

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEURE ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DE BLIDA 1  
FACULTE TECHNOLOGIE  
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Mémoire du Projet de Fin d'Etudes  
Pour l'obtention de diplôme

**Master**

En

« Génie mécanique »

Option :

« Génie mécanique et matériaux »

Titre :

**CONCEPTION D'UN ALIMENTATEURE  
AUTOMATIQUE BOBINE**

Réalisé par :

YAHIAOUI MOURAD  
BOUTEBEL NABIL

Encadré par :


M : MELBOUS

Année Universitaire 2016/2017




# REMERCIEMENTS

Nous tenons à adresser nos remerciements à notre promoteur Monsieur : MELBOUS pour ces précieux conseils.




Notre profonde gratitude va également à Monsieur : TIBERKAK et Monsieur : MEGHRAOUI, AZINE, et ABDERRAHMANE de leur suivi qui nous à été bénéfique.



Nous tenons à remercier notre responsable et tout nous collègues de travail pour leur soutien.



Et enfin à tous les enseignants et personnelle qui nous ont aider de prés ou de loin pendant la période d'étude à l'institut de mécanique à l'université de BLIDA.





# DEDICACE

Je dédie ce mémoire de fin d'études,

- 
- 
- \* A mes parents
  - \* A ma sœur
  - \* A mes frères

En signe de reconnaissance pour leurs sacrifices.

- \* A ma famille et petit famille
- \* A Mon binôme BOUTEBEL NABIL
- \* A mes amis ( Mohamed, Madjid, omar, Amine, youcef )

A tous ceux et celle qui ment contribuer de prés et de loin dans la réalisation  
de se travail avec générosité et un égard exemplaire



# DEDICACE

Je dédie ce mémoire de fin d'études :

- ◆ A mes parents

En signe de reconnaissance pour leurs sacrifices

- ◆ A mes amis (omar, mohamed, abd arrahman, salem) et mes collègues de l'université.

A mon binôme yahiaoui mourad

Tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin pour l'élaboration de ce travail.

## **Résumé :**

Notre travail à pour but d'étudier une conception d'un alimentateur automatique de bobine capable de remplacé l'homme, Des calculs des éléments de machines ont été élaborés afin d'assurer un bon fonctionnement de la machine. Des simulations numériques dont le but de déterminer les paramètres optimaux ont été élaborées de la machine.

# **SOMMAIRE**

## **Introduction générale**

### **Chapitre1 : Généralités**

I-Généralités.....	2
I-1-Poste de travail.....	2
I-2- problématique.....	2
I-3- Objectifs.....	2
I-4- Description .....	4
I-5- Fonctionnement.....	11
I -6- phases rotation bobines (tambour) .....	12

### **Chapitre II : Calcul et dimensionnement.**

II - 1 - Motorisation de la machine.....	14
II - 2 - Calcul des clavettes.....	17
II - 3- Etude de la transmission par courroie.....	20
II - 4 - Poulies pour courroies synchrones .....	26
II - 5- vis de fixation.....	27
II - 6 - Le soudage .....	29
II - 7 - Calcul des arbres.....	30
II - 8- Les roulements .....	34
II - 9- Les vérins .....	51

### **Chapitre III : LE SOLIDWORKS**

III-1- Introduction.....	65
III-2- Principe de fonctionnement.....	65
III-3- Conception Assistée Par Ordinateur (CAO).....	65
III-4-Le logiciel SolidWorks.....	66
III-5- Quelques exemples d'assemblages .....	69
III-6- simulation assisté par ordinateur utilisant solidworks .....	72
III-7- vérification, simulation (solidworks).....	72

## **Chapitre IV : la technologie électrique.**

IV - 1- introduction.....	84
IV - 2- Partie mesure .....	84
IV – 2 – 1 détecteur photo électrique.....	84
IV – 2 - 2 détecteur inductif.....	85
IV – 2 - 3 Encodeur optique .....	85
IV – 2 - 4 choix d'un détecteur .....	86
IV – 3 Partie contrôle : l'automate industrielle .....	87
Annexe.....	83
1- Recommandation.....	92
2- Mise au plan.....	95
Conclusion générale.....	106
Bibliographie.....	107

## Listes des figures :

### Chapitre I :

Figure : I – 1 vue de face de notre empaqueteuse .....	3
Figure : I – 2 vue arrière de notre empaqueteuse .....	3
Figure - I - 3 description du mécanisme.....	4
Figure - I - 4 emplacement de mécanisme dans l’empaqueteuse.....	4
Figure-I-5 corps de chariot.....	5
Figure-I-6 porte bobine.....	5
Figure-I-7 Roue .....	5
Figure-I-8 plaque positionnements chariot.....	5
Figure-I-9 chariot porte-bobine.....	6
Figure-I-10 poulie avec roulement coté Supérieure.....	6
Figure-I-11 dispositif de fixation courroie.....	6
Figure-I-12 dispositif de fixation courroie.....	7
Figure-I-13 poulie coté bas.....	7
Figure-I-14 support port bas prélèvements Bobine.....	7
Figure-I-15 glissière.....	7
Figure-I-16 poutre.....	7
Figure-I-17 axe poulie (sup et inf) .....	8
Figure-I-18 flasque.....	8
Figure-I-19 Boitier de fixation haut et bas.....	8



Figure-I-20 motoréducteur.....	8
Figure-I-21 clavette et circlips.....	8
Figure-I-22 poutre Guidage bras de prélèvement.....	8
Figure-I-23 étoile.....	9
Figure-I-24 corps .....	9
Figure-I-25 levier.....	9
Figure-I-26 plateau .....	9
Figure -I-27 tige fileté .....	9
Figure-I-28 rotule.....	9
Figure-I-29 pivot.....	10
Figure-I-30 support.....	10
Figure-I-31 cache.....	10
Figure-I-32 piston .....	10
Figure-I-33 axe de piston.....	10
Figure-I-34 bras de prélèvement de bobine.....	11
Figure-I-35 Fonctionnement de mécanisme.....	11
Figure-I-36 : position A de marche de tambour.....	12
Figure-I-37 : position B de marche de tambour .....	13
Figure-I-38 : position C de marche de tambour .....	13

## **Chapitre II :**

Figure-II-1 : emplacement de motoréducteur.....	14
Figure-II-2: Schéma MANIMATOR (motoréducteur MCE K 440 P3T B5/D).....	15
Figure-II-3 : emplacement de la clavette.....	17

Figure-II-4 : Clavette parallèle NFE 22-175.....	18
Figure-II-5 : emplacement de la courroie.....	20
Figure-II-6 : courroie synchrone .....	23
Figure-II-7 : Définition d'une courroie synchrone à simple denture.....	24
Figure-II-8 constitution d'une courroie synchrone .....	25
Figure-II-9 : Poulies pour courroies synchrones .....	26
Figure-II-10 : emplacement vis de fixation.....	27
Figure- II-11 : emplacement de cordon de soudure.....	29
Figure-II-12 : assemblage par soudage.....	29
Figure-II-13: représentation d'un cordon de soudure .....	30
Figure-II-14 : emplacement Arbre porte.....	30
Figure-II-15 : emplacement Axe porte disque.....	32
Figure-II-16 : Composition des roulements.....	34
Figure-II-17 : contraint agissant sur roulements.....	39
Figure-II-18 : emplacement Roulement 6205.....	41
Figure-II-19 : Roulement à bille 6205.....	41
Figure-II-20 : emplacement Roulement 32013.....	42
Figure-II-21 : Roulements à rouleaux coniques 32013.....	43
Figure-II- 22 : emplacement Roulement Série 4060-PP.....	44
Figure-II-23 : guidages linéaires.....	45
Figure-II-24 : douille à billes auto-alignante 4060-PP.....	46
Figure-II-25 : Facteurs de charge en cas d'inclinaison de l'arbre .....	49

Figure-II-26 : constitution d'un vérin double effet.....	52
Figure-II-27 : fonctionnement vérin double effet.....	42
Figure-II-28 : emplacement vérin festo ADVC-40-20-I-P-A.....	53
Figure-II-29 : emplacement vérin festo ADVC-40-210-I-P-A.....	55
Figure-II-30 : emplacement vérin festo ADVC-16-50-I-P-A.....	56
Figure- II-31 : emplacement vérin festo ADVC-32-150-I-P-A.....	58
Figure-II-32 : emplacement vérin linéaire SRSA2505-300-X63R4B.....	60
Figure-II-33 : vérins linéaires électromécaniques.....	61
Figure-II-24 : Caractéristiques dimensionnelles vérin linéaire SRSA2505-300-X63R4B .....	64

### **Chapitre III :**

Figure-III-1 : Dessin qui montre L'extrusion d'un rectangle .....	67
Figure-III-2 : Dessin qui montre La mise en plan.....	67
Figure-III-3 : assemblages chariot porte-bobine.....	70
Figure-III-4 : assemblages poutre Guidage bras de prélèvement.....	70
Figure-III-5 : assemblages bras de prélèvement de bobine.....	71
Figure-III-6 : tambour porte mandrin.....	71
Figure-III-7 : perspective d'une empaqueteuse .....	71
Figure-III-8 : assemblage finale de notre alimentateur.....	72
Figure-III-9 : Nouvelle étude.....	73
Figure-III-10 : Déplacement.....	73
Figure-III-11 : Ajout d'une force.....	74
Figure-III-12 : Tableau des Matériaux.....	74
Figure-III-13 : résultat de contraint axe principale.....	75

Figure-III-14 : résultat de déplacement axe principale.....	76
Figure-III-15 : résultat de déformation axe principale.....	76
Figure-III-16 : Propriétés de masse de disque.....	77
Figure-III-17 : résultat de contrainte bras prélèvement bobine.....	78
Figure-III-18 : résultat de déplacement bras prélèvement bobine.....	79
Figure-III-19 : résultat de déformation bras prélèvement bobine.....	79
Figure-III-20 : résultat de contrainte levier .....	80
Figure-III-21 : résultat de déplacement levier .....	81
Figure-III-22 : résultat de déformation levier.....	81
Figure-III-23 : résultat de contrainte axe porte bras.....	82
Figure-III-24 : résultat de déplacement.....	83
Figure-III-25 : résultat de déformation axe porte bras.....	83

## **Chapitre IV :**

Figure-IV-1 : fonctionnement photo cellule .....	85
Figure-IV-2 : détecteur inductif.....	85
Figure-IV-3 : encodeur .....	86
Figure-IV-4 : organigramme choix d'un détecteurs .....	86
Figure-IV-5 : fonction .....	87
Figure-IV-6 : cycle fonctionnement d'automate.....	88
Figure-IV-7 : organigramme de l'unité fonctionnelle CPU .....	88
Figure-IV-8 : automate.....	89
Figure-IV-9 : composition d'un automate.....	90
Figure-annexe 1: Frein filet Loctite à l'interface des filetages.....	92

## **Liste des tableaux :**

Tableaux-II- 1 : Caractéristique de MANIMATOR motor.....	15
Tableaux-II- 2 : démentions de MANIMATOR motor .....	16
Tableaux-II- 3 : Différents types de clavettes .....	17
Tableaux-II- 4 : Clavette parallèle principale démentions normalisé NFE 22-175.....	18
Tableaux-II- 5 : Caractéristique mécanique alliage d'aluminium N°3003.....	28
Tableaux-II- 6 : Caractéristique mécanique acier XC 10.....	32
Tableaux-II- 7 : Caractéristique mécanique acier A-S7G.....	33
Tableaux-II- 8 : les principaux types de roulements.....	38
Tableaux-II- 9 : Coefficient X et Y en tenant compte des conditions de rotation .....	40
Tableaux-II- 10 : caractéristiques de roulement 60205.....	42
Tableaux-II- 11 : caractéristiques de roulement 32013.....	44
Tableaux-II- 12 : caractéristiques douille à billes auto-alignante 4060-PP.....	46
Tableaux-II- 13 : facteur de dureté et de charge.....	48
Tableaux-II- 14 : facteur de charge dynamique et statique .....	49
Tableaux-II- 15 : caractéristiques vérin ADVC-40-20-I-P-A et ADVC-40-210-I-P-A.....	55
Tableaux-II- 16 : caractéristiques vérin ADVC-16-50-I-P-A et ADVC-32-150-I-P-A.....	58
Tableaux-II- 17 : Caractéristiques vérin linéaire SRSA2505-300-X63R4B .....	62
Tableaux- annexe 1-.....	93
Tableaux- annexe 2-.....	94

## Introduction :

Le développement croissant des équipements industriels automatisés, réduit l'intervention humaine dans la conduite et l'exploitation des moyens de production. Dans le monde économique tel qu'il est actuellement, la vitesse d'exécution reste d'une Importance capitale. Pour répondre à ces demandes d'augmentation des cadences, on trouve des machines ou des lignes de production qui intègrent une Reconfiguration rapide et proposent un large éventail de la machine à l'homme dans l'ensemble de ses activités.

Dans ce contexte ; on vous propose un mémoire de fin d'étude qui a pour objet d'intégrer de la robotique au sein de ces machines ou de ces lignes de production, qui a pour thème conception d'un alimentateur automatique de bobine (robot). Intégrer De la robotique au sein des usines donne une efficacité et une Flexibilité accrues.

Le robot est défini comme étant un manipulateur à plusieurs degrés de liberté, à commande automatique, reprogrammable, multi applications, mobile ou non, destiné à être utilisé dans les applications d'automatisation industrielle. En fait, il s'agit d'un ensemble de disciplines techniques (mécanique, électronique, automatique, informatique) articulées autour d'un objectif et d'un objet communs. Cet objectif est l'automatisation flexible de nombreux secteurs de l'activité humaine réputés jusqu'à très récemment comme un remplaçant de l'homme. L'homme rêve depuis toujours d'un robot pour le remplacer dans les tâches difficiles. Avec l'apparition de la robotique industrielle, les robots étaient conçus pour remplacer les ouvriers dans les tâches pénibles, répétitives ou dangereuses. Aujourd'hui avec le développement de l'électronique, de l'informatique, de la mécanique et aussi de l'automatique, la technologie robotique a progressé. La recherche dans le domaine de la robotique est dirigée vers le développement de robots dévoués à des tâches bien différentes que celles demandées par l'industrie. Par exemple des robots travaillant en mode automatique ou semi-automatique et qui ont souvent pour objectif d'interagir avec des humains et de les aider dans leurs tâches (surveillance, manutention d'objets lourds...). Ils sont dotés d'une intelligence qui leur donne une certaine autonomie. Pour aboutir à cette fin. L'étude dans notre thèse est basée principalement sur la : **conception d'un alimentateur automatique de bobine** (robot).

Elle commence par une introduction générale

Ce mémoire est composé de quatre chapitres :

- Le premier est nommé généralités.
- Le deuxième c'est la partie calcul et dimensionnement avec vérification.
- Le troisième usage de Solidworks pour faire la conception et Le calcul de vérification.
- Le quatrième nous avons donné quelque notion sur la technologie électrique.

Et enfin une conclusion générale qui termine cette étude.

# Chapitre I : Généralités

## I - GENIRALITE

### I – 1 - poste de travail : [1]

Notre travaille a été effectuée à La Société algéro-émiratie (STAEM) fabriquant des tabac multimarques, Au Capital Sociale de : 15000000000 Da, Sous la forme juridique : SPA. Créée en 2002 c'est un partenariat entre l'Algérie et l'émirat arabe, située à la zone industrielle de koléa (Tipaza).la capitale industrielle de la société occupe une superficie de 65250 m2 dont 14 400 m2 couvertes, ainsi qu'un parc de stockage important. Son personelle passe de 40 personnes en 2002 à 926 personnes en 2015.

### I - 2 - problématiques : [1]

Le problème posé actuellement au niveau d'unité de production, c'est la perte de productivité due a l'alimentation manuel de matière première de la ligne de production ou la machine s'arrête plusieurs minutes, Cette situation devient très difficile et pénible avec le temps.

On a constaté les problèmes suivants :

- Un taux important du temps est gaspillé lors de l'alimentation en matière premier (bobine aluminium chaque 15mn, cellophane paquet chaque 15mn, cellophane cartouche chaque 4h.....).
- Le poids excessifs des bobines entre 10 et 25 kg.
- Travail répétitif
- sachant que le travail s'effectue en mode 3×8, Toutes ces conditions rendent le travail pénible et affaiblie la concentration des operateurs ce qui peu engendrait :
  - une casse important ou niveau des machines.
  - une mauvaise manipulation des moyenne de production
  - les maladies de siècle hernie discale, arthrose.....

### I - 3 - Objectifs : [1]

L'objectif essentiel de cette étude, est la **conception d'un alimentateur automatique de bobine** .utilisable dans de nombreuses sociétés avec déférentes machine à haute cadence [de 600 à 1000 unité à la minute] exemple:

Des empaqueteuses type : GD (x3, c600, maker121...),

Des empaqueteuses type : CORAZZA et GRANDI

Employé dans l'industrie agroalimentaire, pharmaceutique, ou on ne peut pas se permettre une perte de temps.



Figure : I – 1 vue de face de notre empaqueteuse



Figure : I – 2 vue arrière de notre empaqueteuse



#### I - 4 - Description :

Notre alimentateur est constituée de :

- chariot porte-bobine (1) et (2) respectivement, situé sur l'arrière de la machine.
- Bras de prélèvement bobines (3).
- poutre Guidage bras de prélèvement (4).
- Dépôt bobines (5).
- Bras chargeur de bobines (6).
- tambour (7), mandrin (8), disque (9).

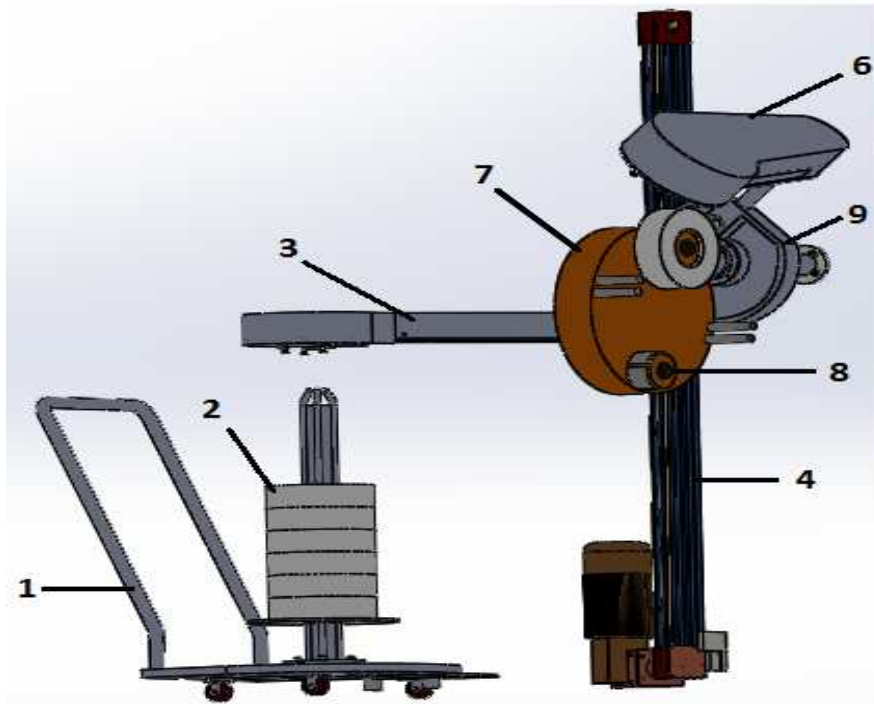


Figure - I - 3 description du mécanisme

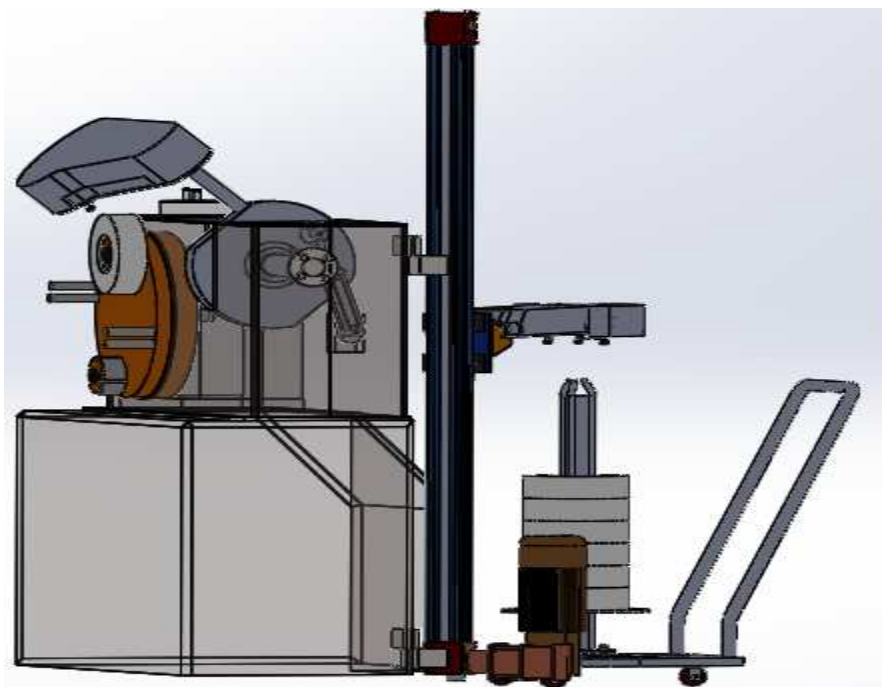
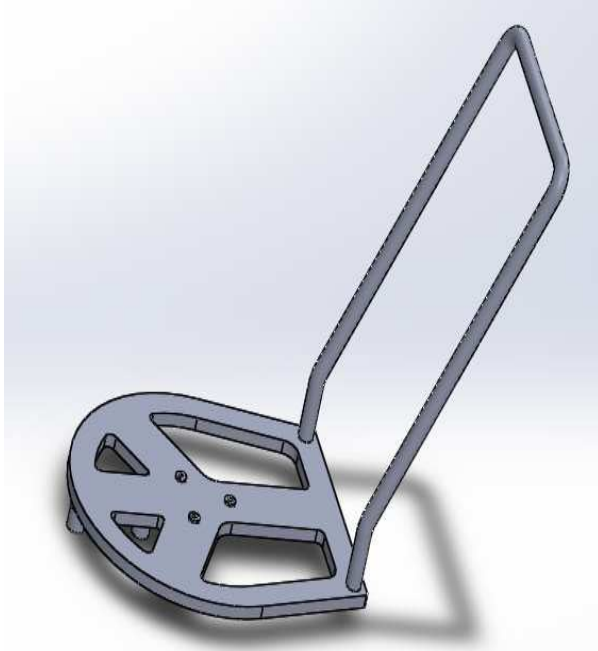


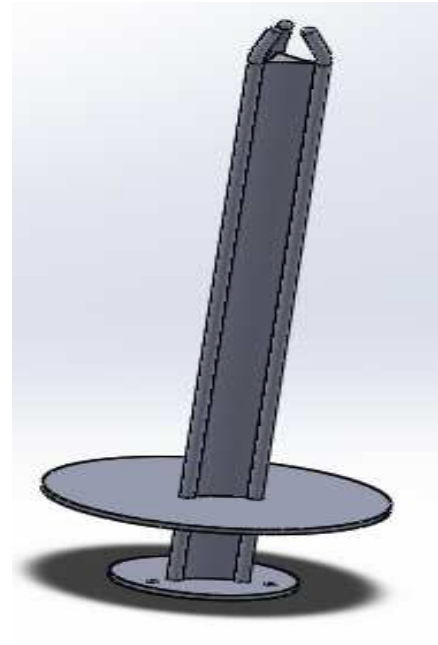
Figure - I - 4 emplacement de mécanisme dans l'empaqueuse

#### **I – 4 -1- chariot porte-bobine :**

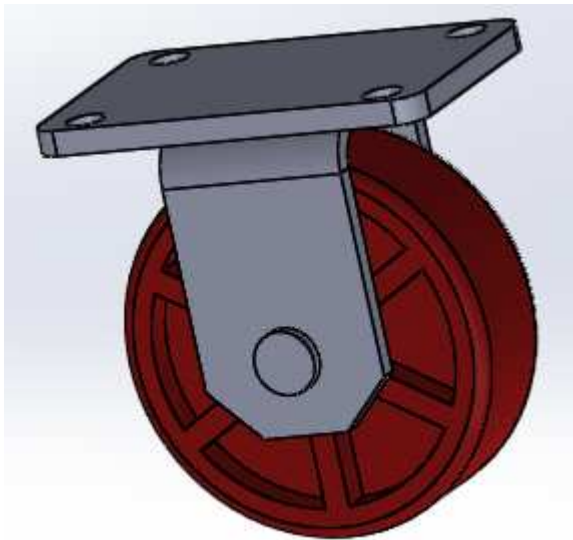
Il contient 4 composants : 1- corps de chariot (Figure-I-5), 2- porte bobine (Figure-I-6), 3- roues (figure-I-7) et 4- plaques positionnements chariot (Figure-I-8). L'assemblage des composants obtient le chariot porte-bobine (Figure-I-9).



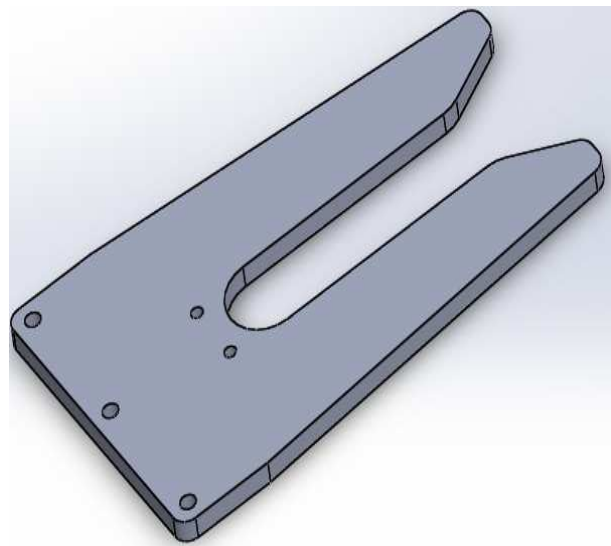
**Figure-I-5** corps de chariot



**Figure-I-6** porte bobine



**Figure-I-7** Roue



**Figure-I-8** plaque positionnements chariot



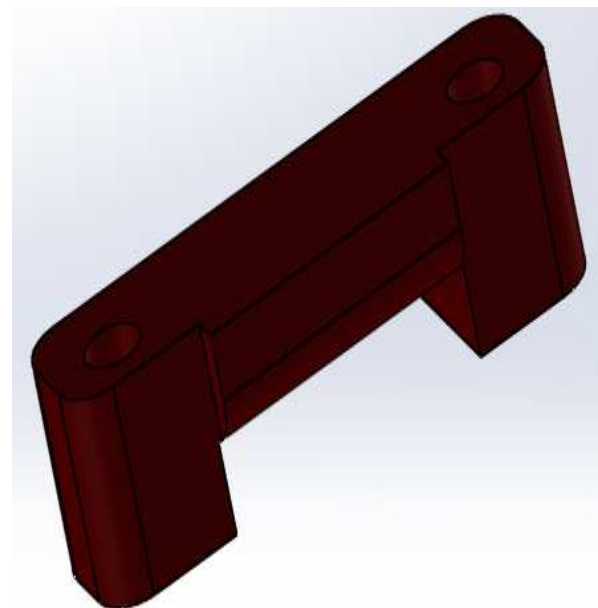
**Figure-I-9** chariot porte-bobine

**I – 4 -2- poutre guidage bras de prélèvement :**

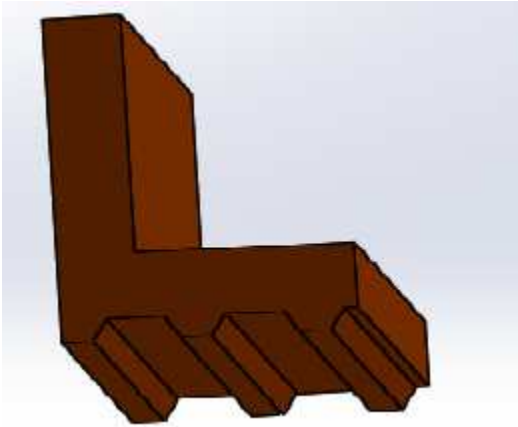
Elle contient plusieurs composants : poulie avec roulement coté supérieure, poulie coté inférieure, glissière, poutre, dispositif de fixation courroie, boîtier de fixation haut et bas, courroie synchrone, support port bas prélèvements bobine, motoréducteur, axe poulie, flasque, L'ensemble de ces pièces constituent une poutre Guidage bras de prélèvement.



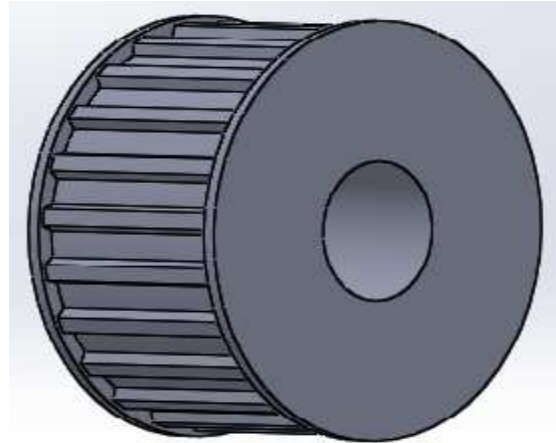
**Figure-I-10** poulie avec roulement coté Supérieure



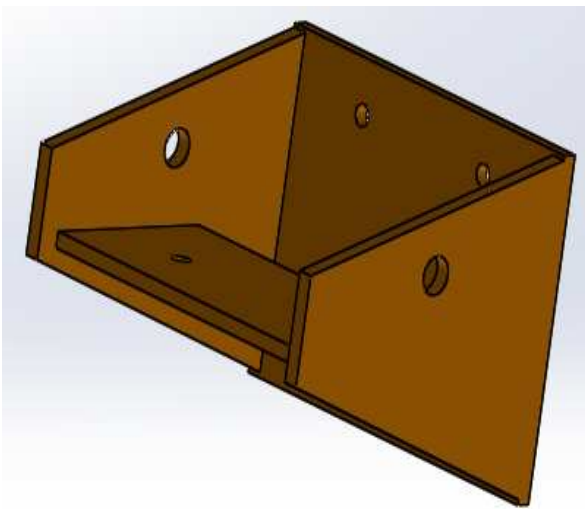
**Figure-I-11** dispositif de fixation courroie



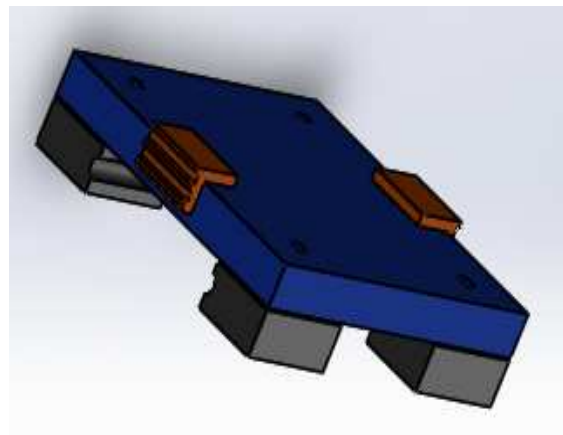
**Figure-I-12** dispositif de fixation courroie



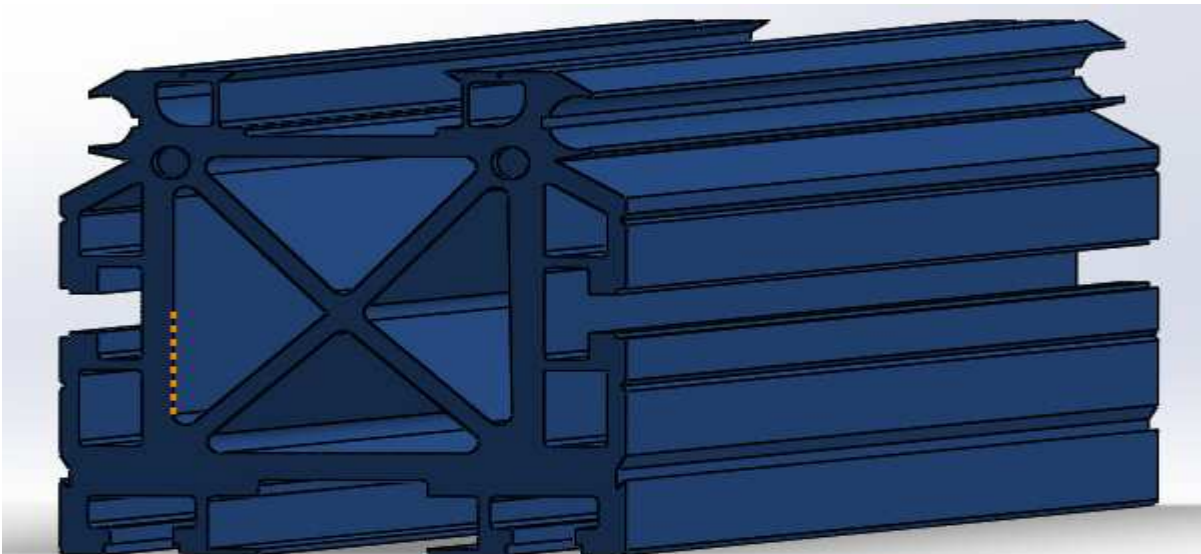
**Figure-I-13** poulie coté bas



**Figure-I-14** support port bas prélèvements  
Bobine



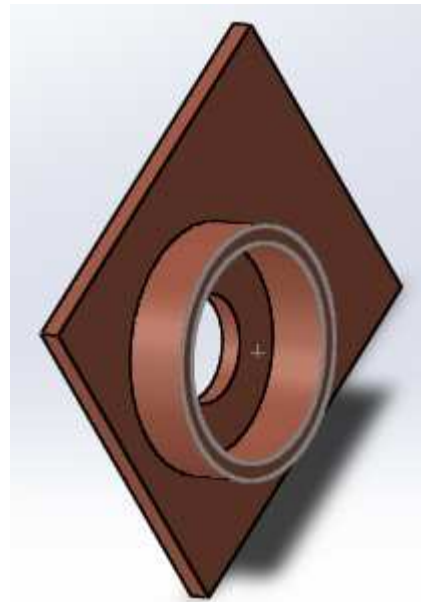
**Figure-I-15** glissière



**Figure-I-16** poutre



**Figure-I-17** axe poulie (sup et inf)



**Figure-I-18** flasque



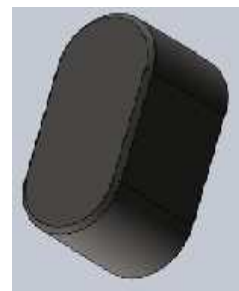
**Figure-I-19**

Boitier de fixation haut et bas



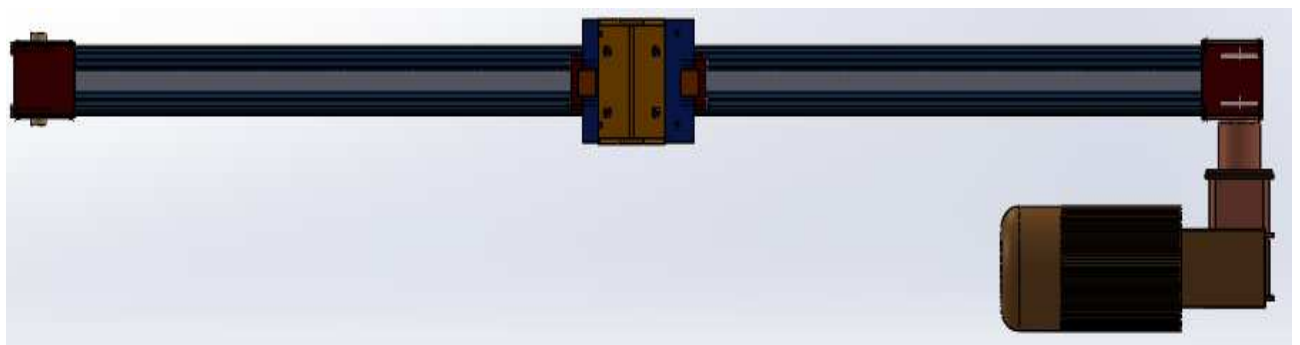
**Figure-I-20**

motoréducteur



**Figure-I-21**

clavette et circlips



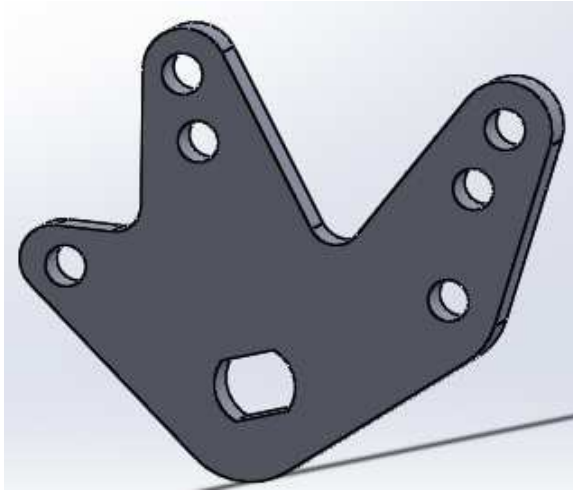
**Figure-I-22** poutre Guidage bras de prélèvement



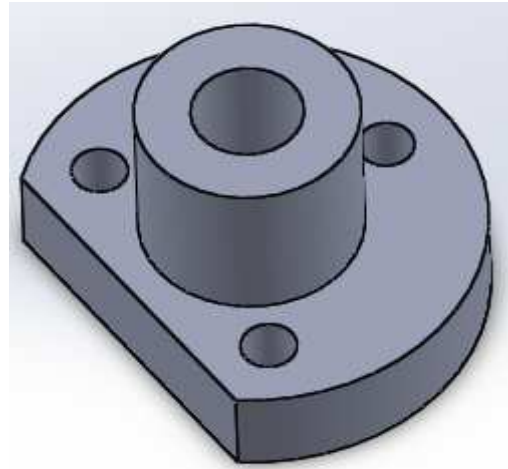
#### **I – 4 -3- bras de prélèvement de bobine :**

Il contient plusieurs composants: levier, pivot, étoile, plateau, rotule, tige filetée, Piston, axe de piston, support, cache, Piston, axe de piston ...

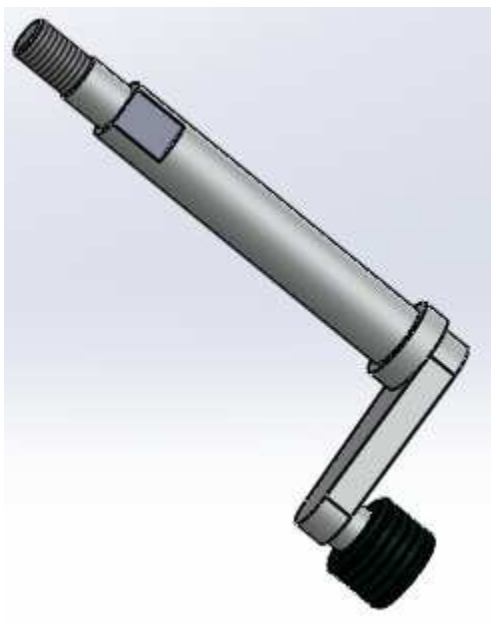
L'ensemble de ces pièces constituent un bras de prélèvement de bobine.



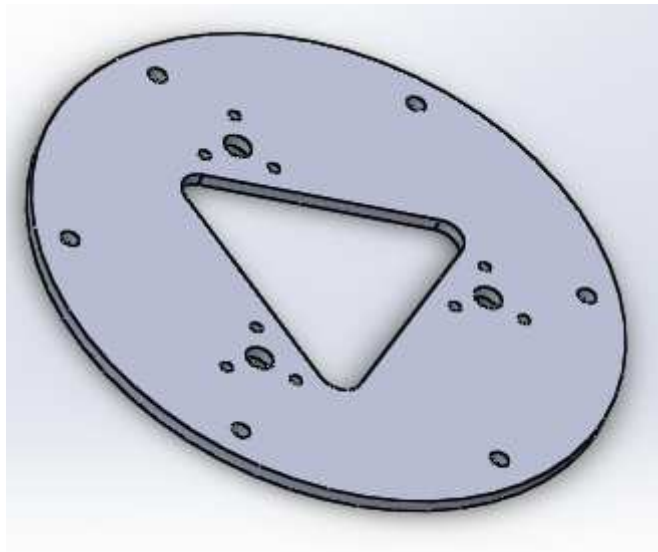
**Figure-I-23 étoile**



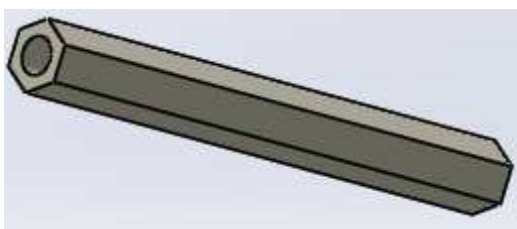
**Figure-I-24 corps**



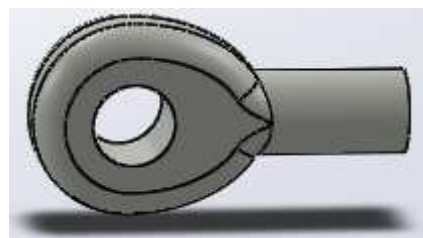
**Figure-I-25 levier**



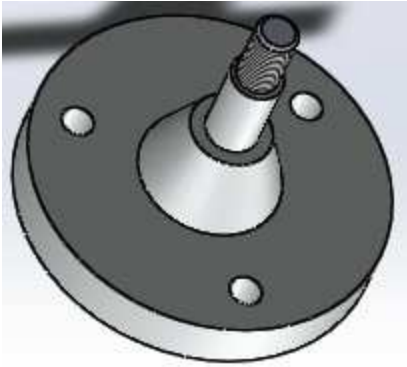
**Figure-I-26 plateau**



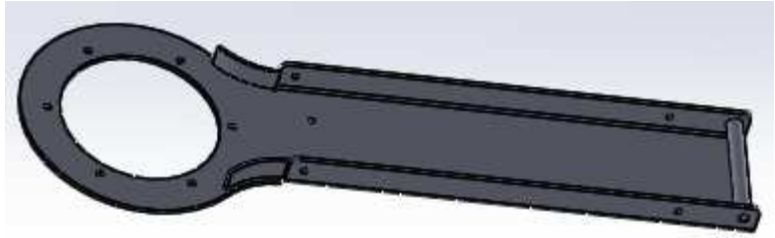
**Figure -I-27 tige filetée**



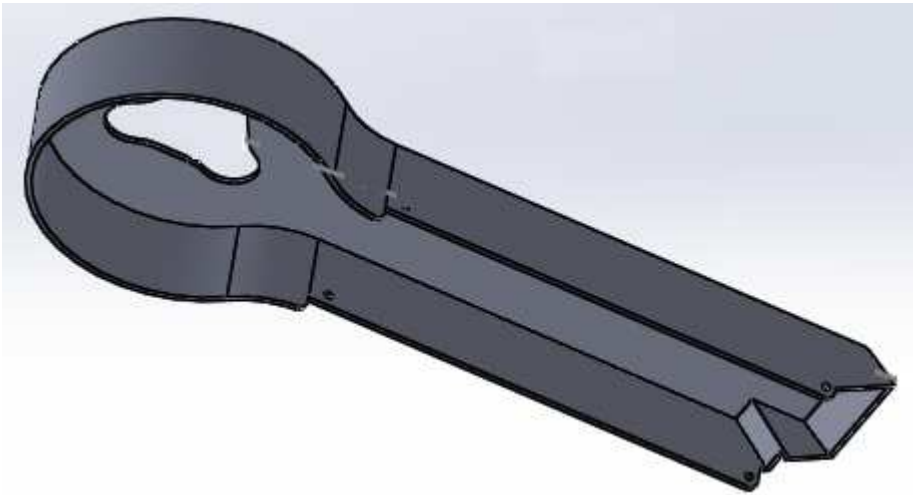
**Figure-I-28 rotule**



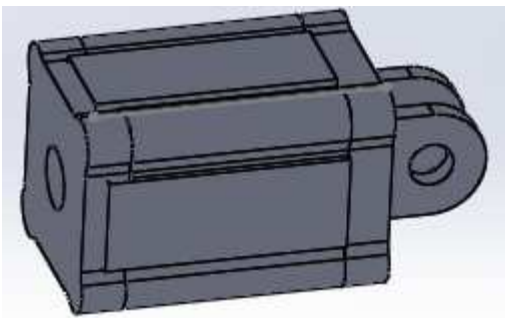
**Figure-I-29** pivot



**Figure-I-30** support



**Figure-I-31** cache



**Figure-I-32** piston



**Figure-I-33** axe de piston

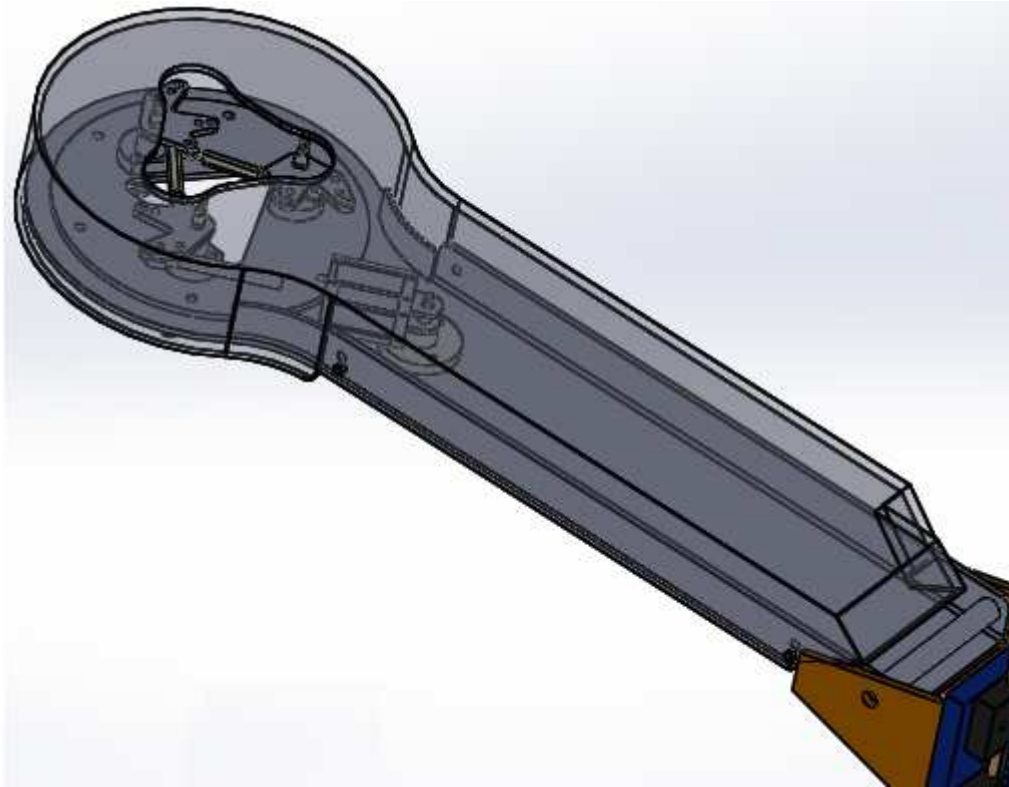


Figure-I-34 bras de prélèvement de bobine

**I – 5 - Fonctionnement :**

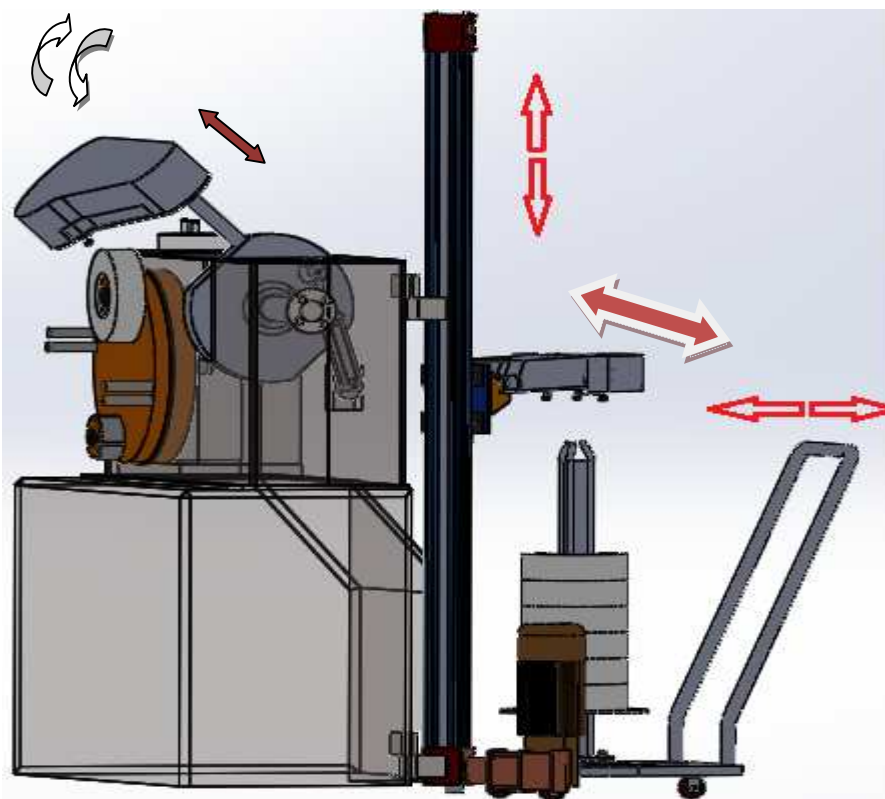


Figure-I-35 Fonctionnement de mécanisme

L'unité d'alimentation papier aluminium est externe à la machine et permet de remplacer automatiquement les bobines pendant le fonctionnement de la machine. Le remplacement



automatique des bobines se fait à la vitesse de la machine, aucun Ralentissement de production est donc prévu durant cette phase.

-Les bobines sont stockés dans le chariot porte-bobine ce dernier peut être extraire de la machine à laide de ces roue dix que le stocke des bobines sera épuisé.

- un Bras de prélèvement bobines prélève la bobine de chariot lorsque la séquence est lancé, le dispositif contient 3 levier: à l ouverture ils prennent la bobine à la fermeture ils la relâche Le mouvement et assure par un vérin pneumatique double effet. Par contre les mouvements sont assurés par la poutre. Les bobines sont déposées sur le Dépôt bobines.

- la poutre Guidage bras de prélèvement donne le mouvement vertical de haut en bas et inversement grâce au système de transmission : motoréducteur, manchon, poulie, courroie synchrone. Et au vérin pneumatique double effet qui assure le mouvement de rotation de 90°

- Quand la nouvelle bobine est déposer sur le Dépôt bobines, le Bras chargeur de bobines la prend, la tourne et ensuite l'introduit dans mandrin, le deuxième bras il est identique ou premier, juste que il et équipé de 03 vérin pneumatique double effet pour permettre l'introduction de la bobine dans le mandrin. Le mouvement de translation et assuré par un vérin pneumatique double effet par contre le mouvement de rotation de 90° il est assuré par un vérin électromécanique. le Bras chargeur est fixé sur un disque à laide d'un axe, ce dernier assure la translation a laide d'un vérin. par contre le disque est fixé sur un axe principale en assurant le mouvement de rotation (la rotation est assuré par un vérin électromécanique).

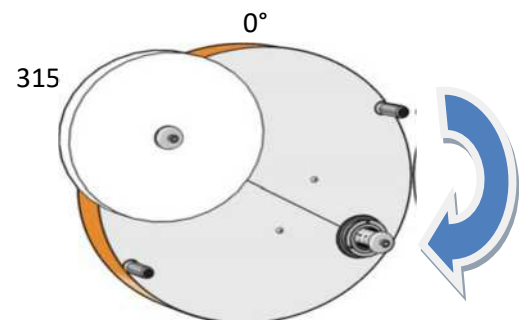
- le TAMBOUR BOBINE doit avoir certain phase (degré machine) pour assure le bon fonctionnement.

## I – 6 - Phases rotation bobines (tambour):

Sachant que le tambour ce dispose de deux mandrin porte bobine, Pendant le fonctionnement le tambour porte-bobines se trouve dans les positions suivantes :

### Position A :

C'est la position de marche normale du tambour Pendant Le fonctionnement. Elle ce trouva à 315° machine dans la position de la figure N° I-34.

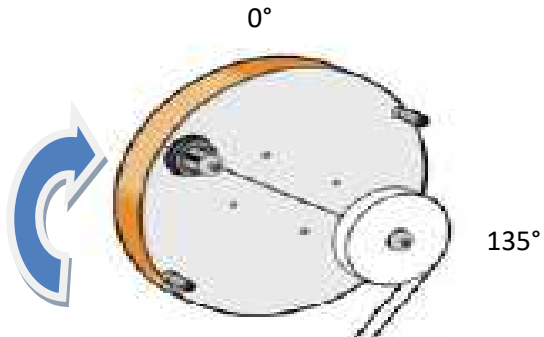


**Figure : I - 36** position A de marche de tambour

### Position B :

Lorsque la bobine aura l'épaisseur D1 le tambour commence à tourner de 180° c'est l'équivalent de 135° machine, en plus le second mandrin porte bobine épuisé (consommé) prend la position précédente c'est à dire 315° machine pour permettre l'enlèvement de noyau bobine épuisé.

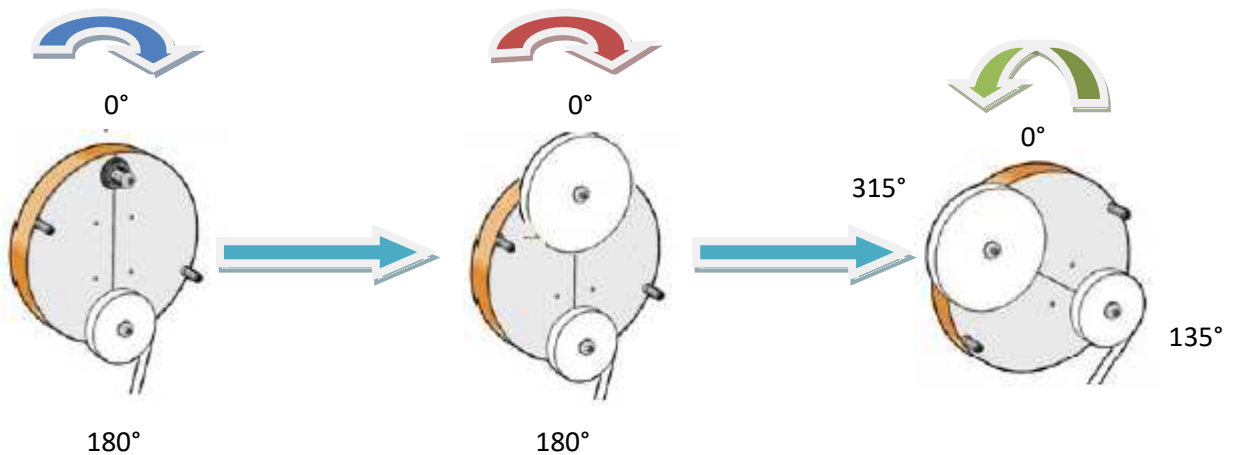
**Figure : I - 37** position B de marche de tambour



**NB :** D1=1/3 épaisseur bobine.

### Position C :

Une fois le noyau bobine épuisé est enlevé, le tambour tournera avec 45° (jusqu'à 0° machine). C'est la position idéale qui permet le montage de la nouvelle bobine, lorsque cela est fait le tambour reprend la position précédente (le tambour tourne en arrière de 45° machine).



**Figure : I - 38** position C de marche de tambour

## Chapitre II : Calcul et dimensionnement

### II - 1 - Motorisation de la machine [2. 3.6.14]

#### II - 1 - 1 Motoréducteur : Pourquoi utiliser un motoréducteur / Intérêts d'un motoréducteur ?

Le motoréducteur est un appareil composé d'un moteur et d'un réducteur. Le but qu'on recherche en utilisant un motoréducteur est de réduire la vitesse du moteur tout en augmentant le couple. Par exemple, lorsqu'on dit qu'un motoréducteur a un rapport de 1/40, cela veut dire que le réducteur tourne 40 fois moins vite que le moteur lui-même. Mais en même temps, il a 40 fois plus de couple. Ce rendement du motoréducteur est aussi dû à son axe de sortie. On retrouve des axes moteurs déportés qui interviennent dans la réduction de la puissance. Les axes positionnés perpendiculairement à l'axe de sortie ont aussi une grande influence sur l'augmentation du couple et la réduction de la vitesse d'un motoréducteur.

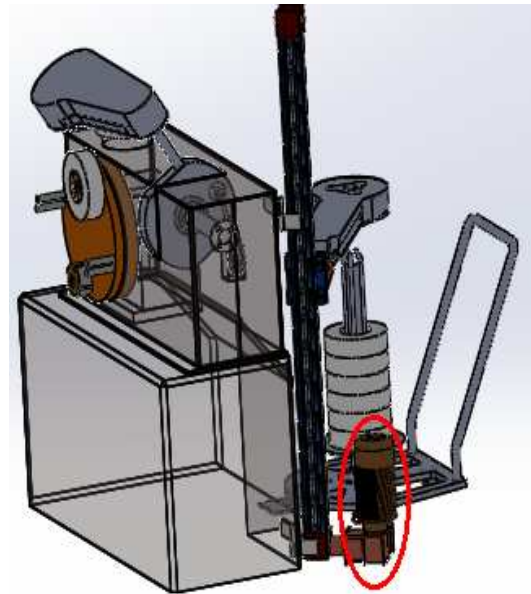


Figure : II – 1 emplacement de motoréducteur

On distingue généralement trois grands types de motoréducteurs. Il s'agit des micro-motoréducteurs, des motoréducteurs moyens et des gros motoréducteurs. Chacun de ces motoréducteurs est utilisé pour la fabrication de certains appareils. On retrouve par exemple le premier type de motoréducteur dans les essuie-glaces et les appareils électroménagers. Le second type de motoréducteur est utilisé pour l'ouverture des portails ainsi que la levée des barrières. Les ascenseurs sont des appareils qui sont fabriqués à l'aide du troisième type de motoréducteur. On retrouve aussi les gros motoréducteurs au niveau des téléphériques ainsi que des télésièges présents dans les stations de ski. Sans l'utilisation d'un motoréducteur, ces appareils ne pourraient fonctionner normalement.

Dans notre projet on a choisie le motoréducteur de la marque italien **MANIMATOR** type MCE K 440 P3T B5/D. la vitesse linéaire  $V = 0.1 \text{ m/s}$

#### **N.B :**

Le choix de ce type de motoréducteur à été fait par rapport à la disponibilité de pièces de rechange dans le magasin de la société et la fiabilité de marche.

MCE : motoréducteur à vis San fin  
 K : frein alimenté en 24v  
 D : connexion du réducteur à droite  
 Puissance développée 180w  
 Couple : 23.5 Nm  
 Nombre de tour à l'entrée : 2800 tr/min  
 Nombre de tour à la sortie : 28 tr/min

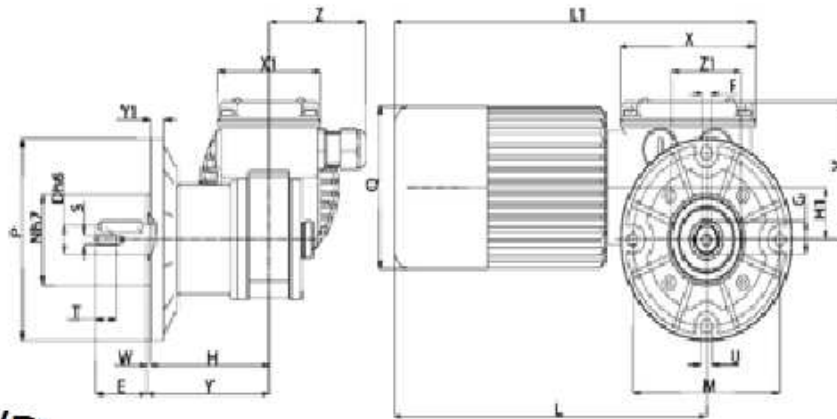


Diamètre arbre sortant 25 mm

**Figure : II - 2** Schema MANIMATOR  
 (motoréducteur MCE K 440 P3T B5/D)

Tipo Type Typ Type Tipo	Rapporto Ratio Übersetzungs- verhältnis Rapport Relación	Potenza resa Delivered power Abgegebene Leistung Puissance développée Potencia entregada	Giri entrata a vuoto Input r.p.m. no-load Eingangsdrehzahl unbelastet Tours en entrée à vide Revoluciones entrada sin carga	Giri uscita a vuoto Output r.p.m. no-load Ausgangsdrehzahl unbelastet Tours à la sortie à vide Revoluciones salida sin carga	Coppia nominale Rated torque Nenn Drehmoment Couple nominal Par nominal	Tensione Voltage Spannung Voltage Tensión	Corrente Current Strom Courant Intensidad	Condensatore Capacitor Kondensator Condensateur Condensador
	i	W	rpm	rpm	Nm	Vac - 50 Hz	A	µF
MCE 100P	100	35	2800	28	11,5	230	0,41	3,15
MCE 160P2	100	60	2800	28	16,4	230	0,54	4
MCE 240P3	100	140	2800	28	*23,5	230	1,03	8
MCE 80P	100	15	1400	14	8,7	230	0,33	4
MCE 110P2	100	19	1400	14	11,1	230	0,41	5
MCE 165P3	100	44	1400	14	*23,5	230	0,53	4
MCE 244PT	100	49	2800	28	13,5	230Δ 400Υ	0,52Δ 0,30Υ	-
MCE 320P2T	100	74	2800	28	20,3	230Δ 400Υ	0,62Δ 0,36Υ	-
MCE 440P3T	100	180	2800	28	*23,5	230Δ 400Υ	0,90Δ 0,52Υ	-
MCE 110PT	100	14	1400	14	8,2	230Δ 400Υ	0,25Δ 0,14Υ	-
MCE 145P2T	100	18	1400	14	10,6	230Δ 400Υ	0,32Δ 0,18Υ	-
MCE 230P3T	100	63	1400	14	*23,5	230Δ 400Υ	0,58Δ 0,34Υ	-

**Tableau-II-1** Caractéristique de MANIMATOR motor



B5/D

Type Type typ Type Tipo	D	E	F	G	H	H1	L	L1	M	N	P	Q	S	T	U	V	W	X	X1	Y	Y1	Z	Z1	Peso Weight Gewicht Poids Peso kg
MCE...P	14	30	5	16	69	26	163	191	86	45	100	81	M5	12	6,5	69	2	80	60	71	8	56	40	3,040
MCE...P2	14	30	5	16	69	26	163	211	86	45	100	81	M5	12	6,5	69	2	80	60	71	8	56	40	3,350
MCE...P3	14	30	5	16	69	26	221	249	86	45	100	95	M5	12	6,5	69	2	80	60	71	8	56	40	4,440

Tableau-II-2 démentions de MANIMATOR motor

**N.B :**

Le choix de ce type de motoréducteur à été fait par rapport à la disponibilité de pièces de rechange dans le magasin de la société et la fiabilité de marche.

**Vérification :**

$$C = \frac{M \times G \times D}{2} \dots\dots\dots (II-1)$$

Et :

$$V = \omega \times R \dots\dots\dots (II-2)$$

Avec :

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times N}{60} \dots\dots\dots (II-3)$$

M : la masse 50 kg

G : la gravité

V : la vitesse linéaire

$\omega$  : La vitesse angulaire

R : le rayon de la poulie

AN :

$$C = \frac{50 \times 10 \times 0.077}{2} = 19.25 \text{ N.m}$$

$$V = \frac{2 \times 3.14 \times 28 \times 0.077}{60 \times 2} = 0.1128 \text{ m/s}$$

## II - 2 Calcul des clavettes : [2. 3. 10. 4.17]

### II - 2 - 1 Introduction :

Les clavettes sont des pièces employées pour fixer ou guider d'autres pièces à moyeux comme les roues dentées, poulie, ...etc. Leurs emplacements sur les arbres peuvent être forcés ou libres, il existe plusieurs type (forme) de clavettes.

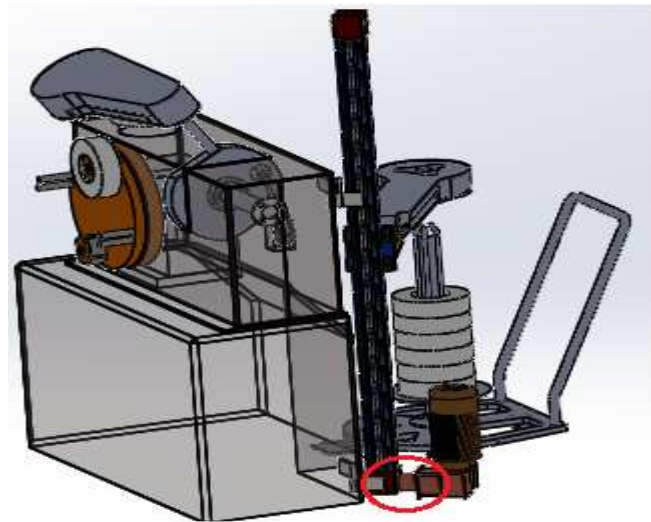


Figure : II – 3 emplacement de la clavette

### II - 2 - 2 Différents types de clavettes : [1,3]

Clavette parallèle forme A	Clavette parallèle forme B	Clavette parallèle forme C	Clavette disque

Tableau-II-3 Différents types de clavettes



## II - 2 - 3 Choix de la forme des clavettes :

On à choisit pour notre arbre de la poutre une clavette ordinaire parallèle de forme « A ».

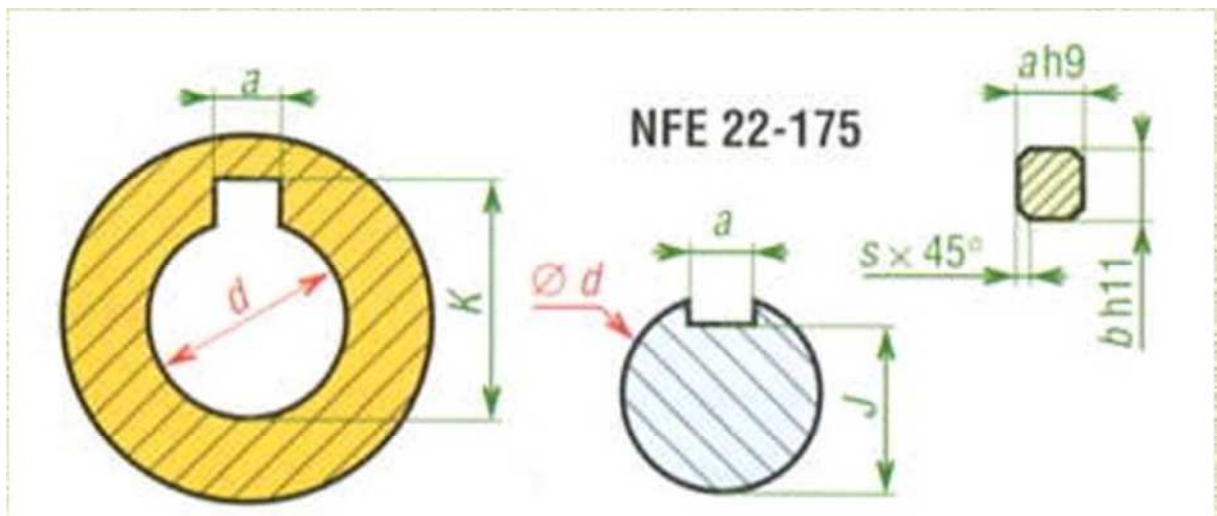


Figure : II – 4 Clavette parallèle NFE 22-175

a : largeur de la clavette.

b : épaisseur ou hauteur de la clavette.

d : diamètre de l'arbre.

Clavettes parallèles : principales dimensions normalisées (NF E 22-175)														
d	a	série normale					série mince			cas d'une fixation par vis				
		b	s	J	K	L	b*	J*	K*	vis	l	z	g	r
6 à 8 inclus	2	2	0,08	d-1,2	d+1	6 à 20								
8 à 10	3	3		d-1,8	d+1,4	6 à 36								
10 à 12	4	4	0,16	d-2,5	d+1,8	8 à 45								
12 à 17	5	5	0,16	d-3	d+2,3	10 à 56	3	d-1,8	d+1,4					
17 à 22	6	6		d-3,5	d+2,8	14 à 70	4	d-2,5	d+1,8	M2,5-6	5	2,9	3	2,5
22 à 30	8	7	0,25	d-4	d+3,3	18 à 90	5	d-3	d+2,3	M3-8	6,5	3,4	3,5	3
30 à 38	10	8	0,25	d-5	d+3,3	22 à 110	6	d-3,5	d+2,8	M4-10	8	4,5	4,5	4
38 à 44	12	8		d-5	d+3,3	28 à 140	6	d-3,5	d+2,8	M5-10	10	5,5	5,5	5
44 à 50	14	9		d-5,5	d+3,5	36 à 160	6	d-3,5	d+2,8	M6-10	12	6,6	6,5	6
50 à 58	16	10		d-6	d+4,3	45 à 180	7	d-4	d+3,3	M6-10	12	6,6	6,5	6
58 à 65	18	11	0,4	d-7	d+4,4	50 à 200	7	d-4	d+3,3	M8-12	16	9	8,5	8
65 à 75	20	12	0,4	d-7,5	d+4,9	56 à 220	8	d-5	d+3,3	M8-12	16	9	8,5	8
75 à 85	22	14		d-9	d+5,4	63 à 250	9	d-5,5	d+3,8	M10-12	20	11	10,5	10
85 à 95	25	14	0,6	d-9	d+5,4	70 à 280	9	d-5,5	d+3,8	M10-12	20	11	10,5	10
95 à 110	28	16		d-10	d+6,4	80 à 320	10	d-6	d+4,5	M10-16	20	11	10,5	10

Tableau-II-4 Clavette parallèle principale démentions normalisé NFE 22-175

Désignation normalisée : clavette parallèle, forme A, 18 x 11 x 60 matériau en général E335 (ancienne norme : A60) (il faut  $R_p \geq 600$  MPa)

## II - 2 - 4 Détermination de la longueur pratique des clavettes :

**calcul de la clavette au matage (écrasement) :**

$$P = \frac{2 \times T}{b \times lp} \text{ Avec : } T = \frac{2 \times c}{da} \dots\dots\dots (II-4)$$

T : effort tangentiel

P : pression de matage

$$P = \frac{\text{effort tangentiel}}{\text{surface matée}} = \frac{T}{h \times lp} \dots\dots\dots (II-5)$$

h:hauteur de la clavette

h=b/2      Donc :  $P = \frac{2 \times T}{b \times lp}$

$$\alpha_s \leq \frac{P_{adm}}{P} \quad \text{Donc : } P_{adm} = P \times \alpha_s \dots\dots\dots (II-6)$$

$\alpha_s$ : Coefficient de sécurité

Cas des aciers nous avons le coefficient de sécurité entre [2 à 5], dans notre calcul on a choisie  $\alpha_s=2$

C : couple (23 Nm)

da =25mm (diamètre de l'arbre)

b =7 (choisie à partir de tableau II-4)

Pour les aciers on prend  $P_{adm}$  entre [2 et 20 Mpa]

Pour les clavettes glissant sous charge

$$p_{adm} \geq p \times \alpha_s \quad \text{Donc : } \alpha_s = 2 \quad \text{alors : } p_{adm} = 2 \times p$$

$$p = \frac{2 \times c}{da \times b \times lp} \leq p_{adm} \dots\dots\dots (II - 7)$$

$$lp \geq \frac{2 \times c}{da \times b \times p_{adm}}$$

$$lp \geq \frac{2 \times 23000}{25 \times 7 \times 20} \geq 13.14 \text{ mm}$$

$$Lr = Lp + a \dots\dots\dots (II - 8)$$

a = 8 (choisie à partir de tableau (II-4))



$$L_r = 13,14 + 8 = 21,14 \text{ mm}$$

Choisir la longueur normalisée parmi les valeurs suivantes :

6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500.

DONC : on prend  $L_r = 22 \text{ mm}$  (normalisée)

Vérification au cisaillement :

$$\tau_{cis} = \frac{F}{l_p \times a} \leq R_{pg} \dots \dots \dots (II - 9)$$

Avec :  $R_{pg} = 24 \text{ Mpa}$

Et :  $F = \frac{2 \times c}{da}$  d'où  $\frac{2 \times c}{da \times l_p \times a} \leq R_{pg} \dots \dots \dots (II - 10)$

$$\tau_{cis} = \frac{2 \times 23000}{25 \times 22 \times 8} = 10,45 \text{ Mpa}$$

## II - 3 - les courroies : [2.3.4.10]

### II - 3 - 1 Introduction :

Les courroies sont des organes de transmission, au même titre que les engrenages ou les chaînes à rouleaux. Leur rôle est de transmettre la puissance d'un organe tournant à un autre, c'est-à-dire le produit d'un effort par une vitesse ou un couple.

Le principe de fonctionnement des courroies repose sur deux éléments principaux :

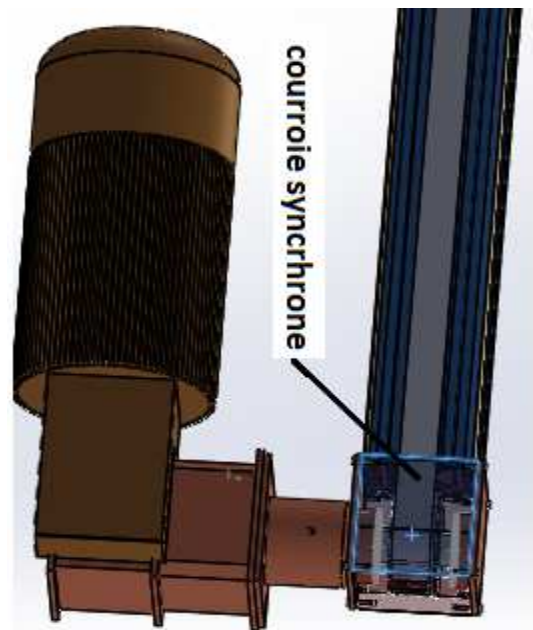


Figure : II – 5 emplacement de la courroie

- Une surface de contact, dont l'importance est fonction de son coefficient de frottement, permettant de prélever le couple de la poulie motrice, de le transmettre à l'armature de traction et, ensuite, de le restituer aux poulies réceptrices de la transmission ;
- Une armature, capable de transformer l'effort tangentiel prélevé sur la poulie motrice en un effort longitudinal de traction entre les poulies.

Bien qu'organe mécanique, la courroie permet, en raison de sa souplesse, une certaine imprécision de réalisation qui évite d'avoir recours à des solutions très sophistiquées donc beaucoup plus coûteuses. Mais si la courroie est la solution la moins chère pour une transmission (absence de lubrification), elle est aussi une application quasi universelle grâce à la combinaison de ses différentes possibilités :

- Multiplication ou réduction du mouvement selon le diamètre des poulies,
- Variation de vitesse avec des poulies à flasques mobiles,
- Inversion du sens de rotation par croisement des brins,

Les courroies se sont considérablement améliorées depuis leur origine. Il y eut d'abord la courroie plate, toujours appréciée pour les vitesses linéaires élevées et les faibles diamètres d'enroulement. Puis la recherche constante d'amélioration des performances et de l'encombrement des transmissions a conduit à la création de la courroie trapézoïdale en 1900, mais il fallut attendre la production industrielle des matériaux synthétiques, fibres et élastomères, pour assister à la percée technologique de cette solution dans les années cinquante.

Actuellement, on peut dire qu'aucun domaine n'échappe à la courroie : de l'électroménager aux plus gros variateurs industriels, où une seule courroie de 100 mm de largeur supporte jusqu'à 100 kW. Et le plus remarquable est que la fiabilité a évolué dans le même sens que la capacité de transmission de puissance.

Lorsqu'une courroie est correctement déterminée et utilisée, son rendement est de l'ordre de 98 à 99%. Mais si les conditions de fonctionnement diffèrent des conditions optimales, cette valeur peut descendre jusqu'à 80%. On conçoit donc l'intérêt de calculer correctement une transmission par courroies.

## **II - 3 - 2 Pourquoi choisir une courroie plutôt qu'une chaîne ?**

### **✓ Chaîne :**

- |                 |  |
|-----------------|--|
| Avantages :     | Très longue durée de vie,  |
|                 | Supporte des tensions élevées,                                   |
|                 | Supporte des conditions de travail plus rudes (températures...). |
| Inconvénients : | Bruit de fonctionnement,   |
|                 | Nécessité de lubrification,                                      |
|                 | Maintenance nécessaire   |

### ✓ **Courroies :**

- Avantages :        Peut atténuer les à-coups de fonctionnement,  
                         Rendement élevé (jusqu'à 98%),  
                         Grands rapports de transmission possible (1/60),  
                         Niveau sonore réduit.
- Inconvénients :    Durée de vie inférieure à celle d'une chaîne,  
                         Casse plus fréquente.

En effet il existe plusieurs types de courroie :

- Courroies plates
- Courroies trapézoïdales
- Courroies striées
- Courroies crantées ou synchrones
- Courroies hexagonales
- Courroies trapézoïdales à bouts libres
- Courroies de transport de matière
- Courroies rondes

Dans notre cas on s'intéresse ou « **Courroies crantées ou synchrones** ».

Les transmissions par courroies synchrones combinent les avantages des transmissions par courroies simples (plates, trapézoïdales ou striées) du fait de leur faible poids, de leur entretien minime, de grandes plages de vitesses linéaires et de grands rapports de transmission avec les avantages des chaînes : absence de glissement, transmission synchronisée de la vitesse, faible tension de pose, etc....

Grâce à la denture de la courroie qui pénètre dans celle correspondante des poulies synchrones, il y a transmission directe de la puissance sans glissement comme entre deux engrenages.

Une transmission synchrone se compose d'une poulie dentée menant, d'une courroie et d'une ou plusieurs poulies dentées menées et, éventuellement, de galets lisses permettant, par ré enroulement de la courroie sur le dos.

La plupart des courroies synchrones sont constituées par un élastomère ou un matériau thermoplastique composant le corps de la courroie (dos et dents) dans lequel est noyée

l'armature inextensible permettant de transmettre l'effort prélevé de la poulie motrice vers les poulies réceptrices, et d'une couche textile protégeant les dents. L'inextensibilité de l'armature est nécessaire pour garantir le synchronisme entre les arbres moteur et récepteurs (suppression du décalage angulaire). Les courroies synchrones sont généralement fabriquées sans fin à une longueur parfaitement définie, correspondant à un nombre de dents précis.

Les courroies synchrones existent en plusieurs réalisations : à simple denture (les dents se trouvant sur la face interne), à double denture ou avec un revêtement profilé sur le dos (transport de matières). Ces courroies existent avec des pas (intervalle entre les dents) mesurés en pouces ou en millimètres, les formes de dentures évoluant en fonction des constructeurs afin de pouvoir transmettre des puissances de plus en plus élevées.

Ces transmissions synchrones sont d'applications quasi universelles, dans tous les cas où l'utilisateur souhaite disposer d'un fonctionnement synchrone et sans glissement. Elles se rencontrent dans des domaines aussi différents que la micromécanique, la bureautique, les machines-outils ou les broyeurs industriels, sans oublier qu'actuellement la plupart des automobiles sont équipées de **courroies synchrones** pour la distribution (entraînement de l'arbre à cames), voire même d'une seule **courroie synchrone** pouvant non seulement assurer la distribution mais également entraîner tous les organes annexes du moteur.

### II - 3 - 3 Définitions et terminologie :

➤ Courroie synchrone : courroie dont la section droite a la forme générale d'un rectangle mais qui comporte à intervalles réguliers des dents transversales sur sa face intérieure.

Des dents peuvent se trouver également sur sa face extérieure : courroie synchrone à double denture.

➤ Dent : un des éléments transversaux faisant saillie sur la face intérieure de la courroie et ayant le profil adéquat pour engrener avec les dents d'une poulie synchrone.

➤ Pas  $P_b$  : distance entre les axes de symétrie de deux dents consécutives, dans une portion rectiligne de courroie supportant l'effort de mesurage prescrit.

➤ Ligne primitive : toute ligne circonférentielle de courroie qui conserve sa longueur lorsque la courroie est pliée perpendiculairement à sa base.

➤ Longueur primitive  $L$  : longueur développée de la ligne primitive. Le mesurage des courroies est l'objet d'une norme.

Figure : II - 6 courroie synchrone



- Une courroie synchrone est définie par :
  - Sa hauteur totale  $H$  pour une simple denture
  - Sa hauteur de dent  $H_r$
  - Son rayon en tête de dent  $r_2$
  - Son rayon en pied de dent  $r_1$
  - Sa largeur au pied de dent  $B_g$
  - Son angle de dent  $\alpha_d$

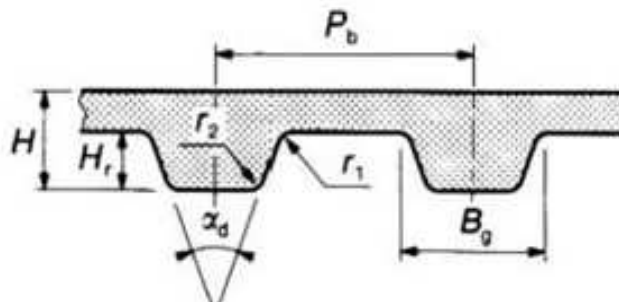


Figure : II - 7 Définition d'une courroie synchrone à simple denture

### II - 3 - 4 Définition d'une courroie synchrone à simple denture :

#### a) Constitution des courroies :

Toutes les courroies synchrones sont constituées :

- D'une **armature** (ou élément de traction), elle-même constituée d'une nappe de câbles à fort module d'élasticité. L'acier, le seul utilisé à l'origine, est de plus en plus remplacé par les fibres de verre.

- D'un **élastomère** ou d'un **matériau thermoplastique** enrobant l'armature et formant les dents et le dos de la courroie. Les deux principaux matériaux employés sont le polyuréthane et un caoutchouc à base de polychloroprène.

- D'un **tissu** (généralement en polyamide) protégeant les dents lorsque celles-ci sont à base de polychloroprène.

L'armature est constituée de fibres de verre formant des fils torsadés dans les deux sens. Les câbles de torsions inverses permettent d'équilibrer la courroie et évitent ainsi son déplacement latéral lors du fonctionnement de la transmission. Un câble sur deux est toronné

de sens Z, l'autre étant de sens S. Cette armature a sensiblement le même module d'élasticité que l'acier mais présente une plus grande flexibilité.

L'élastomère employé est du polychloroprène, ce qui confère à la courroie une bonne résistance à l'abrasion et au cisaillement ainsi qu'une faible déformation de la dent.

Les dents sont protégées par un tissu polyamide ayant un faible coefficient de frottement et une bonne résistance à l'usure.

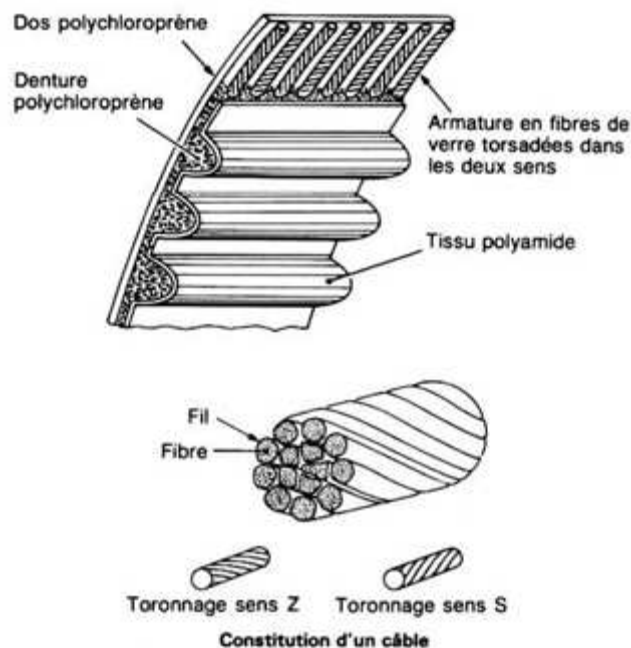


Figure : II - 8 constitution d'une courroie synchrone

#### b) Domaines d'application :

Les courroies synchrones sont utilisées dans tous les domaines industriels, là où il est demandé un entraînement synchrone, une absence d'entretien (rétenion, lubrification, etc....) et un fonctionnement silencieux.

Les courroies aux **pas inférieurs à 5 mm** se rencontrent dans la micromécanique, le matériel de bureau (machines à écrire, matériel informatique), le matériel cinématographique (caméras, projecteurs, magnétophones), le petit électroménager, le domaine de l'automatisation, etc....

Les courroies aux **pas compris entre 5 et 14 mm** se rencontrent là où une chaîne présenterait des problèmes d'encombrement, de bruit, de poids mis en œuvre ou n'accepterait pas les vitesses élevées (supérieures à 30 m/s), en particulier sur les machines-outils, les machines à bois, les vélomoteurs, les bicyclettes d'appartement, dans l'industrie alimentaire, l'électroménager, l'industrie textile, la motoculture, etc....

Les courroies aux **pas supérieurs à 14 mm** se rencontrent dans l'industrie lourde en remplacement des chaînes. Nous pouvons citer, à titre d'exemple, l'emploi des courroies synchrones dans les équipements pour sous-marins nucléaires où le fonctionnement silencieux est particulièrement souhaité.

**c) Calcul de la longueur pratique de courroie :**

$$L_p = 2 \times c + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \left(\frac{d_2 - d_1}{4 \times c}\right)^2 \dots \dots \dots (II - 11)$$

avec:  $d_1$  et  $d_2$  diamètre poulie 1 et 2,  $c$  :contraste entre eux

$$L_p = 2(2000) + \frac{3,14}{2}(2 \times 77) + 0$$

$$L_p = 4013.86 \text{ mm}$$

**d) Calcul de la vitesse linéaire de courroie :**

$$V = \omega \times R \dots \dots \dots (II - 12)$$

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times N}{60}$$

$$V = \frac{2 \times 3,14 \times 28 \times 0,077}{60 \times 2} = 0.1128 \text{ m/s} = 112,83 \text{ mm/s}$$

**II - 4 - Poulies pour courroies synchrones : [2.3.4.10]**

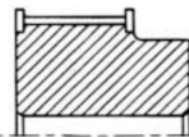
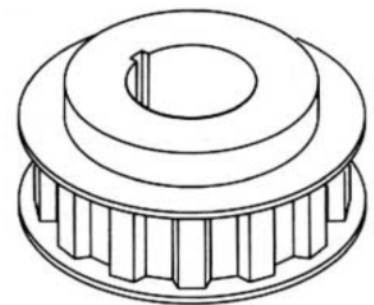
Une poulie synchrone est une poulie plate munie à sa périphérie de dents transversales équidistantes assimilable à un pignon d'engrenage. La poulie peut être munie de flasques afin de guider la courroie sur la transmission.

En règle générale, sur une transmission, **il y a toujours au moins une poulie flasquée.**

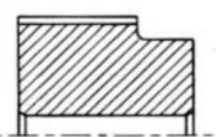
Le matériau utilisé est principalement la **fonte** ou l'**acier**. Les matières plastiques ou les alliages d'aluminium peuvent être employés sur des transmissions où la fonction de la courroie est plus de transmettre un mouvement qu'une puissance.

Une poulie d'une largeur donnée est définie par :

- Son *pas*  $P_b$  équivalent à celui de la courroie correspondante
- Son *nombre de dents*  $z$



Poulie flasquée



Poulie non flasquée

**Figure : II - 9** Poulies pour courroies synchrones

- Son *diamètre primitif* D. Cette valeur correspond au diamètre d'un cylindre fictif (cylindre primitif) coaxial à la poulie et servant à définir les cotes des dents de la poulie et le pas tel que :

$$Z = \frac{D \times \pi}{P_b} = \frac{77 \times 3,14}{9} = 27 \text{ dent} \dots \dots \dots \text{(II - 13)}$$

**II - 5 - VIS DE FIXATION : [2.3.4.10]**

Les vis de fixation servent à réunir plusieurs pièces par pression des unes sur les autres.

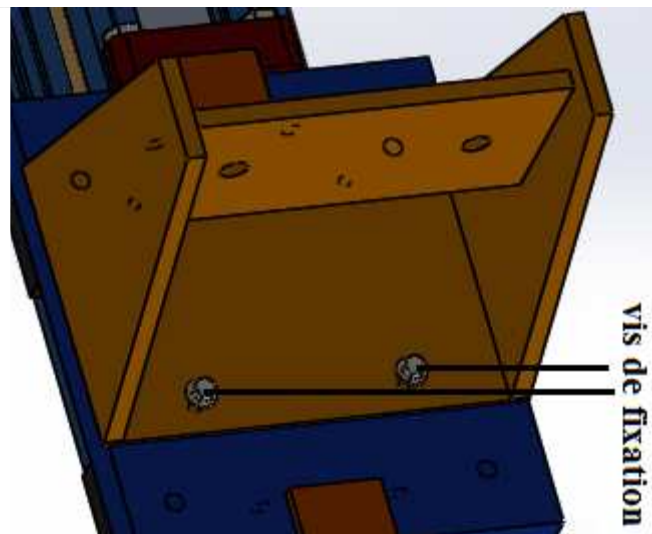
Deux modes d'action dont utilisée :

-la pression est exercée par la tête (vis d'assemblage)

-la pression est exercée par l'extrémité (vis de pression)

M1 : la masse du bras

M2 : la masse de la bobine



**Figure : II – 10** emplacement vis de fixation

$$Xg = \frac{x1 m1 + x2 m2}{m1 + m2} \dots \dots \dots \text{(II - 14).}$$

Xg : centre de gravité

Moment fléchissant *Mf*:

$$Mf = f \times xg$$

$$\sigma_f = \frac{Mf}{Iz} \times \rho = \frac{F \times xg}{\frac{\pi \times d^4}{64}} \times \frac{d}{2} \leq [\sigma]tr \dots \dots \dots \text{(II - 15)}$$

$\sigma_f$  : Contrainte de flexion

$[\sigma]tr$  : Contrainte admissible de traction

On cherche d :



$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times xg \times F}{\pi \times [\sigma]tr}}$$

$$D_{nominal} = d + 1,226 \times p \dots \dots \dots (II - 16)$$

Avec **p** : le pas métrique = **1,5**

Pour ce la on à choisie un alliage d'aluminium N°3003

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 500 \times 500}{3.14 \times 125}}$$

$$d \geq 27.31mm$$

$$D = d + 1,226 \times 1,5 \quad D = 29,15mm \quad \text{pour une vis donc : } (D/4) = 7,288 \text{ mm}$$

Alors on prend : **D = 8 mm**

**Caractéristiques Mécaniques**  
selon norme NFEN 485-2 et 755-2 (1)

Alliage	Etat	Caractéristiques mécaniques en traction				Dureté Brinell	Module (2) de Young MPa	Résistance au cisaillement
		Rp 0,2 mini MPa	Rm mini	Rm maxi MPa	A 5,65 mini %			
1050A	H14	85	105	145	4	35	69 000	70
1200	O	25	75	105	24	23	69 000	60
2017A	T4	260	390	425	13	111	74 000	275
2024	T3	290	340	475	14	123	73 000	290
2030	T3	240	370	460	7	115	73 000	280
3003	H14	125	145	185	3	45	69 000	95
3005	H14	150	170	215	2	55	69 000	120
Isolalu®	H11	90	120	175	3	----	69 000	----
Isoxal®	H12	120	145	195	2	----	69 000	----
Poudral® ep < 2,1	H12	120	145	195	2	----	69 000	----
Poudral® ep > 2,1	H12	80	140	180	12	----	69 000	----
5005	H24	120	145	185	3	45	69 000	95
5083	H111	125	275	350	15	70	71 000	175
Sealium®	H116	220		305	10	----	71 000	----
5086	H111	100	240	310	15	65	71 000	165
5754	H111	80	190	240	18	55	70 000	140
5754	H22	130	220	270	10	75	70 000	140
6005A	T6	215	260	285	8	90	79 500	175
6060	T6	160	215	245	12	85	69 500	150
6061	T6	240	260		8	95	69 000	190
6082	T6	200	270		10	95	69 000	210
6106	T6	200	250		14	85	69 500	----
7075	T6	475	545		8	150	72 000	305

(1) Produits laminés pour usage général: NF EN 485-2, Produits filés pour usage général: NF EN 755-2

Produits étirés pour usage général: NF EN 754-2

(2) Le module de compression est environ 2% plus élevé que le module de traction

**Caractéristiques Mécaniques** **ALMET** p. 57

**Informations**  
Techniques Aluminium

**Tableau-II-5** Caractéristique mécanique alliage d'aluminium N°3003

## II - 6 - Le soudage : [2.3.4.10]

La soudure est un type de liaison complète non démontable obtenue par interpénétration de la matière de deux éléments métalliques amenés à l'état liquide dans leur zone de contact. Avec ou sans métal d'apport, le métal d'apport doit avoir une composition approximativement identique à celle de métal de base (matière de deux éléments à assembler).

Le dépôt commun de métal entre les deux éléments à souder A et B d'un assemblage s'appelle **cordon de soudure** ou joint, le cordon est réalisé par fusion. On obtient alors une soudure autogène ayant pratiquement la même résistance que celle de pièce.

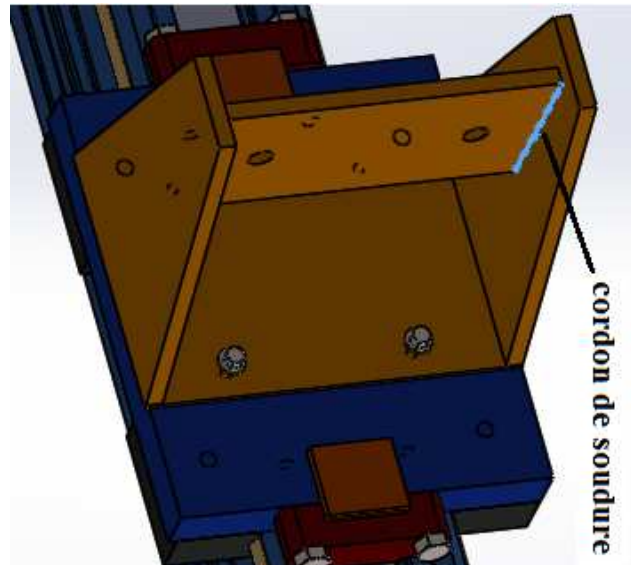


Figure : II – 11 emplacement de cordon de soudure

### II - 6 – 1 Définitions du soudage à l'arc électrique :

Le soudage à l'électrode enrobée est souvent appelé « soudage à l'arc », il utilise des baguettes comme métal d'apport. La soudure autogène à l'électrode enrobée consiste à mettre en fusion l'acier des pièces à souder et de les assembler grâce à un métal d'apport (l'âme de l'électrode). Pour obtenir cette fusion, il faut une température très élevée, (3200°C) qui est obtenue par court-circuit entre deux électrodes (la pièce à souder et l'électrode) en créant un "arc électrique" qui est une sorte d'étincelle continue de très forte puissance qui dégage à la fois une lumière

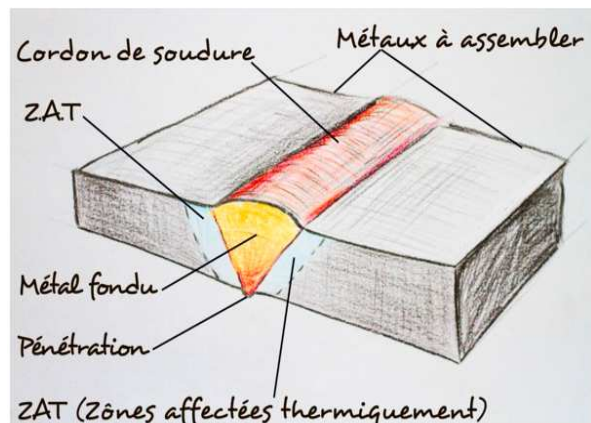


Figure : II - 12 assemblage par soudage

La baguette fond dans le bain de fusion formant ainsi la soudure, l'enrobage de l'électrode (laitier) fond à la température de l'arc et protège la soudure contre l'oxydation.

Le plan de cisaillement au milieu longitudinal de cordon de soudure

$$\tau_{cis} = \frac{F}{h \times l \times i} \ll [\tau]_{cis} \dots \dots \dots (II - 17)$$

Avec :  $[\tau]_{cis}$  : Contrainte admissible de cordon aux cisaillements

F : la charge max

h : hauteur pratique de cordon de soudure

l : longueur de cordon de soudure

i : nombre de cordon frontaux

e : l'épaisseur de la plaque

$$h = e \times \sin \alpha = 0,7 \times e$$

$$AN : h = 0,7 \times 3 = 2,1 \text{ mm}$$

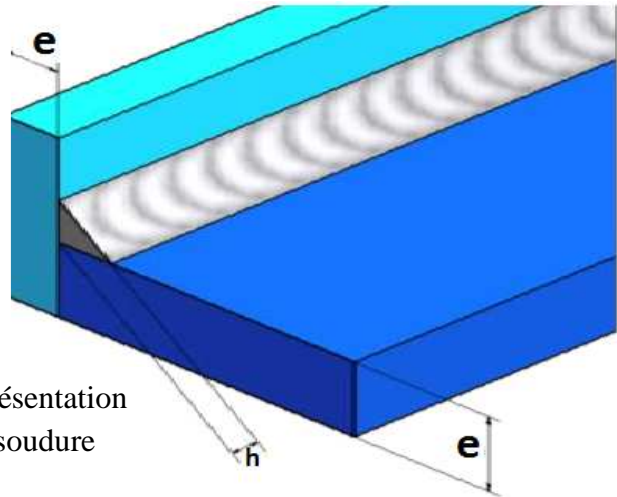


Figure : II - 13 représentation d'un cordon de soudure

$$l \geq \frac{F}{i \times h \times [\tau]_{cis}} = \frac{500}{2 \times 2,1 \times 0,6 \times 400} \dots \dots \dots (II - 18).$$

$$l \geq 0,5 \text{ mm}$$

Les calculs de soudure ont montré que la longueur total de la soudure est très petit (négligeable) : 0,5 mm (se n'est pas significatif) car la charge F impliquée très faible. Pour ce la on à opté pour quatre point de soudure de 5 mm pour chacun (deux pour chaque coté).

## II - 7 - Calcul des arbres : [2.3.4.10]

### II - 7 – Arbre porte bras:

Le diamètre de l'arbre est calculé à la sollicitation composé (flexion et torsion) :

Calcul de  $M_t$  et  $M_f$  :

$$\begin{aligned} M_f - 0,9 \times F = 0 & \Rightarrow M_f = 0,9 \times F \\ & = 450 \times 10^3 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_t - 0,54 \times F = 0 & \Rightarrow M_t = 0,54 \times F \\ & = 270 \times 10^3 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

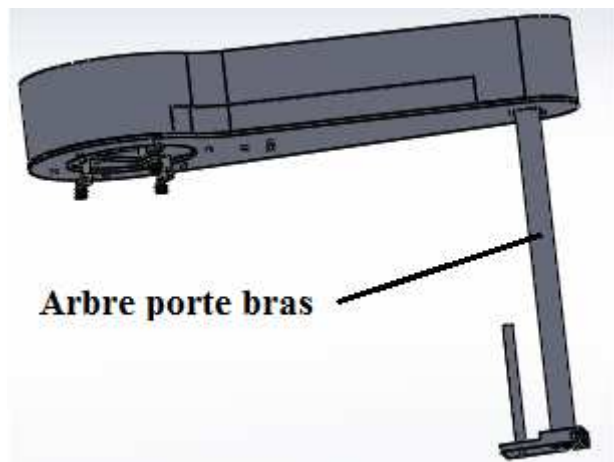


Figure : II – 14 emplacement Arbre porte

Avec :  $F = 500 \text{ N}$

Calcul de diamètre D :

$\tau_{max} \leq R_{pg}$  Avec :

$$\tau_{max} = \frac{\sqrt{Mf^2 + Mt^2}}{I_o} \times \rho \quad \text{et: } \frac{D}{d} = 1,2 \quad \text{et } I_o = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} \dots \dots \dots \text{(II - 19)}$$

$\tau_{max}$  : la contrainte max

Mt : moment de torsion

$I_o$  : le moment polaire

$\rho$  : la fibre la plus éloignée

Rpg : la résistance pratique au glissement avec : Rpg=Re/s

Re : la limite élastique (voir tableau)

S : coefficient de sécurité

D : diamètre extérieure

d : diamètre intérieure

$$\frac{\sqrt{Mf^2 + Mt^2}}{\pi \times D^4 \times \left(1 - \frac{1}{(1,2)^4}\right)} \times \frac{32D}{2} \leq R_{pg} \dots \dots \dots \text{(II - 20)}$$

AN :

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times \sqrt{(450 \times 10^3)^2 + (270 \times 10^3)^2}}{\pi \times \left(1 - \frac{1}{(1,2)^4}\right) \times R_{pg}}}$$

$$D \geq 37.24 \text{ mm}$$

Dans ce cas on prend **D = 40 mm** car le diamètre intérieure (d) des roulements linéaire sont normalisé (voir le tableau)

$$\frac{D}{d} = 1.2 \Rightarrow d = 33.33 \text{ mm} \cong 34 \text{ mm}$$

— Aciers pour traitements thermiques

XC 10	CARACTERISTIQUES					TRAITEMENTS			
	$R_{eN}/\text{mm}^2$	$R_{mN}/\text{mm}^2$	A %	KCU J/cm <sup>2</sup>	Dureté	Trempe	Rev.	Rec.	Cem.
Etat recuit	240	400	30	140	HB = 135	900° E	200°	910°	870°-930°
Trempe 900° E + Revenu 200°	300	500-750	17	120	HB = 170				

Utilisations : Pièces devant présenter une  $R_m$  à cœur de 420 à 520 N/mm<sup>2</sup>, résistant surtout à l'usure après cémentation et trempe. (Axes de pistons, arbres à cames, leviers, bagues...). Acier très soudable à l'état recuit.

**Tableau-II-6** Caractéristique mécanique acier XC 10

## II - 7 – 2 Axe porte disque :

Le diamètre de l'arbre est calculé ou flexion

$R_e = 180 \text{ MPa}$

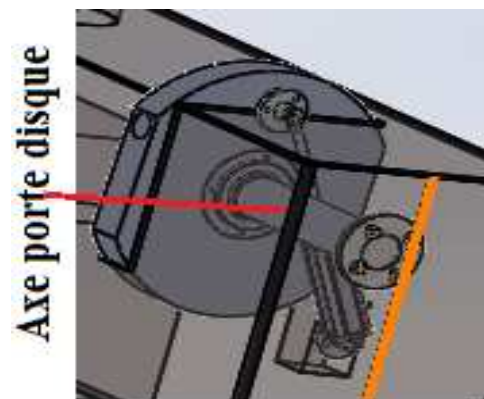
Le coefficient de sécurité = 5

$F = 618,68 \text{ N}$

$$F_T = F_{\text{disque}} + F$$

$$F_T = 918,68 \text{ N}$$

$R_{pe} = 7,2 \text{ MPa}$  et  $D/d = 1,44$



**Figure : II – 15** emplacement  
Axe porte disque

$$M_f = 918,68 \times 140 = 128,615 \times 10^3 \text{ N mm}$$

$$\frac{M_f}{\frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}} \times \frac{D}{2} \leq R_{pe} \dots \dots \dots \text{(II - 21)}$$

AN :

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times M_f}{\pi \times R_{pe} \times \left(1 - \frac{1}{(1,44)^4}\right)}}$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 128615,2}{3,14 \times 7,2 \times (1 - \frac{1}{(1,44)^4})}}$$

$$D \geq 61,9 \text{ mm}$$

Dans ce cas on prend **D= 65 mm** car le diamètre intérieure (d) des roulements sont normalisé (voir le tableau)

$$\frac{D}{d} = 1,44 \Rightarrow d = 45,33 \text{ mm}$$

A-S7G	CARACTERISTIQUES				TRAITEMENTS			
	R <sub>e</sub> N/mm <sup>2</sup>	R <sub>m</sub> N/mm <sup>2</sup>	A %	K	Dureté	Trempe	Revenu	Recuit
Etat recuit	90	170	4		HB=60	540° E	160° 4 h	
Trempé 540° E + Revenu 160° 4h	180	260	4		HB=80	Chauf. 8 h	24h entre Tr. et Rev. A	

Utilisations : Alliage de fonderie. Coulabilité moins bonne que pour l'A S13 mais durcissable par trempe et revenu. Intervalle de solidification 610°-570°. Retrait moyen 12,5%. Aptitude à l'anodisation de protection et aux dépôts galvaniques. Utilisé dans : l'industrie chimique, la mécanique, l'électricité, la manutention, la marine...

**Tableau-II-7** Caractéristique mécanique acier A-S7G

➤ **Calcul la rotation φ et la flèche max en flexion :**

$$f = \frac{F \times l^3}{3 \times E \times I_z} \dots \dots \dots (II - 22)$$

$$\varphi = \frac{F}{E \times I} \left( \frac{x^2}{2} - l \times x \right) \dots \dots \dots (II - 23)$$

Condition au limite :

Si (x= 0) alors φ(0) = 0

Si (x= l) alors φ(l) = φ = -  $\frac{F \times l^2}{2 \times E \times I_z}$  avec l=140mm

AN :  $I_z = \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64} = 6,74 \times 10^5 \text{ mm}^4$

$$\varphi = \frac{128615,2}{21,1 \times 10^4 \times 6,74 \times 10^5} \left( \frac{140^2}{2} \right)$$

$$\varphi = 0,56^\circ$$



## II - 8 Les roulements : [2.6. 8.10.12.13]

### II – 8 - 1 CARACTERISTIQUES DES ROULEMENTS :

#### a) Définition

On appelle ROULEMENT un ensemble de pièces inséré entre deux organes mobiles l'un par rapport à l'autre et destiné à remplacer un glissement par un roulement. En effet c'est un organe mécanique destiné à permettre la transmission des efforts entre deux pièces En rotation l'une par rapport à l'autre avec un frottement minimal.

#### b) Pourquoi les roulements :

Le coefficient de frottement interne au roulement est très faible (de 0,001 à 0,005) :

- Peu de perte dans le roulement
- Puissance absorbée par la résistance au roulement très faible
- Très bon rendement au niveau de la liaison réalisée par le roulement

#### c) Composition des roulements :

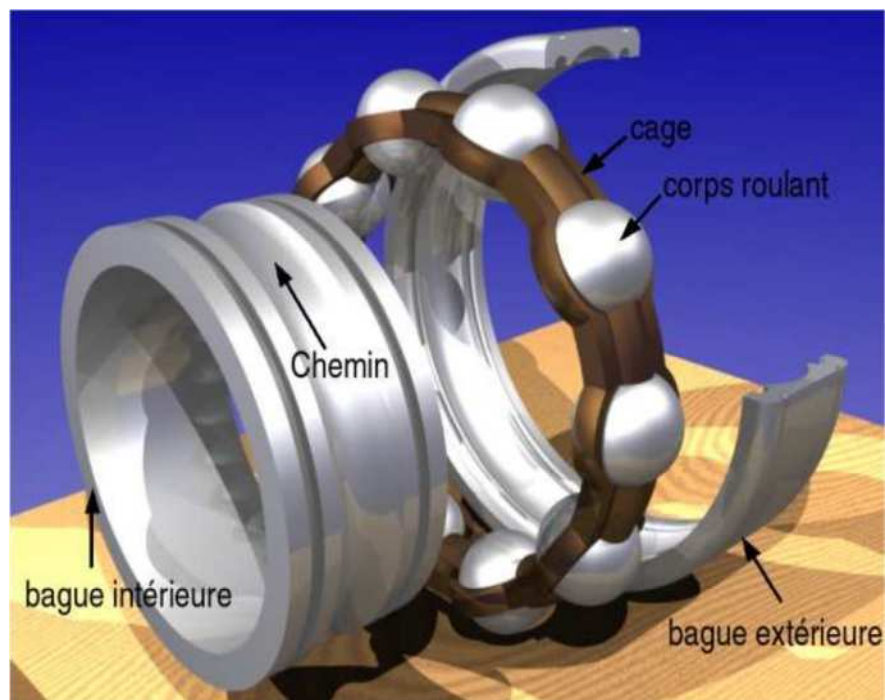


Figure : II - 16 Composition des roulements

Un roulement est constitué de quatre éléments différents:

- Une bague extérieure : elle sera montée dans un logement ménagé dans un bâti fixe ou un moyeu tournant.
- Une bague intérieure rendue solidaire du tourillon de l'arbre tournant ou fixe
- Des éléments roulants qui permettent la rotation relative d'une bague par rapport à l'autre
- La cage qui maintient l'écartement des éléments roulants et les empêche de frotter l'un contre l'autre.

### II – 8 - 2 Les principaux types de roulements :

#### a) Roulements à une rangée de billes :

##### ➤ Roulements à une rangée de billes à contact radial :

Ces roulements présentent l'avantage de pouvoir supporter des charges radiales et axiales

Relativement importantes. C'est le roulement universel, il présente un excellent rapport performances/prix, il exige toutefois une bonne coaxialité entre les portées de l'arbre et de l'alésage.

➤ **Roulements à une rangée de billes à contact oblique :**

Dans le roulement à une rangée de billes à contact oblique, l'angle de contact des billes sur les pistes donne une capacité de charge axiale importante. Ce type de roulement peut supporter des charges axiales pures ou des charges combinées à condition que la proportion charge axiale sur charge radiale reste supérieure à une valeur qui dépend de l'angle de contact.

**b) Roulements à rotule sur deux rangées de billes :**

Ce roulement comporte deux rangées de billes roulant sur deux pistes de la bague intérieure et dans la même piste sphérique de la bague extérieure

**c) Roulements à rouleaux cylindrique :**

Ce roulement peut supporter des charges radiales assez élevées mais pas de charge axiale, il convient aux grandes vitesses.

**d) Roulements à rouleaux coniques :**

Les rouleaux de ce roulement sont rigoureusement coniques. Leur grande base rectifiée, sphérique, s'appuie contre un épaulement de la bague intérieure.

Ses propriétés sont les mêmes que celles du roulement à une rangée de billes à contact oblique. Il peut supporter des charges plus élevées (contact linéaire), mais sa limite de vitesse est plus basse. Ces roulements sont en général montés par paires en opposition

**e) Butées à billes à simple effet :**

Elle comporte une rangée de billes roulant entre une rondelle arbre et une rondelle logement. Ces butées n'admettent aucun déversement entre la rondelle arbre et la rondelle logement.


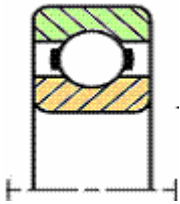
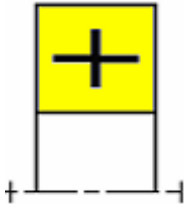
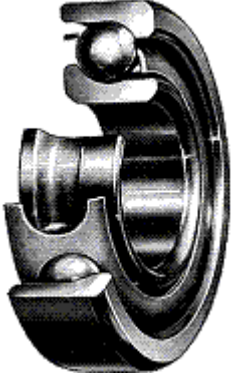
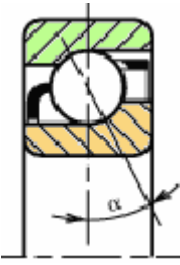
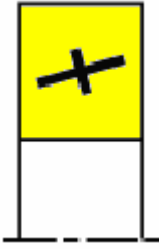
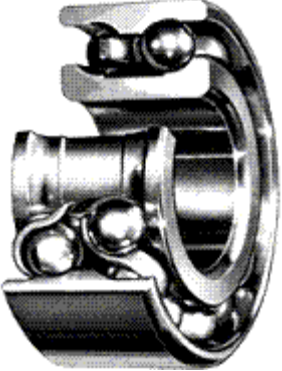
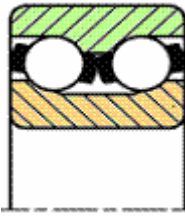
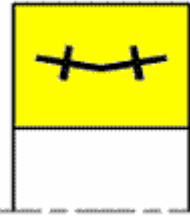

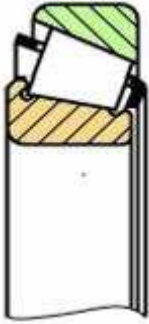
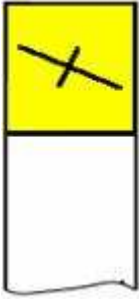
La rondelle logement a une surface d'appui plate ou sphérique ; dans ce dernier cas, elle repose généralement sur une contreplaque sphérique. Les rondelles plates sont souvent préférées, les possibilités d'alignement de la rondelle sphérique ne devant intervenir qu'au montage.

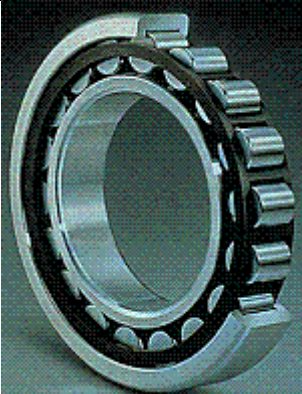
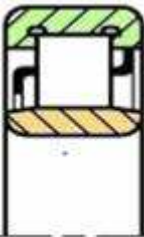

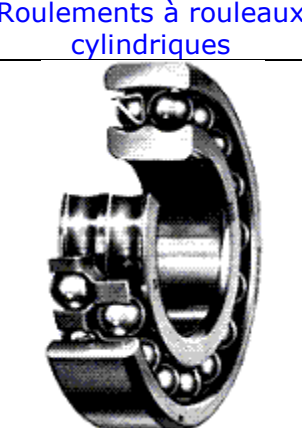



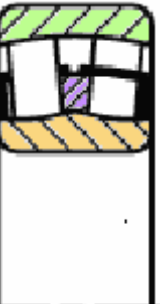




**f) Butées à billes à double effet :**


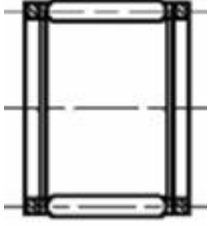
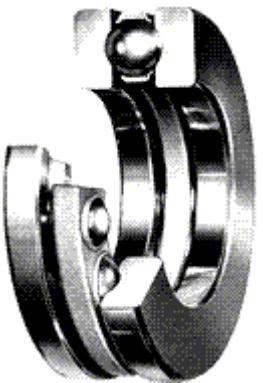
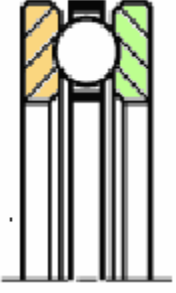
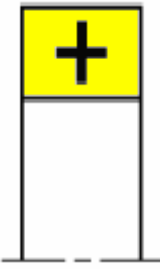
La butée à billes à double effet comprend deux jeux de billes, deux rondelles logement et une rondelle arbre ou rondelle médiane. Cette rondelle possède une gorge sur chacune de ses faces. Elle est montée de façon à transmettre les efforts axiaux, soit dans un sens, soit dans l'autre.

**II – 8 - 3 Le tableaux ci-dessous résume les principaux types de roulements :**



Type	Représentation réelle	Représentation schématique	Description
 <p>Roulements à billes à contact radial</p>			<p>C'est le roulement basique. Il est d'un bon rapport qualité prix et les charges qu'il supporte sont relativement importantes. Il doit toutefois posséder des portées bien alignées. Il convient pour des vitesses de rotation élevées.</p>
 <p>Roulements à billes à contact oblique</p>			<p>Il accepte des charges radiales et axiales assez importantes, mais ne doit être monté que par paire et en opposition. Il nécessite également un bon alignement des portées. ce roulement n'est pas rigide</p>
 <p>Roulement à double rangée de billes à contact oblique</p>			<p>Il peut encaisser des charges axiales alternées. Son alignement ne souffre aucun défaut. Il remplace deux roulements BT montés en tandem (en opposition).</p>
 <p>Roulements à rouleaux coniques</p>			<p>Ils présentent les mêmes principes que les billes à contacts obliques : charges axiales dans un seul sens et montage par paire en opposition. Leur rapport charge / poids très élevé les rend utiles là où le gain de place est recherché. On notera également que le centre de poussé est décalé par rapport à l'axe du roulement. ce roulement n'est pas rigide. Il se démonte tout seul.</p>

			<p>De par son contact linéaire et non ponctuel comme tous ceux vus précédemment, il supporte des charges radiales très élevées. Par contre aucune charge axiale n'est permise, sauf pour certains types possédant des bagues épaulées.</p>
			<p>permet de compenser les défauts d'alignement des portées et convient pour des vitesses de rotation élevées. Il supporte tous les types de charges mais faiblement les charges axiales.</p>
			<p>Ces roulements supportent des charges radiales très importantes, ainsi que des charges combinées. La forme de tonneaux de ces éléments roulants leur confère un bon angle de rotulage.</p>
			<p>Les roulements à aiguilles supportent des charges radiales importantes sous un encombrement réduit. De la même manière que les roulements à rouleaux cylindriques ils ne supportent pas de charges axiales. On trouvera trois séries de roulements à aiguilles: les séries légère, moyenne et forte.</p>

 <p>Cage à aiguille</p>			
 <p>Butée à billes</p>			<p>Elles supportent des charges axiales très élevées dans un seul sens de rotation pour les butées simple effet et des charges alternées pour les butées double effet. Les vitesses de rotation sont limitées à cause de la force centrifuge qui s'exerce sur les billes lors du fonctionnement. les butées à billes ne guident pas un arbre en rotation et doivent donc être utilisées uniquement en complément d'autres types de roulements afin de pallier à une important à une charge axiale trop importante.</p>

**Tableau-II-8** les principaux types de roulements

**II – 8 - 4 Choix des roulements :**

Les roulements sont dimensionnés en fonction de :

- la capacité de charge statique **Co**
- la capacité de charge dynamique **C**
- vitesse maximal de rotation (**tr/min**)

**a) la capacité de charge statique Co:**

Ou bien charge statique de base c'est la charge maximal qui peut être supporté par le roulement au repos ou a vitesse très faible (1 tour/min).par convention c'est la charge qui provoque au contact bague-élément roulant une déformation total permanent de  $10^{-5}$  de diamètre.

➤ **Définition de Co :**

Soit une charge  $P_0$ , statique, purement radiale, qui provoque une déformation de  $0,0001 \cdot D_w$  De l'élément roulant le plus chargé.

On définit Co par:

$$Co = s \cdot Po \dots \dots \dots (II - 24)$$

Co en daN

Dw : diamètre de l'élément roulant  
 S : coefficient de sécurité statique  
 s > 1 si le roulement subit des chocs  
 s = 0,5 si il ne subit pas de chocs

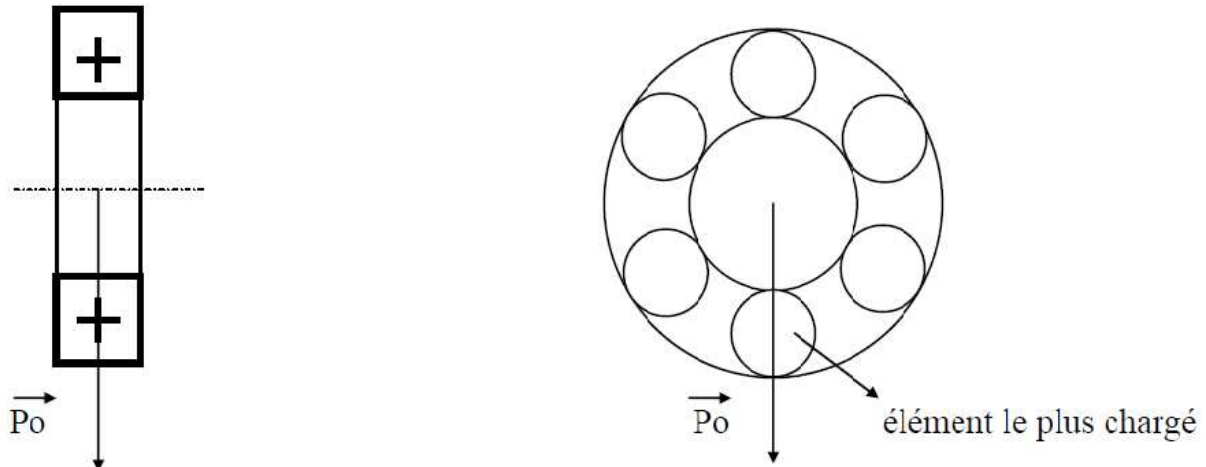


Figure : II - 17 contrainte agissant sur roulements

**b) la capacité de charge dynamique C :**

Elle est liée à la durée de vie de roulement la capacité de charge dynamique et celle qui permet à 90% des roulements fonctionnant dans les mêmes conditions d'atteindre une durée de vie de fonctionnement de 1000000 de tour, si la charge appliquée au roulement est supérieure à C la durée du vie théorique sera inférieure à 1 million de tour et inversement soit :

L : la durée théorique en million de tour

Lh : la durée théorique en heure

Peq : la charge équivalente

La relation entre L (Lth) et Peq est donné par :

$$L = \left(\frac{C}{Peq}\right)^m$$

$$Lh = \frac{1}{n} \left(\frac{C}{Peq}\right)^m = \frac{10^6}{60N} \left(\frac{c}{Peq}\right)^m \dots \dots \dots (II - 25)$$

Avec :

**m = 3** pour les roulements à bille

**m = 10/3** pour les roulements à aiguilles et à rouleaux

Peq : c'est une force fictive qui tient compte de la charge radiale et axial (Fr et Fa) elle est donné par :

$$Peq = X \times V \times Fr + Y \times Fa$$

Avec :

V : coefficient dépend de la rotation des bagues

V = 1 rotation de la bague intérieur

V = 1,2 rotation de la bague extérieure

X et Y : sont les coefficients de la charge radiale et axial et sont donné en fonction du rapport

$$\frac{Fa}{VFr} ; \quad \text{Nous avons :}$$

$$1) \quad \frac{Fa}{VFr} \leq e \quad X=1, Y=0$$

$$2) \quad \frac{F_a}{V F_r} > e \quad X \neq 0, Y \neq 0$$

$e$  : facteur

X et Y seront choisis en fonction de type de roulement et de rapport ( $F_a / C_0$ )

### II – 8 - 5 Coefficient X et Y en tenant compte des conditions de rotation :

Type de roulements	$\frac{F_a}{C_0}$	Roulement à une rangée d'éléments roulants Butée supportant certaine charge radiale				Roulement à deux rangées d'éléments roulants ou deux roulements à une rangée d'éléments roulants montés symétriquement				Facteur $e$
		$\frac{F_a}{V_k F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V_k F_r} > e$		$\frac{F_a}{V_k F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V_k F_r} > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
Roulements rigides à billes sans encoche de remplissage $\alpha = 0$	0,025	1	0	0,56	2,0	1	0	0,56	2,0	0,22
	0,04	1	0	0,56	1,8	1	0	0,56	1,8	0,24
	0,07	1	0	0,56	1,6	1	0	0,56	1,6	0,27
	0,13	1	0	0,56	1,4	1	0	0,56	1,4	0,31
	0,25	1	0	0,56	1,2	1	0	0,56	1,2	0,37
	0,50	1	0	0,56	1,0	1	0	0,56	1,0	0,44
	$\alpha$	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	$e$
Roulements à billes à contact oblique	20°	1	0	0,43	1,00	1	1,09	0,70	1,63	0,57
	25°	1	0	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68
	30°	1	0	0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24	0,80
	35°	1	0	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95
	40°	1	0	0,35	0,57	1	0,55	0,57	0,93	1,14
Roulements à rotule sur billes		1	0	0,4	$0,4 \cot \alpha$	1	$0,42 \cot \alpha$	0,65	$0,65 \cot \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$
Roulements démontables à billes		1	0	0,5	2,5	-	-	-	-	0,2
Roulements à rotule sur rouleaux		1	0	0,4	$0,4 \cot \alpha$	1	$0,45 \cot \alpha$	0,67	$0,67 \cot \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$
Roulements à rouleaux coniques		1	0	0,4	$0,4 \cot \alpha$	1	$0,45 \cot \alpha$	0,67	$0,67 \cot \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$

**Tableau-II-9** Coefficient X et Y en tenant compte des conditions de rotation

### II – 8 – 6 calcul des roulements :

**NB** : le type des roulements que on à choisie et basé sur le concepteur et le constructeur mondiale NTN et SKF

#### 6-1- Poutre :



Notre mécanisme est soumis uniquement à des charges radial (le poids de bras et bobine) avec un diamètre de l'arbre  $d = 25\text{mm}$ , donc nous optent pour les roulements à une rangé de bille à contact oblique réf : 6205 ( $25 \times 52 \times 15$ ).

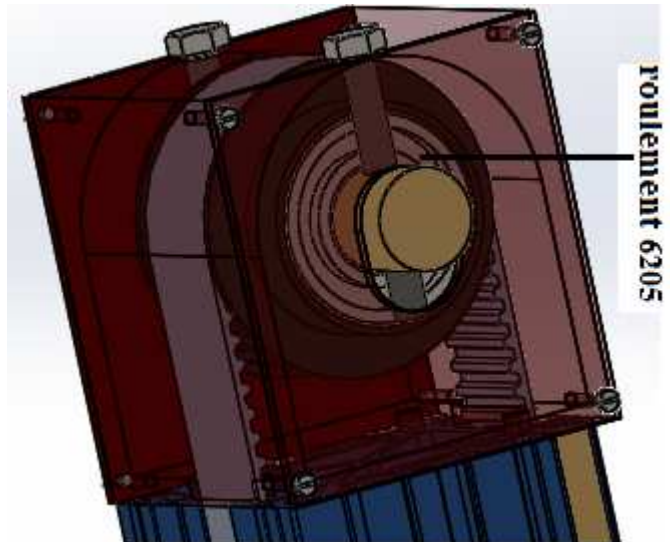
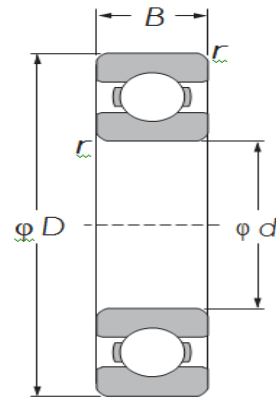


Figure : II – 18 emplacement Roulement 6205

Figure : II - 19 Roulement à bille 6205



**6-1-1 Calcul de la charge dynamique équivalente :**

$$P = (X \times V \times F_r + y \times F_a) \dots \dots \dots (II - 26)$$

Le roulement n'est soumis à aucune charge axiale d'où :

$F_a = 0$  puisque nous avons aucune charge axial, alors :

$V = 1$  (facteur de rotation de la bague intérieure).

$$\frac{F_a}{F_r} \ll e \Rightarrow e \cdot F_r \geq F_a \dots \dots \dots (II - 27)$$

$$F_a = 0 \rightarrow e \cdot F_r \geq 0 \text{ avec: } F_r = p \rightarrow e > 0$$

Donc on prend :  $X = 1$

$$P = F_r = 500 \text{ N} \quad , \quad p < c$$

**6-1-2 Calcule la duré théorique en heure  $L_h$  :**

$$Lh = \frac{10^6}{60N} \left( \frac{c}{Peq} \right)^m = \frac{10^6}{60.28} \left( \frac{14000}{500} \right)^3$$

$$Lh = 2,17. 10^5 h$$

d 20 ~ 35mm

d	Dimensions				Charge de base				Facteur	Vitesse limite				Désignation				
	D	B	$r_{as}^{(1)}$	$r_{as}^{(2)}$	dynamique		statique			graisse ouvert		huile ouvert		deux joints sans contact	joint à faible couple	à deux joints avec contact		
	mm	mm	mm	mm	kN	kgf			$f_s$	ZZ LLB	Z LB	LLH	LLU	ouvert	défecteur	contact	couple	contact
20	72	19	1.1	—	28.5	13.9	2 900	1 420	11.4	12 000	14 000	—	—	6404	—	—	—	—
22	44	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	13.9	17 000	20 000	13 000	10 000	60/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
	50	14	1	0.5	12.9	6.80	1 320	690	13.5	14 000	17 000	12 000	9 700	62/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
	56	16	1.1	0.5	18.4	9.25	1 880	945	12.4	13 000	15 000	11 000	9 200	63/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
25	32	4	0.2	—	1.10	0.840	112	86	15.8	4 000	4 600	—	—	6705	—	LLF	—	—
	37	7	0.3	0.3	4.30	2.95	435	300	16.1	18 000	21 000	—	10 000	6805	ZZ	LLB	—	LLU
	42	9	0.3	0.3	7.05	4.55	715	460	15.4	16 000	19 000	—	9 800	6905	ZZ	LLB	—	LLU
	47	8	0.3	—	8.35	5.10	855	520	15.1	15 000	18 000	—	—	16005	—	—	—	—
	47	12	0.6	0.5	10.1	5.85	1 030	595	14.5	15 000	18 000	11 000	9 400	6005	ZZ	LLB	LLH	LLU
	52	15	1	0.5	14.0	7.85	1 430	800	13.9	13 000	15 000	11 000	8 900	6205	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	17	1.1	0.5	21.2	10.9	2 160	1 110	12.6	12 000	14 000	9 700	8 100	6305	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	21	1.5	—	34.5	17.5	3 550	1 780	11.6	10 000	12 000	—	—	6405	—	—	—	—

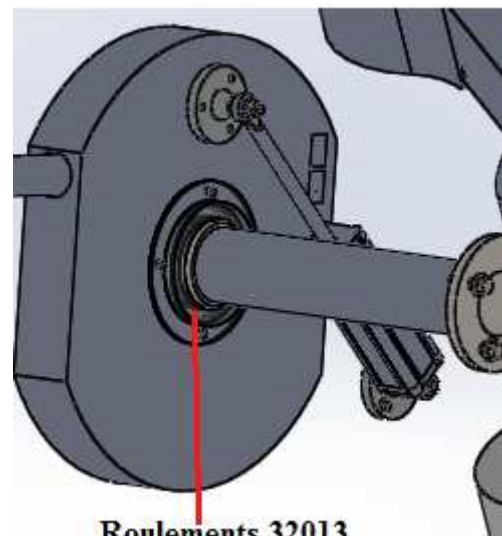
Tableau-II-10 caractéristiques de roulement 60205

## 6-2 Axe principale :

notre mécanisme est soumis uniquement à des charges radiales (le poids de bras et bobine ainsi que le tambour et ces accessoires) dont l'obligation d'utiliser des roulements à une rangé de bille. Cependant notre mécanisme va être soumis à des vibrations à savoir des chocs due ou :

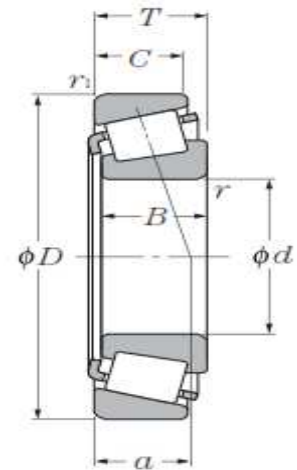
- le prélèvement et l'introduction des bobines dans leur emplacement.
- les vibrations générées par le fonctionnement des vérins.
- les incertitudes des capteurs.

Pour augmenter le rendement, la durée de vie : ils conviennent bien d'utiliser des roulements à rouleaux coniques. de fait que ces derniers supportant des chocs et des conditions de travail extrême. Les calculs d'arbre principale ont aboutie a un diamètre d = 65 mm nous optant pour les roulements 32013 (65X100X23).



Roulements 32013  
Figure : II – 20 emplacement  
Roulement 32013

**Figure : II - 21** Roulements à rouleaux coniques 32013



### 6-2-1 Calcul de la charge dynamique équivalente :

$$P = (X \times V \times F_r + y \times F_a)$$

Le roulement n'est soumis à aucune charge axiale d'où :

$F_a = 0$  puisque nous avons aucune charge axial, alors :

$V = 1,2$  (facteur de rotation de la bague extérieure).

$$\frac{F_a}{F_r} \ll e \Rightarrow e \cdot F_r \geq F_a$$

$$F_a = 0 \rightarrow e \cdot F_r \geq 0 \text{ avec: } F_r = p \rightarrow e > 0$$

Donc on prend :  $X = 1$

$$P = 1,2 \times F_r = 1200 \text{ N} \quad , \quad p < c$$

### 6-2-2 Calcul duré théorique en heure $L_h$ :

$$L_h = \frac{10^6}{60N} \left( \frac{c}{P_{eq}} \right)^m = \frac{10^6}{60 \times 3} \left( \frac{83000}{1200} \right)^3$$

$$L_h = 1,53 \cdot 10^6 \text{ h}$$



d 60 ~ 75mm

d	Dimensions						Charge de base				Vitesse limite		Désignation
	D	T	mm		$f_x$ (min <sup>-1</sup> )	$f_t$ (min <sup>-1</sup> )	dynamique	statique	dynamique	statique	graisse	huile	
	B	C	kN	C <sub>0r</sub>			kgf	C <sub>0r</sub>					
60	110	23.75	22	19	2	1.5	105	125	10 700	12 700	3 400	4 500	4T-30212
	110	29.75	28	24	2	1.5	130	164	13 200	16 800	3 400	4 500	32212U
	110	38	38	29	2	1.5	161	223	16 400	22 700	3 400	4 500	33212U
	115	40	39	33	2.5	2.5	188	249	19 200	25 400	3 200	4 300	4T-T2EE060
	125	37	33.5	26	3	3	145	186	14 800	18 900	2 800	3 700	4T-T7FC060
	130	33.5	31	26	3	2.5	180	210	18 300	21 400	3 000	4 000	30312U
	130	33.5	31	22	3	2.5	150	176	15 300	17 900	2 700	3 600	4T-30312D
65	130	48.5	46	37	3	2.5	244	315	24 900	32 000	3 000	4 000	32312U
	90	17	17	14	1	1	48.5	85.0	4 900	8 700	3 700	4 900	32913XU
	100	23	23	17.5	1.5	1.5	83.0	128	8 450	13 000	3 400	4 600	4T-32013X
	100	27	27	21	1.5	1.5	97.5	156	9 950	16 000	3 400	4 600	4T-33013
	110	34	34	26.5	1.5	1.5	144	211	14 700	21 500	3 300	4 400	4T-33113
	120	24.75	23	20	2	1.5	123	148	12 500	15 000	3 100	4 200	4T-30213
	120	32.75	31	27	2	1.5	159	206	16 200	21 000	3 100	4 200	32213U
	120	41	41	32	2	1.5	195	265	19 900	27 100	3 100	4 200	33213U
	140	36	33	28	3	2.5	203	238	20 700	24 300	2 800	3 700	30313U
	140	36	33	23	3	2.5	173	204	17 700	20 900	2 500	3 300	4T-30313D
140	51	48	39	3	2.5	273	350	27 800	36 000	2 800	3 700	32313U	

Tableau-II-11 caractéristiques de roulement 32013

### 6-3 Axe support bras chargeur :

Les guidages linéaires sont des éléments de guidage pour des mouvements en translation.

La douille à billes auto-alignante est une douille haute performance dotée d'une capacité de charge 3 fois supérieure et d'une durée de vie jusqu'à 27 fois supérieure à celle d'une douille à billes conventionnelle.

Les douilles à billes auto-alignantes peuvent s'adapter à de nombreuses applications telles que les équipements automatisés d'usines, les machines outils, les machines industrielles, les équipements électriques, les instruments optiques et de mesures.

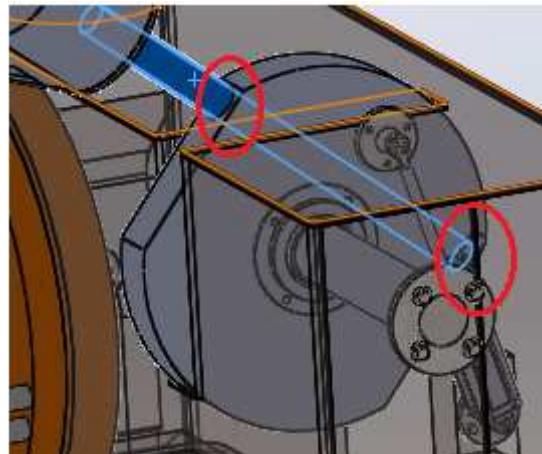


Figure : II – 22 emplacement Roulement Série 4060-PP

Les roulements linéaires et paliers sont constitués de bagues pourvues de pistes de recirculation des billes, caractérisées par un coefficient de frottement très faible et une course illimitée. La gamme de paliers à roulement linéaire, de bagues lisses linéaires et d'accessoires permet de réaliser des systèmes de guidage linéaire simples et économiques répondant aux exigences de nombreuses applications.

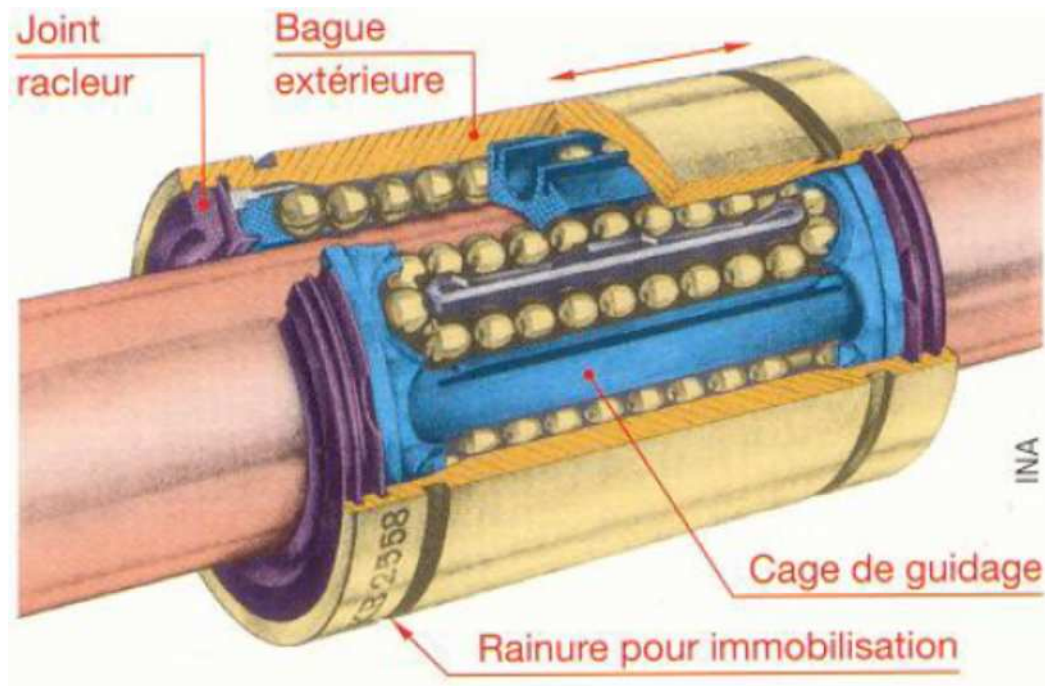


Figure : II - 23 guidages linéaires

### 6-3-1 Descriptif :

Bague extérieure emboutie et cage en matière plastique ou acier. Étanchéité par joints des deux côtés (PP). Lubrification sans entretien mais possibilité de les reengraisser. Températures de fonctionnement : - 30°C à + 80°C.

### 6-3-2 Points forts :

Série compacte (faible encombrement radial), économique.

### 6-3-3 Caractéristiques techniques :

- Poids 0.185
- Série 4060-PP
- Diamètre extérieur D : 52mm
- Longueur L : 60mm
- Joint PP
- Charge dynamique de base C : 5500 N
- Charge statique de base C<sub>0</sub> : 4500N
- Diamètre intérieur Fw : 40mm
- La dureté de l'arbre : 60-64 HRC

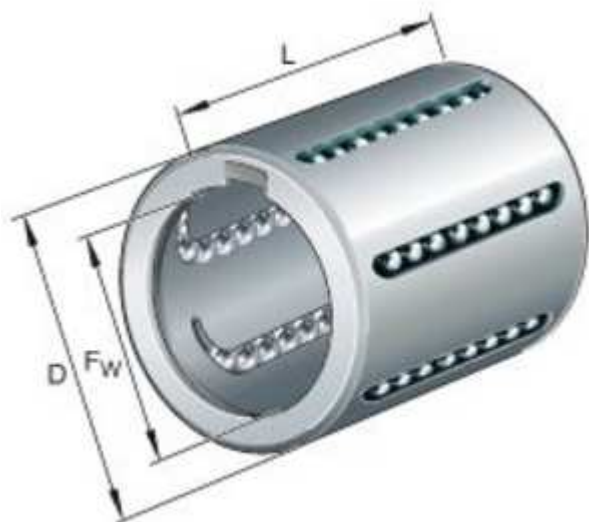
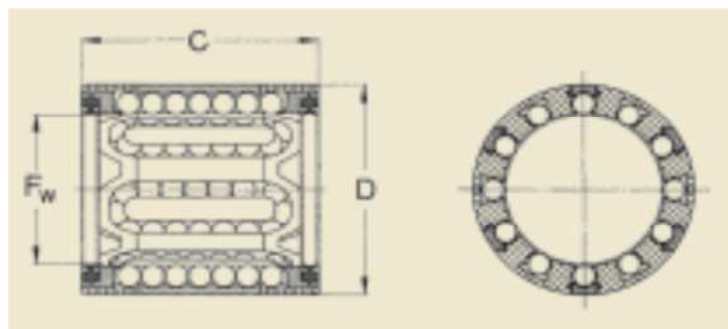


Figure : II - 24 douille à billes auto-alignante 4060-PP



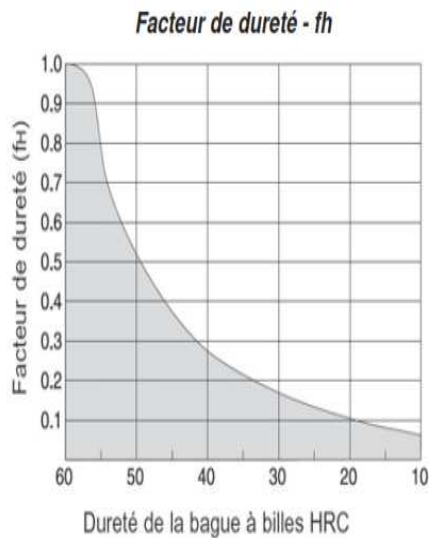
Dimensions	Nombre de circuits de billes	Capacité de charge		Masse	Désignations					
		dyn. C	stat. C <sub>0</sub>		Roulements à billes linéaires modèle standard	avec 2 joints à double lèvre	Version inoxydable modèle standard	avec 2 joints à double lèvre		
F <sub>w</sub>	D	C			—					
mm			N	kg						
3	7	10	4	60	44	0,0007	LBBR 3 <sup>2</sup>	LBBR 3-2LS <sup>2</sup>	LBBR 3/HV6 <sup>2</sup>	LBBR 3-2LS/HV6 <sup>2</sup>
4	8	12	4	75	60	0,001	LBBR 4 <sup>2</sup>	LBBR 4-2LS <sup>2</sup>	LBBR 4/HV6 <sup>2</sup>	LBBR 4-2LS/HV6 <sup>2</sup>
5	10	15	4	170	129	0,002	LBBR 5 <sup>2</sup>	LBBR 5-2LS <sup>2</sup>	LBBR 5/HV6 <sup>2</sup>	LBBR 5-2LS/HV6 <sup>2</sup>
6	12	22 <sup>2)</sup>	4	335	270	0,006	LBBR 6A	LBBR 6A-2LS	LBBR 6A/HV6	LBBR 6A-2LS/HV6
8	15	24	4	490	355	0,007	LBBR 8	LBBR 8-2LS	LBBR 8/HV6	LBBR 8-2LS/HV6
10	17	26	5	585	415	0,011	LBBR 10	LBBR 10-2LS	LBBR 10/HV6	LBBR 10-2LS/HV6
12	19	28	5	695	510	0,012	LBBR 12	LBBR 12-2LS	LBBR 12/HV6	LBBR 12-2LS/HV6
14	21	28	5	710	530	0,013	LBBR 14	LBBR 14-2LS	LBBR 14/HV6	LBBR 14-2LS/HV6
16	24	30	5	930	630	0,018	LBBR 16	LBBR 16-2LS	LBBR 16/HV6	LBBR 16-2LS/HV6
20	28	30	6	1 160	800	0,021	LBBR 20	LBBR 20-2LS	LBBR 20/HV6	LBBR 20-2LS/HV6
25	35	40	7	2 120	1 560	0,047	LBBR 25	LBBR 25-2LS	LBBR 25/HV6	LBBR 25-2LS/HV6
30	40	50	8	3 150	2 700	0,070	LBBR 30	LBBR 30-2LS	LBBR 30/HV6	LBBR 30-2LS/HV6
40	52	60	8	5 500	4 500	0,130	LBBR 40	LBBR 40-2LS	LBBR 40/HV6	LBBR 40-2LS/HV6
50	62	70	9	6 950	6 300	0,18	LBBR 50	LBBR 50-2LS	LBBR 50/HV6	LBBR 50-2LS/HV6

Tableau-II-12 caractéristiques douille à billes auto-alignante 4060-PP

### 6-3-4 CALCUL DES DUREES DE VIE L :

La durée de vie nominale peut être calculée à partir de l'équation suivante :





**Facteur de charge - fw**

Conditions de Fonctionnement	fw
Fonctionnement à faible vitesse (15M/min ou moins) sans mouvement impulsif extérieur	1.0 à 1.5
Fonctionnement à vitesse intermédiaire (60M/min ou moins) sans mouvement impulsif	1.5 à 2.0
Fonctionnement à grande vitesse (plus de 60M/min) avec mouvement impulsif	2.0 à 3.5

**Tableau-II-13** facteur de dureté et de charge

**6-3-7 Calcul la durée de vie Lh :**

$$Lh = \frac{L \times 10^3}{2 \times Ls \times N1 \times 60} = \frac{66550 \times 10^3}{2 \times 220 \times 10^{-3} \times 0,26 \times 60}$$

$$Lh = 9,695 \text{ heures}$$

Avec :

N1=nombre ou bien fréquence de marche par minute ou bien Nombre de va-et-vient par minute

$$N1 = 4 \times 4 = 16 \text{ fois/heure}$$

$$= 16/60 = 0,26 \text{ fois/min}$$

**6-3-8 Facteurs de charge en cas d'inclinaison :**

1) Du fait des flexions de l'arbre, on ne peut pas toujours éviter une inclinaison, Si tel est le cas, il faut tenir compte des facteurs de charge pour l'inclinaison

$$P = K_f \times F_r$$

$$P_o = K_{f_o} \times F_r$$

$F_r$  : Charge radiale maximale

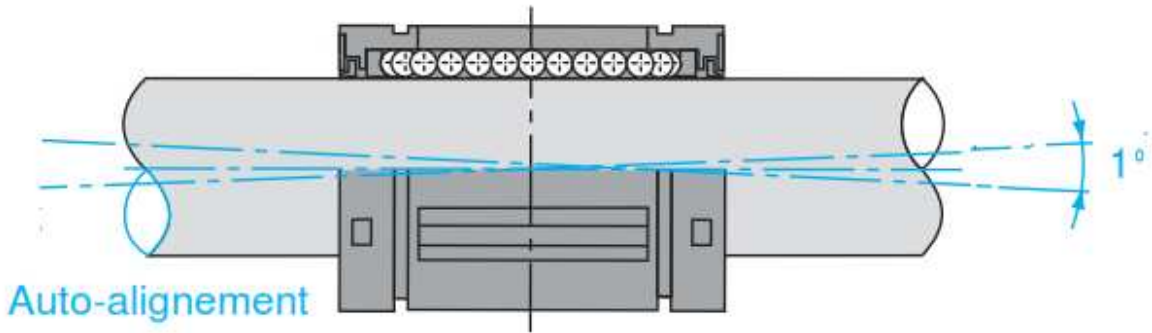
C,  $C_o$  : Charge dynamique ou statique de base

P,  $P_o$  : Charge dynamique ou statique équivalente

$K_f, K_{f_o}$  : Facteur de charge dynamique ou statique pour l'inclinaison,

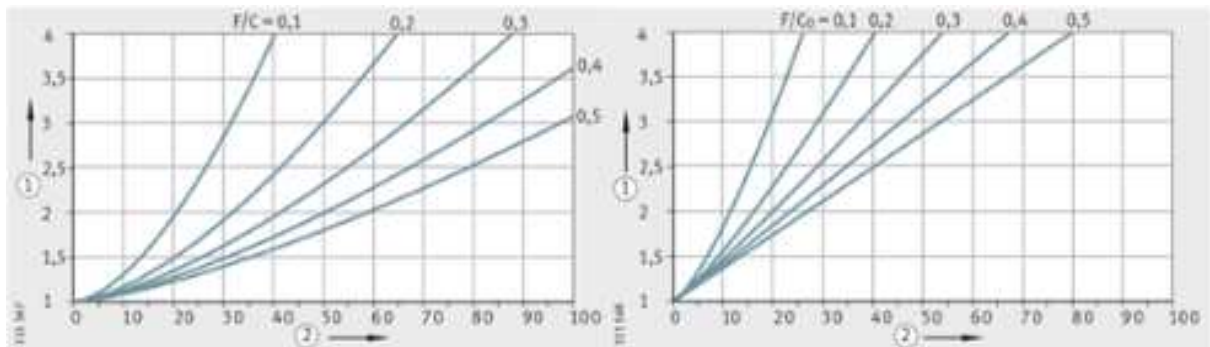
$\varphi$  : Angle d'inclinaison





**Figure -II-25** Facteurs de charge en cas d'inclinaison de l'arbre

Pour vérifier Charge dynamique ou statique due à l'inclinaison on doit se référé ou abaque suivants :



(1) : Facteur de charge dynamique Kf  
(2) : Inclinaison φ

(1) : Facteur de charge dynamique Kf.  
(2) : Inclinaison φ

**Facteur de charge dynamique  
En cas d'inclinaison de l'arbre**

**Facteur de charge statique en cas  
d'inclinaison de l'arbre**

**Tableau-II-14:** facteur de charge dynamique et statique

**Remarque importants :**

Les douilles à billes sont auto-alignant. Ils compensent des inclinaisons d'angle sans réduction de la capacité de charge.

Pour calculer les Facteur de charge dynamique et statique En cas d'inclinaison de l'arbre on doit d'abord connaitre les efforts maximal exercé sur l'extrémité de guide linéaire l'angle d'inclinaison de tube :

**Critère de tréscas :**

$$\tau_{max} = \frac{\sqrt{Mf^2 + Mt^2}}{I} \times \frac{d}{2} \leq Rpg \dots \dots \dots (II - 31)$$

On a Rpg = 100 MPa avec : s = 3

$$\tau_{max} = \frac{\sqrt{Mf^2 + Mt^2}}{I} \times \frac{d}{2} \leq Rpg$$

$$F \leq \frac{Rpg \times \pi \times D^3 \left(1 - \frac{1}{(1,2)^4}\right)}{16\sqrt{(900)^2 + (540)^2}}$$

$$F \leq \frac{100 \times 3,14 \times 40^3 \left(1 - \frac{1}{(1,2)^4}\right)}{16\sqrt{(900)^2 + (540)^2}}$$

$$F \leq 618,68 \text{ N}$$

F = M × g avec M = m1 + m2

M2 = ρ × v (ρ : masse volumique = 7850 kg/m<sup>3</sup>) .....(II – 32)

$$M2 = \rho \times \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \times l$$

M2 = 2,73 kg

Calcul la rotation φ et la flèche max en flexion :

$$f = \frac{F \times l^3}{3 \times E \times I_z}$$

$$\varphi = \frac{F}{E \times I} \left(\frac{x^2}{2} - l \times x\right)$$

Condition à la limite :

Si (x=0) alors φ(0) = 0

Si (x=l) alors φ(l) = φ = -  $\frac{F \times l^2}{2 \times E \times I_z}$  avec : l = 900 mm

AN :  $I_z = \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64} = 60036,015 \text{ mm}^4$

$$\varphi = \frac{500}{21,1 \times 10^4 \times 60036,015} \left(\frac{900^2}{2}\right)$$

$$\varphi = 0,9^\circ = 54'$$

**Vérification :**

$$P = K_f \times F_r = 5 \times 618,68$$

$$P = 3093,4 \text{ N}$$

Et :

$$P_o = K_{f_o} \times F_r = 5.5 \times 618,68$$

$$P_o = 3402,74 \text{ N}$$

- ✓ la Charge dynamique équivalente P elle est inférieure à la capacité de charge dynamique C

$$P < C$$

- ✓ la Charge statique équivalente P<sub>o</sub> elle est inférieure à la capacité de charge statique C<sub>o</sub>.

$$P_o < C_o$$

Dans ce cas notre douille à billes auto-alignant peut supporter notre mécanisme

## II - 9 Les vérins : [2.6.9.11]

Dans notre thèse on a besoin de 4 type de vérin double effet pour assurer le bon fonctionnement de l'alimentateur.

**II-9-1 rôle du vérin** : le vérin pneumatique fait partie des actionneurs pneumatiques



L'énergie mécanique est produite sous forme d'un mouvement permettant de provoquer un déplacement ou de créer une force.

**II-9-2 constitution d'un vérin** : quelque soit le vérin, son type et son constructeur, il sera constitué 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 les orifices d'alimentation en air comprimé.

Les espaces vides qui peuvent être remplis d'air comprimé s'appellent les chambres.



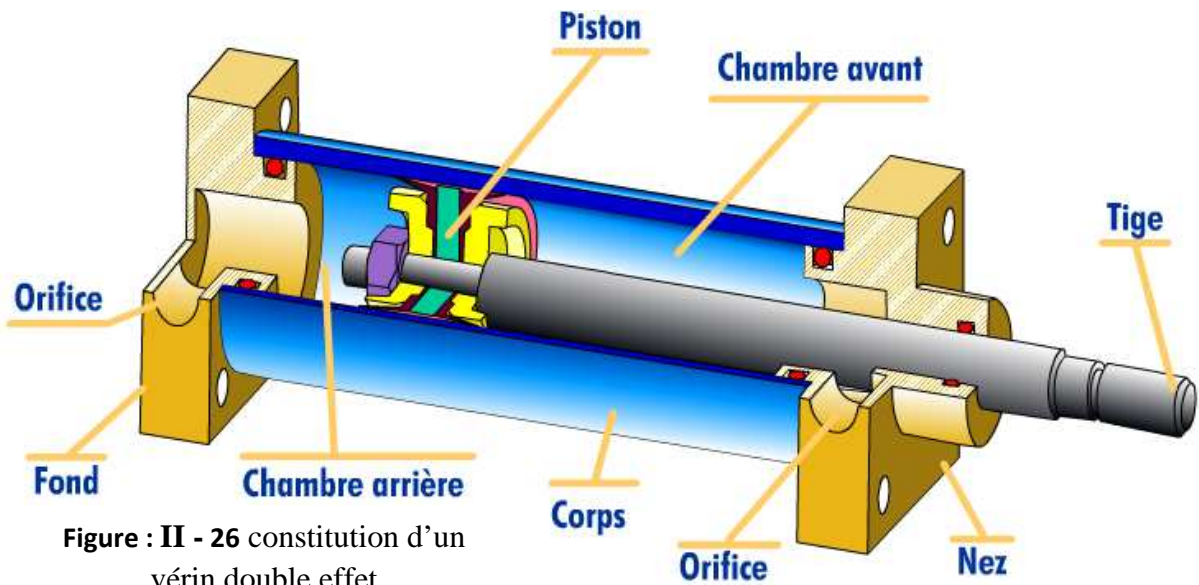


Figure : II - 26 constitution d'un vérin double effet

**II-9-3 principe de fonctionnement :** c'est L'air comprimé qui, en pénétrant dans l'une des chambres, pousse sur le piston. La tige se déplace. L'air présent dans l'autre chambre est donc chassé et évacué du corps du vérin. Le mouvement contraire est obtenu en inversant le sens de déplacement de l'air comprimé.

Le piston peut se déplacer librement dans le corps, lorsque il est poussé par l'air comprimé, il reste en position : tige rentré ou sortie.

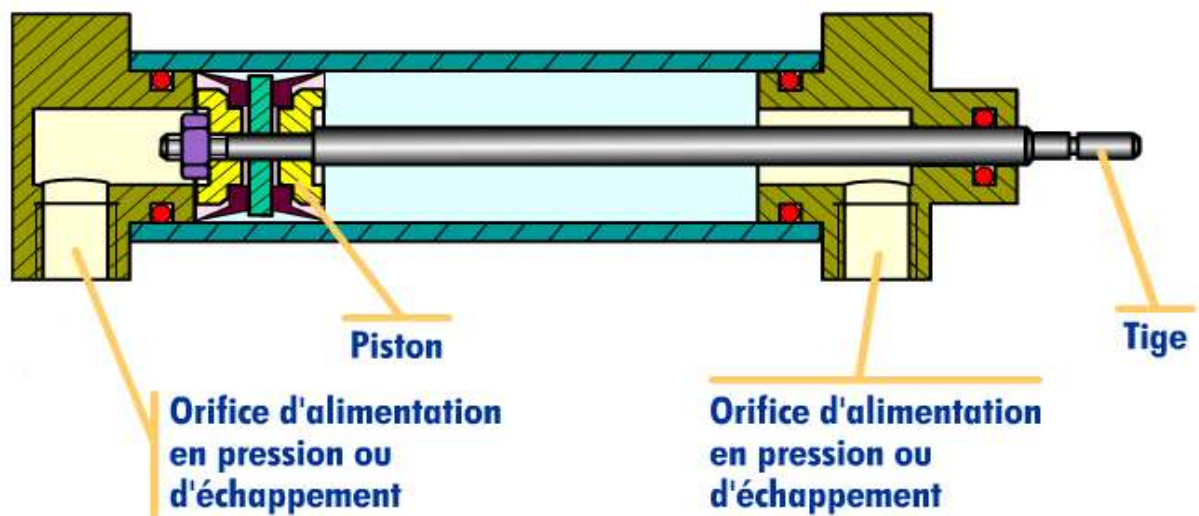


Figure : II - 27 fonctionnement vérin double effet

**II-9-4 caractéristiques et dimensionnement :** un vérin se détermine en fonction de paramètres de fonctionnement comme la force développée et la vitesse de déplacement de la tige ou de critères technique (environnement, encombrement, utilisation particulière, .....)

La course est choisie en fonction du déplacement à réaliser. La longueur de course du vérin doit au moins être égale à la course souhaitée. Selon le vérin choisi, la course sera standard imposée par le constructeur.

## II-9-5 dimensionnement des vérins :

### 5-1 vérin prise bobine bras élévateur :

$$F = P \times S \Rightarrow S = F / P$$

F: force (en daN) = poids  $\times$  G

P : la pression = 6 bar

S : la surface en cm<sup>2</sup>

D : diamètre en cm

$$S = F1 / P = 10 / 6 = 1,66 \text{ cm}^2$$

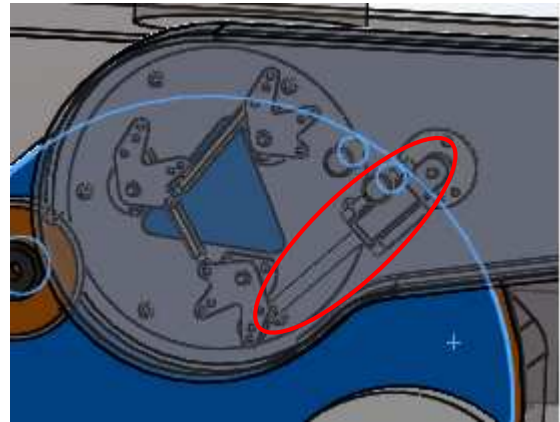


Figure : II – 28 emplacement vérin festo ADVC-40-20-I-P-A

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4} \dots \dots \dots \text{(II - 33)}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 1,66}{3,14}}$$

$$D = 1,45 \text{ cm} = 14,5 \text{ mm}$$

Après des recherches, je trouve que le vérin normalisé ayant la course nécessaire et se rapprochant le plus de notre résultat est un vérin de 16 mm avec un diamètre de tige de 8 mm.

#### Vérification :

Calcule de la force de rentrée pour voir si elle est possible avec ce vérin :

Surface de coté tige = Surface de piston – Surface de tige

$$S = \frac{\pi \times D_{piston}^2}{4} - \frac{\pi \times D_{tige}^2}{4} \dots \dots \dots \text{(II - 34)}$$

$$S = \frac{3,14 \times 1,6^2}{4} - \frac{\pi \times 0,8^2}{4}$$

$$S = 1,50 \text{ cm}^2$$

$$F \text{ rentrante} = P \times S \text{ coté tige}$$

$$F = 6 \times 1,50 = 9 \text{ daN}$$

Puisque nous avons 3 appuie alors la force sera deviser par 3  $\Rightarrow$

$$F/3 = 9 / 3 = 3 \text{ daN}$$

3 daN < 10 daN  $\Rightarrow$  Avec ce vérin, la force exercé est très faible (condition non vérifie), donc on prend un diamètre plus grand .D = 25 mm et d = 10 mm

$$S = \frac{\pi \times D_{piston}^2}{4} - \frac{\pi \times D_{tige}^2}{4}$$

$$S = \frac{3,14 \times 2,5^2}{4} - \frac{\pi \times 1^2}{4}$$

$$S = 4,40 \text{ cm}^2$$

$$F = 6 \times 4,40 = 26,4 \text{ daN}$$

$$F/3 = 26,4 / 3 = 8,8 \text{ daN}$$

8,8 daN < 10 daN  $\Rightarrow$  (condition non vérifie), donc on prend un diamètre plus grand.

D = 40 mm et d = 16 mm

$$S = \frac{\pi \times D_{piston}^2}{4} - \frac{\pi \times D_{tige}^2}{4}$$

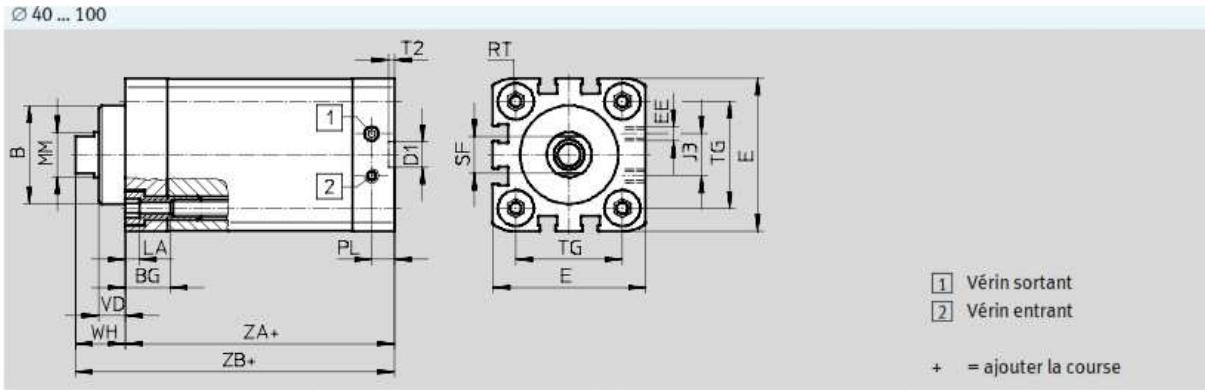
$$S = \frac{3,14 \times 4^2}{4} - \frac{\pi \times 1,6^2}{4}$$

$$S = 10,55 \text{ cm}^2$$

F rentrante = P x S coté tige

$$F = 6 \times 10,55 = 63,3 \text{ daN}$$

63,3 daN > 50 daN  $\Rightarrow$  Avec ce vérin, la rentrée de tige est possible. Dou le choix de vérin festo ADVC-40-20-I-P-A



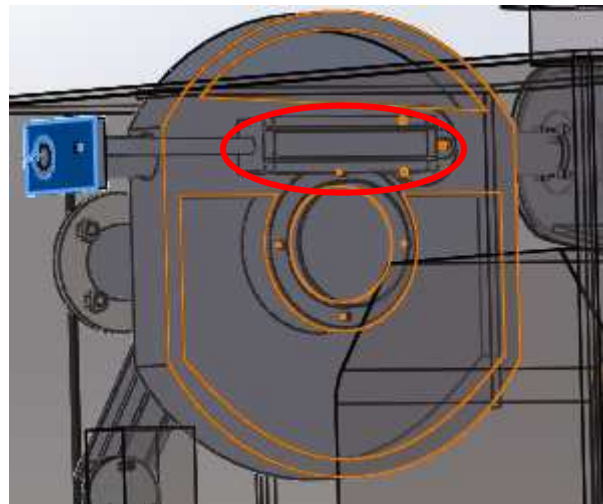
∅	B	BG	D1	E	EE	J3	LA	MM	PL
[mm]	∅ f8	min.	∅ H9					∅	
25	22	15	9	39,5 <sup>+0,3</sup>	M5	—	5	10	6
40	35	16		54,5 <sup>+0,3</sup>				15	
63	42		17	12	75,5 <sup>+0,3</sup>	G <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	23	20	8,2
100	55	113,5 <sup>+0,6</sup>			40			25	10,5

∅	RT	SF	T2	TG	VD	WH	ZA	ZB
[mm]		h13	+0,1	±0,2		+1,3	±0,3	+1,2
25	M5	9	2,1	26	6	11,8	39	50,9
40	M6	13		38	9,5	18	45	62,9
63	M8	17	2,6	56,5	12	21	49	70,2
100	M10	21		89	15,5	26,5	67	93,5

**Tableau-II-15** caractéristiques vérin ADVC-40-20-I-P-A et ADVC-40-210-I-P-A

### 5-2 vérins de translation Bras chargeur bobines :

**Figure : II – 29** emplacement vérin festo ADVC-40-210-I-P-A



**Figure : II – 29** emplacement vérin festo ADVC-40-210-I-P-A

$$S = F / P = 50 / 6 = 8.33 \text{ cm}^2$$

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

$$D = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 8,33}{3,14}}$$

$$D = 3,25 \text{ cm} = 32,5 \text{ mm}$$

Après des recherches, je trouve que le vérin normalisé ayant la course nécessaire et se rapprochant le plus de notre résultat est un vérin de 40 mm avec un diamètre de tige de 16 mm.

#### Vérification :

Calcul de la force de rentrée pour voir si elle est possible avec ce vérin :  
Surface de coté tige = Surface de piston – Surface de tige

$$S = \frac{\pi \times D_{piston}^2}{4} - \frac{\pi \times D_{tige}^2}{4}$$

$$S = \frac{3,14 \times 4^2}{4} - \frac{\pi \times 1,6^2}{4}$$

$$S = 10,55 \text{ cm}^2$$

F rentrante = P x S coté tige

$$F = 6 \times 10,55 = 63,3 \text{ daN}$$

63,3 daN > 50 daN => Avec ce vérin, la rentrée de tige est possible. . Dou le choix de vérin festo ADVC-40-210-I-P-A

#### 5-2 vérins pousoir bobine:

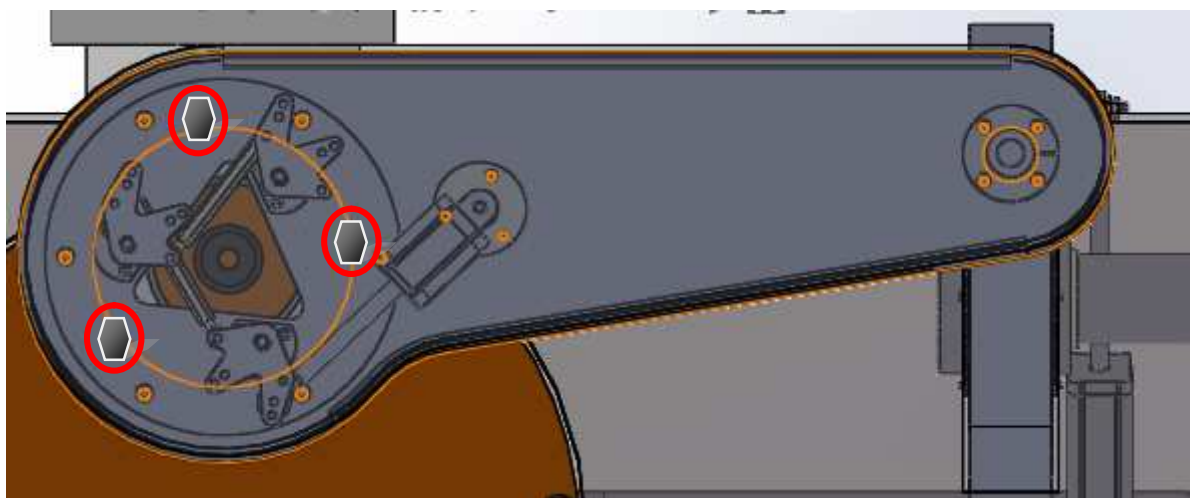


Figure : II – 30 emplacement vérin festo ADVC-16-50-I-P-A

$$F_1 = P \times S \Rightarrow S = F_1 / P$$

Dans ce cas la force est divisée par 3 car il y a 3 vérins (répartitions de charge)

$$F_1 = \frac{F}{3}$$

$$S_1 = F_1 / P = 0,55 \text{ cm}^2$$

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

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \times S_1}{\pi}}$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \times 0,55}{3,14}}$$

$$D = 0,84 \text{ cm} = 8,4 \text{ mm}$$

Après des recherches, je trouve que le vérin normalisé ayant la course nécessaire et se rapprochant le plus de notre résultat est un vérin de 16 mm avec un diamètre de tige de 8 mm.

#### **Vérification :**

Calcul de la force de rentrée pour voir si elle est possible avec ce vérin :

Surface de côté tige = Surface de piston – Surface de tige

$$S_1 = \frac{\pi \times D_1^2 \text{ piston}}{4} - \frac{\pi \times D_1^2 \text{ tige}}{4}$$

$$S_1 = \frac{3,14 \times 1,6^2}{4} - \frac{\pi \times 0,8^2}{4}$$

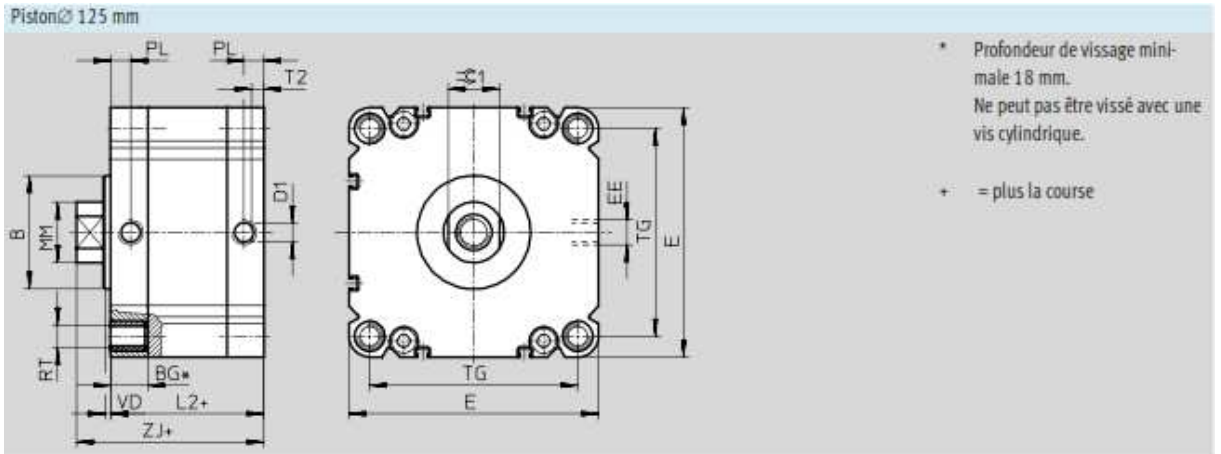
$$S = 1,50 \text{ cm}^2$$

F rentrante = P x S côté tige

$$F = 6 \times 1,50 = 9 \text{ daN} \quad (\text{avec 3 vérins } F_{\text{total}} = 63,3 \text{ daN})$$

63,3 daN > 10 daN => Avec ce vérin, la rentrée de tige est possible. . Dou le choix de vérin festo ADVC-16-50-I-P-A





$\varnothing$	B	BG	D1	E	EE	H	L2	L3	L4	MM	PL	RT	T2	TG	VD	ZJ	$\approx \varnothing 1$
[mm]	d11		$\varnothing$ H9							$\varnothing$			-0,2				h13
12	-	18,5	6	29	M5	1	38	3	16	6	8	M4	4	18	-	42,5	5
16	-	18,5	6	29	M5	1	38	3	16	8	8	M4	4	18	-	42,5	7
20	-	18,5	6	36	M5	1,5	38	4	18	10	8	M5	4	22	-	42,5	9
25	-	18,5	6	40	M5	1,5	39,5	4	18	10	8	M5	4	26	-	45	9
32	-	21,5	6	50	G $\frac{1}{2}$	2	44,5	5	20	12	8	M6	4	32	-	50,5	10
40	-	21,5	6	60	G $\frac{1}{2}$	2,5	45,5	5	20	12	8	M6	4	42	-	52	10
50	-	22	6	68	G $\frac{1}{2}$	3	45,5	6	20	16	8	M8	4	50	-	53	13
63	-	24,5	8	87	G $\frac{1}{2}$	4	50	8	25	16	8	M10	4	62	-	57,5	13
80	-	27,5	8	107	G $\frac{1}{2}$	4	56	8	25	20	8,5	M10	4	82	-	64	17
100	-	32,5	8	128	G $\frac{1}{2}$	5	66,5	8	25	25	10,5	M10	4	103	-	76,5	22
125	60	19,5	10	132	G $\frac{1}{2}$	-	81	-	18	32	10,5	M12	6	110	4	99	27

Tableau-II-16 caractéristiques vérin ADVC-16-50-I-P-A et ADVC-32-150-I-P-A

#### 5-4 vérins poussoir poutre :

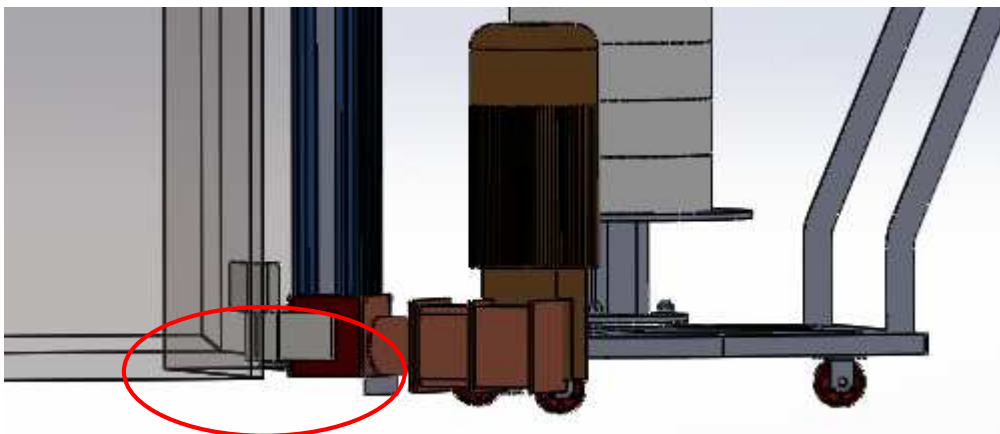


Figure : II – 31 emplacement vérin festo ADVC-32-150-I-P-A

$d = 150 \text{ mm} = 0,15 \text{ m}$

$M_1 = d \times \text{Poids} = 150 \text{ N.m}$

Avec :  $D_G = 2 \text{ m}$  (longueur de la poutre)

$$M_2 = D_G \times F$$

$$d_G \times F = d \times P$$

$$F = \frac{d \times \text{Poids}}{d_G} = \frac{0,15 \times 1000}{2} = 75 \text{ N} = 7,5 \text{ daN} \dots \dots \dots \text{(II - 35)}$$

$$F = P \times S \Rightarrow S = F/P = 75/6 \qquad S = 1,25 \text{ cm}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1,25}{3,14}}$$

$$D = 1,26 \text{ cm}$$

Après des recherches, je trouve que le vérin normalisé ayant la course nécessaire et se rapprochant le plus de notre résultat est un vérin de 20 mm avec un diamètre de tige de 10 mm.

**Vérification :**

Calcule de la force de rentrée pour voir si elle est possible avec ce vérin :

Surface de coté tige = Surface de piston – Surface de tige

$$S = \frac{\pi \times D_{piston}^2}{4} - \frac{\pi \times D_{tige}^2}{4}$$

$$S = \frac{3,14 \times 2,0^2}{4} - \frac{\pi \times 1^2}{4}$$

$$S = 0,78 \text{ cm}^2$$

$$F = 6 \times 4,40 = 4,68 \text{ daN}$$

4,68 daN < 7,5 daN => (condition non vérifiée), donc on prend un diamètre plus grand .

D = 32 mm et d = 12 mm

$$S = \frac{\pi \times D_{piston}^2}{4} - \frac{\pi \times D_{tige}^2}{4}$$

$$S = \frac{3,14 \times 3,2^2}{4} - \frac{\pi \times 1,2^2}{4}$$

$$S = 6,9 \text{ cm}^2$$

F rentrante = P x S coté tige

$$F = 6 \times 6,9 = 41,44 \text{ daN}$$



41,44 daN > 7,5 daN => Avec ce vérin, la rentrée de tige est possible. . Dou le choix de vérin festo ADVC-32-150-I-P-A

## II-10 Vérins linéaires :

Le disque porte Bras chargeur de bobines fait un mouvement de 90° pour cela on a opté pour les vérins électromécaniques. Le corps de vérin (partie fixe) est fixé sur l'extrémité du bâti de la machine tans des que la partie mobil est fixe sur le tambour en utilisant des rotules pour les deux extrémités. Alors en fonctionnement lorsque le vérin fait un mouvement de translation, le tambour fait une rotation. Ce choix à été fait vu les avantages que peut apporter ce type de mécanisme : prix, fiabilité, Facilité d'utilisation et d'installation Grande fiabilité.

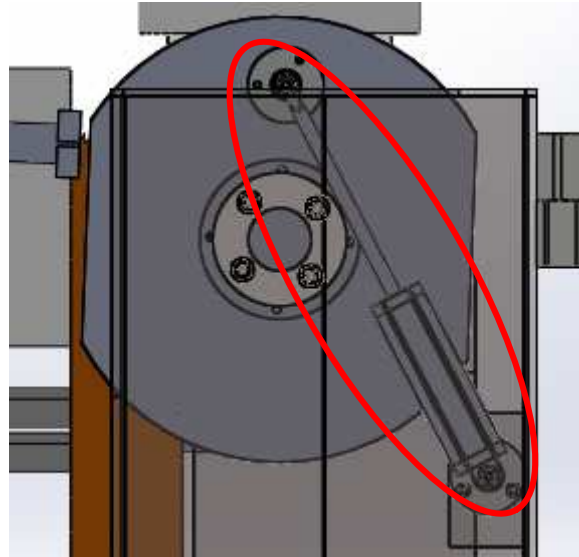


Figure : II – 32 emplacement vérin linéaire SRSA2505-300-X63R4B

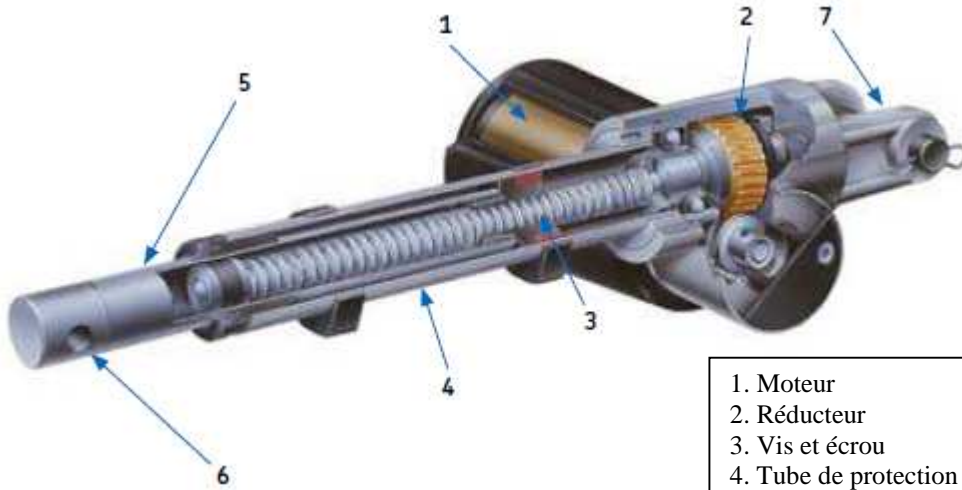
### II-10-1 Définition :

Les vérins linéaires électromécaniques permettent un mouvement de poussée / traction précis, contrôlé et répétable dans des applications de contrôle et de positionnement linéaire.

Les vérins linéaires sont une alternative efficace, écologique et pratiquement sans maintenance comparés aux vérins hydrauliques ou pneumatiques. Les versions standard peuvent supporter des charges pouvant atteindre 12 kN, fournir une vitesse maximale de 150 mm/s et se déplacer sur une longueur de 1500 mm. Elles peuvent être intégrées de manière Autonome dans des logements en aluminium, zinc ou polymère et sont prêtes à l'installation pour un fonctionnement instantané.

Le champ d'application potentielle s'élargit avec l'introduction de technologies pour Utilisations spécifiques, telles que les capteurs à effet Hall, les interrupteurs de fin de Course, les potentiomètres, les embrayages à friction ou les écrous de sécurité. Les vérins linéaires de type à vis alimentés par un moteur CA ou CC électrique sont constitués d'une vis mère (broche/arbre fileté) avec un écrou d'entraînement et un tube de poussée. Dans 90 % des cas, un réducteur entre le moteur et la vis est également présent.

Lorsque l'installation est sous tension, le moteur fait tourner la vis mère, ce qui entraîne Le déplacement de l'écrou d'entraînement qui étend le tube de poussée. Inverser la rotation du moteur rétracte le tube de poussée.



- |                       |
|-----------------------|
| 1. Moteur             |
| 2. Réducteur          |
| 3. Vis et écrou       |
| 4. Tube de protection |
| 5. Tube de poussée    |
| 6. Fixation avant     |
| 7. Fixation arrière   |

**Figure : II - 33** vérins linéaires électromécaniques

- ✿ Pour permettre ou tambour porte Bras chargeur de bobines d’avoir un mouvement de rotation de 90° (va et viens, mouvement alternatif) on à besoin d’un moteur brushless (moteur synchrone) ce type de moteur est équipé d’un détecteur de position (resolver ou codeur numérique) est associé au moteur, il transmet à tout moment la position exacte du rotor à un variateur électronique. Cependant ce type de moteur ont leur propre inconvénients :
  - Le prix de revient.
  - l’emplacement et l’encombrement du mécanisme.
  - Les contraintes technologiques (alimentation de puissance et commande, un équipement spécifique soft et hard).

Pour cela nous optons pour les Vérins linéaires électromécaniques, ce dernier à pour but de faire pivoté le disque en avant et en arrière ou tour d’un axe fixe. En effet le mouvement de translation de vérin linéaire va engendrer un mouvement de rotation du disque. Pour aboutir à cette fin on à choisie le vérin SKF : SRSA2505-...-X63R4B

➤ **Calcul de la charge moyenne :**

$$C_h = \sqrt[3]{\frac{M_1^3 \times C_1 + M_2^3 \times C_2 + M_3^3 \times C_3}{C_1 + C_2 + C_3}} \dots \dots \dots (II - 36)$$

- |   |                        |
|---|------------------------|
| $M_1$ : La masse total du premier mouvement   | $M_1 = 900 \text{ N}$  |
| $M_2$ : La masse total du deuxième mouvement  | $M_2 = 1000 \text{ N}$ |
| $M_3$ : La masse total du troisième mouvement | $M_3 = 900 \text{ N}$  |
| $C_1$ : La course du premier mouvement        | $C_1 = 110 \text{ mm}$ |
| $C_2$ : La course du deuxième mouvement       | $C_2 = 220 \text{ mm}$ |
| $C_3$ : La course du troisième mouvement      | $C_3 = 110 \text{ mm}$ |
- AN :



➤ **Calcul la force nominale :**

$$F_{nominale} = \frac{F_{thermique}}{0,7} \dots \dots \dots (II - 39)$$

$$F_{nominale} = 1359,02 \text{ N}$$

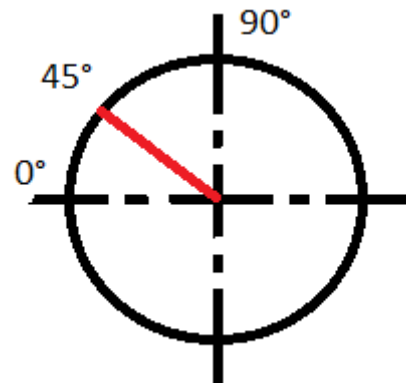
- La force nominale calculé inferieure à la force nominale du tableau, implique que notre vérin est adéquate à notre utilisation. Dou notre choix de vérin SRSA2505-300-X63R4B

On à prie un vérin de course de 300 mm vue l'emplacement et l'encombrement du mécanisme

Ce type de vérin et équipé d'un système de localisation de position (potentiomètre de 0 à 10v), l'alimentation de moteur vérin 24v continue. Ce dernier peut être reprogrammé pour plusieurs positions :

- Position de fonctionnement normal de la machine le bras de flasque doit ce retrouvé dans la position de 45°
- Position de bras de flasque doit ce retrouvé ou moment de prélèvements bobine à 90°
- Position de bras de flasque doit ce retrouvé ou moment de l'introduction de la bobine dans le mandrin de tambour à 0°

NB : l'opération et répétitifs pour chaque remplacement de la bobine.



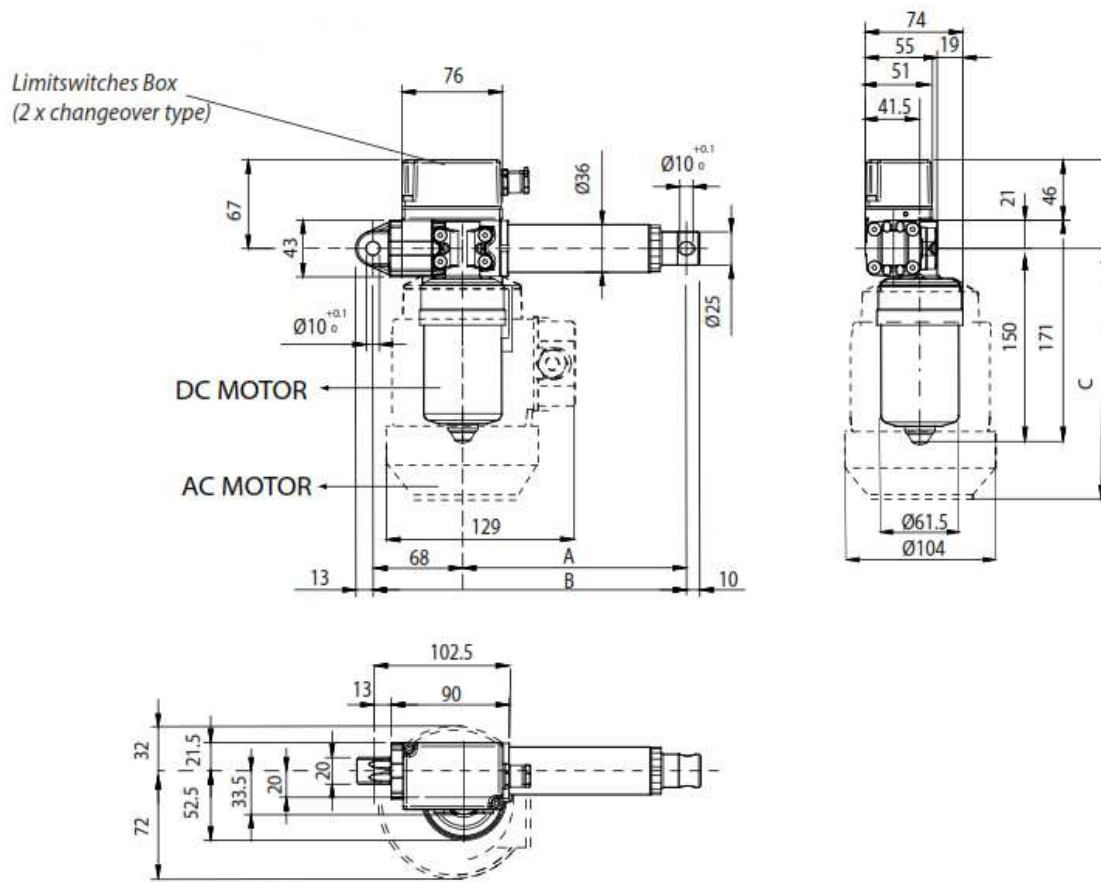


Figure : II - 34 Caractéristiques dimensionnelles vérin linéaire SRSA2505-300-X63R4B

## **Chapitre III : Solidworks, Etude et conception et Le calcul de vérification**

### **III-1- Introduction**[15]

En raison de leurs performances attendues, les mécanismes robotisés sont considérés, de nos jours, comme une alternative intéressante vue les avantages qui peuvent être apportés dans plusieurs applications. Les modèles géométriques sont souvent difficiles à déterminer et aussi l'existence de singularités à l'intérieur de leur espace de travail. Ces singularités internes conduisent à une détérioration des mécanismes, pièces mobiles. Pour répondre à ces critères des logiciels ont été développés.

L'objectif principal de ces travaux de thèse est d'exploiter les possibilités offertes par les outils de Conception Assistée par Ordinateur (CAO) et de programmation graphique pour une meilleure caractérisation et analyse des performances. Dans ce contexte, nous proposons un ensemble d'approches géométriques et techniques, qui offrent une meilleure analyse et caractérisation. En s'appuyant sur les fonctionnalités de la CAO.

### **III-2- Principe de fonctionnement :** [15]

L'utilisation des logiciels pour la résolution des problèmes physiques est de nos jours très fréquente. En effet, dans la plus part de ces problèmes, surtout la résolution des phénomènes (transferts de chaleur, rayonnement, changement de phase...) couplés à la mécanique des fluides n'est possible que sous certaines hypothèses simplifiées qui ne permettent pas de faire une étude plus réelle des phénomènes physiques observés expérimentalement.

### **III-3- Conception Assistée Par Ordinateur (CAO):** [15]

La conception assistée par ordinateur (CAO) permet de créer une vue virtuelle d'un projet servant de maquette pour la simulation. Cette technique est très importante, compte tenu de l'enjeu économique et financier de certains projets, elle est aussi utilisée pour réaliser des séquences cinématographiques qu'il serait impossible ou trop onéreux de tourner véritablement.

Les différentes applications de la CAO permettent de créer des objets en (2D) ou (3D) et de les visualiser en modèles, surfaciques, volumiques, ou encore sous forme de solides avec leur texture. On procède par la discrétisation des pièces à étudier en éléments ou bien volumes finis en les calculant numériquement.

Elle est utilisée dans tous les services de la recherche et de développement de nombreux métiers liés à l'industrie (automobile, armement, aéronautique, etc...), mais également dans des applications nécessitant une représentation graphique fidèle de ce que l'on envisage de réaliser, comme en architecture. La conception assistée par ordinateur (CAO) est devenue une technique incontournable dans l'industrie aérospatiale.

### **III-4- Le logiciel SolidWorks : [15]**

Inventé par l'éditeur américain en 1993, et qui a été acheté par la société Dassault Systèmes. Les grandes entreprises qui utilisent le SOLIDWORKS sont : Michelin, Patek Philippe, MegaBlocs, Axiome, ME2C, SACMO, et le Boulch Robert Renaud. Le SOLIDWORKS est un modéleur 3D utilisant la conception paramétrique.

Il génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage, et la mise en plan. De nombreux logiciels viennent compléter l'éditeur SOLIDWORKS. Des utilitaires orientés métiers (tôlerie, bois, BTP...), mais aussi des applications de simulation mécanique ou d'image des synthèses travaillent à partir des éléments de maquette virtuelle.

Le fonctionnement est donné par les étapes suivantes :

#### **III-4-1-La pièce :**

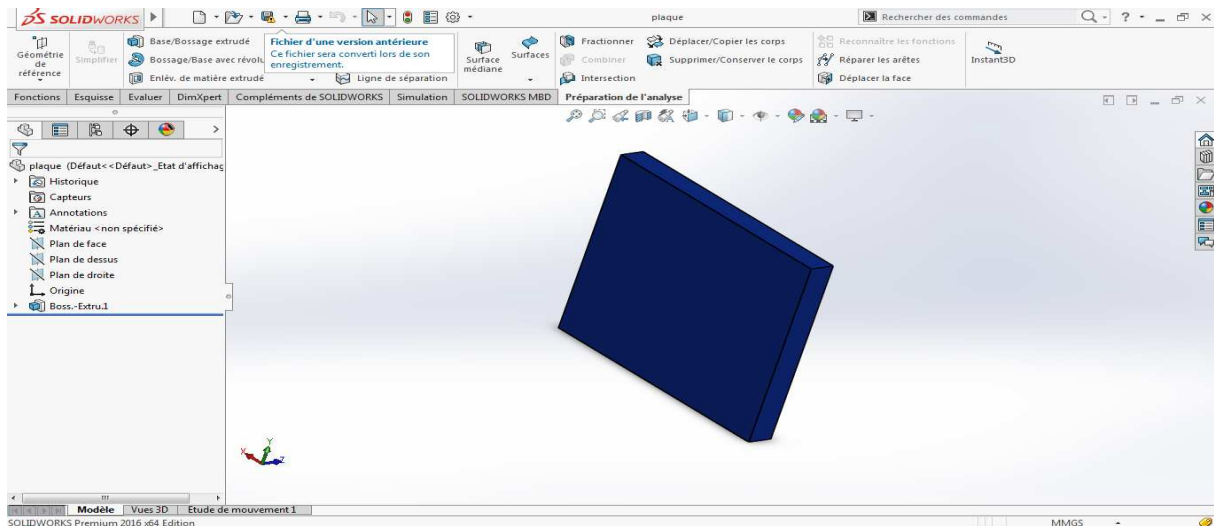
Elle est l'objet 3D monobloc, la modélisation d'une telle entité dépendra de la culture de l'utilisateur, c'est la réunion d'un ensemble de fonctions volumiques avec des relations d'antériorité, des géométries, cette organisation est rappelée sur l'arbre de construction. Chaque ligne est associée à une fonction qu'on peut renommer à sa guise. Parmi les fonctions génératrices on trouve :

#### **III-4-2-L'extrusion :**

Déplacement d'une section droite dans une direction perpendiculaire à la section. La section est définie dans une esquisse qui apparaît alors dans l'arbre de création comme élément générateur de la fonction. Cette esquisse contient l'ensemble des spécifications géométriques (cotation) nécessaires à la complète définition de la section. Cet ensemble de cotes auquel il faut ajouter la (ou les) longueur d'extrusion constitue l'ensemble des paramètres de la fonction ;

Il est possible de les modifier une fois la fonction validée.

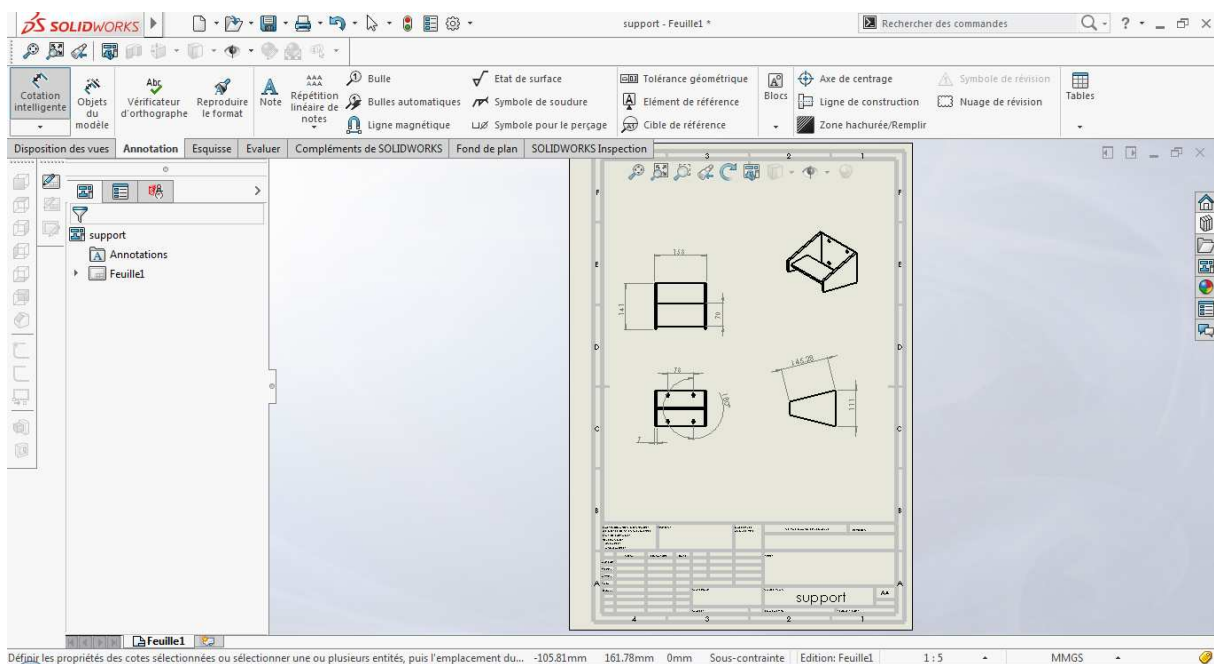




**Figure-III—1** Dessin qui montre L'extrusion d'un rectangle

### III-4-3-La mise en plan :

C'est un dessin de définition établi avec **SOLIDWORKS**. Il concerne à la fois les pièces (dessin de définition) ou les assemblages (dessin d'ensemble). Pour aboutir à un plan fini d'une pièce, on peut estimer de mettre deux fois de temps qu'avec un outil **CAO** (temps de connotation et exécution du dessin). En effet, en **CAO**, chaque trait est indépendant et c'est au dessinateur de savoir quelles entités graphiques sont concernées par une modification. Le logiciel 3D ne fait qu'une projection de l'objet. Les modifications éventuelles sont opérées sur l'objet représenté, et ne concernent pas directement le plan.



**Figure-III-2** Dessin qui montre La mise en plan

- **Vues** : la projection sur plan de modèle ne pose aucun problème. Aujourd'hui il est très facile d'obtenir un plan, forcément juste (avec un logiciel de **CAO** il est possible d'éditer un plan faux). Les vues en coupes, les vues partielles, perspectives, sont exécutées d'un simple clic. Les seuls problèmes encore rencontrés concernent la représentation des filetages et taraudages dans les assemblages.

De plus, chaque vue peut être exécuté avec habillage différent, filaire, conventionnel

Ou ombré rendant encore plus accessible la lecture de plans aux non-initiés.

- **Cotation** : La cotation regroupe l'ensemble des spécifications géométriques définissant la pièce, les paramètres déclarés des esquisses en font partie. Ils peuvent être automatiquement intégrés, de manière équilibrée, à la mise en plan. À ce niveau il est encore possible de modifier la pièce en changeant la valeur des côtes. L'indépendance de ces paramètres, se rapproche du principe dit d'indépendance (cotation **GPS**). Cependant, la mise en forme définitive de la cotation demande encore un peu de travail (avec un éditeur **DAO** ou sur le calque aussi).
- **Fond de plan** : **SOLIDWORKS** par défaut propose ses propres fonds de plan. Mais il est possible de les faire soi-même ; il existe deux types de fond de plan :
  - Le fond de plan statique, où il faut remplir à la main chacun des champs.
  - Le fond de plan dynamique, où il se remplit automatiquement suivant les paramètres mis dans l'assemblage ou dans la pièce.
- **Nomenclature** : Le fichier assemblage contient chacune des pièces qui composent l'assemblage, on peut donc sortir de façon automatique la nomenclature appartenant à la maquette 3D.
- **Les extensions des fichiers** : La simple ouverture d'un fichier dans une version ultérieure le rend inutilisable pour toutes versions antérieures. Vu leur très faible interopérabilité et le fait que leur contenu soit sauvé sans que l'on utilise la commande de sauvegarde, ces fichiers **SOLIDWORKS** ne doivent pas être considérés comme des sauvegardes à long terme d'un contenu, mais comme une simple extension de mémoire physique ayant la propriété de rémanence.

Chaque type de fichier possède une extension qui lui est propre. On trouve :

**.solder**, pour les fichiers pièce.

**.soldas**, pour les fichiers assemblage.

**.solder**, pour les fichiers plans.

**.soldat** ; pour les fichiers de fond de plan. Certains formats proposés par le logiciel permettent d'envisager une sauvegarde à long terme.

#### **III-4-4- L'assemblage :**

Il est obtenu par la juxtaposition de pièces. La mise en position des pièces est définie par un ensemble de contraintes d'assemblage associant, deux entités respectives par une relation géométrique (coïncidence, tangence, coaxial ite...).

Dans une certaine mesure, ces associations de contraintes s'apparentent aux liaisons mécaniques entre les pièces. Le mécanisme monté, s'il possède encore des mobilités, peut être manipulé virtuellement. On peut alors aisément procéder à des réglages à l'aide des différents outils disponibles (déplacement composants, détection de collision, mesure des jeux, etc.).

Comme pour les pièces, la gestion de l'ensemble est portée par un arbre de création qui donne accès à l'arbre de création de chaque pièce. Il est d'ailleurs possible d'assembler des assemblages, donc de former des sous-groupes de pièces. Cette opération étant préalable ou en cours d'édition.

L'intérêt de cet outil, c'est qu'il rend possible la création d'une pièce dans l'assemblage, c'est qu'il propose la même méthode au concepteur que celle qu'il appliquait sur la table à dessin: tout concevoir en même temps. En effet, à part sur les petits ensembles simples (ou déjà définis), il n'est pas raisonnable de concevoir chaque pièce dans son coin pour corriger ensuite, lors de l'assemblage, les problèmes éventuels d'interférence, ou de coïncidence. La conception intégrée lie automatiquement les géométries des pièces entre elles, si bien qu'une modification sur une, est automatiquement répercutée sur les autres. Alors l'édition de pièce est la conséquence de l'édition de l'ensemble.

#### **III-5- Quelques exemples d'assemblages :**

##### **III-5-1- chariot porte-bobine :**

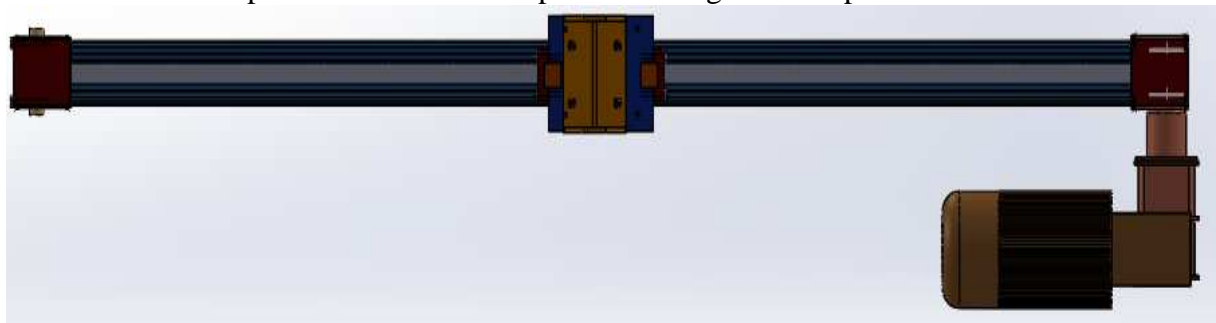
Il contient 4 composants : Il contient 4 composants : 1- corps de chariot, 2- porte bobine, 3- roues et 4- plaques positionnements chariot. L'assemblage des composants obtient le chariot porte-bobine.



**Figure-III-3** assemblages chariot porte-bobine

### III-5-2- poutre guidage bras de prélèvement :

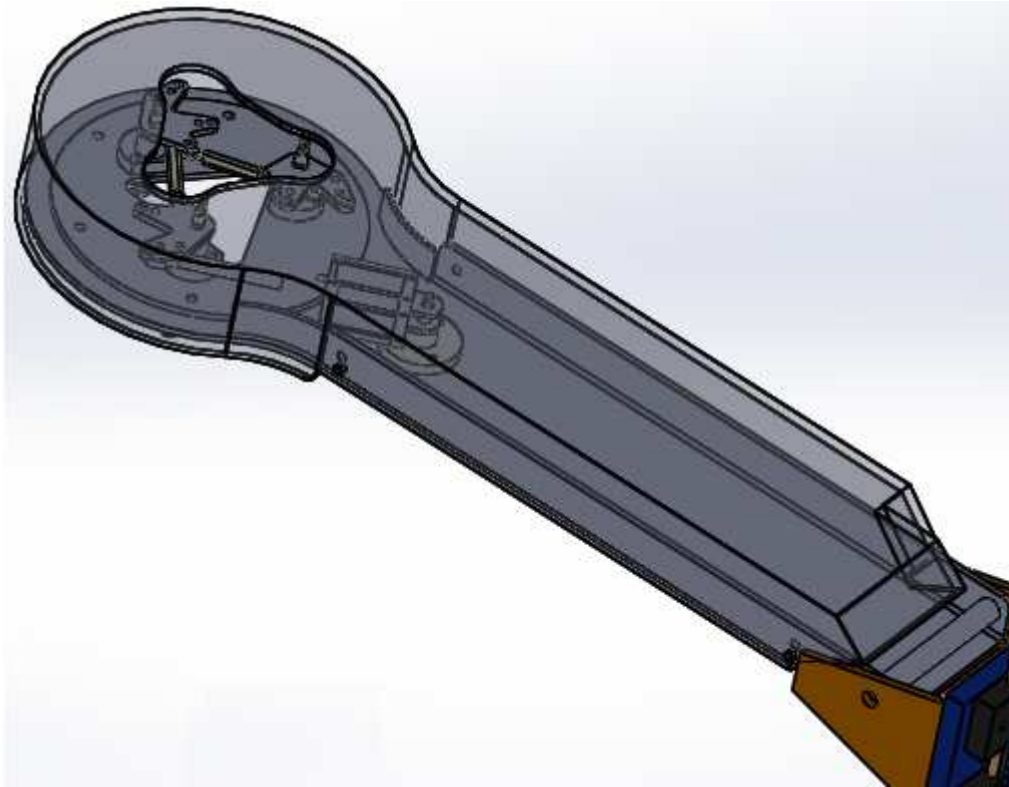
Elle contient plusieurs composants : poulie avec roulement coté supérieure, poulie coté inférieure, glissière, poutre, dispositif de fixation courroie, boîtier de fixation haut et bas, courroie synchrone, support port bas prélèvements bobine, motoréducteur, axe poulie, flasque, L'ensemble de ces pièces constituent une poutre Guidage bras de prélèvement.



**Figure-III-4** assemblages poutre Guidage bras de prélèvement

### III-5-3- bras de prélèvement de bobine :

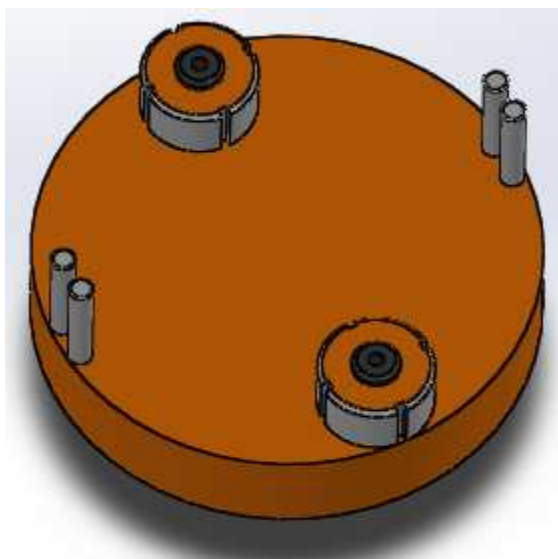
Il contient plusieurs composants: levier, pivot, étoile, plateau, rotule, tige fileté, Piston, axe de piston, support, cache, Piston, axe de piston ...  
L'ensemble de ces pièces constituent un bras de prélèvement de bobine.



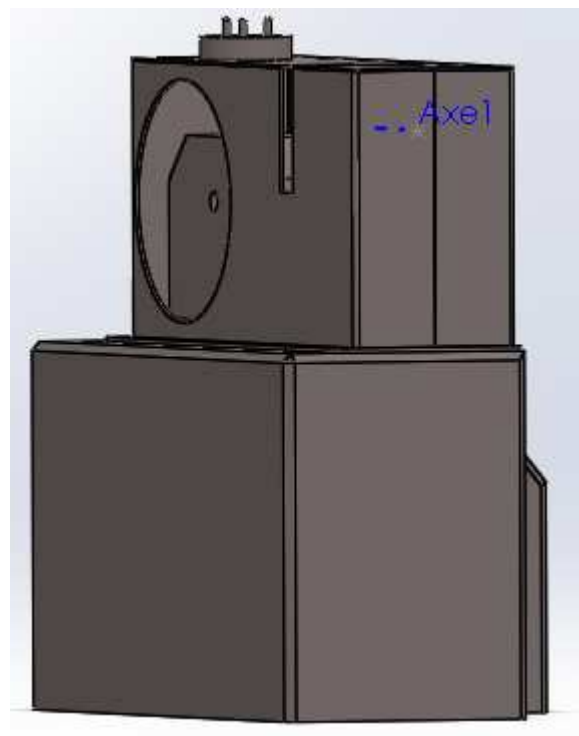
**Figure-III-5** assemblages bras de prélèvement de bobine

### III-5-3- assemblage finale :

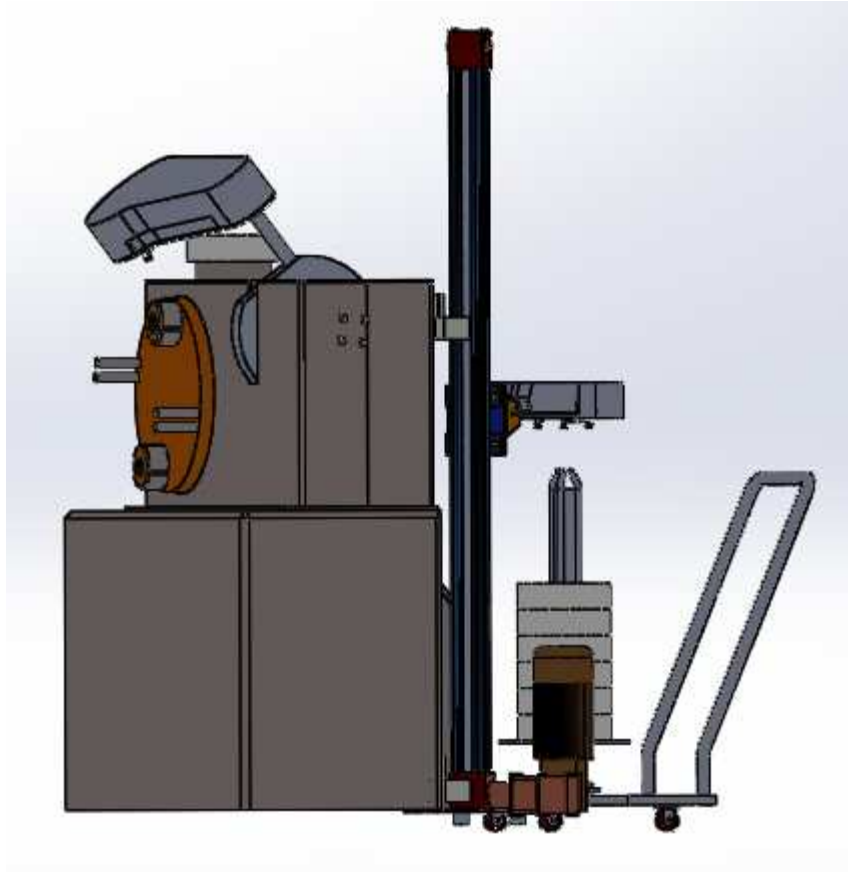
Notre alimentateur est constituée des groupes et sous groupe déjà assembler précédemment.



**Figure-III-6** tambour porte mandrin



**Figure-III-7** perspective d'une empaqueteuse



**Figure-III-8** assemblage finale de notre alimentateur

### **III- 6-simulation assisté par ordinateur utilisant solidworks :**

C'est un logiciel de calcul de résistance des matériaux spécialisés dans les simulations des déformations et contraintes qui subirait une barre, poutre, ....etc. lors de l'application d'une ou plusieurs charges ou forces dans les différents sens.

Dans ce contexte on va démontrer une simulation des charges et forces sur différentes pièces essentielles à notre alimentateur et prédire leur comportement grâce au RDM-6 tel que :

- 1- La répartition des contraintes.
- 2- La flèche maximale.
- 3- Les points les plus dangereux.
- 4- Les déformations
- 5- Les déplacements

**III-7- vérification, simulation (solidworks) :** on doit suivre les étapes suivantes :

On choisit l'assistance d'analyse de simulation qui se situe dans les icônes.

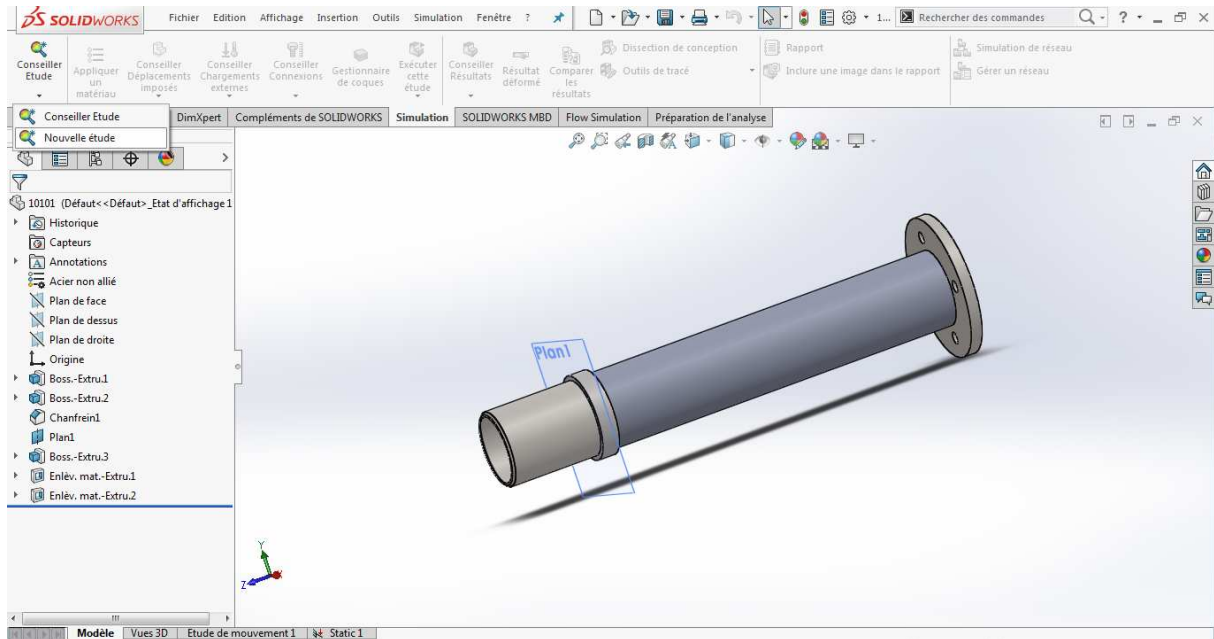


Figure-III-9 Nouvelle étude

III-7- 1-Application d'encastrement :

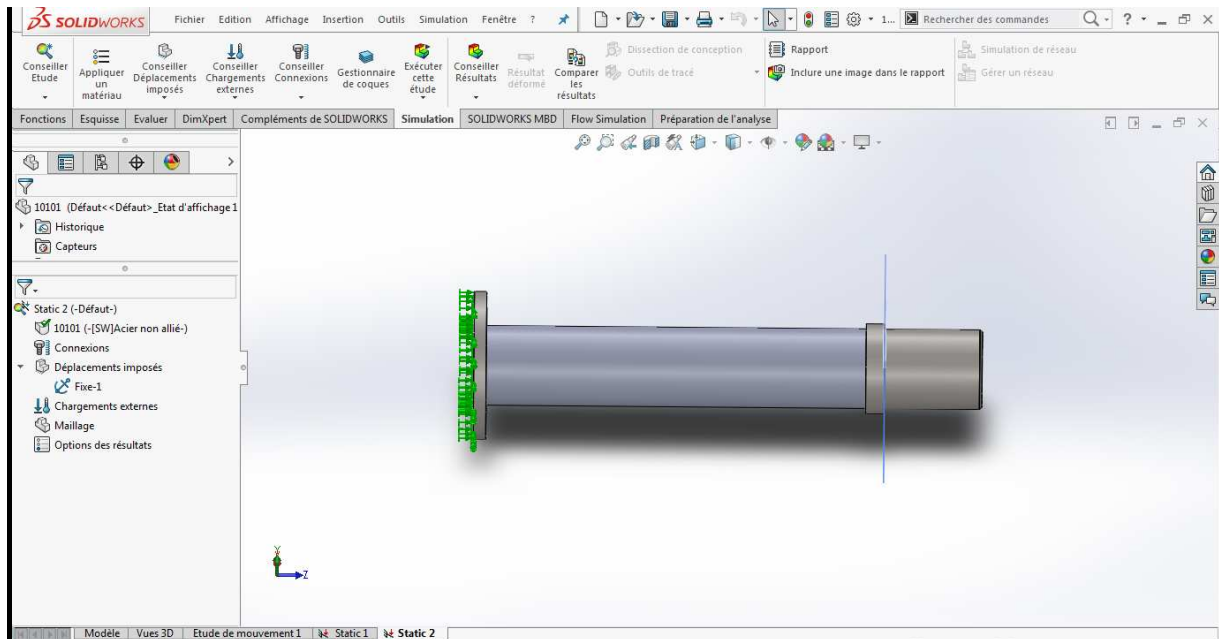


Figure-III-10 Déplacement

III-7- 2-Application de la force :



En clique sur conseiller chargements externes après en ajout une force.

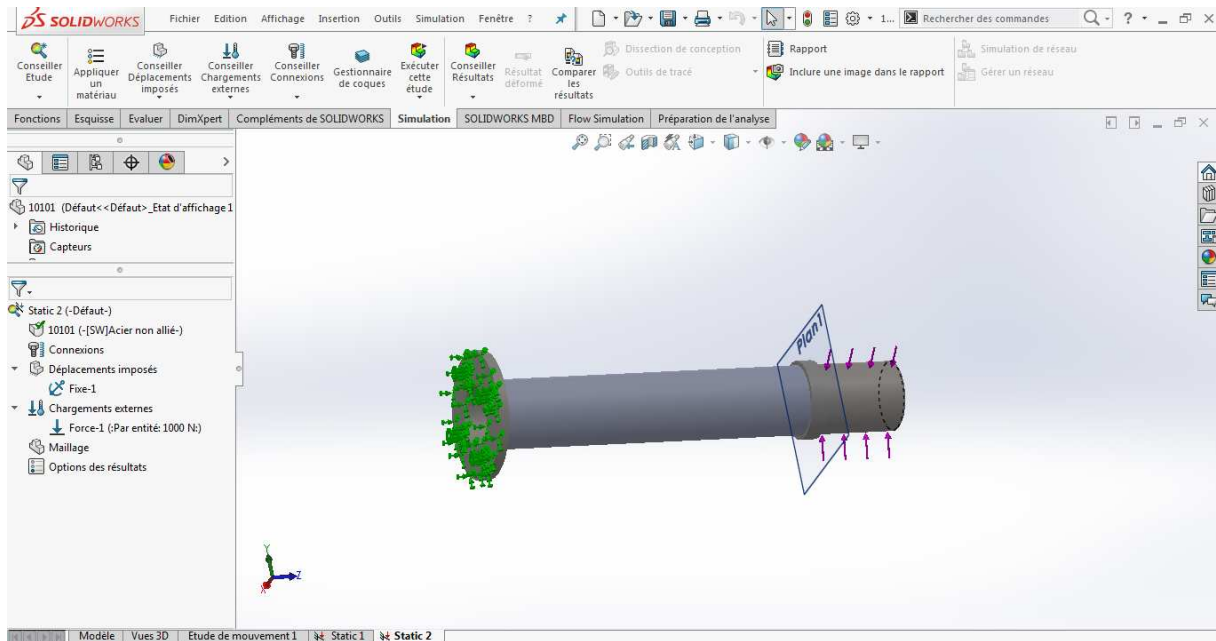


Figure-III-11 Ajout d'une force

### III-7- 3- Choix du matériau :

On fait la sélection de la pièce et on choisi : évaluer/ propriété de la masse

On aura ce tableau.

Après on choisi notre matériaux exemple acier non allié.

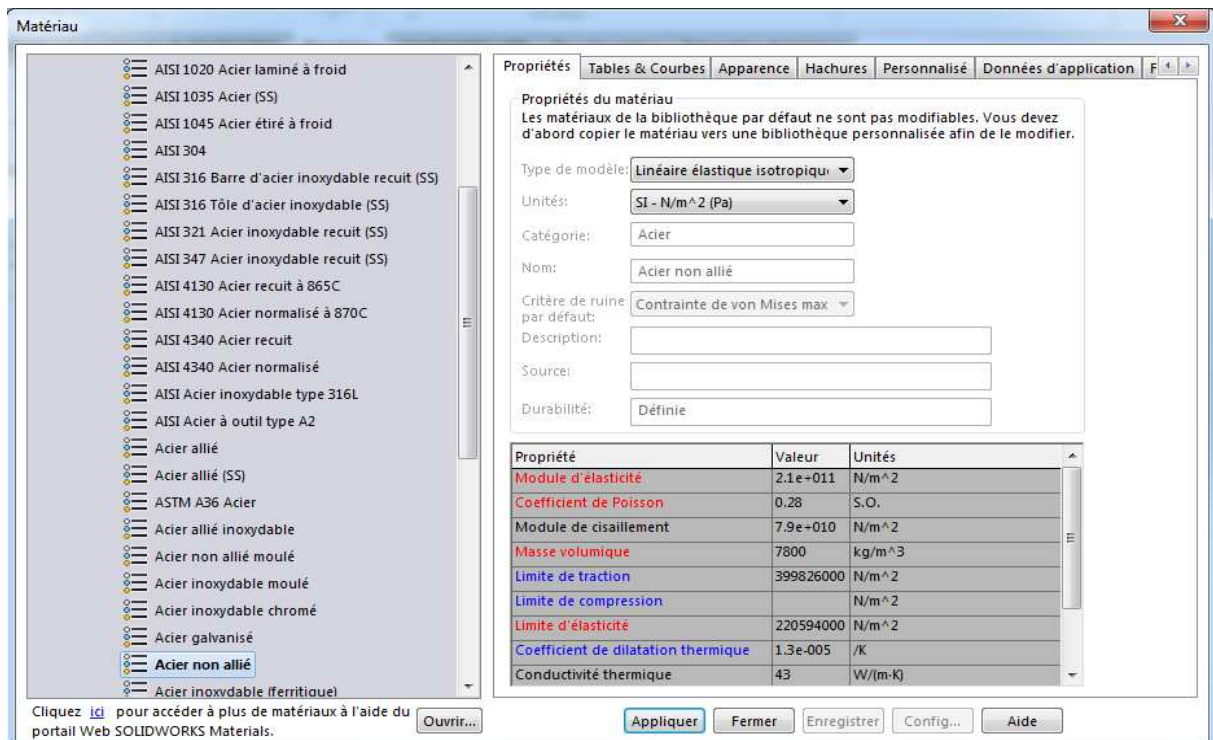
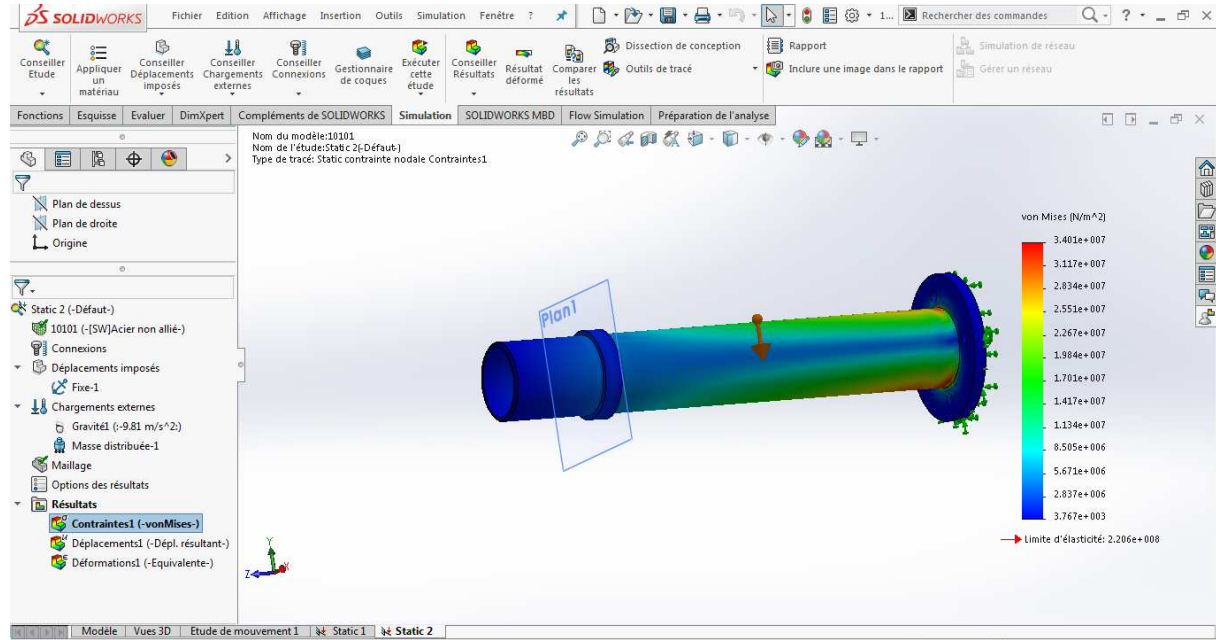


Figure-III-12 Tableau des Matériaux

### III-7- 4- Résultat :

On clique avec le bouton droit sur étude1 et on choisi exécuter on aura comme résultat:

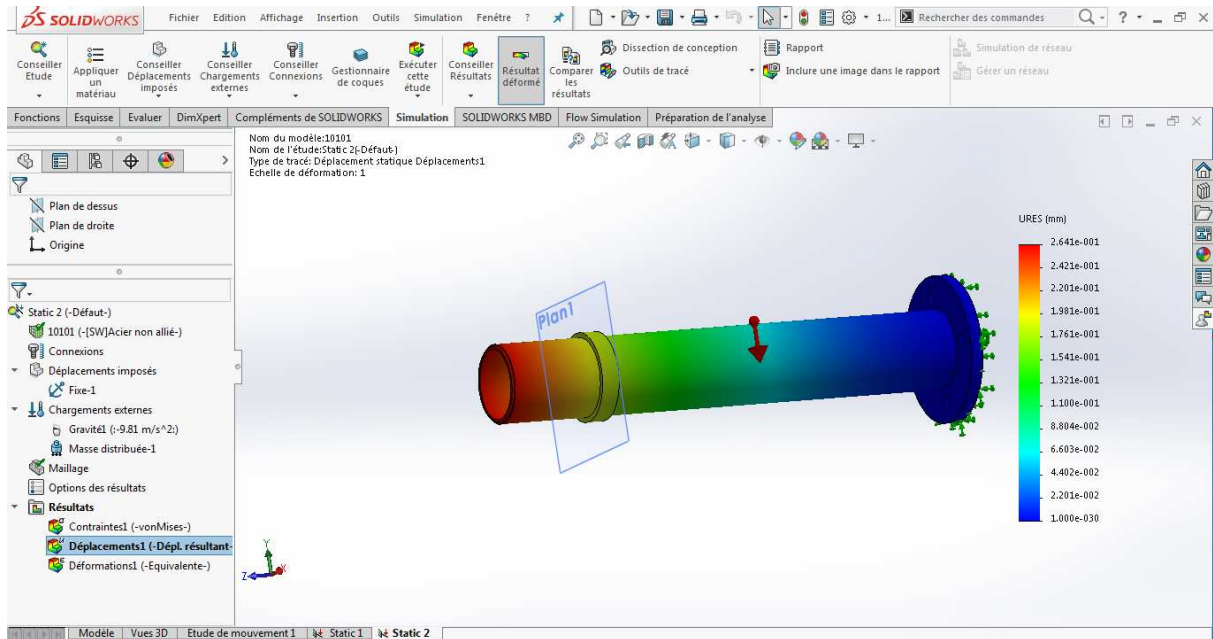
➤ **Contraintes nodales (axe principale) :**



**Figure-III-13** résultat de contraint axe principale

Le résultat de l'étude montre les zones où les contraintes sont aux maximums (les zones rouges) dans notre axe principale, le maximum est à  $3.401 \times 10^7 \text{ N/m}^2$  la contrainte admissible dans notre matériau est de  $2.206 \times 10^8 \text{ N/m}^2$  alors l'axe principale est à un résultat acceptable.

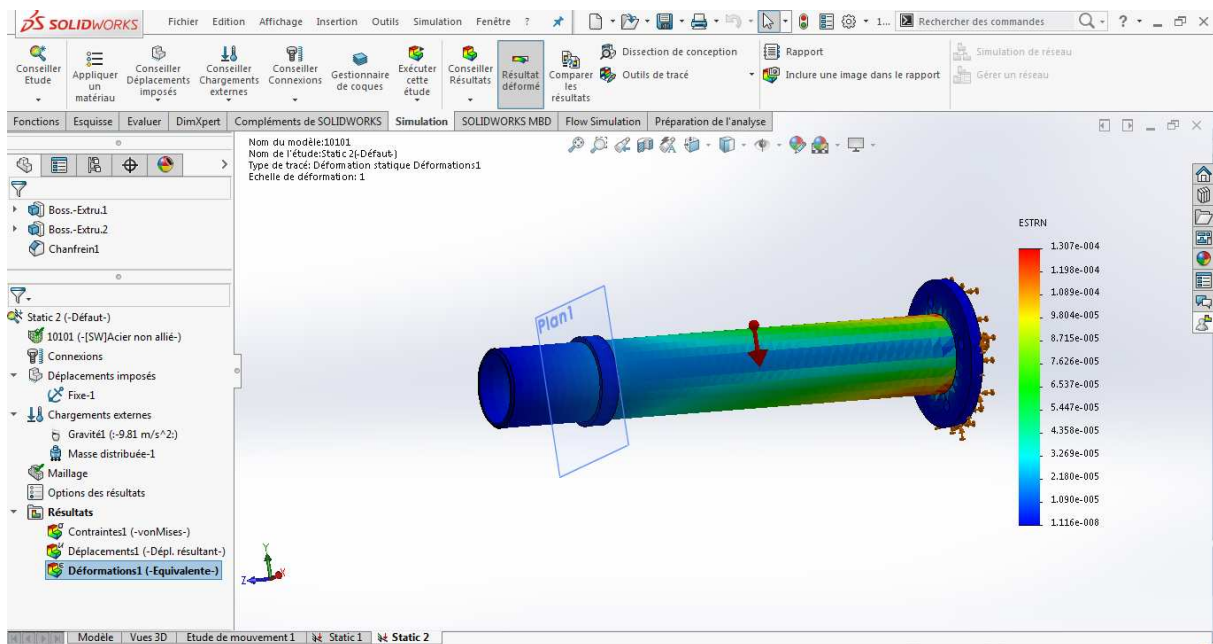
➤ **Déplacement maximale (axe principale) :**



**Figure-III-14** résultat de déplacement axe principale

Le résultat de l'étude montre les zones où déplacement sont aux maximums (les zone rouge) dans notre axe principale, le max est à 0.02 mm et cette valeur est dans la zone élastique (déformation négligeable).

➤ **Déformation (axe principale) :**

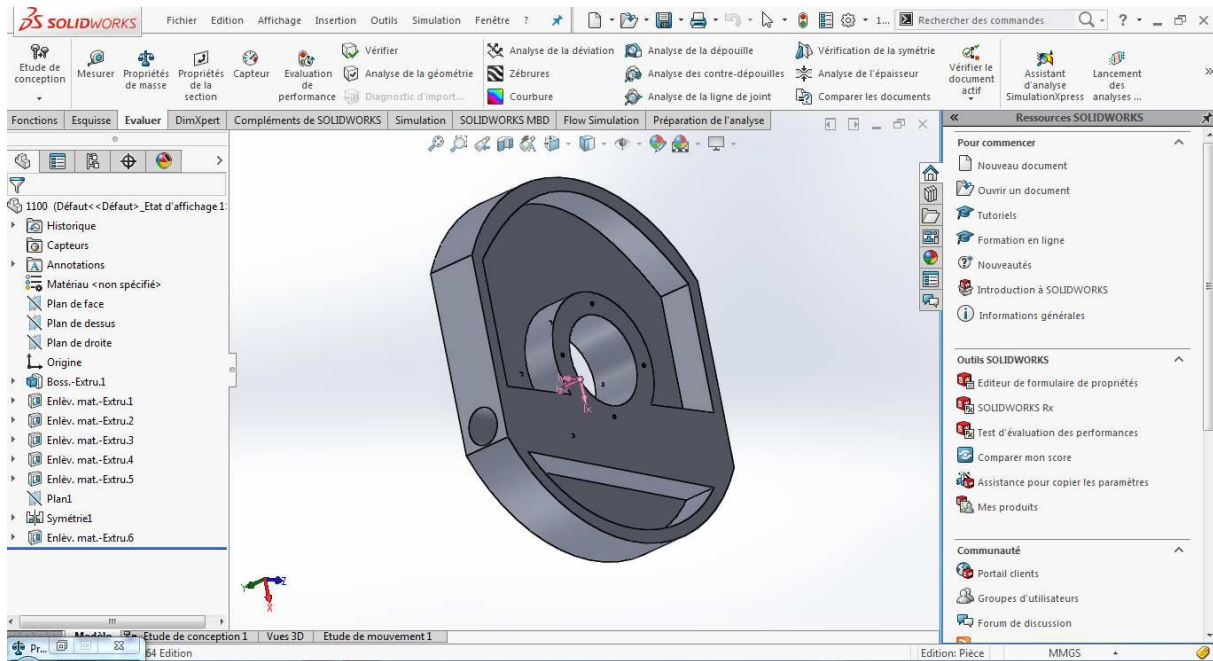


**Figure-III-15** résultat de déformation axe principale

Le résultat de l'étude montre les zones où des déformations sont aux maximums (les zones rouges) dans notre axe principale, le max est 0.00004 mm et cette valeur est négligeable alors l'axe principal a un résultat acceptable.

### III-7- 5- Quelques exemples de simulation :

#### 5-1- Propriété de lamasse de disque :



**Figure-III-16** Propriétés de masse de disque

Propriétés de masse de disque :

Système de coordonnées: -- par défaut --

Masse = 3770.18 grammes

Volume = 3770184.98 millimètres cubes

Superficie = 426572.71 millimètres carrés

Centre de gravité: ( millimètres )

$$X = 8.25$$

$$Y = 36.40$$

$$Z = 0.53$$

Principaux axes et moments d'inertie: ( grammes \* millimètres carrés )

Pris au centre de gravité.

$$I_x = (1.00, -0.02, 0.05)$$

$$P_x = 37295332.44$$

$$I_y = (0.05, 0.00, -1.00)$$

$$P_y = 44585298.66$$

$$I_z = (0.02, 1.00, 0.00)$$

$$P_z = 79466980.26$$

Moments d'inertie: ( grammes \* millimètres carrés )

Pris au centre de gravité et aligné avec le système de coordonnées de sortie.

$$L_{xx} = 37329472.23 \quad L_{xy} = -848424.92 \quad L_{xz} = 351171.60$$

$L_{yx} = -848424.92$      $L_{yy} = 79449830.88$      $L_{yz} = -55284.96$   
 $L_{zx} = 351171.60$      $L_{zy} = -55284.96$      $L_{zz} = 44568308.24$

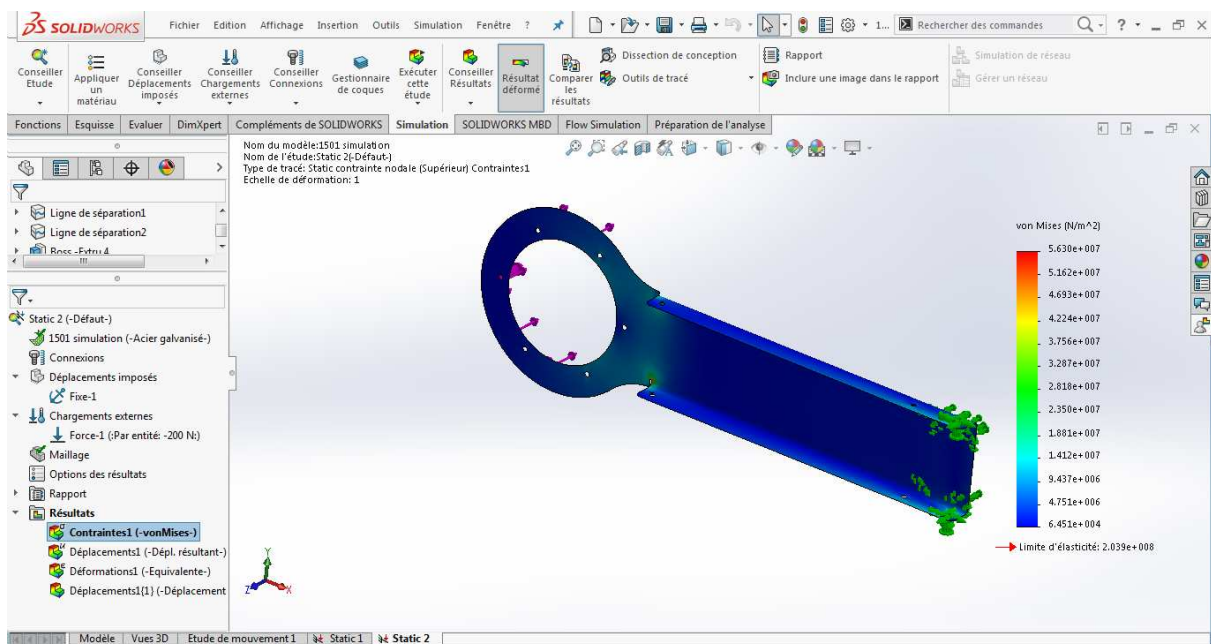
Moments d'inertie: ( grammes \* millimètres carrés )

Pris au système de coordonnées de sortie.

$I_{xx} = 42326891.93$      $I_{xy} = 283527.36$      $I_{xz} = 367604.26$   
 $I_{yx} = 283527.36$      $I_{yy} = 79707333.39$      $I_{yz} = 17247.82$   
 $I_{zx} = 367604.26$      $I_{zy} = 17247.82$      $I_{zz} = 49821124.51$

## 5-2- Vérification bras prélèvement bobine :

### ➤ Contraintes nodales :



**Figure-III-17** résultat de contrainte bras prélèvement bobine

Le résultat de l'étude montre les zones où les contraintes sont aux maximums (les zones rouges) dans notre bras prélèvement bobine, le maximum est à  $5.630 \times 10^7 \text{ N/m}^2$  la contrainte admissible dans notre matériau est de  $2.039 \times 10^8 \text{ N/m}^2$  alors le bras prélèvement bobine a un résultat acceptable.



### ➤ Déplacement maximale :

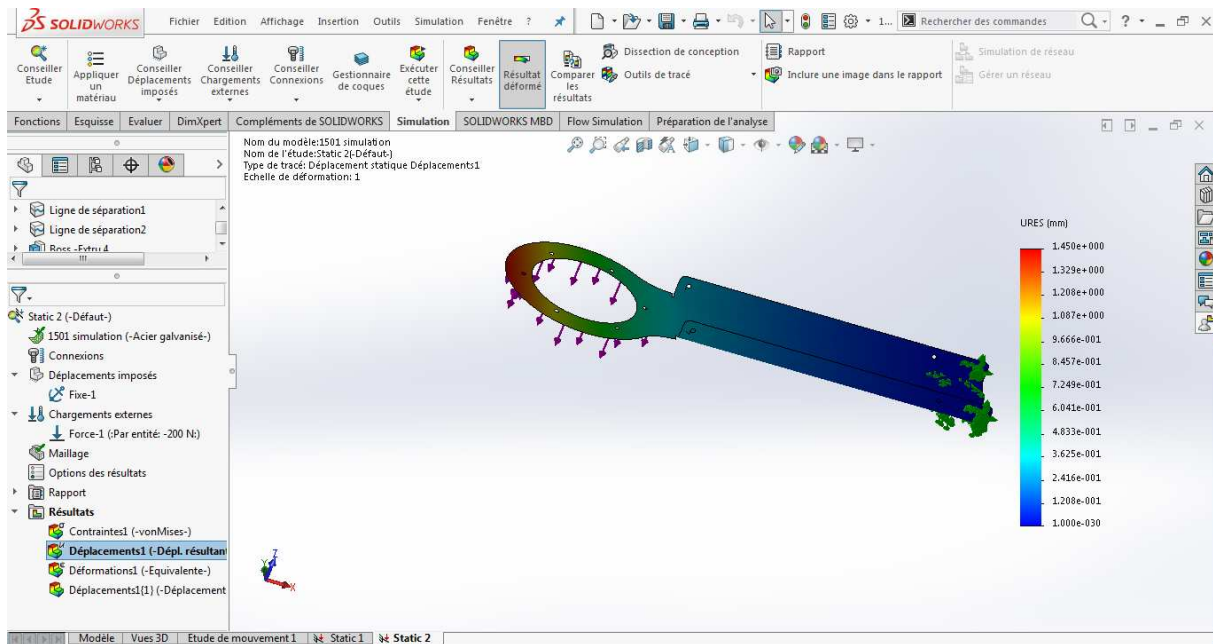


Figure-III-18 résultat de déplacement bras prélèvement bobine

Le résultat de l'étude montre les zones où déplacement sont aux maximums (les zones rouges) dans notre bras prélèvement bobine, le max est à 0.02 mm et cette valeur est dans la zone élastique (déformation négligeable)

### ➤ La Déformation :

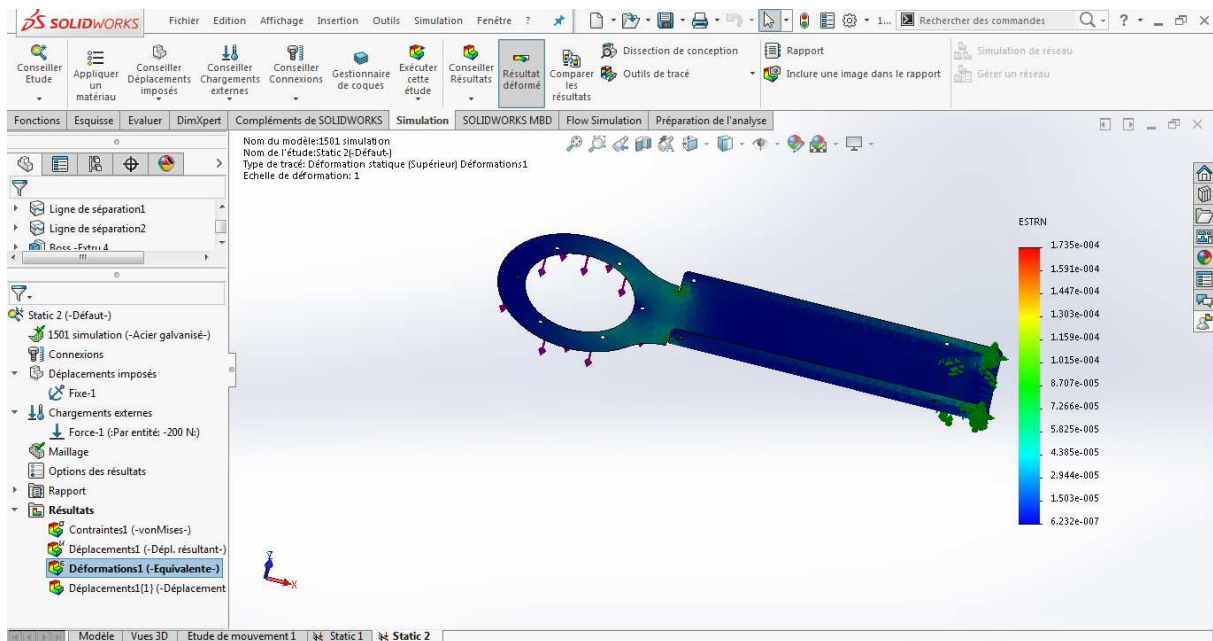


Figure-III-19 résultat de déformation bras prélèvement bobine

Le résultat de l'étude montre les zones où des déformations sont aux maximums (les zones rouges) dans notre bras prélèvement bobine, le max est 0.0017 mm et cette valeur est négligeable alors

Le bras prélèvement bobine à un résultat acceptable.

### 5-3- Vérification levier :

#### ➤ Contraintes nodales :

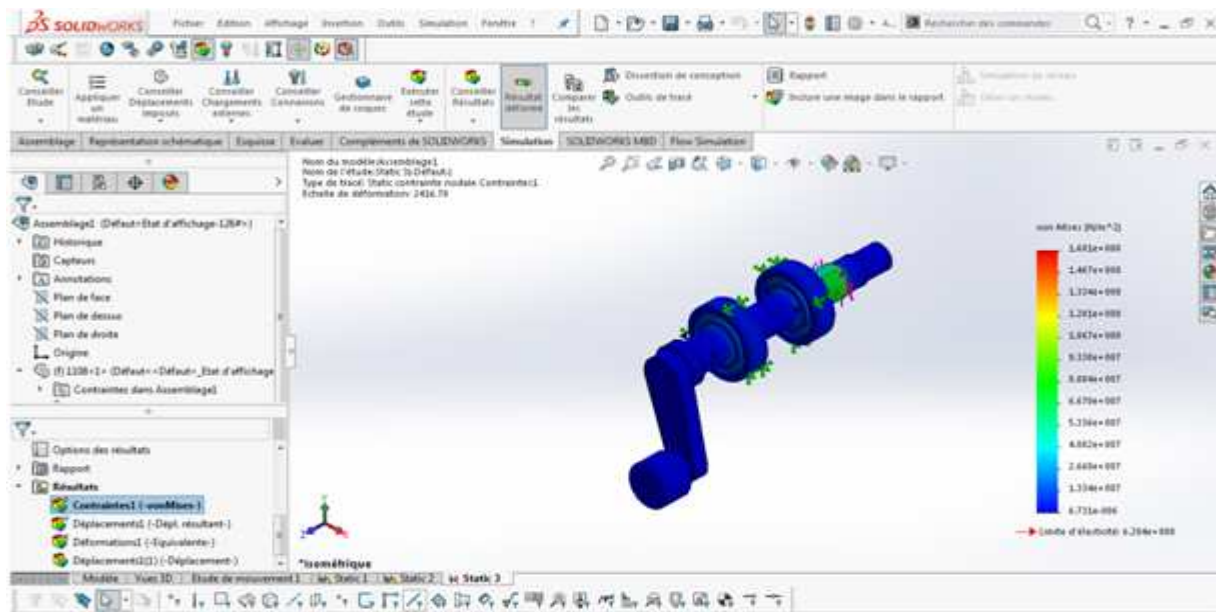


Figure-III-20 résultat de contrainte levier

Le résultat de l'étude montre les zones où les contraintes sont aux maximums (les zones rouges) dans notre levier, le max est à  $2.481 \times 10^7$  N/m<sup>2</sup>

la contrainte admissible dans notre matériaux est de  $6.20 \times 10^8$  N/m<sup>2</sup> alors le levier à un résultat acceptable.

#### ➤ Déplacement maximale :



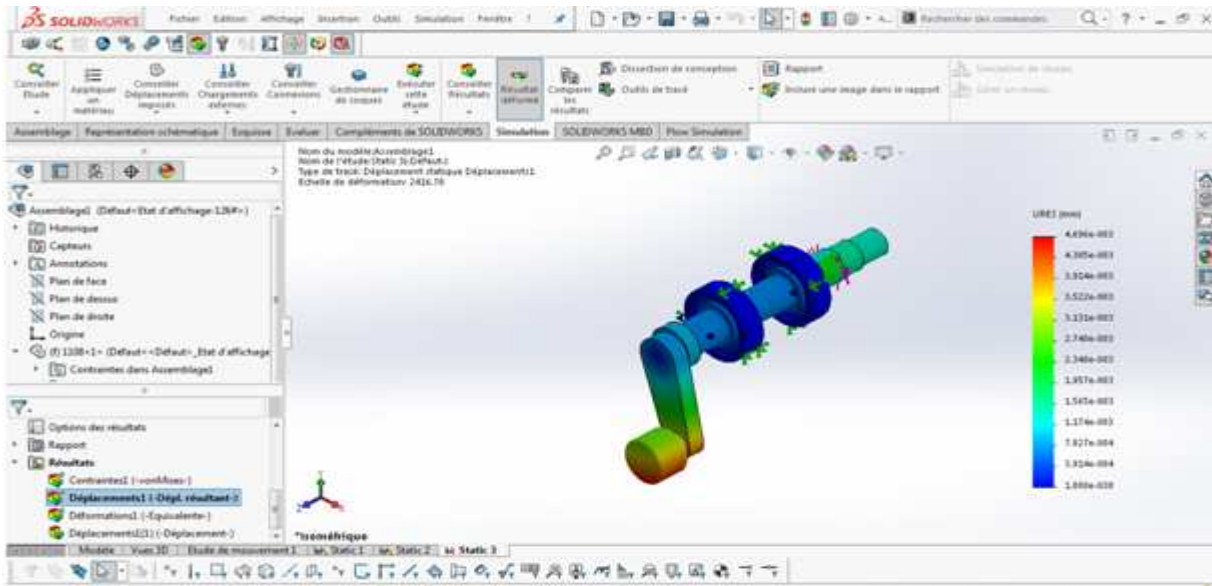


Figure-III-21 résultat de déplacement levier

Le résultat de l'étude montre les zones où déplacement sont aux maximums (les zone rouge) dans notre levier, le max est à 0.04 mm et cette valeur est dans la zone élastique (déformation négligeable)

➤ **La Déformation :**

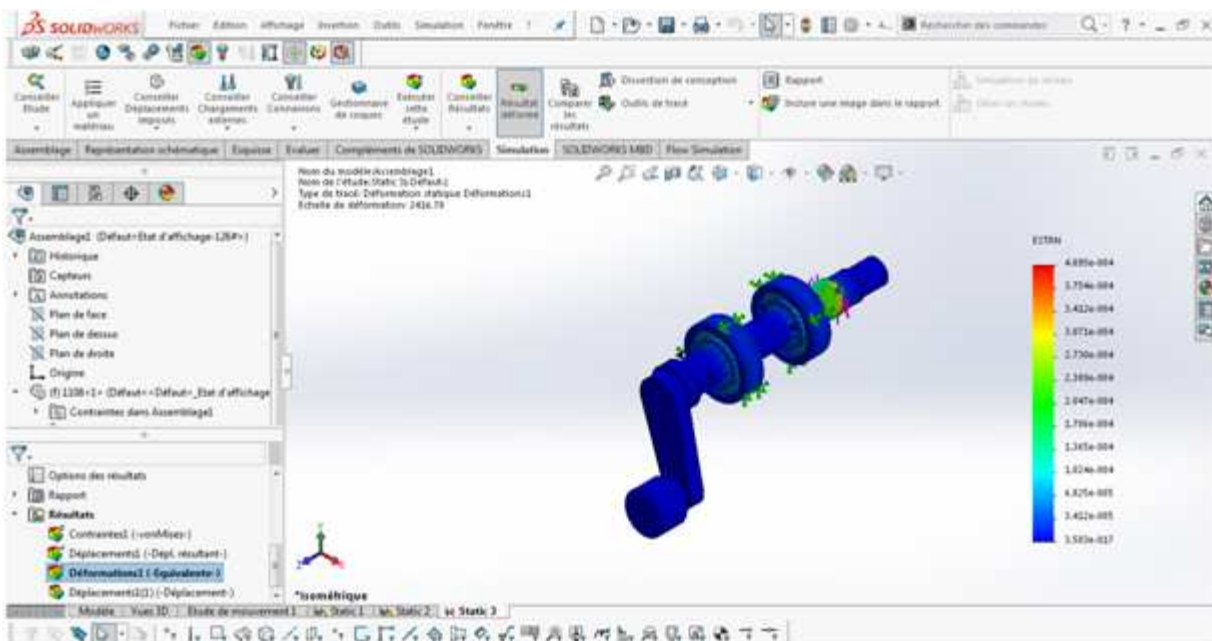


Figure-III-22 résultat de déformation levier

Le résultat de l'étude montre les zones où des déformations sont aux maximums (les zone rouge) dans notre levier, le max est 0.0004 mm et cette valeur est négligeable alors levier à un résultat acceptable.

## 5-4- Vérification axe porte bras :

### ➤ Contraintes nodales :

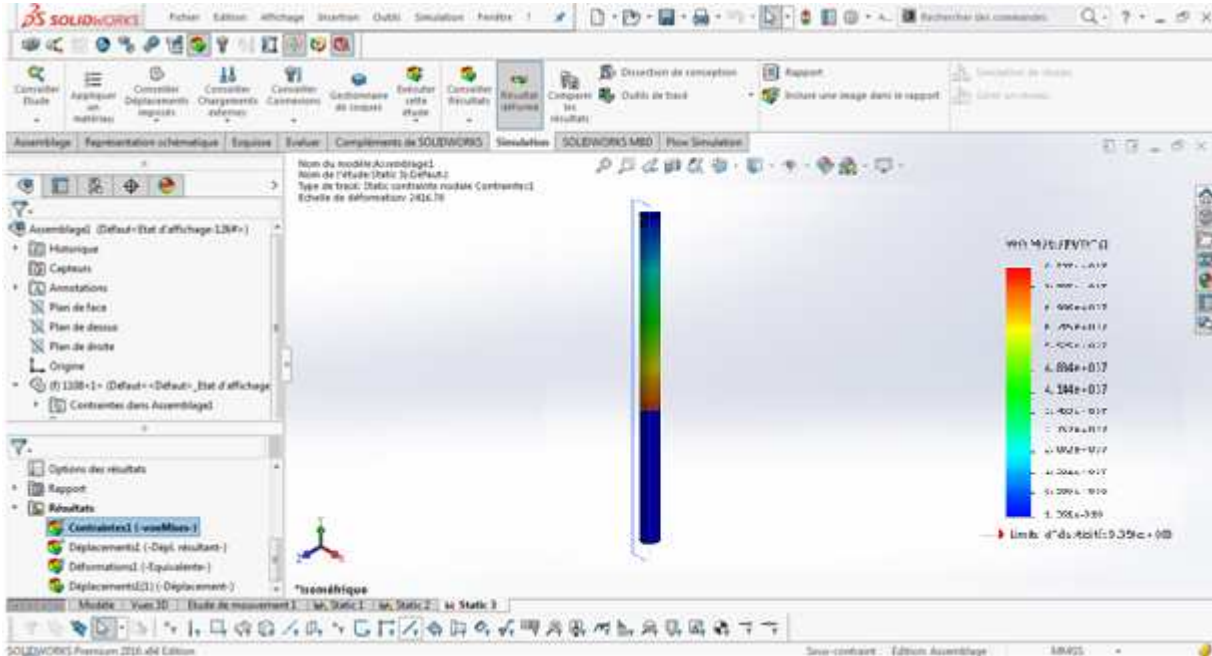
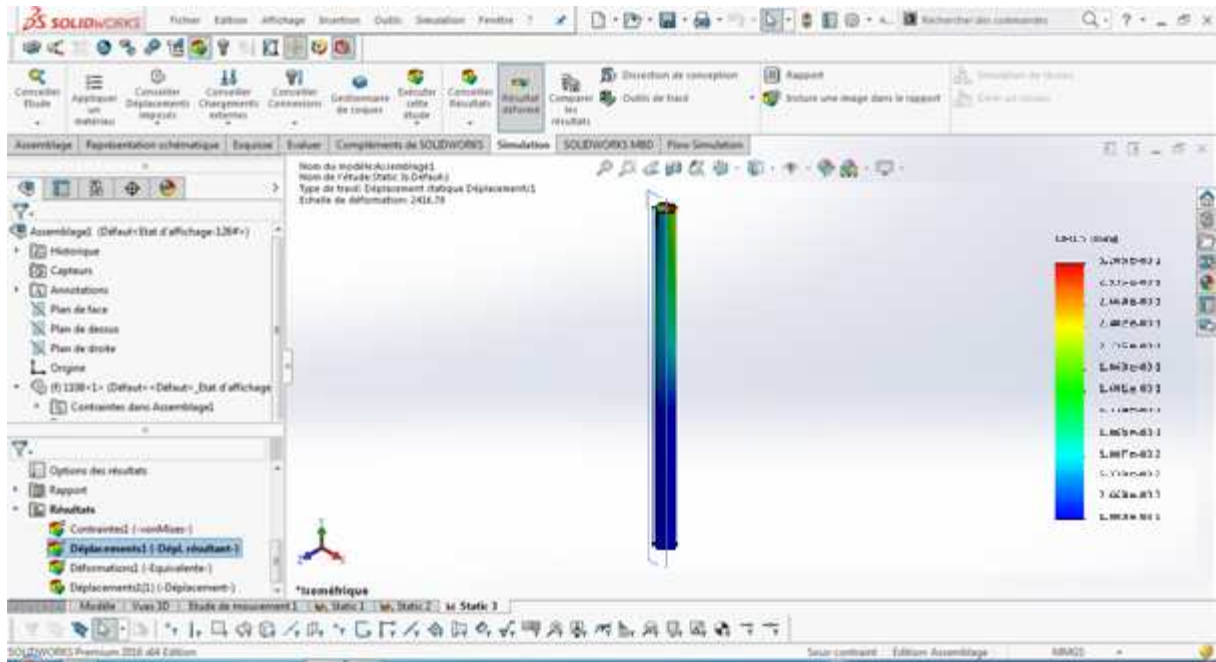


Figure-III-23 résultat de contraint axe porte bras

Le résultat de l'étude montre les zones où les contraintes sont aux maximums (les zones rouges) dans notre axe porte bras, le maximum est à  $8.287 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ . La contrainte admissible dans notre matériau est de  $9.350 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ , alors l'axe porte bras a un résultat acceptable.

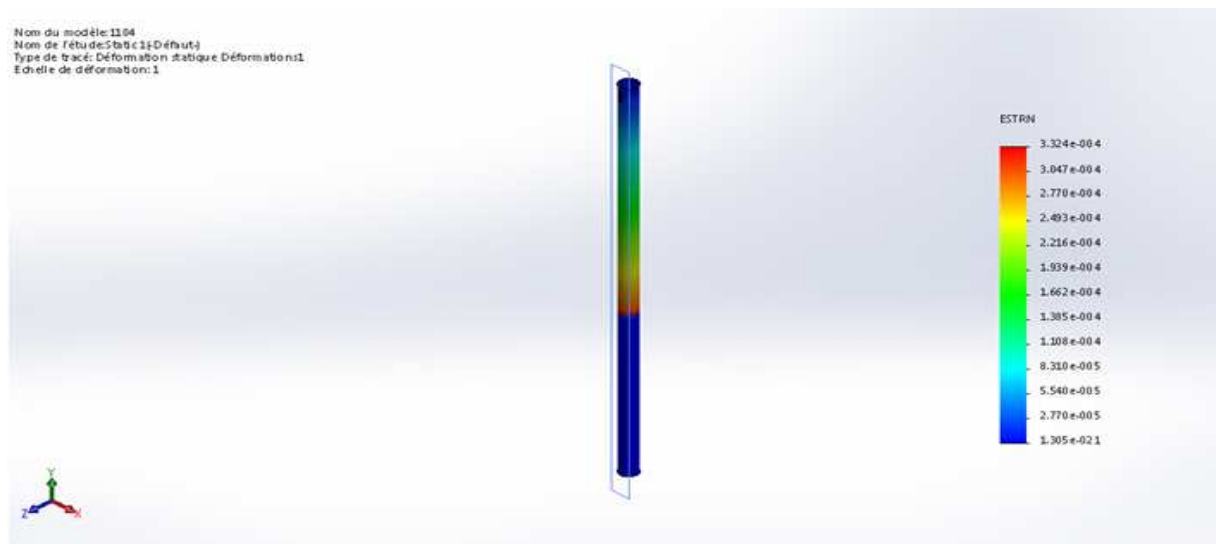
### ➤ Déplacement maximale :



**Figure-III-24** résultat de déplacement

Le résultat de l'étude montre les zones où les déplacements sont aux maximums (les zones rouges) dans notre axe porte bras, le maximum est à 0.02 mm et cette valeur est dans la zone élastique (déformation négligeable)

➤ **La Déformation :**



**Figure-III-25** résultat de déformation axe porte bras

Le résultat de l'étude montre les zones où les déformations sont aux maximums (les zones rouges) dans notre axe porte bras, le maximum est 0.0003 mm et cette valeur est négligeable alors l'axe principal a un résultat acceptable.

## **Chapitre IV : Technologie électrique**

### **IV – 1 INTRODUCTION :**

L'acquisition des données intègre les constituants qui donnent des informations sur l'état d'un produit, d'une machine ou d'une installation. Dans cette thèse on a besoin des capteurs un encodeur et une reprogrammation de l'automate (partie contrôle soft). C'est pour cela que on la divisé en deux parties

#### **Partie mesure :**

Comporte les capteurs, détecteurs, photo cellule.....

- Photocellule présence bobine Dépôt bobines
- Photocellule présence bobine Bras chargeur de bobines
- Détecteur inductif pour la poutre (contrôle la position max et min de bas élévateur)
- Détecteur inductif pour chaque vérin pneumatique (contrôle entrée et sortie tige piston)
- Ultra son rapprochement Bras de prélèvement et remplacement bobine
- Encodeur

**Partie contrôle :** comporte l'automate industrielle

### **IV – 2 Partie mesure :**

#### **IV – 2 - 1 DETECTEUR PHOTO-ELECTRIQUE :**

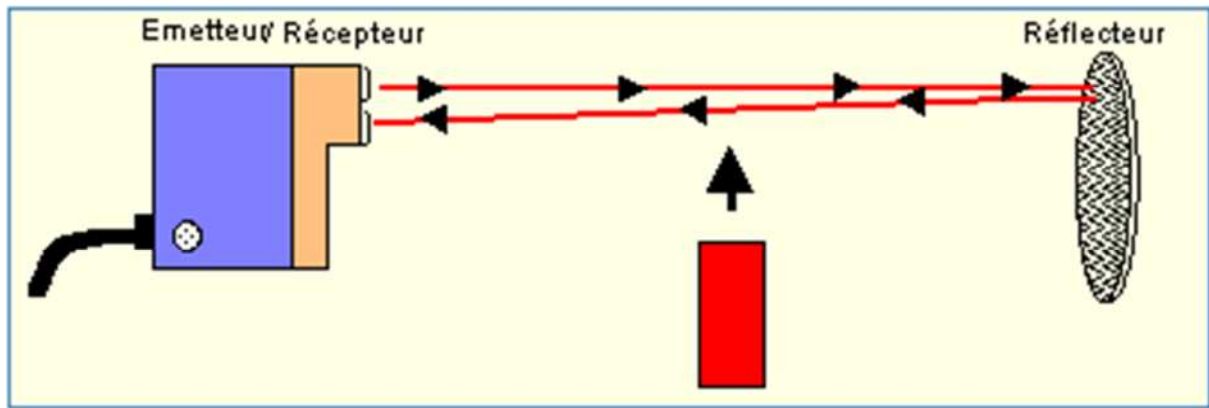
Un détecteur photoélectrique réalise la détection d'une cible, qui peut être un objet ou une personne, au moyen d'un faisceau lumineux. Ses deux constituants de base sont donc un émetteur et un récepteur de lumière.

La détection est effective quand la cible pénètre dans le faisceau lumineux et modifie suffisamment la quantité de lumière reçue par le récepteur pour provoquer un changement d'état de la sortie. Elle est réalisée selon deux procédés :

- blocage du faisceau par la cible.
- renvoi du faisceau sur le récepteur par la cible.

C'est la technologie qui représente le maximum de possibilités d'applications.

Ces détecteurs sont utilisés dans les domaines industriels ; aussi dans la détection d'objets et de produits dans la manutention et le convoyage, détection de pièces machine dans les secteurs de la robotique, des ascenseurs et du bâtiment en général, du textile, détection de personnes, de véhicules ou d'animaux, etc....



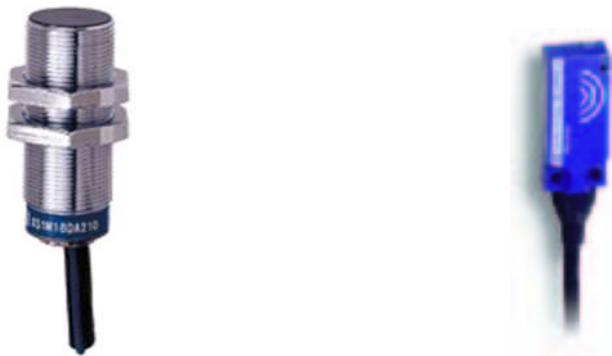
**Figure – IV-1:** fonctionnement photo cellule

Emetteur et récepteur sont regroupés dans un même boîtier. En l'absence de cible, le faisceau émis en infrarouge par l'émetteur est renvoyé sur le récepteur par un réflecteur. La détection est réalisée lorsque la cible bloque le faisceau entre l'émetteur et le réflecteur. C'est donc un système qui n'est pas adapté pour la détection d'objets réfléchissants qui pourraient renvoyer une quantité plus ou moins importante de la lumière sur le récepteur.

#### **IV – 2 - 2 DETECTEUR INDUCTIF :**

Ces détecteurs fonctionnant grâce à la variation d'un champ électromagnétique perturbé par la proximité d'un objet métallique.

La distance de détection varie de 1 à 60mm selon le type de capteur, les conditions d'utilisation et la nature de l'objet à détecter (acier, aluminium, cuivre...) ils supportent bien les ambiances humides ou poussiéreuses. Ces détecteurs se rencontrent dans les secteurs de la machine-outil, la robotique, l'agro-alimentaire, et dans les domaines d'applications de l'usinage, la manutention, l'assemblage, le convoyage.



**Figure – IV-2** détecteur inductif

#### **IV – 2 - 3 Encodeur optique :**

Le codeur de position est destiné à des applications pour lesquelles on souhaite obtenir l'information de position sans traitement par la partie commande. Il est constitué d'un disque comportant plusieurs pistes concentriques et d'une tête optique chaque position du disque correspond à une valeur numérique différent identifiable par la partie commande.

Les encodeurs permettent de fournir à la partie commande électronique (automate programmable, carte de contrôle .....) des informations de position ou de déplacement précises. Le codeur optique est lié mécaniquement à un arbre qui l'entraîne en rotation. Ce sont des informations sur la rotation de cet arbre que l'on souhaite connaître (vitesse ou valeur de la rotation, nouvelle position angulaire atteinte .....



Figure – IV-3 encodeur

#### IV – 2 - 4 CHOIX D 'UN DETECTEUR :

L'organigramme ci-dessous illustre cette démarche qui conduit à faire la sélection d'une famille de détecteurs sur la base de critères simples.

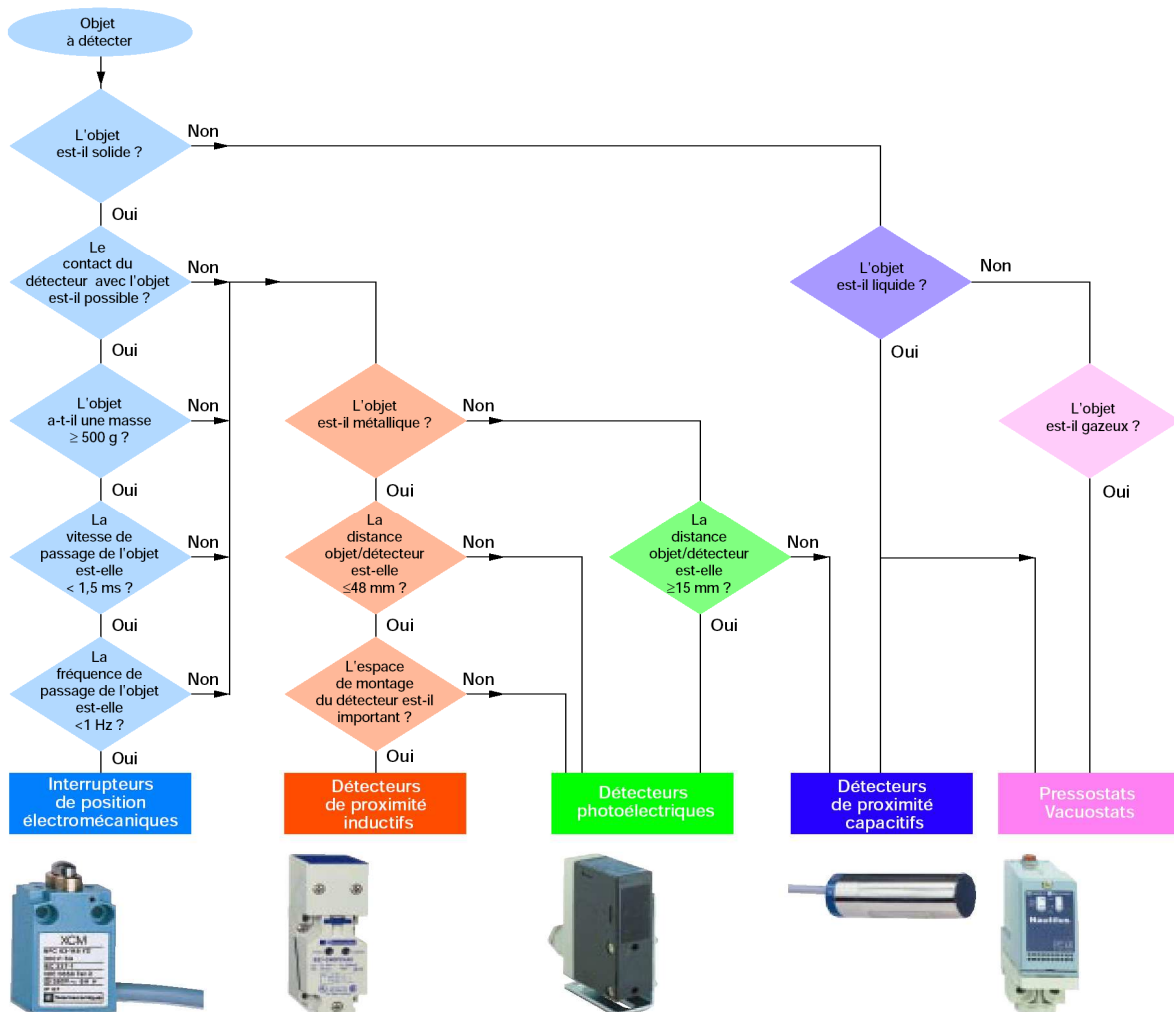


Figure – IV-4 organigramme choix d'un détecteurs



### IV – 3 Partie contrôle : l'automate industrielle :

Le développement croissant des équipements industriels automatisés, réduit l'intervention humaine dans la conduite et l'exploitation des moyens de production. Les automates industrielles sont des outils informatiques, c'est-à-dire des machines destinées à traiter l'information. il reçoit l'information venant des : capteur, photo cellule, encodeur,..... ensuite il traite l'information pour agir en conséquence.

#### IV – 3 - 1 Fonction :

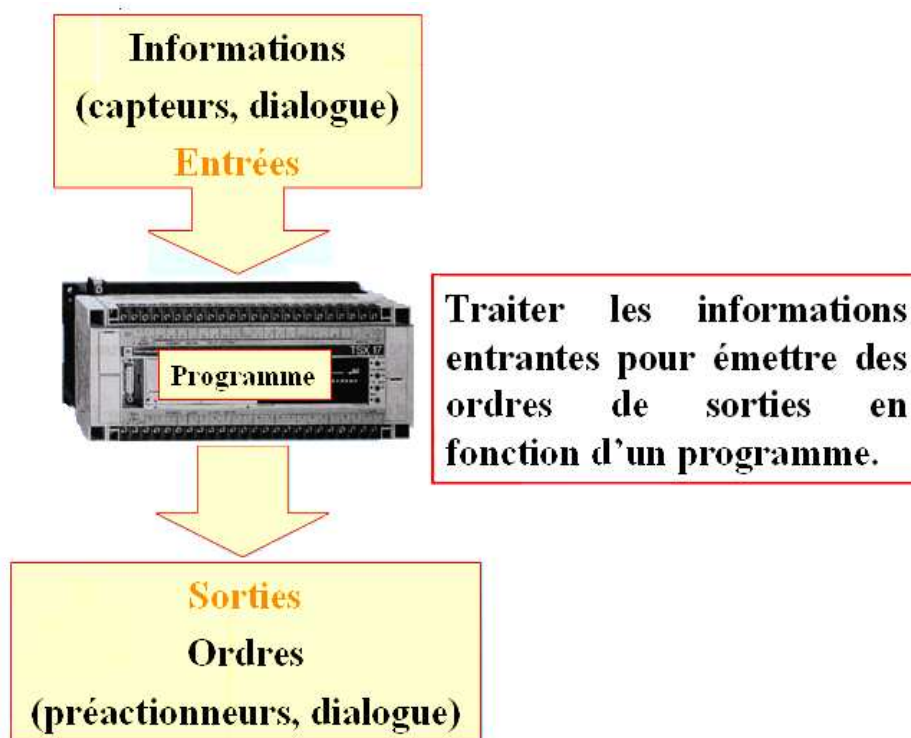


Figure – IV-5 fonction



IV – 3 - 2 le cycle de fonctionnement : Il est organisé en 4 taches :

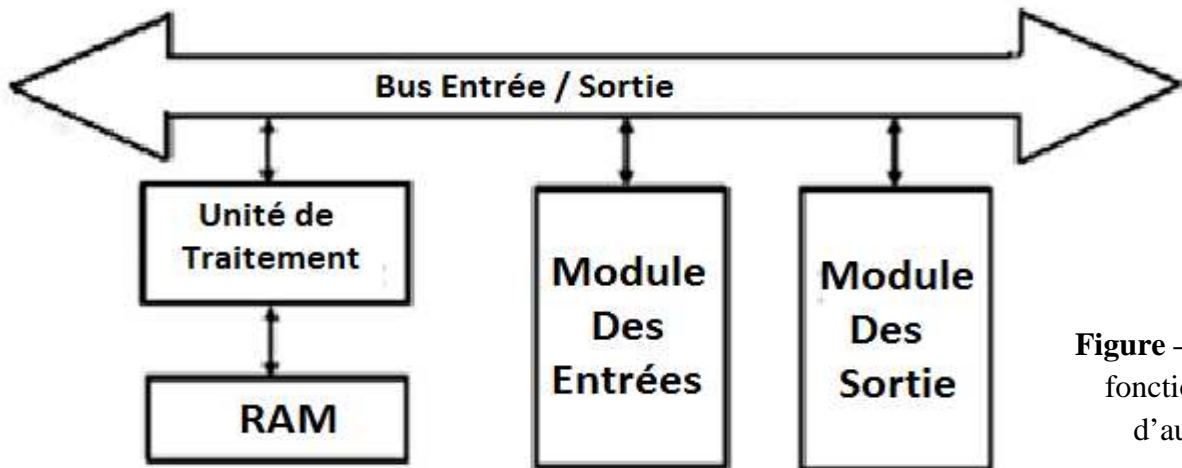


Figure – IV-6 cycle fonctionnement d'automate

- Tache 1 :** Gestion du systeme (auto-contrôle de l'automate)
- Tache 2 :** Acquisition des données en entrée (mémorisation)
- Tache 3 :** Traitement des données (exécution du programme)
- Tache 4 :** Affectation des sorties (émission des ordres)

IV – 3 - 3 les unités fonctionnelles : CPU

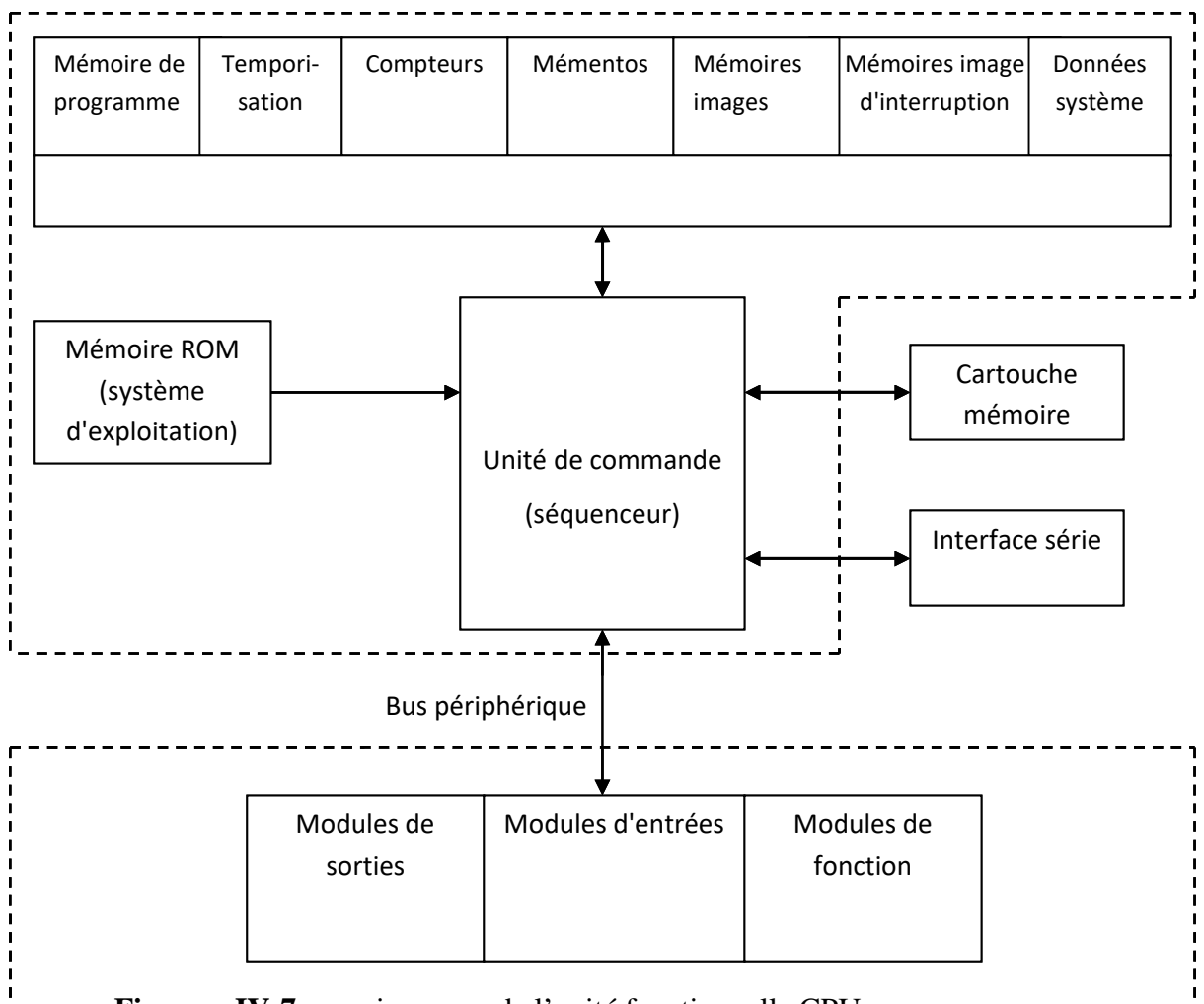


Figure – IV-7 organigramme de l'unité fonctionnelle CPU

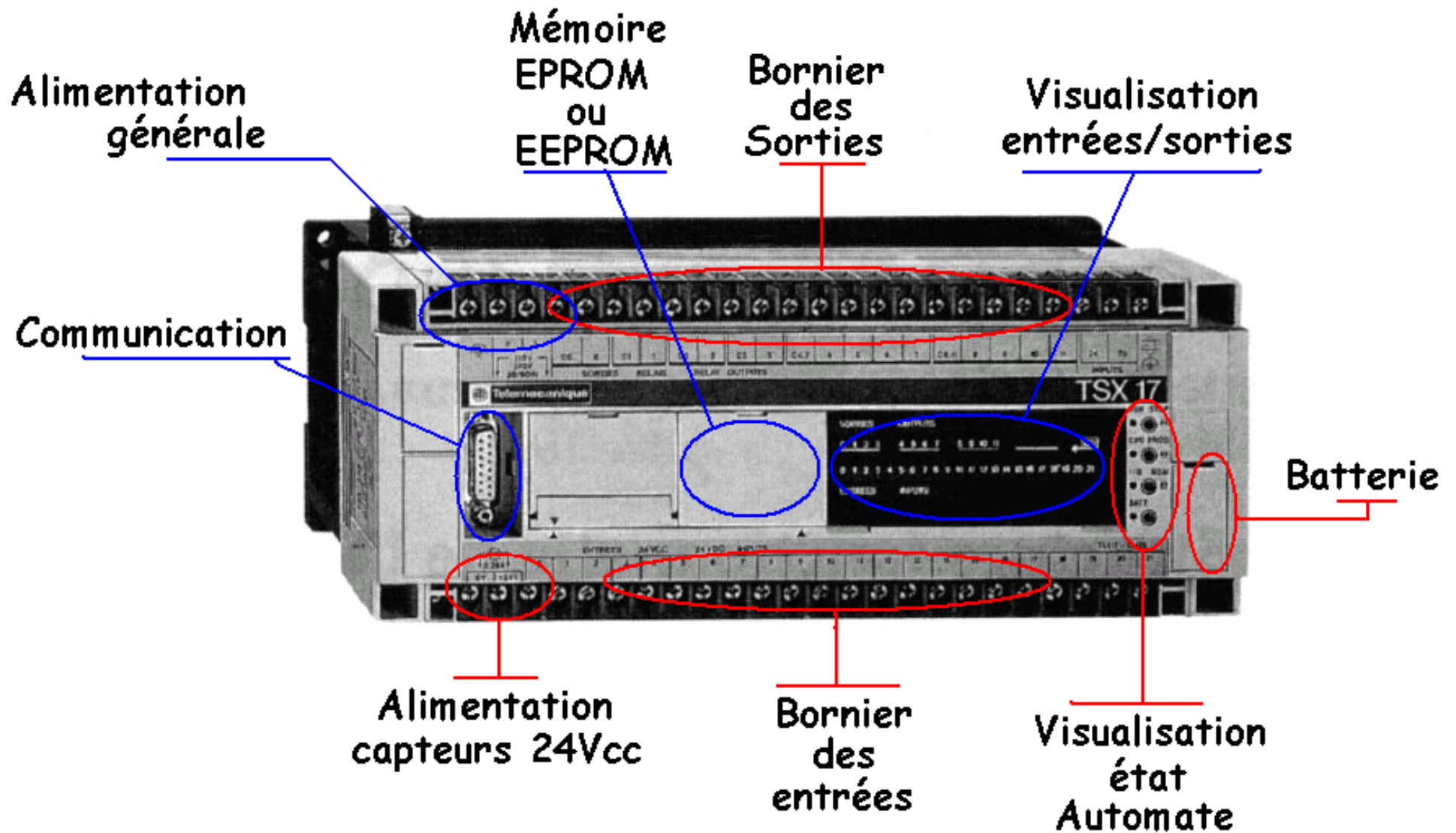


Figure – IV-8 automate

Il possède les propriétés suivantes:

**a) Modularité intégrale:**

Suivant le type d'unité centrale (CPU), la modularité permet des modularités atteignant 256 entrées et sorties. Pour cette raison, l'automate S5-100 U convient également à la commande de machine, ainsi qu'à l'automatisation et au contrôle des processus de moyenne importance. Par la finesse de sa modularité et par l'existence d'une grande diversité de modules, l'automate S5-100U s'adapte de façon optimale, à la nature et à la taille du problème d'automatisation à résoudre.

**b) Robustesse et facilité de montage :**

Tous les modules se présentent sous la forme de petits blocs maniable de conception extrêmement robuste. Ils fonctionnent sans ventilation forcée. L'électronique est insensible aux parasites. Les modules de périphérie s'enfichent sur des modules de bus. La tenue aux vibrations, étant obtenue par un vissage supplémentaire.

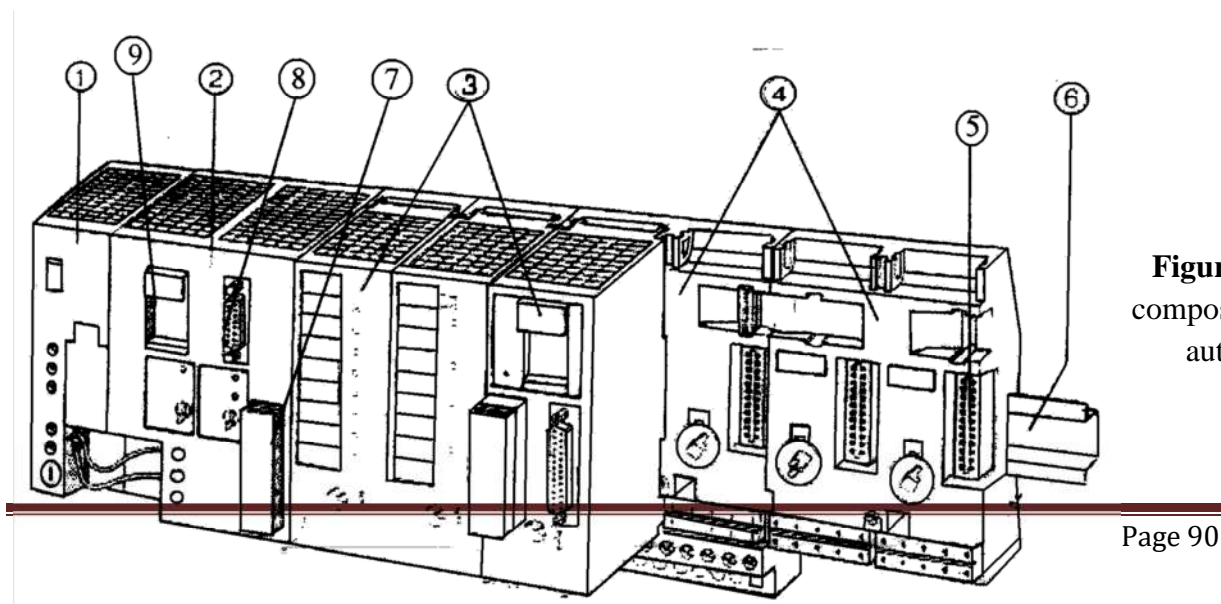
Toutes ces propriétés confèrent à l'automate S 5-100U une aptitude au fonctionnement dans des conditions d'environnement sévères.

**c) Confort de programmation:**

Les programmes sont rédigés en STEP5, langage qui dispose d'un jeu d'instruction étendu. Trois modes de représentation sont disponibles, quatre à partir de la CPU 103. Les programmes peuvent être créés sur l'une des consoles de programmation de la série U. Un programme peut aussi être chargé sans console de programmation, à partir d'une cartouche mémoire.

**IV – 3 - 4 Description technique**

L'automate S5-100 est un automate programmable industriel de la famille SIMATIC S5. Il se compose de différentes unités fonctionnelles (modules), qui peuvent être combinées suivant l'application d'automatisation.



**Figure – IV-9**  
composition d'un  
automate

**1 - Module d'alimentation (PS930):** pour le raccordement direct au secteur, ce module est nécessaire si aucune source de tension 24V n'est disponible pour l'alimentation de l'unité centrale (CPU).

**2 - Module unité centrale (CPU):** Elle exécute le programme. Une pile, située dans le logement (9), sauvegarde de contenu de la mémoire en cas de coupure de tension. Le programme peut également être rangé dans une cartouche mémoire (7). La CPU possède une interface série (8) à laquelle peut être raccordée , une console de programmation , un pupitre opérateur , ou le réseau SINEC L 1.

**3 – Module de périphérie :** Il assure l'échange d'information entre l'unité centrale et la périphérie industrielle (capteurs, actionneurs, transducteur de mesure etc).

- a. Module d'entrées et de sorties tout ou rien (4, 8,16/16 voies): il est conçu pour des application simples, ne faisant intervenir que des états "0" et "1".
  - b.
  - b. Module d'entées et de sorties analogiques: il permet le traitement des grandeurs qui variant de façon continue (courant, tension).
  - c. Module de temporisation: il permet le réglage de temporisation, sans modification du programme.
  - d. Module de comptage: pour le comptage d'impulsions allant jusqu'à 500 Hz, il est possible d'indiquer des valeurs de comparaison sans modifier le programme.
  - e. Module de comptage rapide/positionnement: pour la saisie d'impulsions de comptage à haute fréquence (25/500 kHz) et pour des taches de positionnement.
  - f. Module comparateur : pour le contrôle aux limites des valeurs de courant ou de tension.
  - g. Module de simulation: pour générer des signaux d'entées, ou pour afficher des signaux de sortie.
  - h. Module de diagnostique: pour contrôler le fonctionnement du bus périphérique.
  - i. Processeur de communication (CP): pour l'édition de texte de message avec date et heure actuelle sur une imprimante, et le couplage à des équipements extérieurs.
  - j. Module périphérique intelligent (IP): pour des taches particulières telles que le réglage de la température, le positionnement, etc. (il s'agit du module de prétraitement de signaux).
- 4 – Module de bus avec borniers :** (pour raccordement par cosses à clip ou bornes à vis).il relie l'unité centrale, avec les modules de périphérie. Un module de bus peut recevoir deux modules de périphérie.
- 5 – Coupleurs:** ils permettent de configurer un automate S5-100U sur plusieurs rangées.
- 6 – Rail normalisé:** les différents constitutions de l'automate sont, montés sur le rail normalisé.

## Annexe

### Recommandation :

#### Introduction aux assemblages vissés :

Les montages vissés constituent la méthode la plus courante pour assembler solidement deux pièces, tout en offrant une possibilité de démontage. Quelle que soit leur forme ou leur taille, les éléments filetés sont toujours utilisés dans un même but : réaliser des assemblages durables. C'est pourquoi il est capital que la tension de serrage soit maintenue dans le temps.

Les assemblages vissés font fréquemment l'objet de perte de tension. Ce phénomène est causé principalement par la relaxation et le desserrage.

La relaxation a pour conséquence une perte en tension de serrage, déclenchée par : Le Lissage (les aspérités de la surface sont lissées sous l'effet de la pression).

Le Fluage : au fil du temps les **substrats** s'affaissent lorsque les charges dépassent la limite élastique du matériau (joints intercalaires par exemple).

Le desserrage est causé par toutes sortes de charges dynamiques, telles que des vibrations ou des changements de température. Une tension de serrage insuffisante ainsi que des éléments mal ajustés entraînent un phénomène de jeu qui augmente le risque de desserrage. Les variations de charge amènent rapidement le boulon à se desserrer de l'écrou. Le cumul de tous ces micromouvements aboutit au desserrage de l'assemblage vissé.

Afin d'atténuer le phénomène de relaxation d'un assemblage il est recommandé d'utiliser des colles industrielle, pour cela nous proposent **Loctite** de Henkel leader mondial des solutions pour la maintenance industrielle, domaine : automobile, aéronautique, maritime, etc.

#### ➤ Les vis : usage frein filets Loctite 290

Les freins filets Loctite sont des adhésifs mono-composants qui sont utilisés pour combler le vide à l'intérieur des filetages. Ces produits polymérisent en absence d'air et au contact du métal pour former un joint plastique thermodur, créant ainsi une liaison à l'interface des filets grâce aux forces d'adhésion et de cohésion du film d'adhésif. Ce dispositif permet d'éviter tout mouvement entre les filetages.

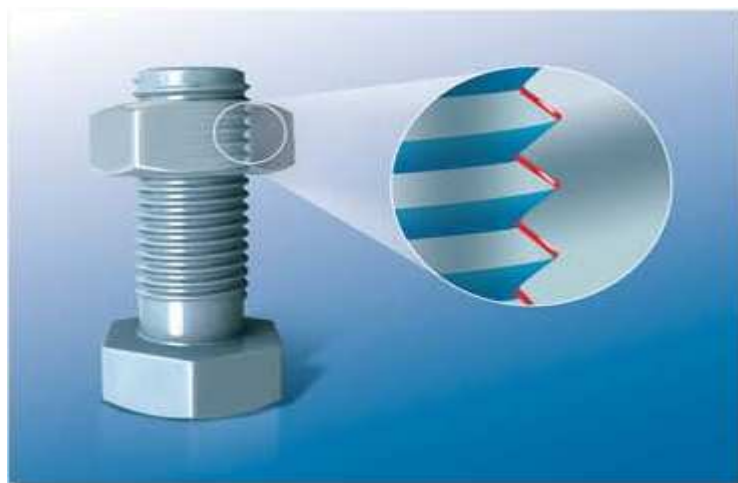





Figure-annexe 1- Freinfilet Loctite à l'interface des filetages






Dimension filetage	Jusqu'à M 8	Jusqu'à M 36	Jusqu'à M 36
Type de loctite	290	222	243
Forme	Liquide	Liquide	Liquide
Résistance fonctionnelle après	3h	6h	2h
Couple rupture	10 N.m	6N.m	20 N.m
Conditionnements	10 ml, 50 ml, 250 ml	10 ml, 50 ml, 250 ml	10 ml, 50 ml, 250 ml
Utilisation	 <p>Recommandé sur des éléments pré-assemblés tels que des vis d'ajustage, connecteurs électriques et vis sans tête</p>	 <p>Recommandé pour un freinage de faible résistance de vis de réglage, de vis à tête fraisée et de vis sans tête Egalement utilisé sur des métaux de faible résistance qui pourraient se cisailer au désassemblage, tels que l'aluminium ou le laiton</p>	 <p>Efficace sur tous les éléments filetés métalliques S'oppose au desserrage de pièces sous contraintes de vibrations telles que les vis de pompes ou de moteurs, les vis de carter de boîte de vitesses ou de presses</p>

Tableaux- annexe 1-

➤ **Fixation des emmanchements :**

Les roulements ont tendance à prendre du jeu au niveau de l'emmanchement sur l'arbre, et dans leur logement, ce qui provoque des dommages aux pièces de l'assemblage, et ceci que le montage à été fait avec jeu ou serrage. Les espaces existants à l'interface entre le roulement et l'arbre sont des zones où la corrosion peut se développer et causer des incidents sur les pièces.

Type de loctite	660	641	620
Forme	Pâteux	Liquide	Liquide
Résistance fonctionnelle après	15 min	25 min	80 min
Conditionnements	50 ml	10 ml, 50 ml, 250 ml	50 ml, 250 ml
Utilisation	 <p>Recommandé pour la réparation de pièces usées sans ré-usinage</p>	 <p>Recommandé pour la fixation de pièces qui devront être démontées, comme par exemple : les roulements montés sur les arbres (et dans leurs logements).</p>	 <p>Résistance haute température. Recommandé pour les goupilles, les manchons dans les carters De pompes et les roulements dans les transmissions automobiles</p>

Tableaux- annexe 2-

## Mise au plan



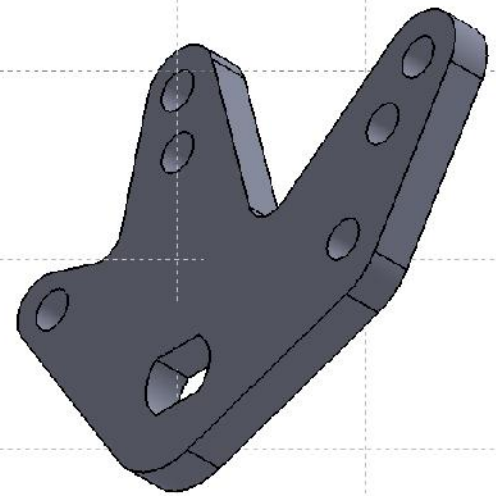
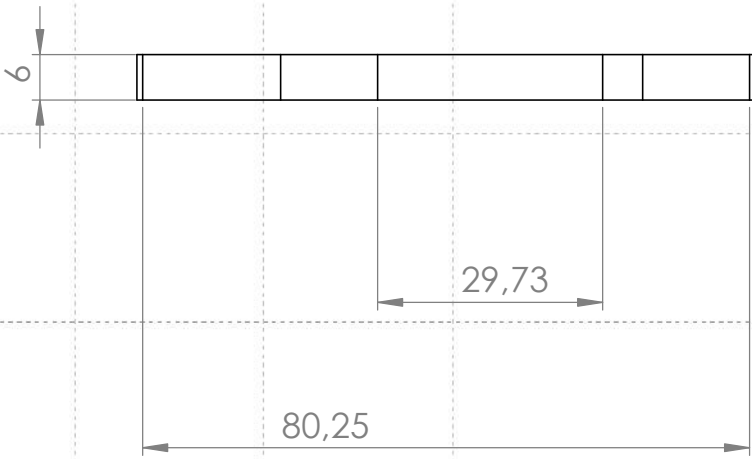
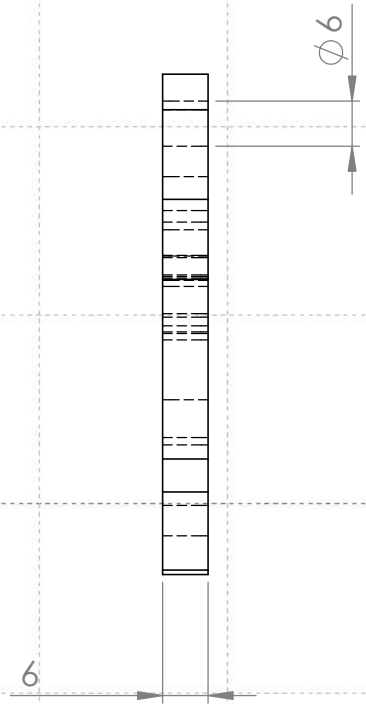
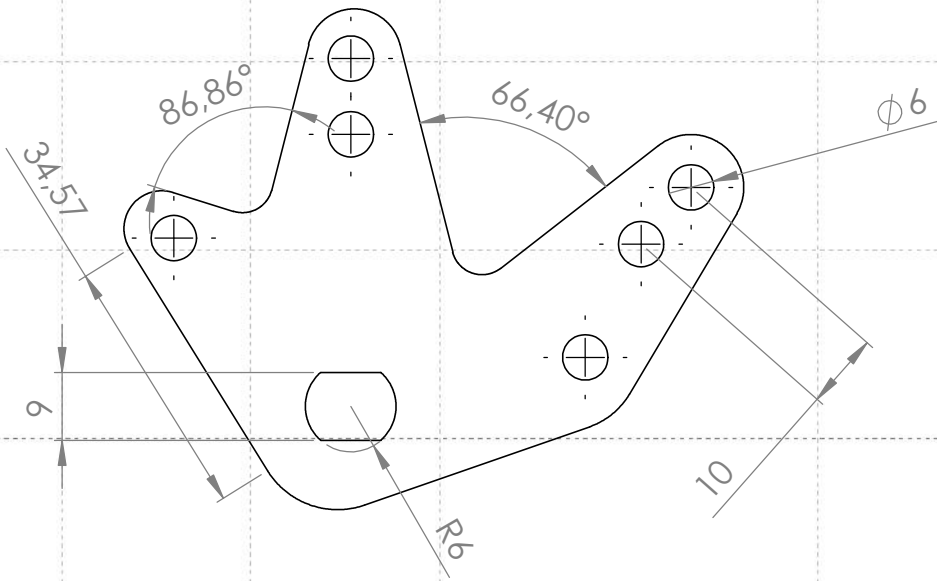
## **Conclusion Générale**

Ce mémoire de Master présente la conception d'un alimentateur automatique de bobines (robot). Il est utilisable dans de nombreuses sociétés avec différentes machines à haute cadence de production, il est malléable, flexible mais surtout réglable grâce à la technologie électrique (partie mesure : capteurs, encodeur et Partie contrôle : qui comporte l'automate industrielle) de plus les composants mécaniques : tige fileté, rotule, vérin pneumatique et électromécanique.....etc. Ce qui rend ce mécanisme adaptable pour différentes empaqueteuses de différentes marques avec des dimensions de bobine variable (c'est la polyvalence).

Cependant à l'avenir, il est tout à fait possible d'ajouter des améliorations (côté fiabilité ou sécurité) en ajoutant des limiteurs de couple ou niveau des bras pour mieux sécuriser le mécanisme, aussi une conception électrique peut être faite pour permettre la réalisation de ce projet dans le terrain.

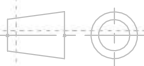
## **Bibliographie**

- [1] : <https://www.agm.net/company/1796607>
- [2] : A.chevalier ; J.Bouan "Guide des techniciens en F.m".
- [3] : H.LONGEOT L.JOURDAN construction industrielle (bordas paris) 1986
- [4] : Y. Qian — Z. Xiong — D. Picard youde xiong formulaire mécanique pièce de construction (ÉDITIONS EYROLLES) 2007
- [5] : Thierry schanen Guide des automatismes 2007
- [6] : memotech maintenance industrielle 1998
- [7] : catalogue roulement NTN (CAT. NO. 2202-VIII/F) 2015
- [8] : catalogue roulement SKF (CAT 10000/FR) 2014
- [9] : guide pneumatique FESTO Vérins compacts ADVU/AEVU 2005
- [10] : conception et calcul des éléments de machine J. F. Debongnie 2013
- [11] : [https://www.festo.com/cat/fr\\_fr/products](https://www.festo.com/cat/fr_fr/products)
- [12] : <http://www.skf.com/fr/products/bearings-units-housings/index.html>
- [13] : <https://www.ntn-snr.com/fr/documents>
- [14] : [www.minimotor.com/downloads/pdf/MCE.pdf](http://www.minimotor.com/downloads/pdf/MCE.pdf)
- [15] : Eponyme "SolidWorks" Dassault Systèmes, Amérique, 24 juin 1997
- [16] : ELKORNO NAIMA, utilisation de l'automate programmable, Office de la Formation Professionnelle et de la Promotion du Travail direction recherche et ingénierie de formation (2007).
- [17] : <http://edesignlab.fr/calcul-de-clavette/>



AISI 1010

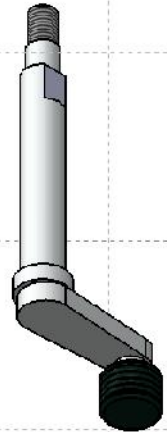
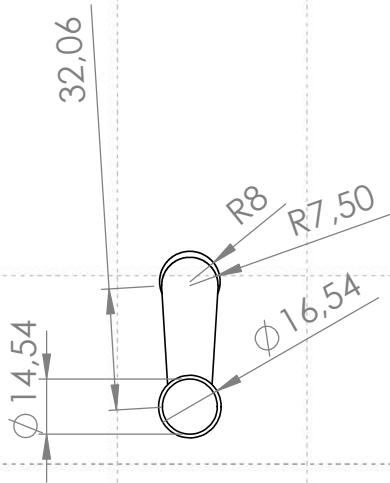
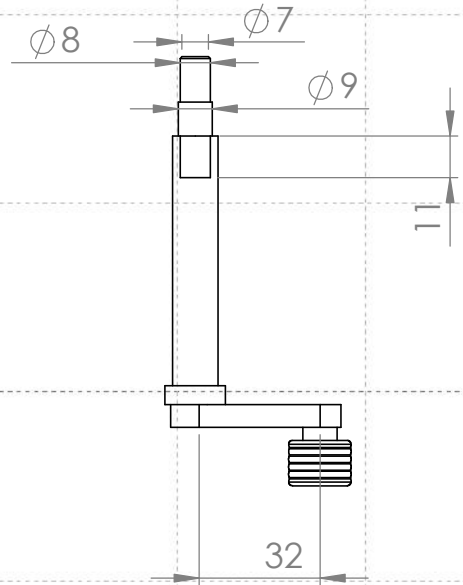
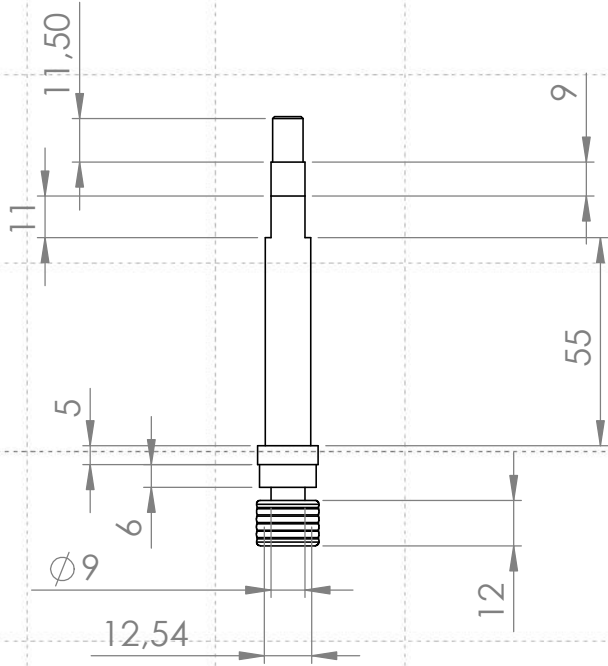
UNIVERSITE SAAD DAHLAB BLIDA1



1:1

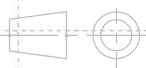
etoil

Page: 2



AIISI 1010

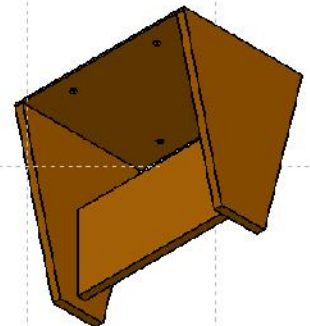
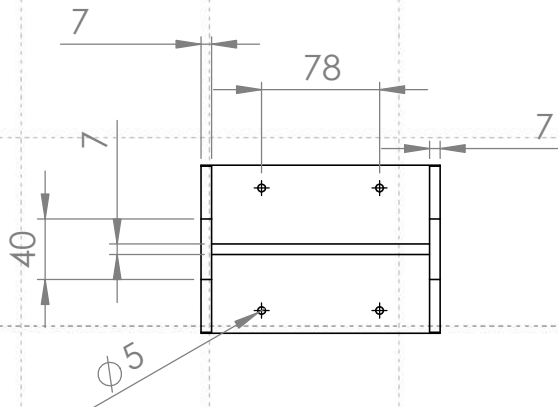
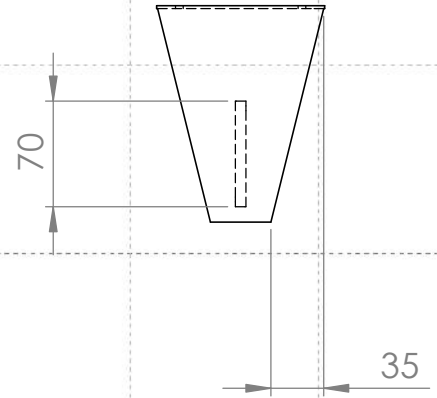
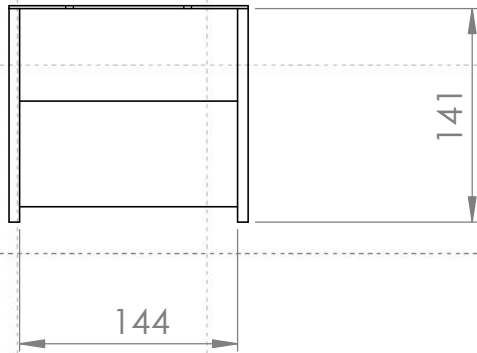
UNIVERSITE SAAD DAHLAB BLIDA1



1:2

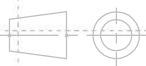
levier

Page: 1



AISI 1010

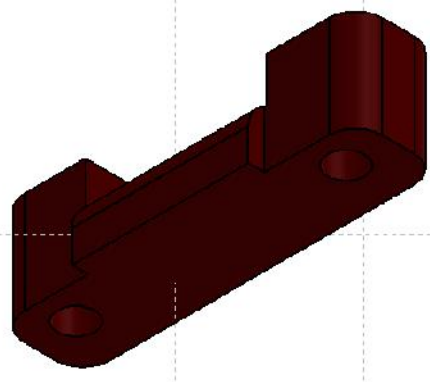
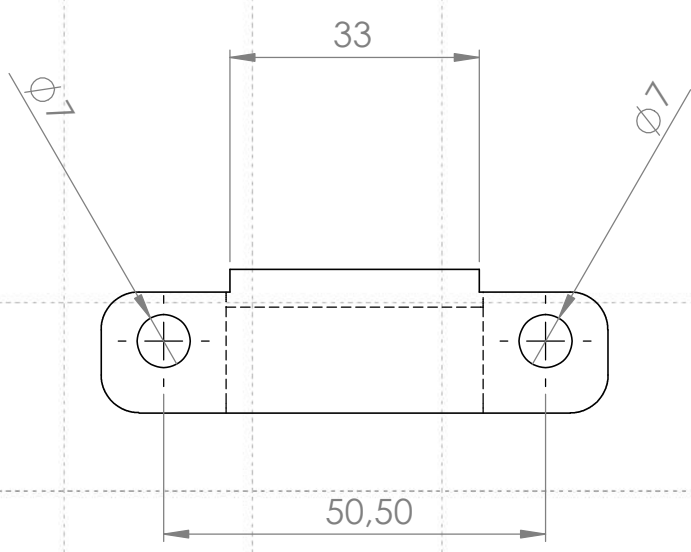
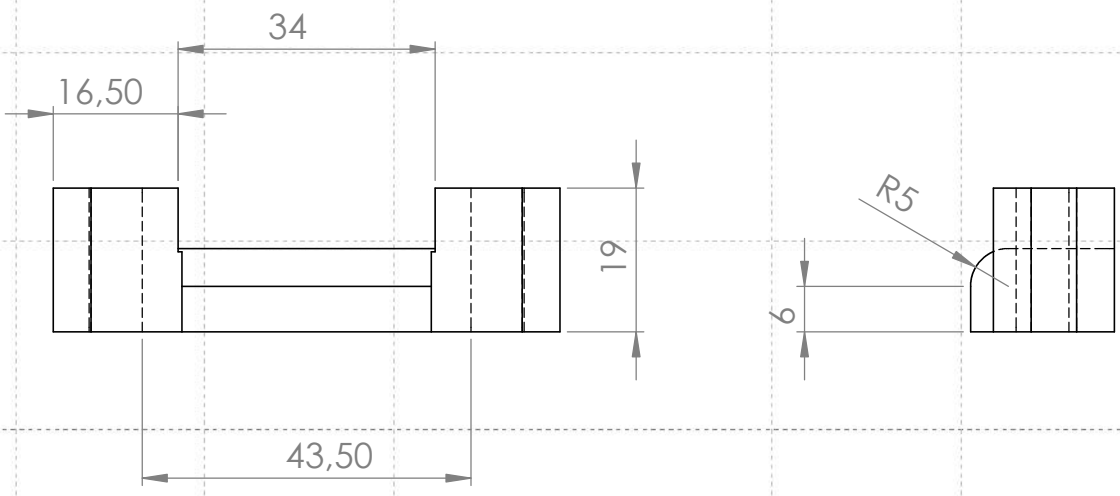
UNIVERSITE SAAD DAHLAB BLIDA1



1:5

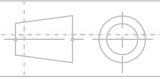
# Support fixation Bras

Page: 9



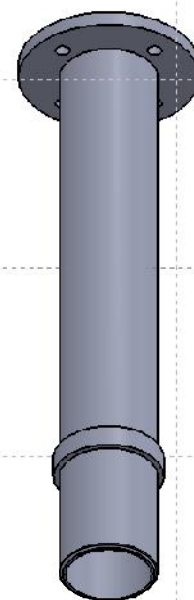
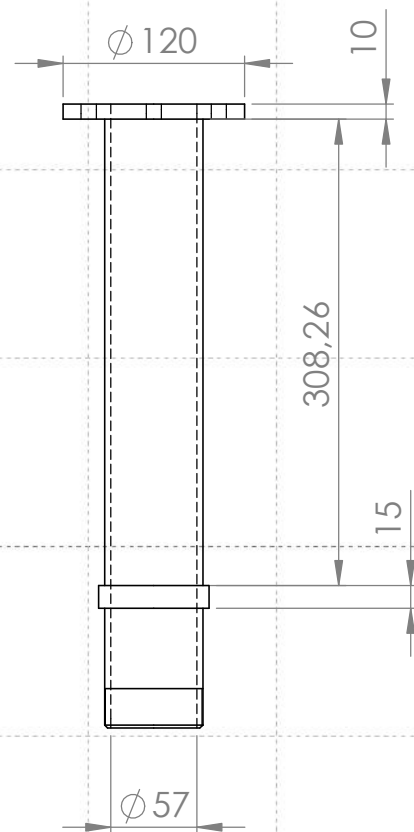
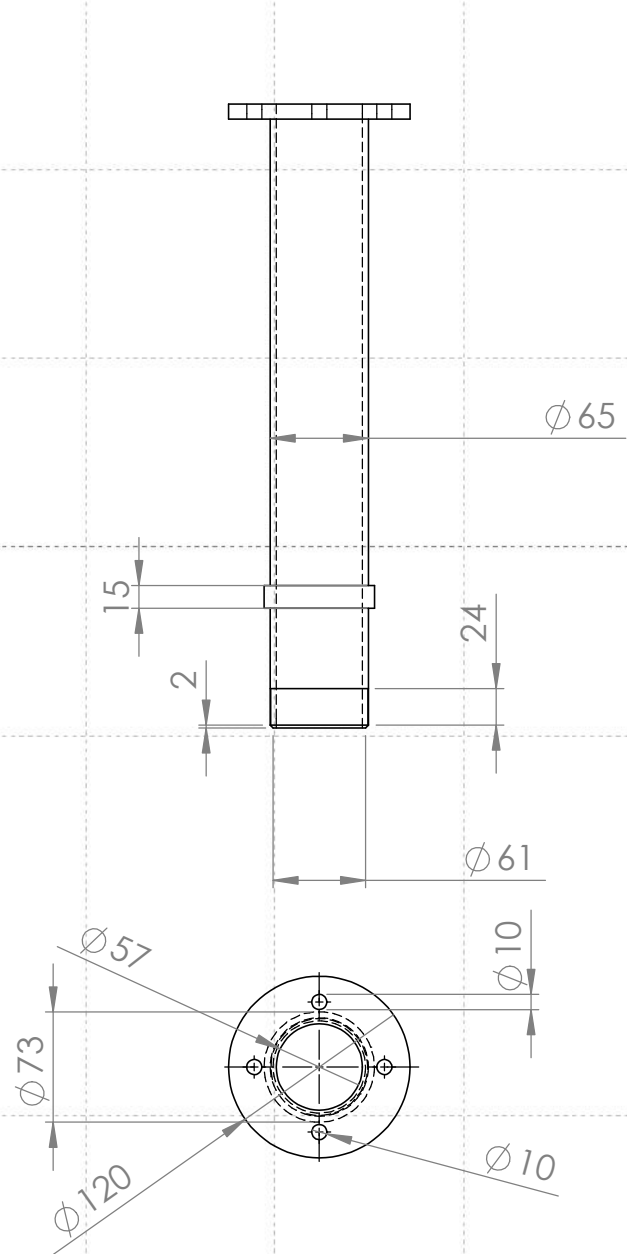
AISI 1010

UNIVERSITE SAAD DAHLAB BLIDA1



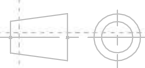
1:1

# Support fixation courroi



AISI 1010

UNIVERSITE SAAD DAHLAB BLIDA1

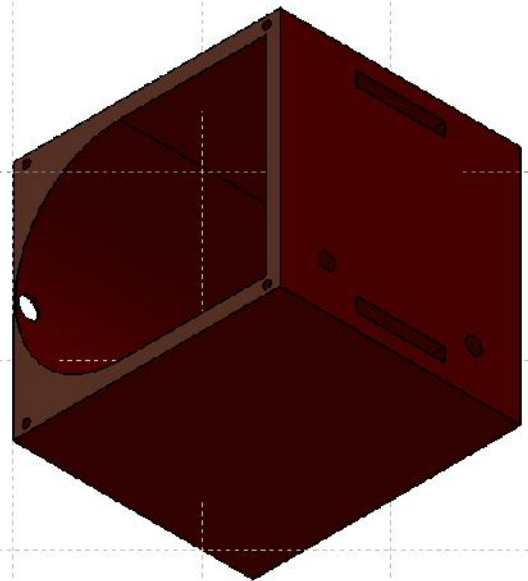
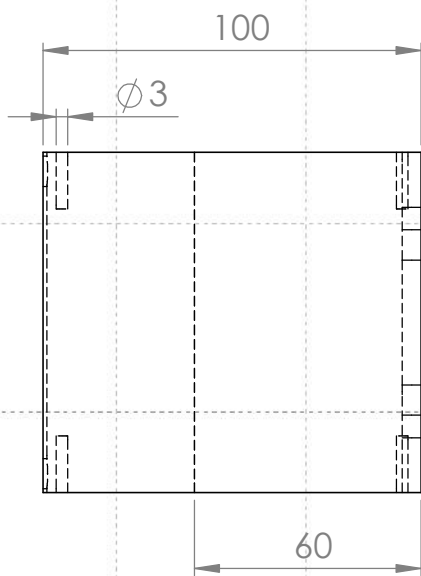
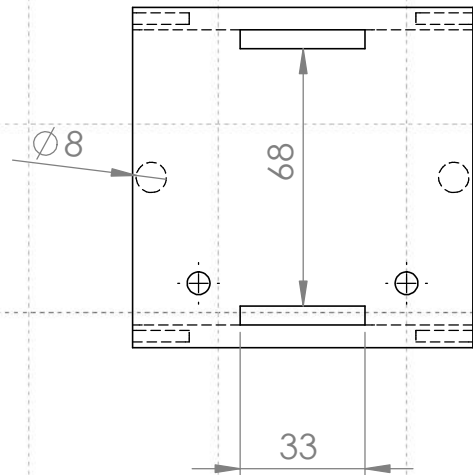
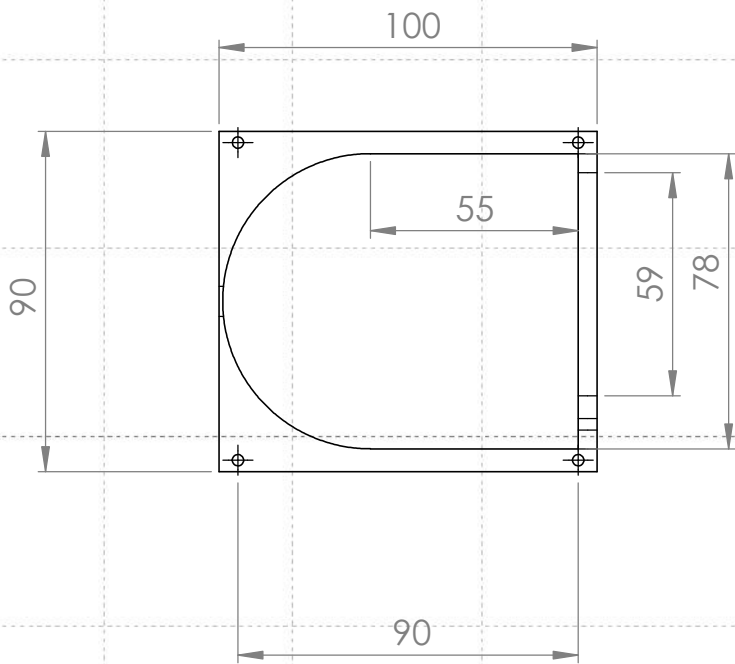


1:5

axe principale

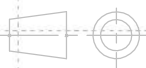
Page: 3





AISI 1010

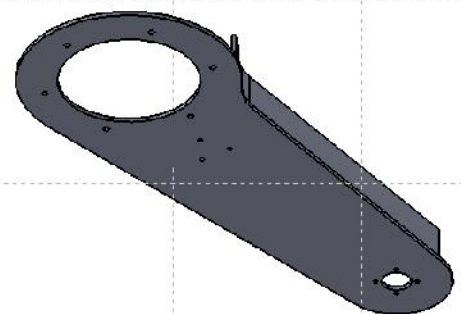
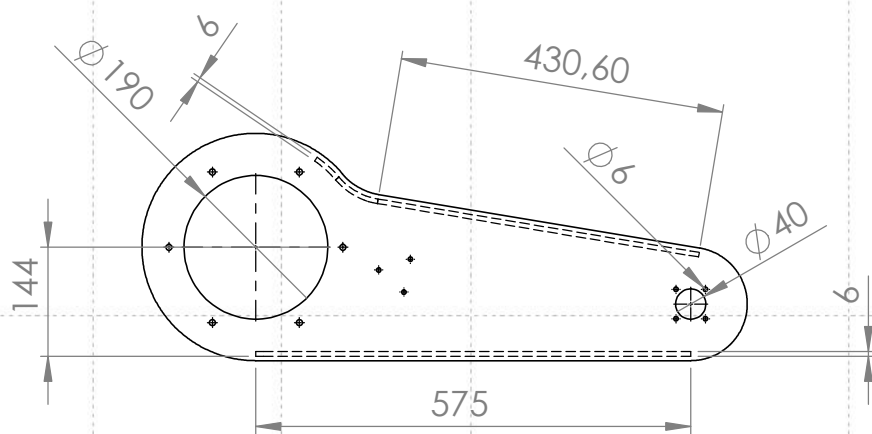
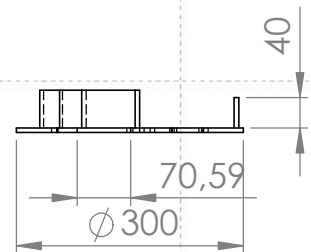
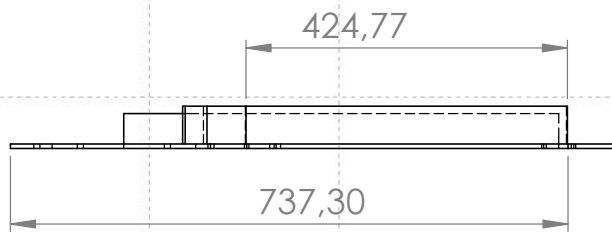
UNIVERSITE SAAD DAHLAB BLIDA1



1:2

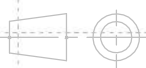
**Boitier**

Page: 11



AISI 1010

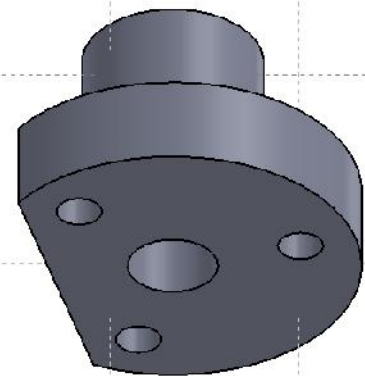
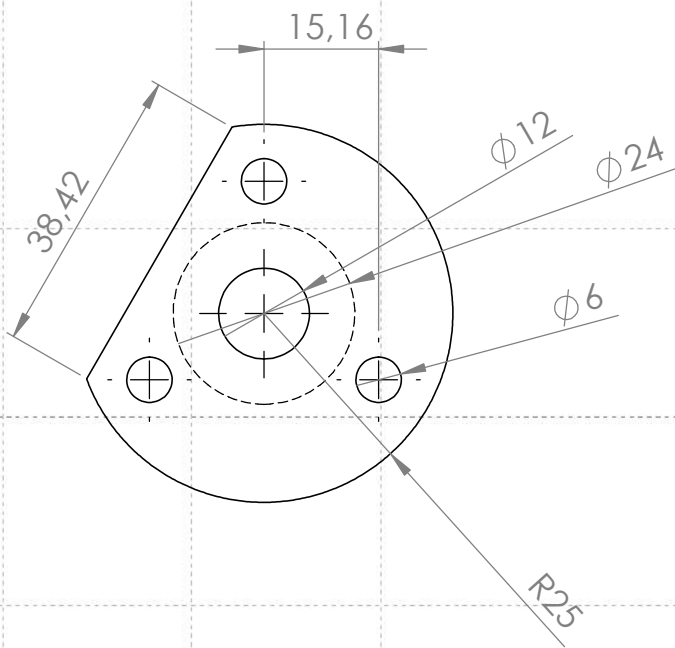
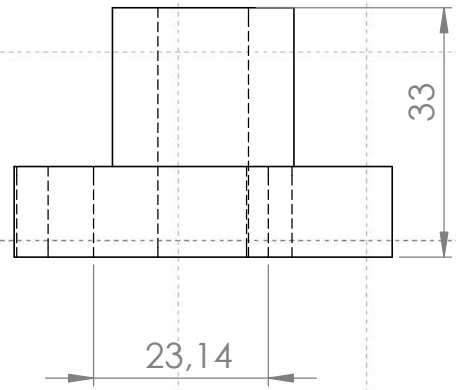
UNIVERSITE SAAD DAHLAB BLIDA1



1:10

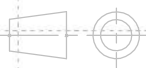
Bras

Page: 7



AISI 1010

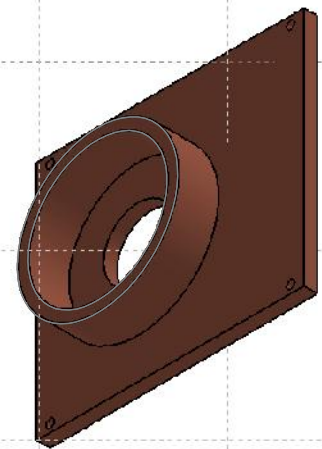
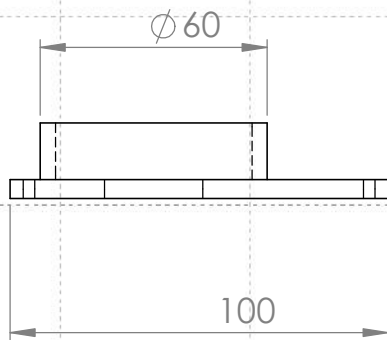
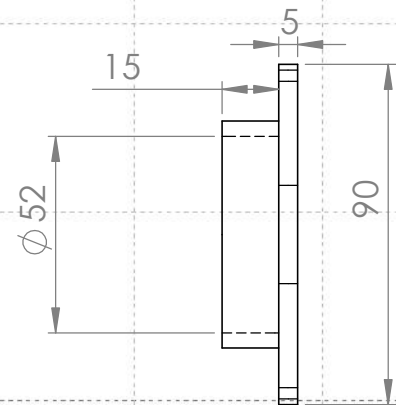
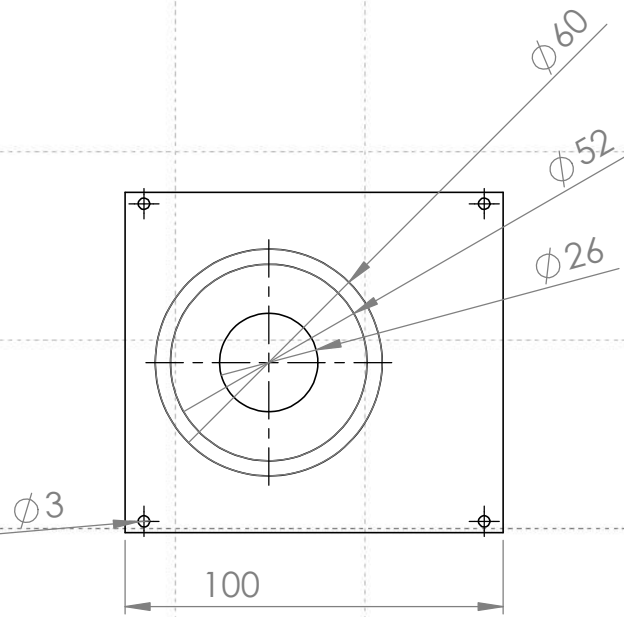
UNIVERSITE SAAD DAHLAB BLIDA1



1:5

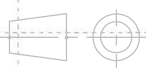
**Bride**

Page: 4



AISI 1010

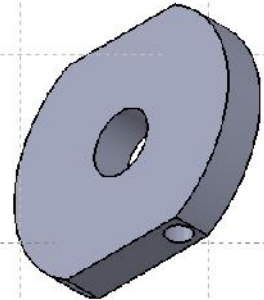
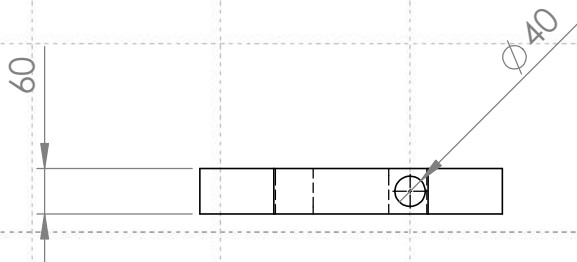
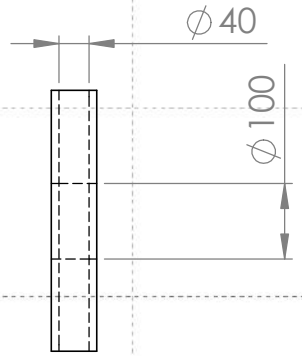
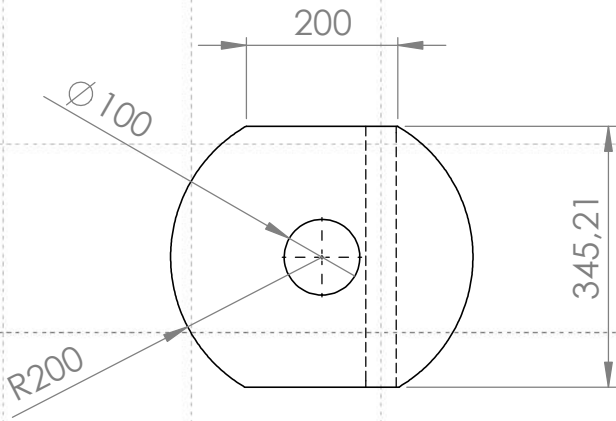
UNIVERSITE SAAD DAHLAB BLIDA1



1:2

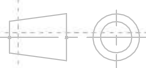
Couvercle

Page: 12



AISI 1010

UNIVERSITE SAAD DAHLAB BLIDA1



1:10

Disque

Page: 5