles fonctionnels sont gérées par l'unité centrale.

Un automate programmable est caractérisé par :

- Le nombre maximal des entrées et de sorties
- La capacité de la mémoire programme
- Le nombre des variables internes
- Le nombre et la nature des fonctions spécifiques de comptage, de temporisation
- La durée du cycle de scrutation de la mémoire par l'unité centrale.

Comme cette machine est conçue pour fonctionner de façon automatique, on utilisé un PLC (Programmable Logico Controller) pour assurer une opération régulière et sécuritaire.

a. Description du cycle :

Nous appuyions sur le bouton poussoir marche, Lorsque le Vérin Q1 en position initiale et carton en position I4, le moteur M1 (moteur qui fait tourner la chaîne du convoyeur) et le moteur M2 (moteur qui fait tourner la chaîne de la Pusher) commence à tourner le convoyeur et la Pusher. De même temps la machine de Vacuum pour la courroie qui télécharge les plaquettes pour transmisse de convoyeur vers le Pusher.

Le système attente lorsque les trois plaquettes en chocolat est présence de capteur I3 l'étape de remplissage commence suivant le plan ci-dessous :
Le vérin Q1 (Vérin qui mener le vérin qui porte la ventouse) avance de mouvée horizontalement quand il atteint sa positon de fin de course I2, le vérin Q2 qui porte les ventouses commence à descend verticalement quand il atteint sa position de fin de course, les ventouses porte les trois plaquettes en chocolat Temporisateur de 1 second, un Temporisateur de 1 second avant le vérin Q2

qui porte les ventouses ce return à sa position initiale, un Temporisateur de 1 second, de la même pour le vérin Q1 return a sa position initiale, le Vérin Q1 en position initiale I1, le vérin Q2 qui porte les ventouses commence à descend Verticalement quand il atteint sa position de fin de course les ventouses met les trois plaquettes en chocolat dans un carton, cette cycle se fait 2 fois avant le cartons déplacer vers un autre convoyeur pour les stocker.

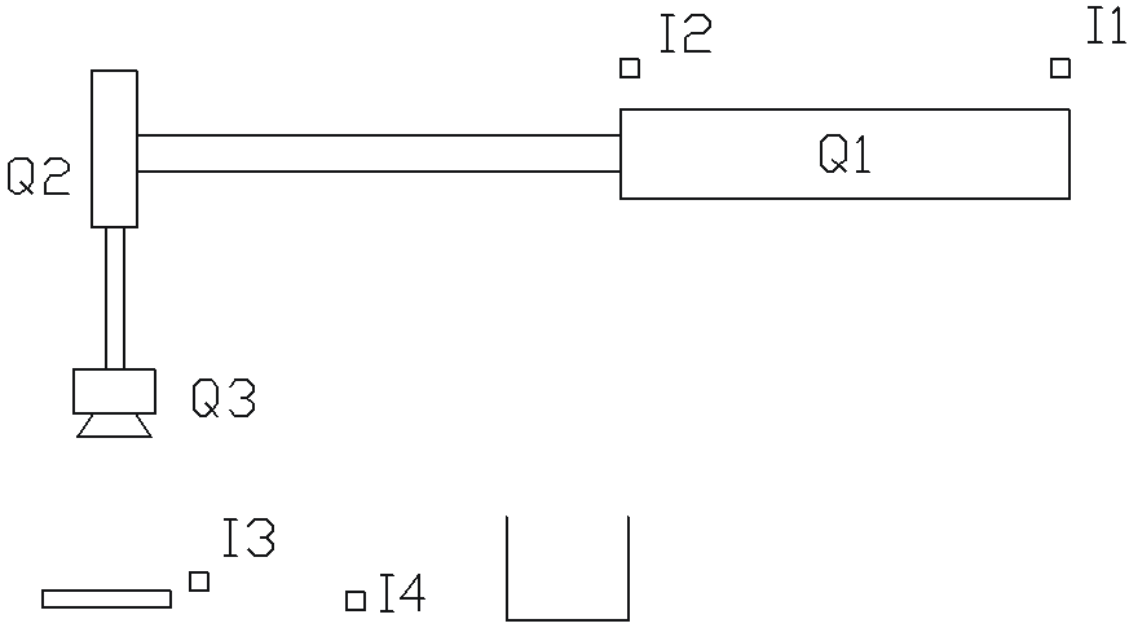


Figure 55: schématisation de système

CAPTEURS	**ACTIONNEURS**
I1- LE VERIN Q1 ENTRER	Q1-VERIN DOUBLE EFFET
I2- LE VERIN Q1 SORTIE	Q2- VERIN SIMPLE EFFET
I3-PRESENCE PIECES	Q3-VENTOUSE
I4- PRESENCE DE CARTON	

Table 19: symbole des capteurs et des actionneurs de système

b. GRAFCET

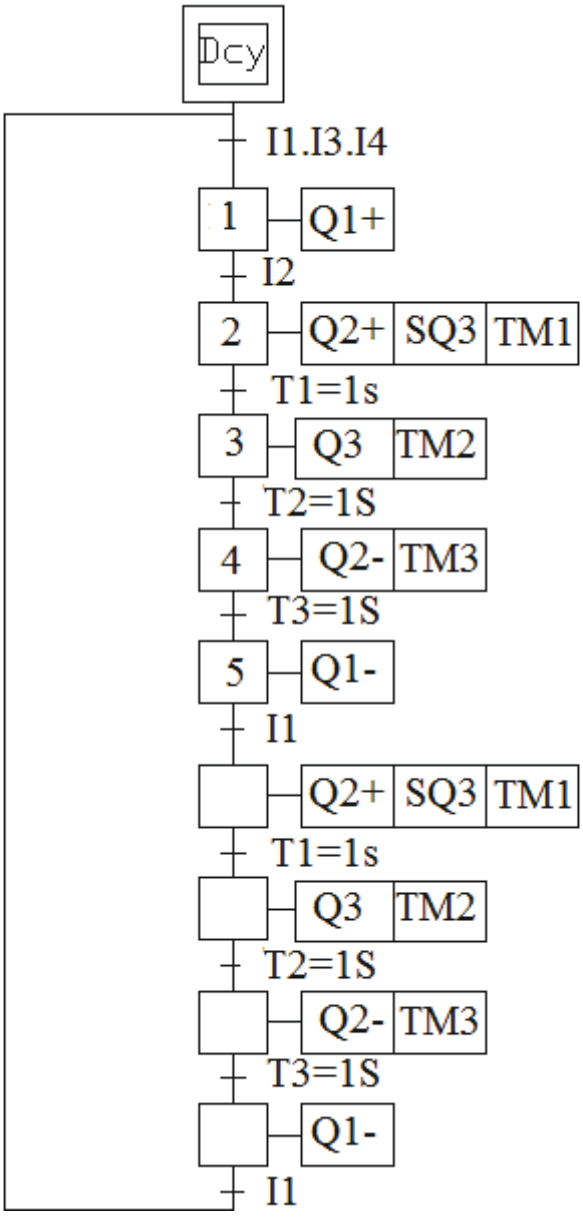


Figure 56: GRAFCET de la machine de remplissage

CONCLUSION :

Englobant divers domaines et sections variées (étude de la construction métallique, étude de calcul des assemblages, études des accouplements, études des éléments du système pneumatique, étude de l'automate programmable…), ce projet était très riche et intéressant, ainsi que sa réalisation nous offert une expérience fructueuse et bénéfique.

Ainsi, ce projet nous a présenté une ouverture à la maitrise du dessin technique voire à la familiarisation avec les logiciels de conception.

L'avantage de l'intégration de l'automation, dans ce travail, apparait dans l'augmentation de la cadence de production et par suite favorisant une économie du temps de production.

De plus, ce projet ouvre de nombreux sujets, parmi lesquels on peut citer :

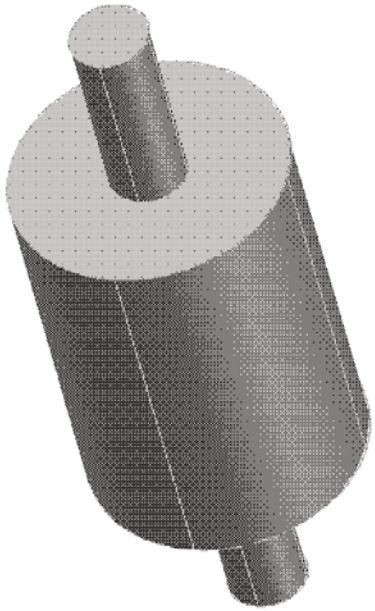
- Etude de la maintenance industrielle (préventive, corrective)
- Etude de la science des matériaux.

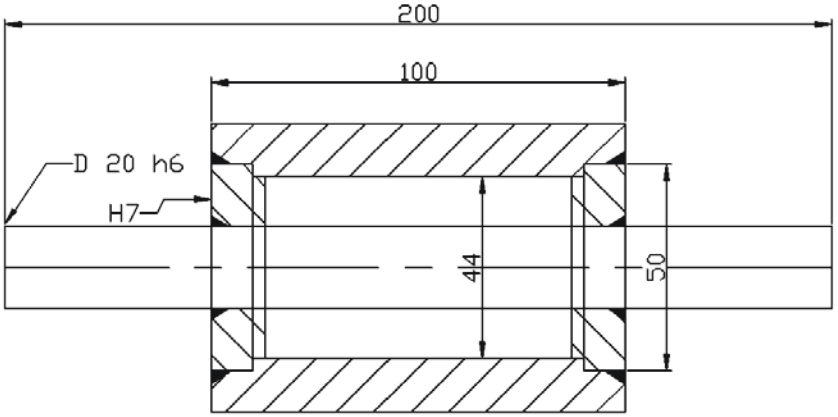
Enfin, il est important de noter qu'il y a une possibilité d'insérer des modifications à la programmation (PLC) et aussi aux dimensions du cylindre doseur, selon la demande du marche, dans le but d'empaqueter des paquettes en chocolat et dimensions différentes.

Bibliographie

1. Mr. Saliba B. – Calcul des Transmissions de puissance – Lebanon - Beyrouth 2001
2. Mr. Nathan E. – Pneumatiques industriel – France – Paris 1994
3. http://fr.wikipedia.org/wiki/Automate_programmable_industriel
4. http://www.cis-robotique.com/robotique-industrielle,3,robot-machine-de-remplissage-automatique.html
5. http://www.neolution-sas.com/convoyeurs-a-chaines/convoyeur-a-chaines-p44.html#produit_
6. http://french.alibaba.com/product-gs/x458-forged-chain-with-pusher-dog-283441051.html
7. http://geea.org.pagesperso-orange.fr/PNEUM/verin.htm
8. http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=fr&newlink=1_1_1
9. http://www.thermexcel.com/french/ressourc/distribution_air_comprime.htm

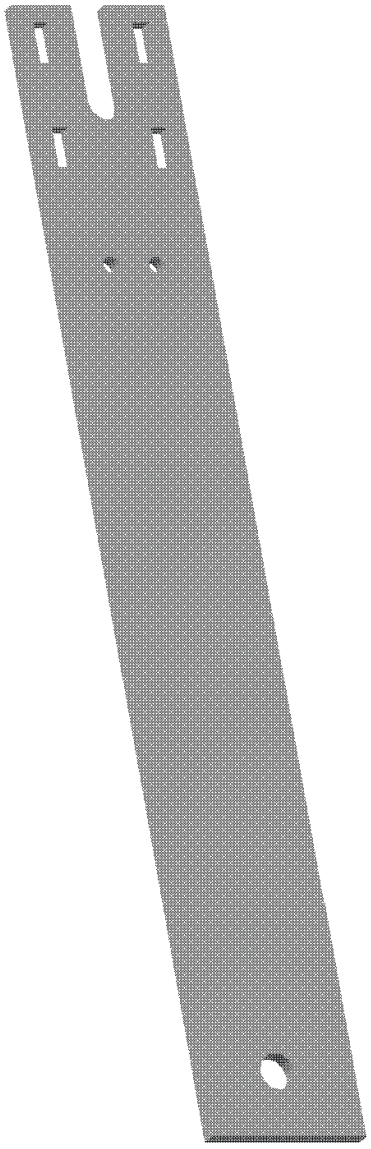
axe de convoyeur	le 01/04/2006

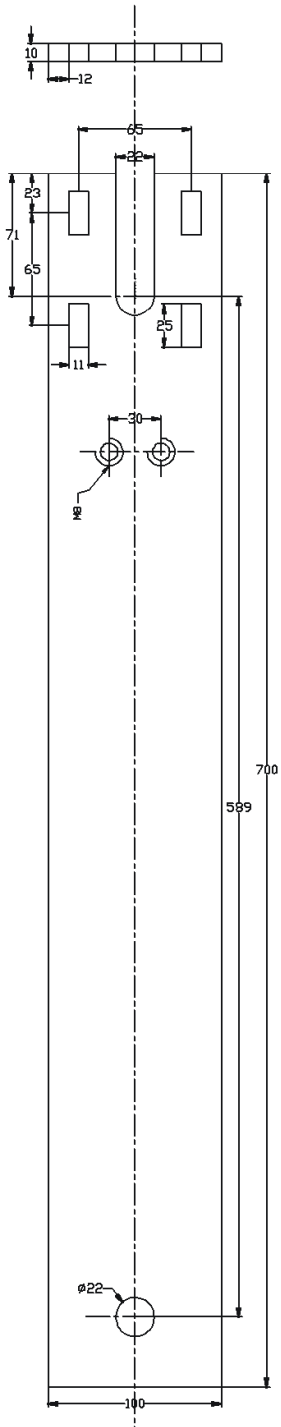




qtite 1	axe de convoyeur		
	ISAE -LCNAM	01/05/2011	ech 1/1
	materiau fer		
	numero 1		A4

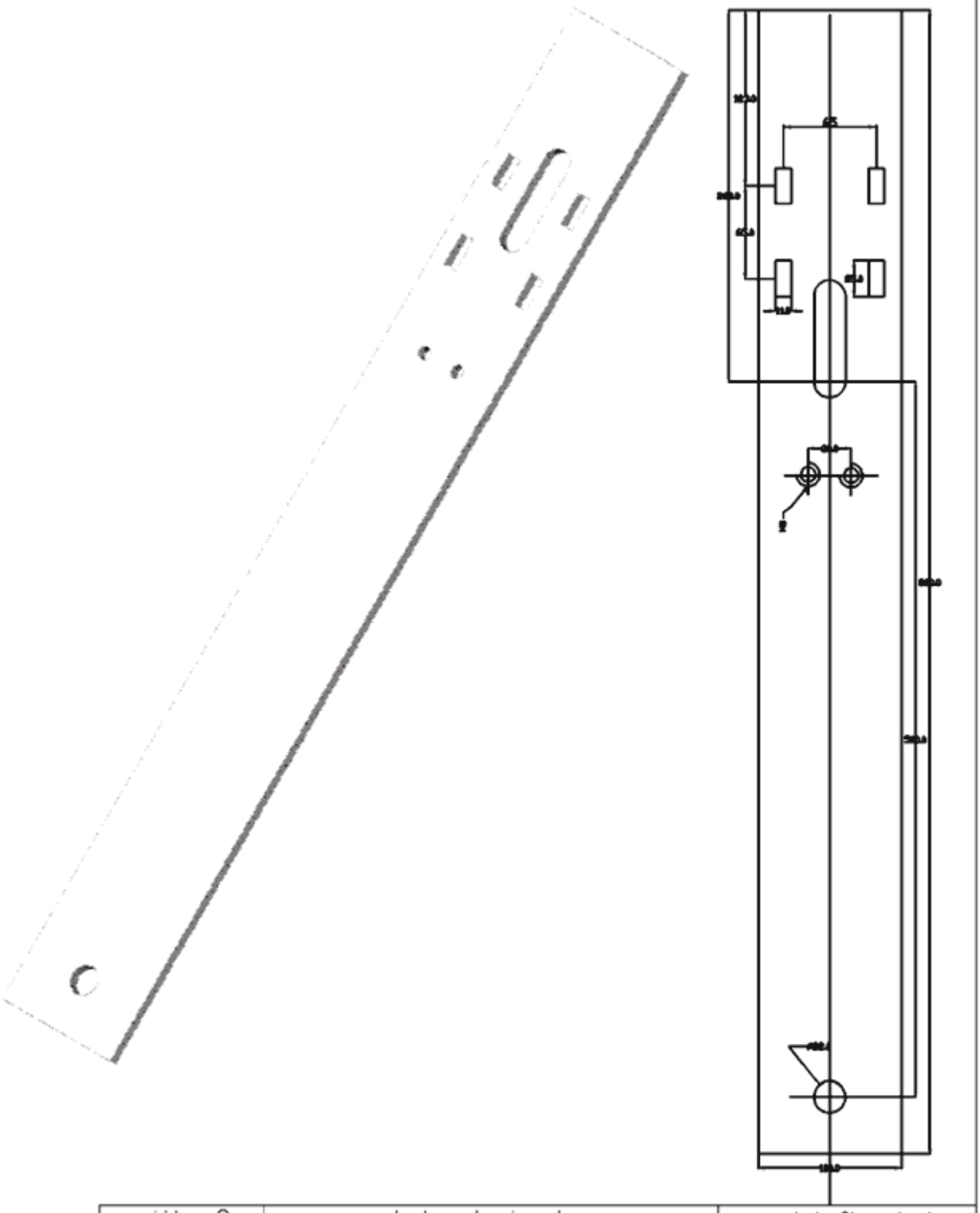
2	plate	01/04/20006	Checked



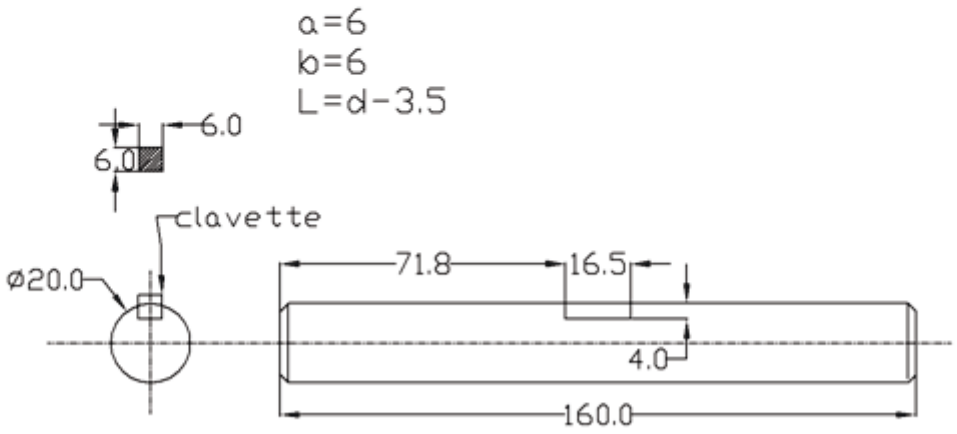


qtite 2	plate	projet fin etude	
	ISAE - LCNAM	le 01/05/2011	ech 1/10
	Materiau AL		
	numero 2	A4	

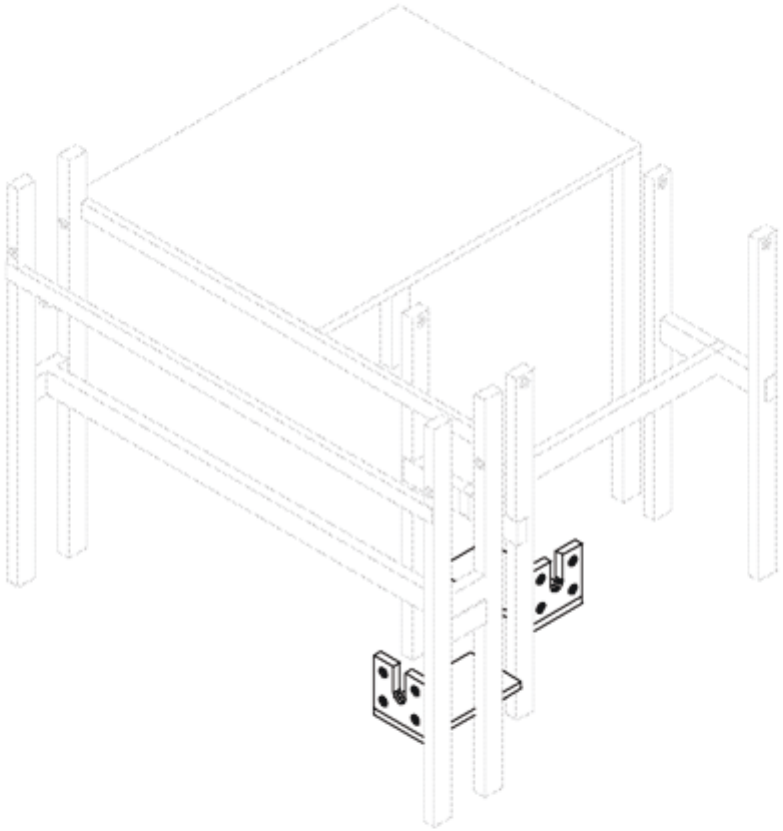
plate de pusher	N 4



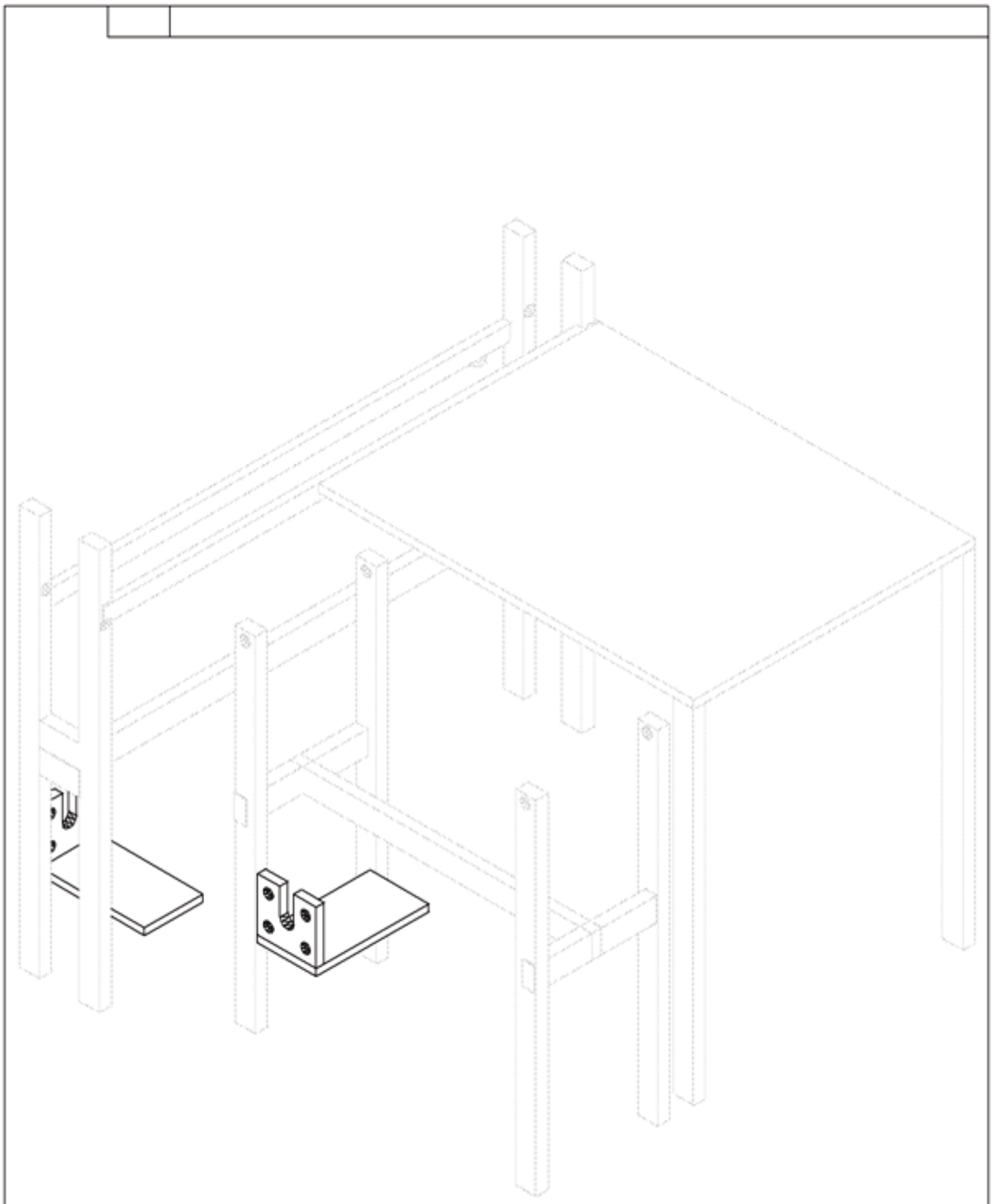
qtite 2	plate de busher	projet fin etude	
	ISAE - LCNAM	le 02/05/2011	1/1
	materiau AL		
	Numero 3		A4



qtite 1	projet fin etude	le 04/05/2011
axe avec clavette		ech 1/2
	materiau fer	
	numero 4	A4



qtite 1	table de projet	projet fin etude	
	ISAE - LCNAM	DATE 20/05/2011	
	MATERIAU FER		
	NUMERO 5	A4	

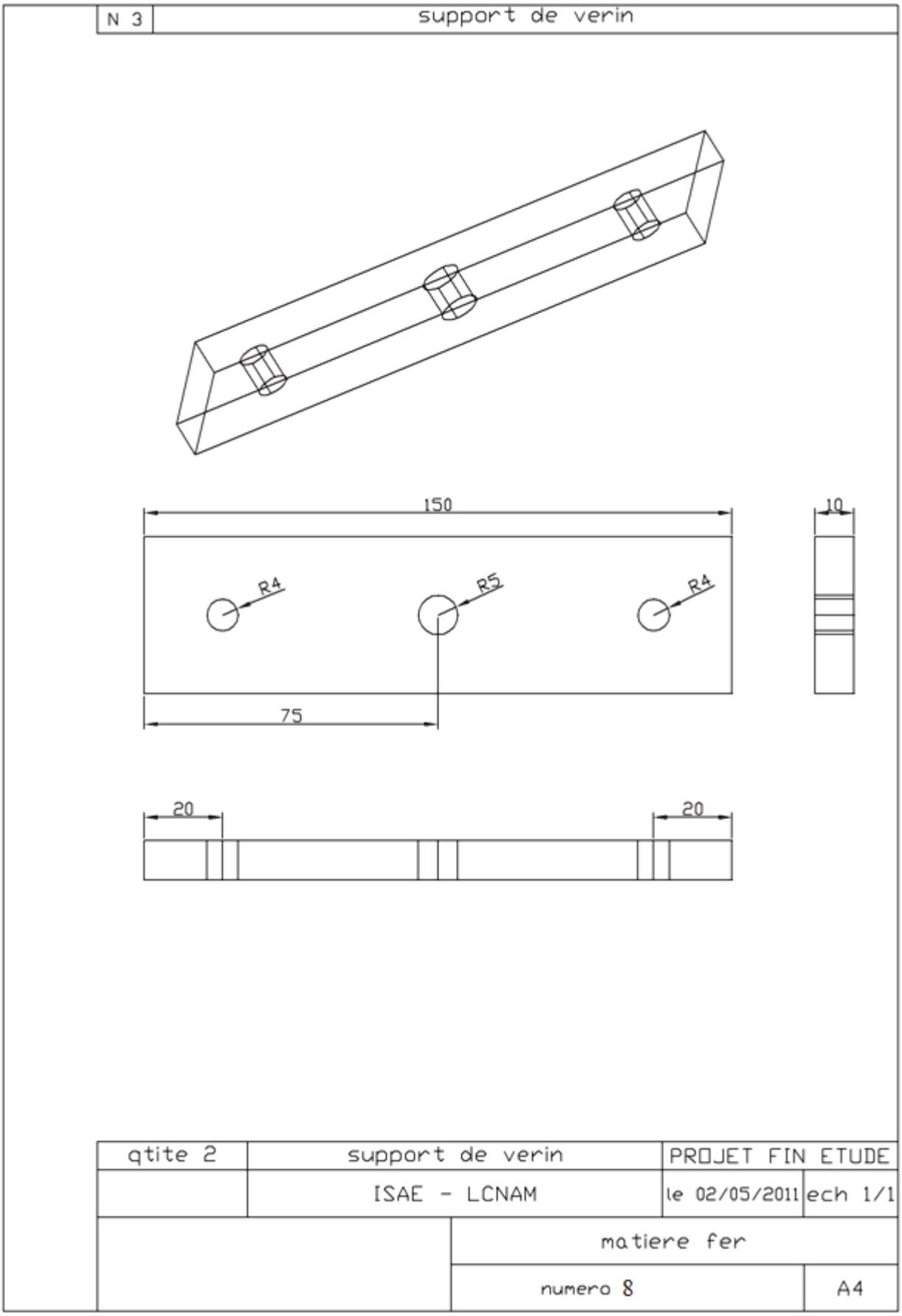


qtite 1	table de projet	projet fin etude
	ISAE - LCNAM	DATE 20/05/2011
	MATERIAU FER	
	NUMERO 6	A4

convoyeur	le 01/04/2006



qtite 1	convoyeur		
	ISAE - LCNAM	01/05/2011	ech
	materiau fer		
	numero7		A4


N 3
support de verin
150
10
R4
R5
R4
75
20
20
qtite 2
support de verin
PROJET FIN ETUDE
ISAE - LCNAM
le 02/05/2011
ech 1/1
matiere fer
numero 8
A4