

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la recherche scientifique

UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : fabrication mécanique et production

Par :

BOUDJELIDA Lamine

ADJAM Laid

Thème

**Etude et conception d'une table élévatrice pour bacs
enfouis**

Soutenu le 22/09 /2021 devant le jury composé de:

Mr. N. BENSAID

Président

Mr. Melle N. ADJOUADI

Rapporteur

Mr. M. BOUTAANI

Examineur

Année Universitaire 2020-2021



Déclarations sur l'honneur
Engagement pour respecter les règles d'authenticité scientifique
dans l'élaboration d'un travail de recherche

Arrêté ministériel n°933 du 28 juillet 2016(*) fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat

Je soussigné,

Nom :

Prénom:

Matricule:

Spécialité et/ou Option:

Département:

Faculté:

Année universitaire :/.....

et chargé de préparer un mémoire de (*Licence, Master, Autres à préciser*):

Intitulé:

.....

.....

déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait

à Béjaïa/...../.....

Signature de l'intéressé

(*) Lu et approuvé

.....

Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier dieu le tout puissant et miséricordieux, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce modeste travail.

En second lieu, nous tenons à remercier notre promotrice M^{elle} N. adjouadi pour ces précieux conseils et son aide durant toute la période de travail.

Nos vifs remerciement vont également aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail et de l'enrichir par leurs propositions.

Enfin, nous tenons également à remercier toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Dédicace

Je dédie ce modeste mémoire à :

Mes parents :

Ma mère qui a œuvré pour ma réussite, de par son amour, son soutien, tout les sacrifices consentis et ses précieux conseil pout toute son assistance et sa présence
dans ma vie,

Mon père qui peut être fier et trouver ici le résultat de longues années de sacrifices et de privations pour m'aider à avancer dans la vie. Puisse dieu faire en sorte que ce travail porte son fruit, merci pour les valeurs noble, l'éducation et le soutien permanent venu de toi.

A mes frère et a tous les amis qui mon aidée à accomplir ce travaille

LAMINE BOUDJELIDA

Dédicace

Avec un grand plaisir je dédie ce modeste travail :

Lumière de ma vie est bien mes parents sans lesquels je ne serai pas ce que je suis aujourd'hui, que dieu le tout puissant vous garde, et vous procure santé bon heur et longue vie à son adoration

- Mes très chers frères : Mohamad et Abd Al momane

- Tous les membres de la famille ainsi que tous mes proches

- Tous mes amis et camarades sans exception

- Mon ami du parcours Lamine avec lequel j'ai eu le plaisir de travailler et à tout sa famille

- Tous ceux qui aiment partager le savoir sans rien en retour

LAID ADJAM

Sommaire

Remerciements	ii
NOMENCLATURE	ix
Introduction Général.....	1
I.1 Introduction.....	2
I.2 Les équipements de collecte de déchets.....	3
I.2.1. les bacs	3
I.2.2. Les bacs semi enfouis	3
a. Schéma descriptif d'un bac semi enfouis	4
b. Les avantages des bacs semi enfouis	5
I.2.3. les bacs enfouis	5
a. Schéma descriptif d'un bac enfouis.....	6
b. Les avantages des bacs enfouis	6
I.3. Les systèmes d'élévations.....	7
I.3.1 Les différents systèmes d'élévation	7
a. Les lève –palettes et transpalettes.....	7
b. Les chariots à mats rétractable	7
Les chariots à mats rétractable	7
c. Les portiques	8
d. La ponte à deux colonnes	8
I.3.2. Les tables élévatrices	10
a. Les types de tables élévatrices.....	10
i. La motorisation des plateaux :.....	10
ii. Leurs mobilités :.....	10
iii. Types de pieds :.....	11
b. Les types de tables élévatrices à ciseaux.....	11
i. Tables élévatrices à simple ciseaux.....	11
ii. Table élévatrice à multiple ciseaux.....	11
c. L'Utilisation des tables élévatrices :	12
d. Avantages de la table élévatrice	12
I.4. le choix de la table élévatrice :.....	12
I.5. les éléments constituant la table élévatrice hydraulique à double ciseau.....	13
I.4.1 La plateforme de la table.....	13
I.4.2 Les ciseaux.....	13
a. Les profils creux.....	14
i. Avantages des profils	14
ii. Inconvénient des profils.....	15
I.6. Les vérins	15

I.6.1. Définition de vérin	15
I.6.2. Les types des vérins	15
a. Vérin a simple effet	15
i. Avantage.....	16
ii. Inconvénient :	16
b. Vérin a double effet :.....	16
I.7. les pompes hydrauliques	16
I.7.1. types des pompes volumétriques	16
a. Pompes à engrenages	17
i. Les pompes à engrenages extérieure	17
ii. Les pompes à engrenage intérieures.....	17
b. Les pompes à palettes.....	17
c. Les pompes à piston	18
II.1. Introduction	19
II.2. Analyse fonctionnelle	19
II.2.1. Saisie du besoin :	19
II.2.2. Enoncé du besoin :.....	19
II.2.3. Validation des besoins	20
II.2.4. Expression fonctionnelle du besoin :	20
a. Fonction principale (FP) :	21
b. Fonction complémentaire (FC)	21
II.2.5. Formulations des fonctions.....	21
a. Les fonctions principales.....	21
b. Les fonctions complémentaires	21
II.3. Diagramme SADT	22
II.3.1. Diagramme SADT de la table élévatrice	22
II.4. Diagramme FAST :	23
II.5. Le schéma cinématique de la table élévatrice.....	24
II.5.1 Le graphe de liaison de la table élévatrice :	24
II.5.2. Les liaisons	25
II.6. Principe de fonctionnement de la table élévatrice hydraulique à double ciseaux	25
II.7. Choix du matériau	26
II.8. Cahier de charge	26
II.8.1 Données initiales pour dimensionner la table	26
III.1 Introduction	27
III.2 Détermination des longueurs.....	27
III.2.1 Hauteur à la position pliée.....	27
III.2.2 Hauteur à la position dépliée	27
III.2.3 Calcule de l'angle α et β à déférant hauteur	28
III.3 Dimensionnement de la plateforme de la table	29
III.3.1 Dimensionnement des profilés:	29

a.	Hauteur minimale	29
i.	Calcul des réactions au niveaux des appuis	29
ii.	Calcul Les efforts tranchants et les moments fléchissant de profilée de chaque tronçon.....	30
iii.	Diagramme des efforts tranchant et les moments fléchissant de profilée	32
iv.	Condition de résistance	33
b.	Hauteur maximale	33
i.	Calcul des réactions au niveaux des appuis	34
ii.	Calcul Les efforts tranchants et les moments fléchissant de chaque tronçon	34
iii.	Diagramme des efforts tranchants et moment fléchissant de profilée.....	40
iv.	Condition de résistance	41
III.3.2	Dimensionnement des traverses	41
i.	Calcul des réactions au niveaux des appuis	41
ii.	Calcul Les efforts tranchants et les moments fléchissant de traverse de chaque tronçon.....	42
iii.	Diagramme des efforts tranchants et moment fléchissant de traverse	43
	Condition de résistance	44
III.4	Dimensionnement les bras des ciseaux	44
III.4 .1	Calcul les réactions exercées par la plate forme sur les ciseaux	44
III.4.2	Calcul des réactions agissant sur les ciseaux de la table à la déférant hauteur	45
c.	hauteur minimale.....	45
d.	hauteur maximale	48
III.4.3	Calcul des efforts tranchant et les moments fléchissant agissant sur le ciseau	51
a.	Calcul les réactions du ciseau (b E d) selon la position horizontale	51
b.	Calcul les efforts tranchant et les moments fléchissant du ciseau (b E d) de chaque tronçon.....	52
c.	Diagramme des efforts tranchants et moment fléchissant du ciseau.....	53
d.	Condition de résistance	54
III.4.4	Calcul le diamètre de l'axe du ciseau	54
III.4.5	Calcul le diamètre de l'axe d'articulation	55
III.4.6	Calcul le diamètre de l'axe de chape	55
III.4.7	Calcul le diamètre de l'axe de rue	55
III.4.7	Choix des roues (annexe c)	56
III.5	Dimensionnements le toit supérieur	56
III.5.1	Dimensionnements le toit.....	57
a.	Calcul les réactions au niveau des appuis	57
b.	Calcul les efforts tranchant et les moments fléchissant.....	58
	Diagramme des efforts tranchant et les moments fléchissant	59
c.	Condition de résistance :	60

III.5.2 Dimensionnements des barres	60
a. Résistance des barres au flambement	60
III.6 Choix de vérin.....	61
III.6.1 : Dimensionnement du vérin	61
b. Calcul des longueurs et angles de vérin à déférant hauteur	61
i. Hauteur minimale	61
ii. Hauteur maximale	62
c. Détermination de la cours de vérin.....	62
d. Calcul la force de vérin	63
Fiche technique de vérin.....	65
III.7 Choix de la pompe	65
IV.1. Introduction	68
IV.2. Le logiciel utilisé pour la simulation :	68
IV.3. Les étapes d'étude simulation	68
IV.4. La simulation des différents composants de la table élévatrice	68
IV.4.1. La plateforme de la table	68
a. Les déplacements imposés	68
b. Application du chargement	69
c. Application du maillage	70
d. Contrainte de Von mises	70
e. Les déplacements	71
f. Les déformations	72
IV.4.2. Simulation de ciseaux	72
a. Application du maillage	72
b. Contrainte de Von mises	73
c. Les déformations	74
d. Les déplacements	74
IV.4.3 La chape	75
a. Application du maillage	75
b. Contrainte de Von mises	76
c. Les déformations	76
d. Les déplacements :	77
IV.5. Dessin d'ensemble de la table élévatrice	78
Conclusion Générale	79

NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité (SI)
I	Le moment d'inertie.	mm⁴
D	Diamètre.	mm
Z	Course de vérin	mm
S	Surface	mm
L_{eff}	Langueur effective ou longueur libre de flambent	mm
F	Force	N
E	Module de Young	N
P_{cr}	Charge critique.	N
T	Effort tranchant.	N
M_f	Moment fléchissant.	N.mm
R_e	Limite d'élastique	N/mm²
σ_{adm}	Contrainte admissible.	MPa
S	Facteur de sécurité	Sans unité
μ	Coefficient numérique.	Sans unité
n_s	coefficient de stabilité.	Sans unité

Introduction Générale

Introduction Général

On appelle les systèmes de manutention tous les appareils et machines qui possèdent des mécanismes ou des techniques pour effectuer le déplacement et la lever des charges. En effet l'observation de la réalité et de l'expérience ont prouvés que « les tables élévatrices » aient un rôle très important soit domaine industrielle ou dans la vie quotidienne.

Jusqu'à présent l'homme ne s'arrête pas de développer de nouveaux appareils pour effectuer la manutention de haute perfection.

Dans ce cadre nous allant faire l'étude et la conception d'une table élévatrice non seulement pour montrer leur importance mais aussi pour connaître ces caractéristiques et ces avantages.

Le but de ce projet de fin d'études est de faire une étude de conception d'une table élévatrice. Notre travail est subdivisé en quatre chapitres.

Tout d'abord le premier chapitre présentera les moyens de ramassage des déchets et les systèmes de manutention en général et les différents types de tables élévatrices qui nous orientera vers le choix de la table élévatrice comme sujet d'étude.

En suite le deuxième chapitre il est consacré a donner des informations importantes par rapport au dimensionnement des différents éléments mécaniques qui composent la table élévatrice.

Le dernier chapitre est consacré à la simulation numérique à l'aide du logiciel Solidworks qui nous a permet de vérifier le dimensionnement des différents éléments composants notre système.

Chapitre I

Les équipements de la collecte des déchets et les systèmes d'élévation

I.1 Introduction

La protection de l'environnement est une préoccupation collective, et la question des déchets elle touche chaque individu, chacun peut et doit être acteur d'une meilleure gestion des déchets. Des gestes simples permettent d'agir concrètement pour améliorer le cadre de vie et préserver le bien-être de chacun.

Il existe beaucoup de système d'élévation qu'ils sont utilisés dans tous les secteurs industriels où la levées des charges est nécessaires

Ces systèmes d'élévation permettront de franchir des hauteurs de levage important, et puis faciliter la tache de levage des charges lourdes. Dans cette perspective cette partie a pour but de choisir un système d'élévation convenable.

Dans ce chapitre nous allons citer Les différent équipement utilisé dont la collecte des déchets, puis les différents systèmes d'élévation, et choisir un système.

Ensuit en parlera des éléments principaux qui composant notre système qui va nous permettre de répondre à nos besoins.

I.2 Les équipements de collecte de déchets

I.2.1. les bacs

Des bacs roulants ou non, équipées de couvercles, leurs volumes et leurs caractéristiques varient en fonction des différentes règles mises en place et de type de logement (immeubles, maisons individuelles etc.)

Les professionnels de la gestion des déchets, emploient également d'autres outils comme des bacs roulants à ouvertures latérales, des modèles en aluminium avec systèmes de pesage intégrés, mais généralement ils sont fabriquées à base de polyéthylène haute densité (PEHD) ou de polypropylène (PP) et mises en forme par moulage par injection. Ces bacs sont Transportables et ils facilitent la collecte. [1]



Figure I.1: les bacs

I.2.2. Les bacs semi enfouis

Ces bacs sont installés non loin de la porte d'entrée de l'immeuble ils ne sont pas faciles d'accès pour les personnes dont la condition physique est déficiente. Les conteneurs sont extrêmement durables, fabriqués en plastique résistant qui ne se déforme pas avec le temps, les conteneurs permettent d'économiser de l'espace et sont faciles à intégrer dans les développements immobiliers

Les conteneurs peuvent être placés n'importe où. Plus besoin de les cacher, Plus de clôtures. Plus de problèmes de sécurité. L'enfouissement dans le sol de 60 %. Il empêche les odeurs de se propager et la vermine de pénétrer.



Figure I.2 : bacs semi enfouis.

a. Schéma descriptif d'un bac semi enfouis

Il existe plein genres des bacs semi enfouis et de différents volumes et ils s'installent généralement de cette façon

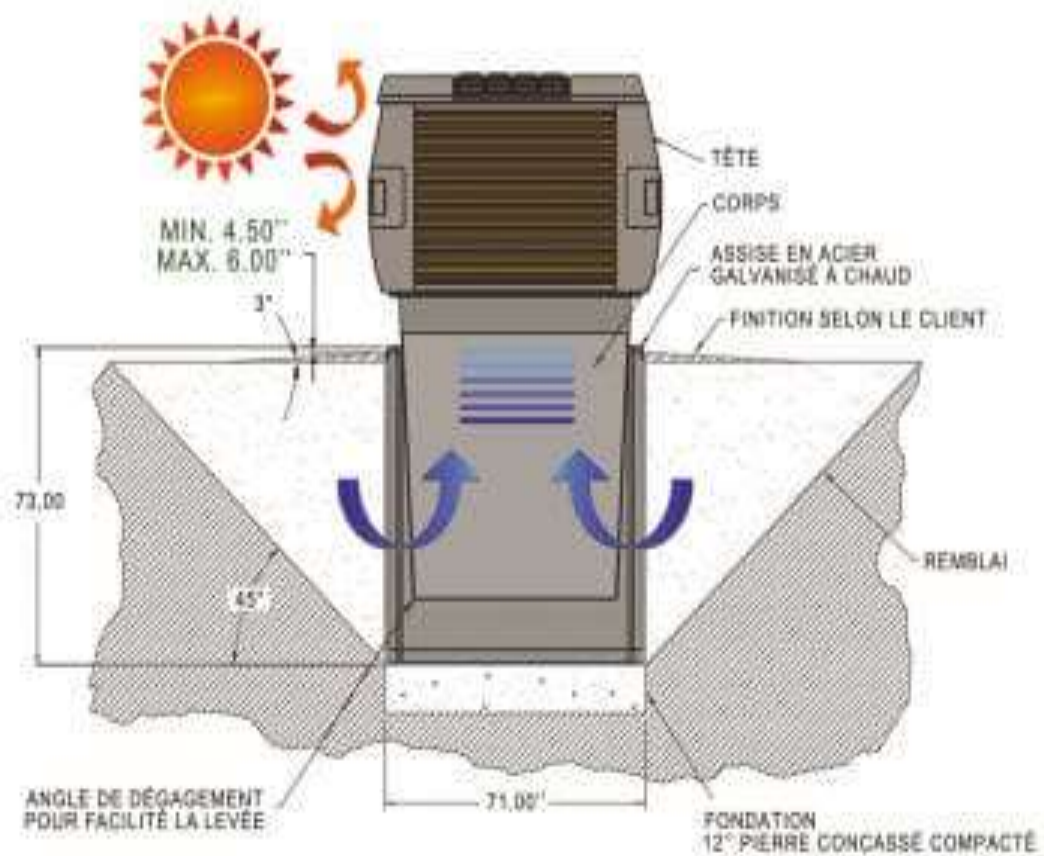


Figure I.3 : bacs semi enfouis [2]

b. Les avantages des bacs semi enfouis

Les bacs enfouis ont des nombreuses avantages comme :[3]

- Économie d'espace dû à sa grande capacité de la section souterraine ;
- la fraîcheur du sol permet de réduire la prolifération des bactéries limitant ainsi la diffusion de mauvaises odeurs tout en maintenant la faune à distance.
- Construction robuste en acier.
- Diminution des nuisances de l'environnement.

I.1.3. les bacs enfouis

Le conteneur enterré représente la solution la plus adaptée à la collecte des déchets, gain de place et réduction des coûts. Le principe du conteneur enfouis consiste à installer sous la chaussée de la voie publique les conteneurs des tines à la collecte des résidus urbains.



Figure I.4: bacs enfouis

Les bacs semi enfouis sont conçus pour apporter une innovation, diversité et efficacité à l'urbanisme environnemental, en particulier aux technologies associées à la collecte des résidus urbains.

a. Schéma descriptif d'un bac enfouis

Dans ce genre des bacs on peut enterrer un conteneurs ou plus. Ces systèmes des bacs sont placer dans un cuve on biton, ils sont réalisés en matériaux durables.

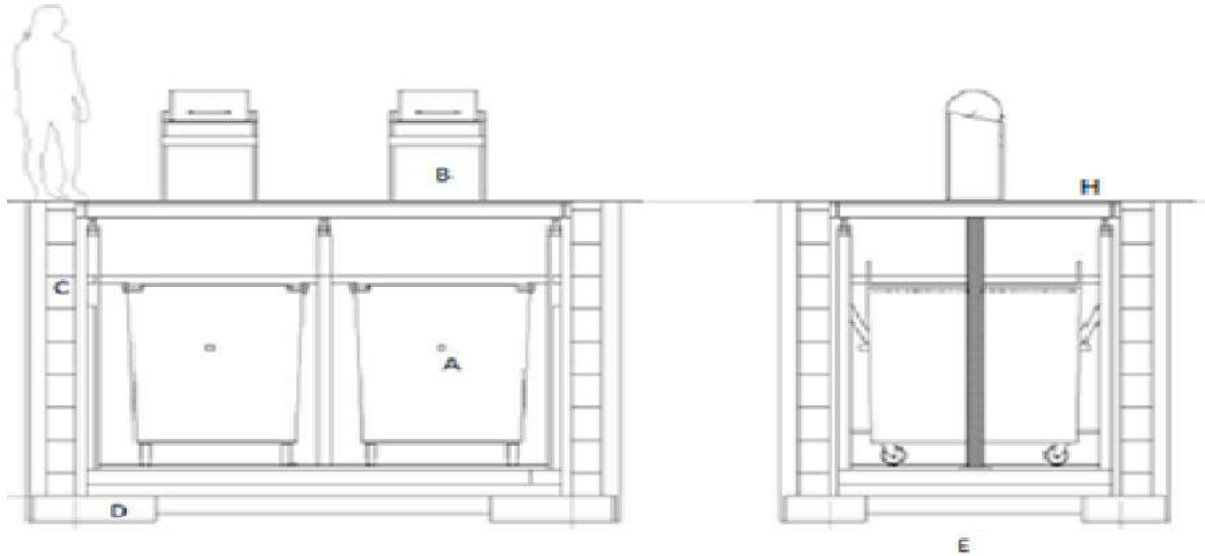


Figure I.5 : Schéma descriptif d'un bac enfouis [4]

A : le bac

B : la borne d'introduction.

C : la paroi de l'enfouis.

D : la plat forme de l'enfouis.

E : une vue latérale.

H : Le couvercle de haut

b. Les avantages des bacs enfouis

Les bacs enfouis ont des nombreuses avantages comme :

- Diminution des problèmes de collection de poubelle et d'une façon plus sécuritaire
- Font disparaître tous risques de vols de bacs
- Contribuent à la sécurisation de la chaussée et à sa réappropriation par les piétons
- elles permettent d'économiser l'espace

I.3. Les systèmes d'élévations

Les systèmes de d'élévation sont des mécanismes qui permettent de déplacer une charge à n'importe quelle distance et hauteur. Ils sont très utiles. Il existe des nombreux systèmes de ce genre pour le même principe.

I.3.1 Les différent système d'élévation

a. Les lève –palettes et transpalettes

ce sont des appareils spécialement conçus pour la manutention verticale et horizontale des palettes ou des charges palettisées Pour faciliter la manutention et disposer des palettes, ces appareils de levage offrent une stabilité et confort d'utilisation et robustes,

Ces équipements permettent aussi de gagner du temps. Ils peuvent supporter des charges importantes, elle peut lever jusqu'à 1 tonne. Ils sont donc parfaits pour mieux gérer les stocks, ils conviennent à des applications répétées et à un usage intensif [5]



Figure I.6 : lève –palettes et transpalettes

b. Les chariots à mats rétractable

Les chariots à mats rétractable sont des véhicules automoteurs de taille moyenne, Ils sont le plus utilisés pour les opérations de chargement et déchargement des véhicules ou de rangement et préparation des commande dans les entrepôts Performances : Hauteur de levage jusqu'à 9,5 mètre.

La technologie numérique du moteur à courant alternatif ces chariots élévateurs à mât rétractable disposent d'une grande vitesse de levage et d'une excellente manœuvrabilité, le volant et la roue de commande sont synchronisés afin d'assurer une transition fluide entre

les manœuvres et les déplacements dans les quatre directions, ce qui garantit des performances optimales et une productivité élevée.



Figure I.7 : chariots à mats rétractable [5]

c. Les portiques

Ce sont des supports verticaux reliés à leur sommet par des éléments horizontaux sur lesquels on agrippe des palans ou des treuils. Les portiques trouvent leur place dans tous les ateliers, ils sont équipés d'un pont roulant, le portique apporte alors de la souplesse à l'opérateur pour le déplacement de pièces d'un poste de travail à un autre, sans avoir à attendre la disponibilité du pont roulant. Sur les quais on retrouve des portiques coulissants sur des rails, des portiques sur roues et des portiques fixes. Ils servent aux opérations de chargement/déchargement.



Figure I. 8 : un portique

d. La ponte à deux colonnes

Des différents systèmes d'élévation à colonne existent. ici en fera une description d'un système d'élévation qu'il s'appelle la ponte à deux colonnes.

Ce système d'élévation est Performant et simple à installer, il monte des charges avec deux colonnes il peut atteindre jusqu'à 12m de hauteur. La montée/descente est électro-hydraulique. Il s'agit d'une solution qui est plus économique qu'un monte-charge traditionnel.

Ces systèmes sont utilisées pour la levée des véhicules Ce modèle à double moteur, avec synchronisation électrique des chariots le centre de gravité se trouve devant les colonnes qui contiennent un Système de lubrification sur les chariots autobloquants sur guides protégés. Cela permet au conducteur d'entrer plus rapidement le véhicule pour démarrer immédiatement le levage Ilya Deux broches de levage : montée et descente immédiates sans fusible de sécurité, idéal pour les travaux où la précision du réglage de la hauteur est importantes [6]

Ils sont généralement fabriqués des différents matériaux comme : [7]
Acier inoxydable.
Acier galvanisé.



Figure I.9 : pont a deux colonnes

I.3.2. Les tables élévatrices

La production des tables élévatrices a débuté dans les années 1960, Ce sont des appareils de levage (plateforme de travail adaptés pour lever).à commande manuelle ou motorisé permettant le levage des marchandises à une hauteur défini, Elle représente une bonne alternative au monte-charge.

Elle permet le transfert vertical des charges. Mettre à niveau et déplacer la marchandise ou soulever et abaisser des personnes et des matériaux. Elles faciliteront le travail et permettront de soulager de dos pendant le travail. Elles sont généralement employées quand le travail doit être effectué à une taille sans accès conventionnel. Il existe une large gamme de tables élévatrices : tables élévatrices manuelles ou tables élévatrices électrique...etc. [8]



Figure I.10: une table élévatrice

a. Les types de tables élévatrices

Actuellement, il existe beaucoup de fabricants de tables élévatrices dans le monde industriel, chaque 'un ses caractéristiques de fabrication. En peut les classifiées comme suite :

i. La motorisation des plateaux :

- Table élévatrice manuelle.
- Table élévatrice électrique.
- Table élévatrice hydraulique.

ii. Leurs mobilités :

- Table élévatrice fixe.
- Table élévatrice mobile.

iii. Types de pieds :

- Table élévatrice à ciseaux.
- Table élévatrice à colonne.

b. Les types de tables élévatrices à ciseaux

Il existe des différents types de tables élévatrices à ciseaux en peut citer :

i. Tables élévatrices à simple ciseaux

C'est un modèle de table élévatrice qui contient un seul ciseau, elle est utilisée pour l'élévation de courte hauteur.



Figure I.11 : table à simple élévatrice

ii. Table élévatrice à multiple ciseaux

C'est un modèle de table élévatrice qui contient 2 ciseaux ou plus, elle est utilisée pour l'élévation de moyenne hauteur l'élévation de ou de grande hauteur. [9]



Figure I.12 : table à multiple élévatrice

c. L'Utilisation des tables élévatrices :

Les tables élévatrices sont utilisées dans des domaines où la levée des charges est nécessaire. Elles donnent un aide dans des différentes activités comme :

- L'élévation de tous types de charges d'un niveau à un autre.
- Le déplacement d'une charge si la table est mobile.
- levage des chargements de grandes dimensions.

d. Avantages de la table élévatrice

La table élévatrice a facilité la tâche en de nombreux domaines elle donne des avantages comme : [10]

- Elles sont adaptées aux travaux de haute précision.
- Grande stabilité Elles sont stables et robustes par rapport aux tables à colonnes
- Rapidité et capacité importante
- Sécurité maximale et garantie, et rentabilité.
- Amélioration des conditions de travail humain
- obtenir plus d'efficacité et contribuant à la prévention des accidents.

I.4. le choix de la table élévatrice :

Pour le choix de table qu'il faut utiliser en doit répondre à quelle que questions ;

- As-t-elle peut déplacer, soulever et descendre des charges lourdes à très lourdes ?
- Et quoi de plus sécurisant pour éviter nombre de blessures ou des dégâts qui pouvant se déclarer lors de l'utilisation de la table ?

Les tables élévatrices qui nécessitent très peu de maintenance. Les tables représentent un investissement sur le long terme et permettent plus de sécurité au travailleur

Il s'agit d'un appareil de manutention permettant de lever ou de baisser une charge en s'opérant en sécurité non seulement de l'utilisateur mais aussi de la table elle-même En cas de surcharge. [11]

Dans notre cas on utilise une table élévatrice hydraulique à double ciseaux

I.5. les éléments constituant la table élévatrice hydraulique a double ciseau

Les éléments principale de notre la table élévatrice sont :

I.4.1 La plateforme de la table

La plateforme peut avoir n'importe quelle taille qui soit compatible avec le châssis et les ciseaux. Elle ne peut pas être plus courte que la longueur ou la largeur des ciseaux/châssis mais peut être plus grande que les ciseaux ou le châssis.

La plateforme peut être équipée d'une grande variété d'options, telles que convoyeurs, plateaux circulaires, plateformes basculantes. Elle est construite en plaque d'acier ou d'outre matériaux que' il faut qu'ils soient de grande rigidité pour supporter les poids lourds. [9]



Figure I.13 : la Plateforme

I.4.2 Les ciseaux

Les ciseaux fournissent un vrai mouvement vertical de niveau tout en soutenant la plateforme. Les deux paires de ciseaux sont connectés par des arbres aux points de pivotement centraux et aux extrémités des charnières supérieures et inférieures. Les ciseaux peuvent être construits en acier plein ou par des profiles creux qu'ils offrant ainsi une grande stabilité et résistance.



Figure I.14 : Les ciseaux

a. Les profile creux

Les profilés creux sont en général formés à partir des tubes, ils peuvent être carrés, rectangulaires, hexagonaux, elliptiques, ils sont fabriqués en continu à partir de tôles minces ou moyennes profilées dans le sens de leur longueur. Ils sont fabriqués des dévers matériaux comme l'acier, l'aluminium ...etc.

La figure suivante présente les principaux type des profiles

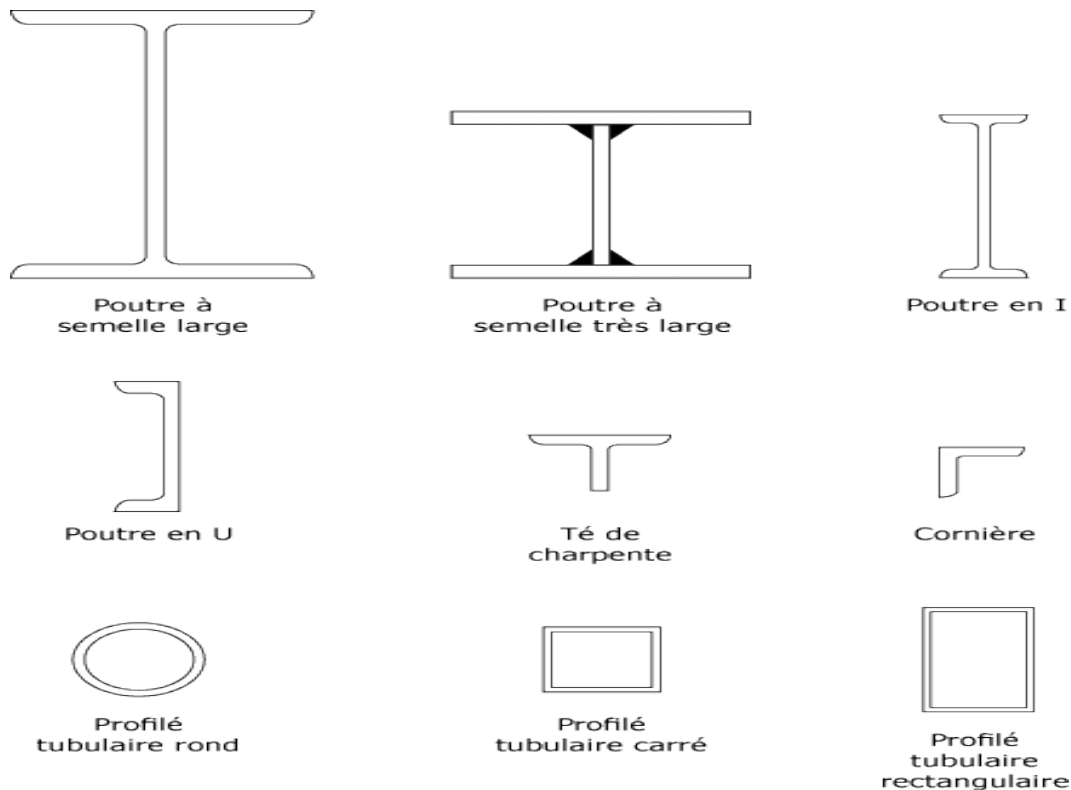


Figure I.15: les principaux type des profiles [12]

i. Avantages des profiles

- Moins consommation de la matière par rapport à une section pleine ;
- Membre universel - peut être utilisé pour la plupart des applications d'éléments de structure ;
- permet une conception structurelle optimale et léger ;
- Fournit une bonne compatibilité pour les connexions à d'autres membres principaux ou secondaires.

ii. Inconvénient des profils

- Il ya quelque genre de profils qui offre moins de résistance à la torsion. et d'autre types ils résistant pas des charges lourdes ;
- Par fois Les connexions telles que le boulonnage sont difficiles à installe ; [13]

I.6. Les vérins

I.6.1. Définition de vérin

Le vérin est un appareil qui comporte un mécanisme pour transformer l'énergie hydraulique définie par la pression ou le débit en une énergie mécanique définie par un mouvement rectiligne. Il a pour but de transmission de mouvement d'une pièce à une autre. [10]



Figure I.17 : schéma du rôle d'un vérin [14]

I.6.2. Les types des vérins

a. Vérin a simple effet

Ce vérin ne peut développer un effort que dans un seul sens. La course de rentrée s'effectue grâce à un ressort de rappel incorporé entre le piston et le flasque avant. Il ne possède qu'une seule entrée d'air.



Figure I.18:Vérins simples effets [15]

i. Avantage

- plus souple ;
- réglage plus facile de la vitesse ;
- amortissement de fin de course réglable ;
- économiques et consommation de fluide.

ii. Inconvénient :

- plus coûteux ;
- la vitesse de la tige est difficile à régler en pneumatique ;

b. Vérin a double effet :

L'ensemble tige-piston peut se déplacer dans les deux sens sous l'action du fluide sous pression (air comprimé). L'effort en poussant (sortie de la tige) est légèrement plus grand que l'effort en tirant (entrée de la tige) car la pression n'agit pas sur la partie de surface occupée par la tige.



Figure I.19:Vérins à double effets [15]

I.7. les pompes hydrauliques

Une pompe hydraulique est un générateur de débit qui transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique, Une pompe fournit le débit nécessaire pour l'établissement de la pression, mais ne peut d'elle-même produire une pression.

Il existe 2 types de pompes. Pompes centrifuges et pompes volumétriques. Seules les pompes de type volumétrique sont utilisables en hydraulique.

I.7.1. types des pompes volumétriques

En distingue 3 types des pompes volumétriques:

- pompes à engrenages ;
- pompes à palettes ;
- pompes à pistons.

a. Pompes à engrenages

i. Les pompes à engrenages extérieure

La partie mobile des pompes à engrenage est composé de deux pignons qui engrènent et qui sont logés dans un corps. Un de ces "arbres pignons" est menant, couplé par un système de liaison élastique à l'arbre moteur.

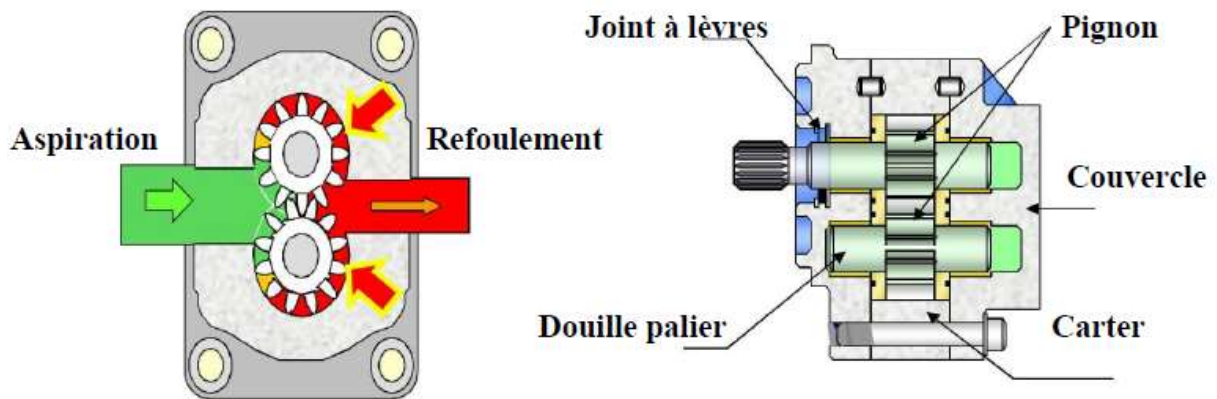


Figure I.20 : Les pompes à engrenages extérieur [14]

ii. Les pompes à engrenage intérieures

Cette pompe peut disposer d'une pièce intermédiaire en forme de croissant pour séparer entre l'entrée et la sortie permettant ainsi de diminuer les fuites internes et d'augmenter la pression de service

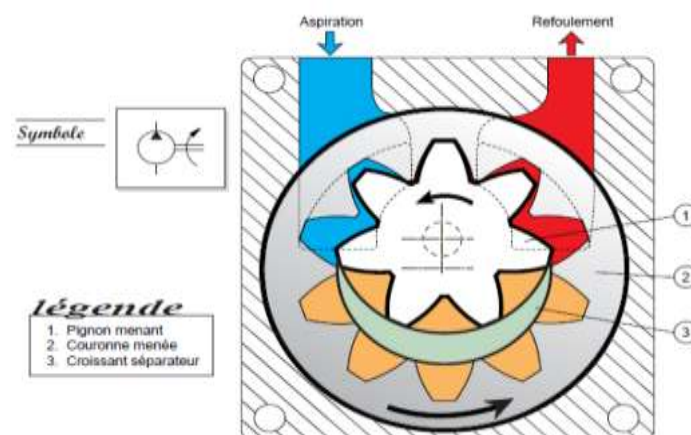


Figure I.21 : schéma d'une pompe à engrenage intérieure

b. Les pompes à palettes

Un corps cylindrique fixe (stator) communique avec les orifices d'aspiration et de refoulement. à l'intérieur se trouve un cylindre plein, le rotor, tangent intérieurement au corps

de la pompe et dont l'axe est excentré par rapport à celui du stator. Le rotor est muni de 2 à 8 fentes diamétralement opposées deux à deux.

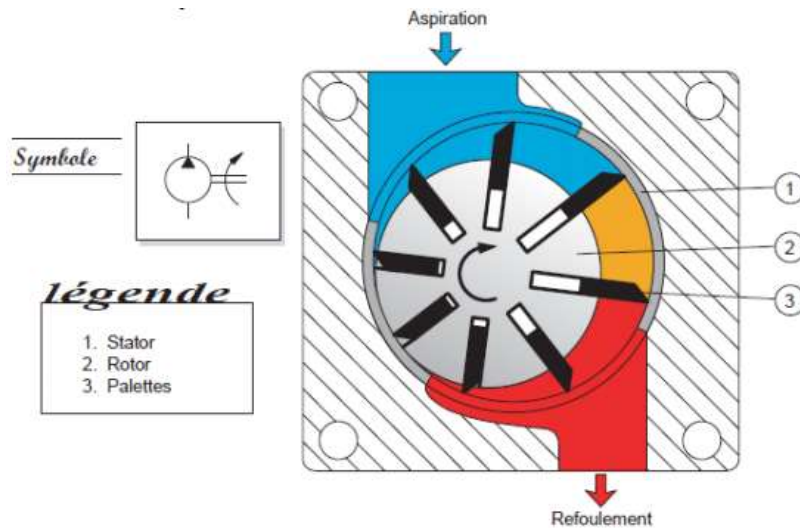


Figure I.22 : schéma d'une pompe à piston

c. Les pompes à piston

Le Principe de fonctionnement des pompes à piston est d'utiliser les variations de volume occasionnées par le déplacement d'un piston dans un cylindre. Ces déplacements alternatifs produisent des phases d'aspiration et de refoulement.

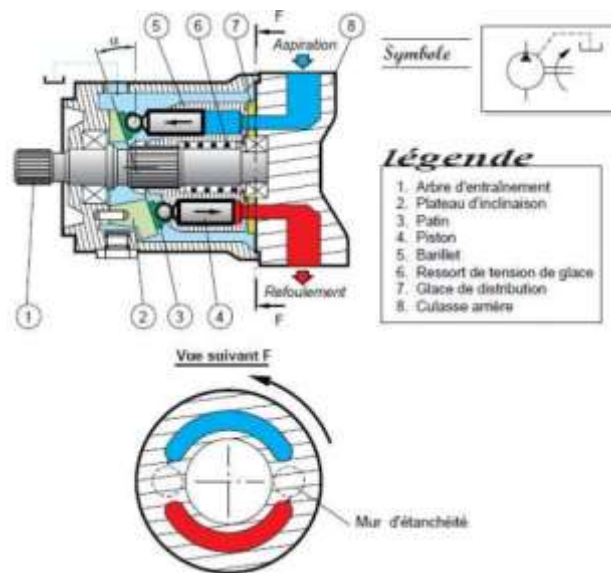


Figure I.23 : schéma d'une pompe à piston

Chapitre II

Étude de conception

II.1. Introduction

Après la recherche bibliographique des différents systèmes de manutention et certains de leurs mécanismes on a défini comme solution de la problématique énoncé en haut le choix de la conception d'une table élévatrice hydraulique à double ciseaux.

Dans ce chapitre en va faire une étude fonctionnelle pour analyser nos besoins et nos moyens dans le but d'aboutir de définir le cahier de charge sur lequel on va se baser pour entamer la conception.

II.2. Analyse fonctionnelle

II.2.1. Saisie du besoin :

Le besoin consiste à fabriquer où améliorer une table élévatrice hydraulique a double ciseaux en conservant tous les critères donnés dans le cahier de charge.

II.2.2. Enoncé du besoin :

Pour définir le besoin éprouvé par l'utilisateur pour un produit, il faut répondre à 3 questions, celles-ci étant généralement regroupées dans un graphique appelé familièrement « bête à corne »

1-a qui le système rend-il service ?

- **les citoyens de village**

2-Sur qui agit-il ?

- **Les charges.**

3 - Dans quel but ?

- **Soulever les bacs enfouis**

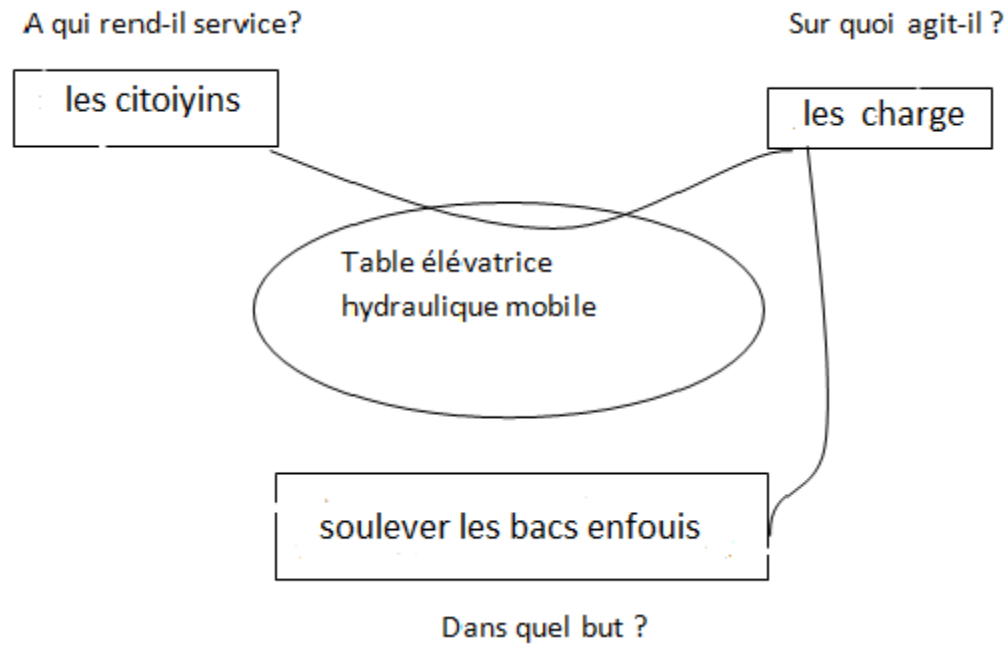


Figure II.1: Bête à cornes

II.2.3. Validation des besoins

Il faut ensuite valider le besoin en répondant aux questions suivantes :

- Pourquoi le besoin existe-t-il ?
 - Aide l'opérateur à soulever des charges.
- Pensez-vous que les risques de voir disparaître ou évoluer ce besoin sont réels dans un proche avenir ?
 - D'après l'évolution conçue dans le domaine de l'industrie le produit ne peut pas disparaître. Donc le besoin est validé.

II.2.4. Expression fonctionnelle du besoin :

Recherche des fonctions de service :

Ce graphe «diagramme en pieuvre» permet de visualiser les relations du produit avec les éléments réels du milieu extérieur

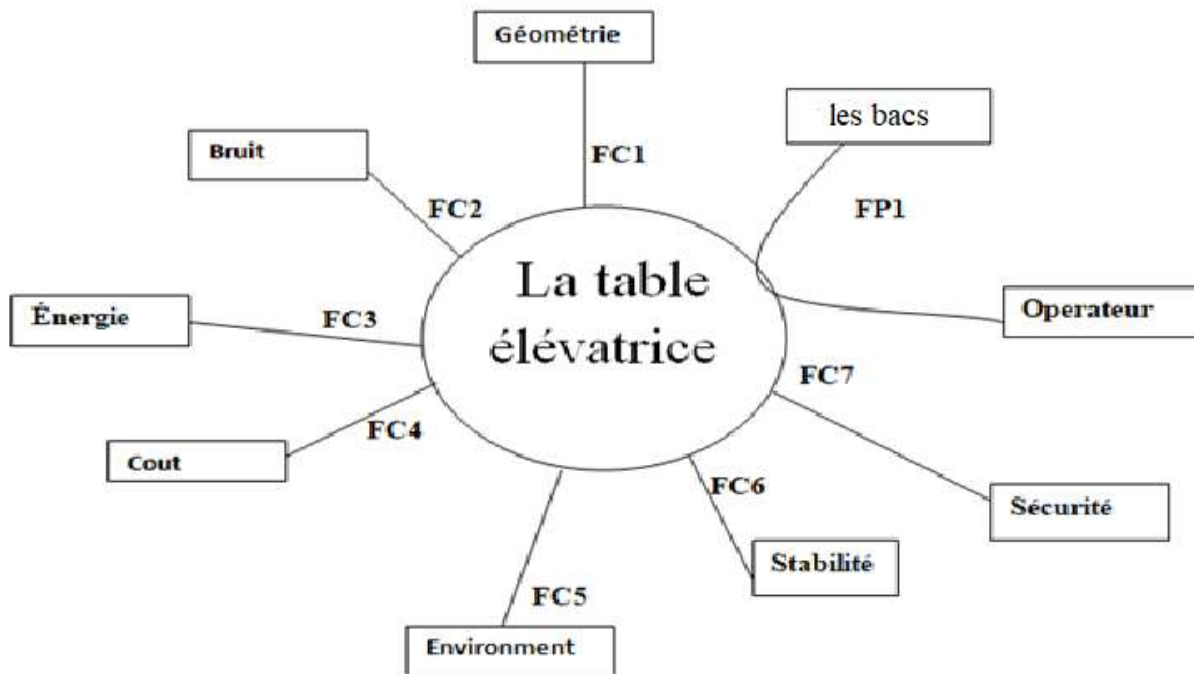


Figure II.2 : Diagramme en pieuvre élévatrice

a. Fonction principale (FP) :

Fonction essentielle du produit, elle justifié la création du produit même et qui peut avoir plusieurs fonctions principales

b. Fonction complémentaire (FC)

Elle rassemble toutes les fonctions de service ou technique complémentaire ainsi que la fonction principale du produit.

II.2.5. Formulations des fonctions

a. Les fonctions principales

FP1 : permettre à l'opérateur de lever les bacs et baisser.

b. Les fonctions complémentaires

FC1: avoir une géométrie convenable

FC2 : minimiser les déchets sonores.

FC3 : s'adapter à l'énergie.

FC4 : avoir un prix minimal.

FC5 : résister au milieu de travail.

FC6 : être stable sur un support.

FC7 : respecter les normes de sécurité.

II.3. Diagramme SADT

Le Diagramme SADT est un langage pluridisciplinaire, qui cherche à favoriser la communication entre les utilisateurs et les concepteurs.

C'est une méthode de représentation structurée conçue à partir de concepts simples, et basée sur un formalisme graphique facile à apprendre.

Un modèle SADT est constitué d'un ensemble hiérarchisé de diagrammes permettant de représenter à divers niveaux de détail et sous une forme relativement concise, des systèmes simples à très complexes

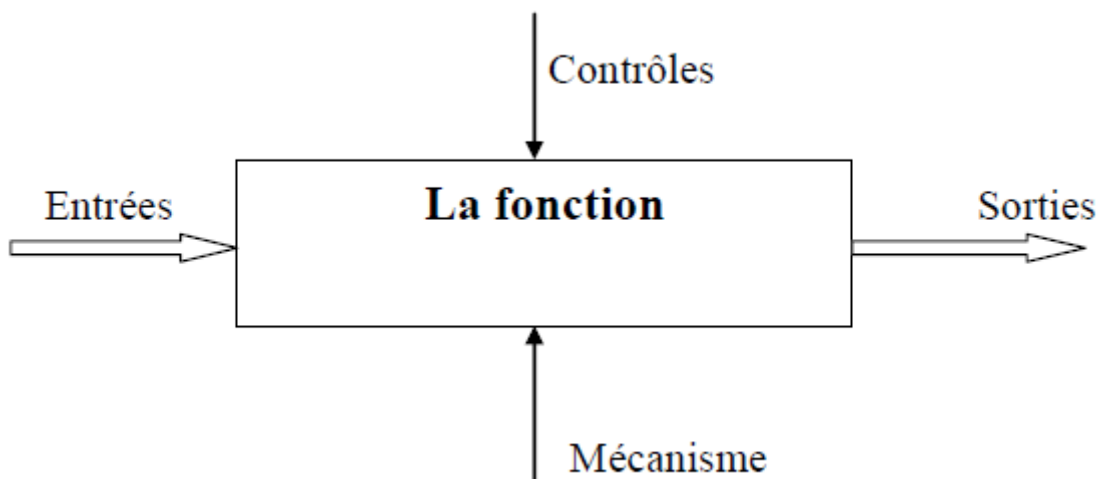


Figure II. 3 : Représente une boîte d'activité.

II.3.1. Diagramme SADT de la table élévatrice

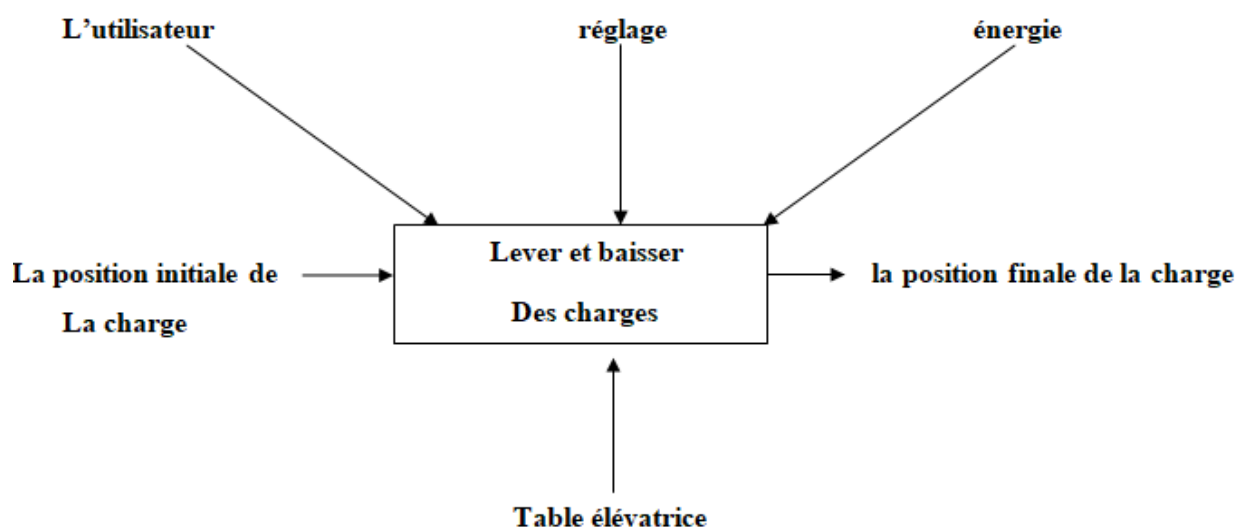


Figure II.4:Diagramme SADT de la table élévatrice

II.4. Diagramme FAST :

Le diagramme FAST (Fonction Analysis System Technique) permet d'établir le lien entre le besoin fondamental et l'architecture d'un produit en passant par les fonctions de service et les fonctions techniques.

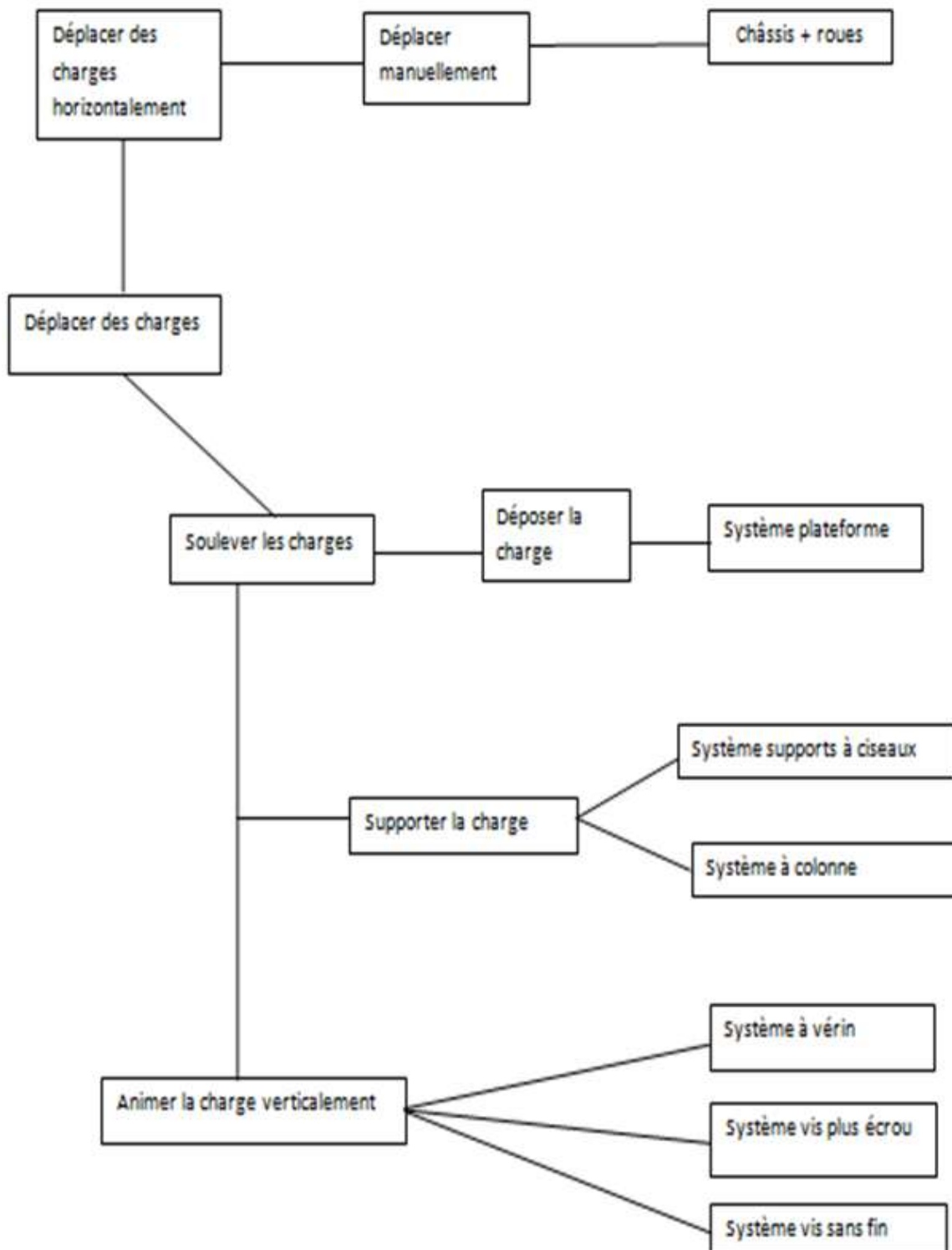


Figure II.5 : Diagramme FAST de la table élévatrice

II.5. Le schéma cinématique de la table élévatrice

Le schéma cinématique permet de modéliser les interactions cinématiques entre les solides de même mécanisme.

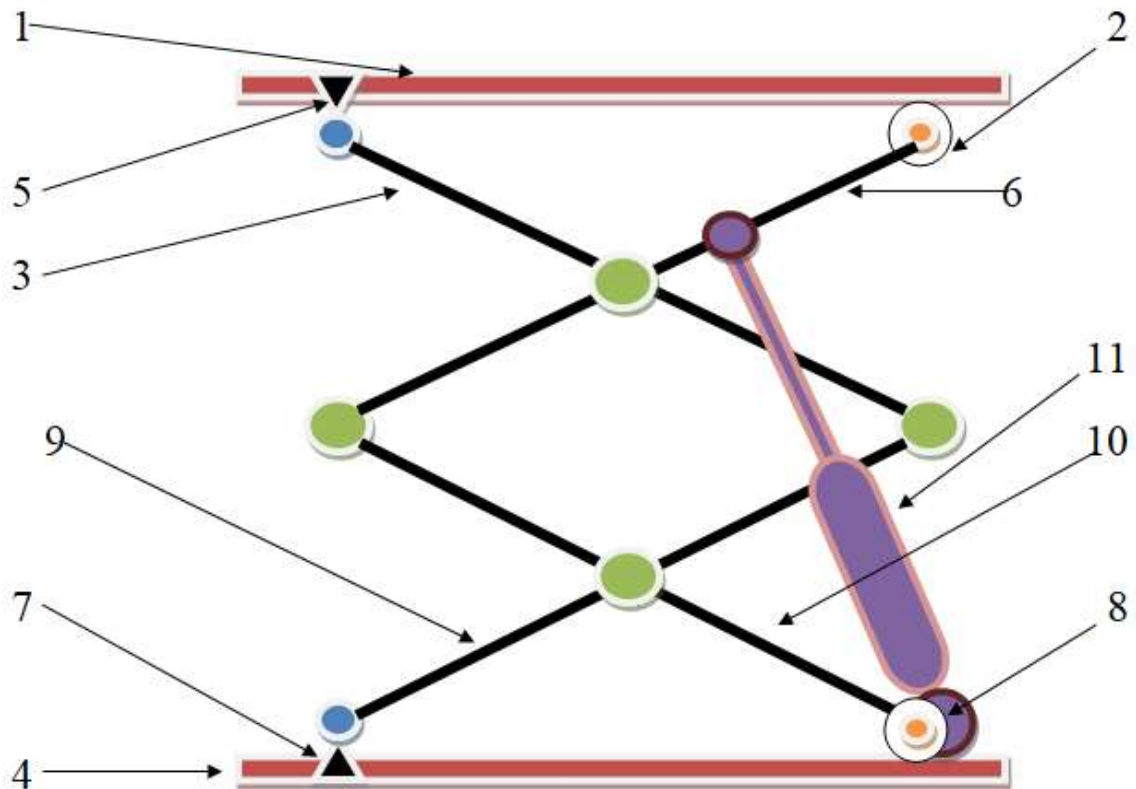


Figure II.6: Schéma cinématique de la table élévatrice.

II.5.1 Le graphe de liaison de la table élévatrice :

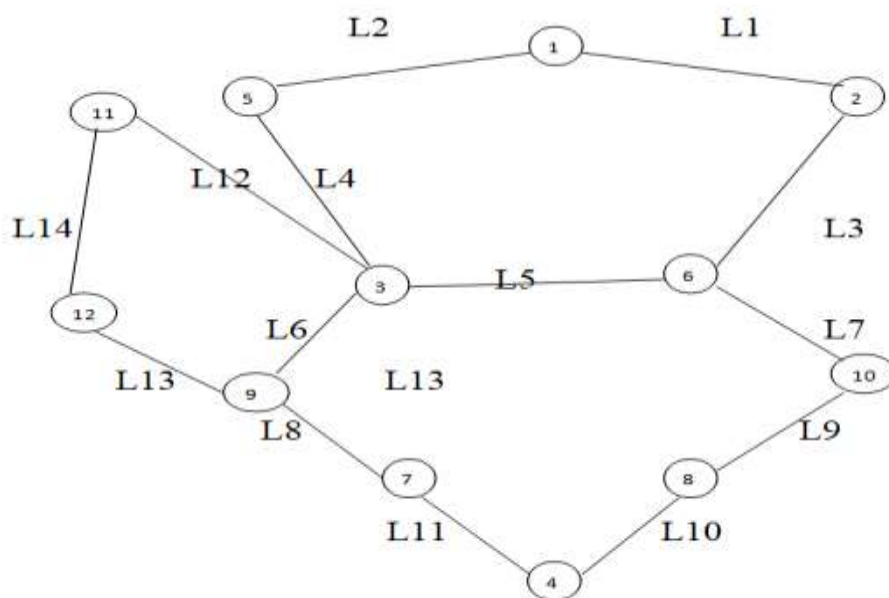



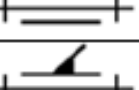
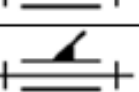



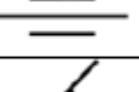
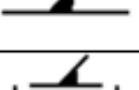

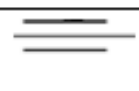
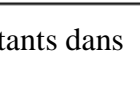



Figure II.7: Graphe de liaison de la table élévatrice.

II.5.2. Les liaisons

Ce tableau résume toutes les liaisons existant dans ce système de la table élévatrice

L1	Liaison pivot glissière		Rotation et translation
L2	Liaison encastrement		Aucune
L3	Liaison pivot		Rotation
L4	Liaison pivot		Rotation
L5	Liaison pivot		Rotation
L6	Liaison pivot		Rotation
L7	Liaison pivot		Rotation
L8	Liaison pivot		Rotation
L9	Liaison pivot		Rotation
L10	Liaison pivot glissière		Rotation
L11	Liaison encastrement		Rotation et translation
L12	Liaison pivot		Rotation
L13	Liaison pivot		Rotation
L14	Liaison glissière		Rotation et translation

Tableaux II.1 : Les liaisons existants dans la table élévatrice.

II.6. Principe de fonctionnement de la table élévatrice hydraulique à double ciseaux

Le vérin est relié par une liaison pivot à une barre transversale soudée entre les ciseaux (6) et l'autre côté est relié avec une relation pivot avec le châssis. L'ouverture du vérin est sa fermeture engendre l'action de pliage ou du dépliage des ciseaux qui sont directement reliés à la plateforme (1) et le châssis (4) par leurs autres extrémités (avec des liaisons pivots et glissière). donc la plateforme reçoit le mouvement vertical.

II.7. Choix du matériau

Nous avons choisi l'acier (S235 JR) dans la norme européenne (NF EN 10027).

C'est un acier de construction mécanique d'usage général qui correspond à l'acier E24 selon la norme (NF A35-373/4), notre critère de choix de matériau est basé sur la disponibilité et le coût. [19]

II.8. Cahier de charge

L'objectif du cahier de charge est de définir les conditions initiales sur la table et l'étude dimensionnelle et la réalisation.

II.8.1 Données initiales pour dimensionner la table

- Les dimensions de la plateforme (2460 X 950 mm).
- Hauteur maximale d'élévation (1510mm).
- Hauteur minimale de la table (400 mm).
- Durée de vie très longue.
- Système hydraulique contiens un moteur une pompe et un vérin.
- Coût moins chère.

Chapitre III

Etude et dimensionnement de la table élévatrice

III.1 Introduction

Dans ce chapitre on va déterminer les dimensions de plusieurs éléments d'une table élévatrice et le toit supérieur à partir l'étude de résistance des matériaux.

III.2 Détermination des longueurs

III.2.1 Hauteur à la position pliée

Soit : $L = 2460 \text{ mm}$

On prend :

$a = 500 \text{ mm}$

$b = 500 \text{ mm}$

$h = 400 \text{ mm}$

Donc :

$$L1 = L - (a + b)$$

$$L1 = 2460 - (500 + 500)$$

$$\mathbf{L1 = 1460 \text{ mm}}$$

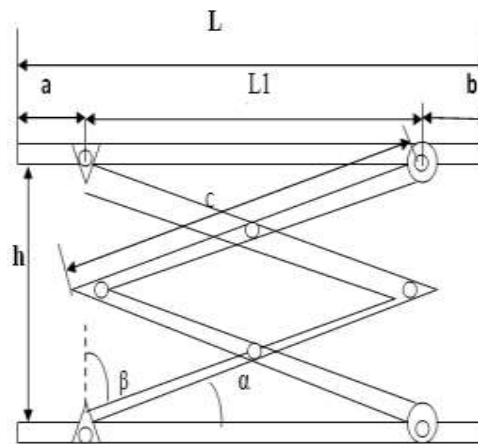


Figure III.1 : table élévatrice à la position pliée.

Le théorème de Pythagore permet de calculer la longueur C du bras de ciseau :

$$C^2 = L1^2 + (h/2)^2$$

$$C^2 = (1460)^2 + (400/2)^2$$

$$C = 1473.6 \text{ mm} \text{ On prend : } \mathbf{C = 1474 \text{ mm}}$$

III.2.2 Hauteur à la position dépliée

Le théorème de Pythagore permet de calculer la longueur L1 du bras du ciseau :

On a :

$$L=2460$$

$$H=1510 \text{ mm.}$$

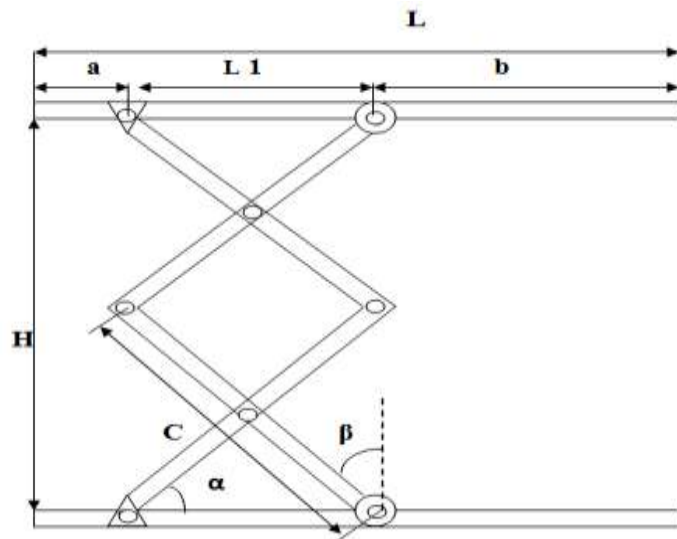
Donc:

$$L1^2 = C^2 - (H/2)^2$$

$$\text{AN: } L1^2 = (1474)^2 - (1510/2)^2$$

$$L1 = 1265.95 \text{ mm}$$

$$\text{Donc : } b = 694.05 \text{ mm}$$



à la position dépliée

Figure III.2 : table élévatrice à la position dépliée.

III.2.3 Calcule de l'angle α et β à déferant hauteur

À la hauteur maximale:

$$\sin \alpha = (H / 2) / C$$

$$\sin \alpha = (1510/2)/1474$$

$$\sin \alpha = 0.512$$

$$\alpha = 30.81^\circ$$

$$\beta = 90^\circ - \alpha$$

$$\beta = 90^\circ - 30.81^\circ$$

$$\beta = 59.19^\circ$$

À la hauteur minimale :

$$\sin \alpha = (h / 2) / C$$

$$\sin \alpha = (400/2) / 1474$$

$$\sin \alpha = 0.1356$$

$$\alpha = 7.79^\circ$$

$$\beta = 90^\circ - \alpha$$

$$\beta = 90^\circ - 7.79^\circ$$

$$\beta = 82.21^\circ$$

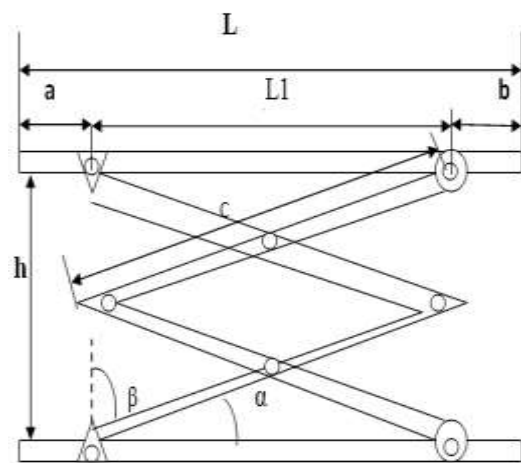
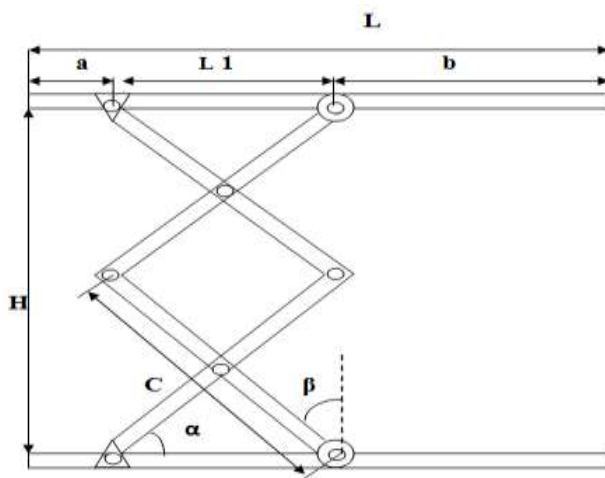


Figure III.3: Table élévatrice à la position déferant

III.3 Dimensionnement de la plateforme de la table

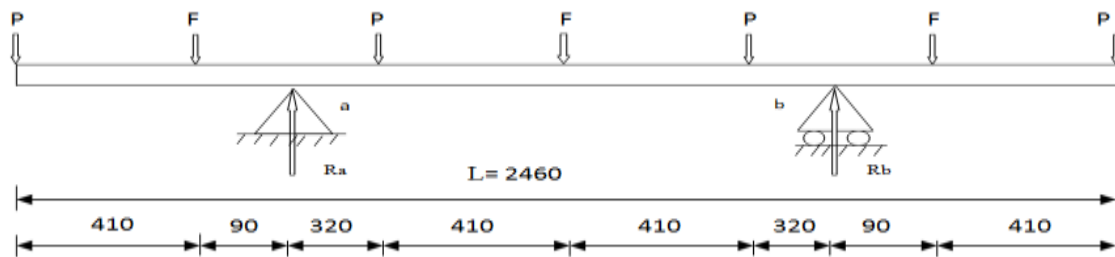


Figure III.4 : Schéma présenter les efforts et des réactions sur les profilés de la plateforme de la table à la position pliée.

La plateforme est composé des profilés et des traverses, pour déterminer les dimensionnements de plateforme on calcul les dimensionnements de deux ces derniers :

III.3.1 Dimensionnement des profilés:

On calcul le dimensionnement des profilés aux déférant hauteur :

a. Hauteur minimale

i. Calcul des réactions au niveau des appuis

On a:

$$F = 1640\text{N}$$

$$P = 3600\text{N}$$

$$\sum F_{ext}/y = 0$$

$$R_a + R_b - 3F - 4P = 0$$

$$R_a + R_b = 3F + 4P$$

$$R_a + R_b = 3(1640) + 4(3600)$$

$$R_a + R_b = 19320\text{N}$$

$$\sum M_f/b = 0$$

$$P(320+1140+1960-500) - R_a(1460) + F(730+1550-90) = 0$$

$$F - R_a \cdot 1460 = 0$$

$$R_a = \frac{P(2920) + F(2190)}{1460}$$

$$R_a = 9660\text{ N}$$

$$R_b = F - R_a : R_b = 9660\text{ N}$$

ii. Calcul Les efforts tranchants et les moments fléchissant de profilée de chaque tronçon

On a le système est symétrique par rapport au milieu de la poutre, donc on calcul les efforts tranchants et les moments fléchissant juste pour quatre tronçons

- Tronçon 01 :

$$0 \leq x \leq 410$$

$$T - P = 0 \text{ N} \dots \text{III.1}$$

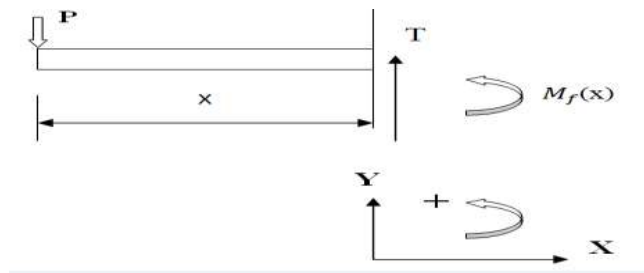
$$T = 3600 \text{ N}$$

$$M_f(x) + P \cdot x = 0 \dots \text{III.2}$$

$$M_f(x) = -3600 \cdot x$$

$$M_f(0) = 0 \text{ N.mm}$$

$$M_f(410) = -1.479 \times 10^6 \text{ N.mm}$$



- Tronçon 02:

$$410 \leq x \leq 500$$

$$T - F - P = 0 \dots \text{III.3}$$

$$T = F + P$$

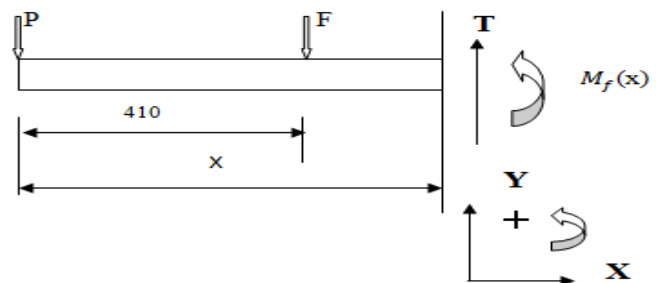
$$T = 3600 + 1640 = 5240 \text{ N}$$

$$M_f(x) + P \cdot x + F \cdot (x - 410) = \dots \text{III.4}$$

$$M_f(x) = -3600 \cdot x - 1640 \cdot (x - 410)$$

$$M_f(410) = -1.476 \times 10^6 \text{ N.mm}$$

$$M_f(500) = -1.947 \times 10^6 \text{ N.mm}$$



- Tronçon 03:

$$500 \leq x \leq 820$$

$$T - P + R_a - F = 0 \dots \text{III.5}$$

$$T = P + F - R_a$$

$$T = 3600 + 1640 - 9660$$

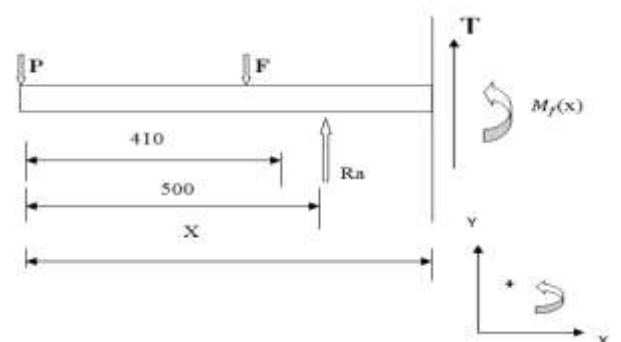
$$T = -4420 \text{ N}$$

$$M_f(x) + R_a \cdot (x - 500) - F \cdot (x - 410) - P \cdot x = 0 \dots \text{III.6}$$

$$M_f(x) = 9660 \cdot (x - 500) - 1640 \cdot (x - 410) - 3600 \cdot x$$

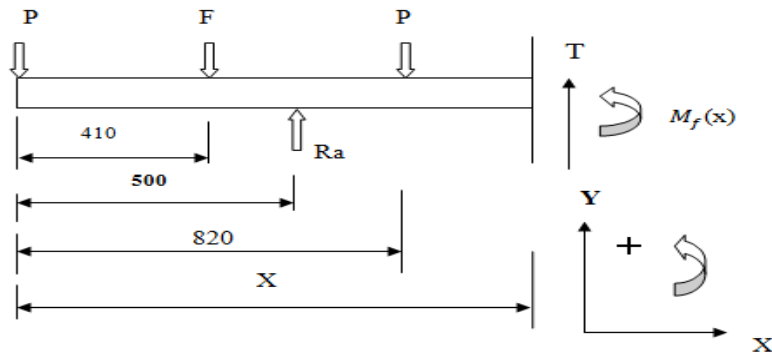
$$M_f(500) = -1.947 \times 10^6 \text{ N.mm}$$

$$M_f(820) = -0.533 \times 10^6 \text{ N.mm}$$



- Tronçon 04 :

$$820 \leq x \leq 1230$$



$$T + R_a - P - F - P = 0 \dots \text{III.7}$$

$$T = F + 2P - R_a$$

$$T = 1640 + 2 \times 3600 - 9660$$

$$\mathbf{T = - 820 \text{ N. mm}}$$

$$M_f(x) - R_a \cdot (x - 500) + F \cdot (x - 410) + P \cdot (x - 820) + P \cdot x = 0 \dots \text{III.8}$$

$$M_f(820) = - 0.533 \times 10^6 \text{ N.mm}$$

$$M_f(1230) = - 0.197 \times 10^6 \text{ N.mm}$$

iii. Digramme des efforts tranchant et les moments fléchissant de profilée

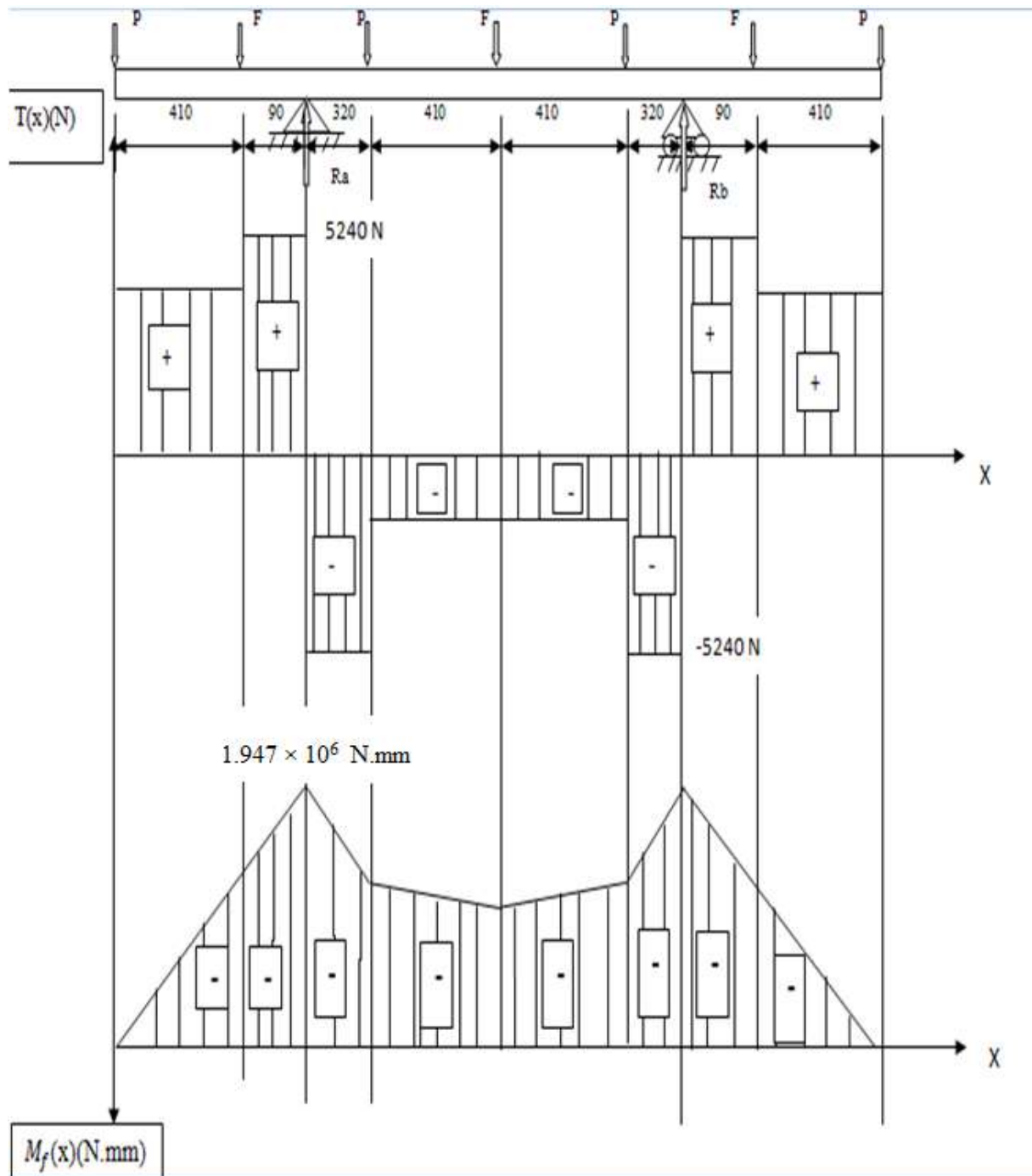


Figure III.5 : Digramme des efforts tranchant et les moments fléchissant de profilée à hauteur minimale

Donc le moment maximale est : $M_f \max = 1.947 \times 10^6 \text{ N.mm}$

iv. Condition de résistance

$$\frac{I}{V} \geq \frac{M_f \max}{\sigma_{adm}}$$

On a : $\sigma_{adm} = \sigma_e / s$

On a l'acier S235 : $\sigma_e = 235 \text{ Mpa}$

Avec : $s = 2$ s : condition de sécurité

$$\sigma_{adm} = 235 / 2$$

$$\sigma_{adm} = 117.5 \text{ Mpa}$$

Donc :

$$\frac{I}{V} = \frac{1.947 \times 10^6}{117.5}$$

$$\frac{I}{V} = 16570.212 \text{ mm}^3.$$

$$\frac{I}{V} = 16.570 \text{ cm}^3$$

Il correspond au profilé rectangulaire d'épaisseur 5 mm, leur dimension (80. 40) mm.

(Voire l'annexe N° : 01)

b. Hauteur maximale

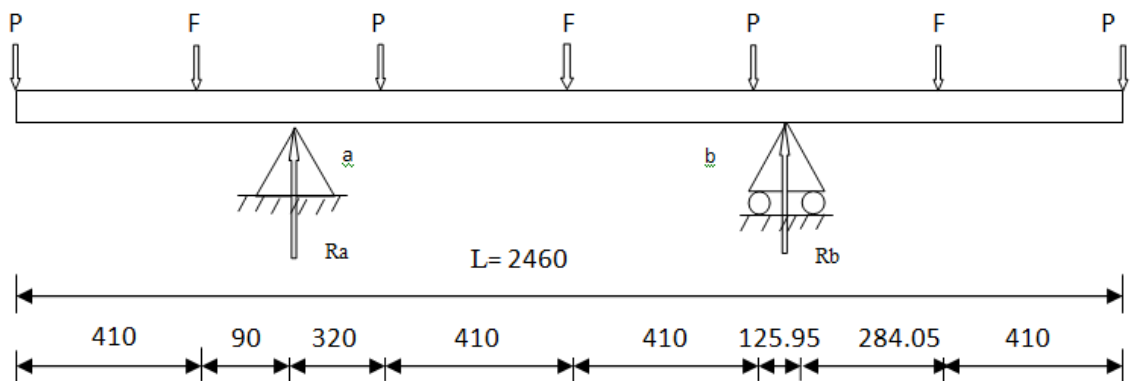


Figure III.6 : Schéma présenter les efforts et des réactions sur les profilés de la plateforme de la table à la position dépliée

i. Calcul des réactions au niveaux des appuis

$$\sum F_{ext}/y = 0$$

$$R_a + R_b - 3F - 4P = 0$$

$$R_a + R_b = 3F + 4P$$

$$R_a + R_b = 3(1640) + 4(3600)$$

$$R_a + R_b = 19320\text{N}$$

$$\sum M_f/b = 0$$

$$P(1765.95+945.95+125.95-694.05) - R_a(1265.95) + F(1355.95+535.95-284.05) = 0$$

$$R_a = \frac{P(2143.8) + F(1607.85)}{1265.95}$$

$$R_a = 8179.275\text{ N}$$

$$R_b = F - R_a$$

$$R_b = 11140.725\text{ N}$$

ii. Calcul les efforts tranchants et les moments fléchissant de chaque tronçon

- Tronçon 01 :

$$0 \leq x \leq 410$$

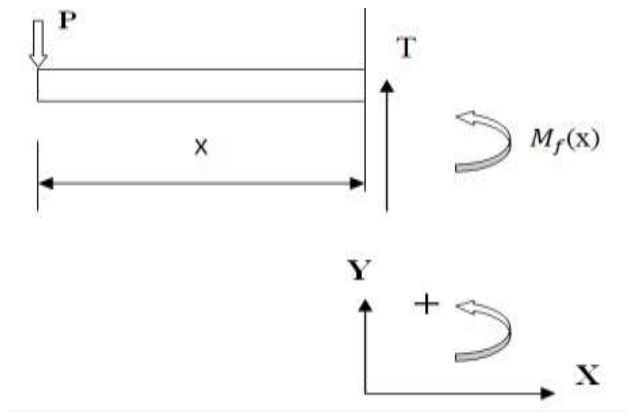
$$T - P = 0\text{ N} \dots \text{III.9}$$

$$T = 3600\text{N}$$

$$M_f(x) + P \cdot x = 0 \dots \text{III.10}$$

$$M_f(x) = -3600 \cdot x$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_f(0) = 0\text{ N.mm} \\ M_f(410) = -1.479 \times 10^6\text{ N.mm} \end{array} \right.$$



- Tronçon 02:

$410 \leq x \leq 500$

$T - F - P = 0 \dots$ **III.11**

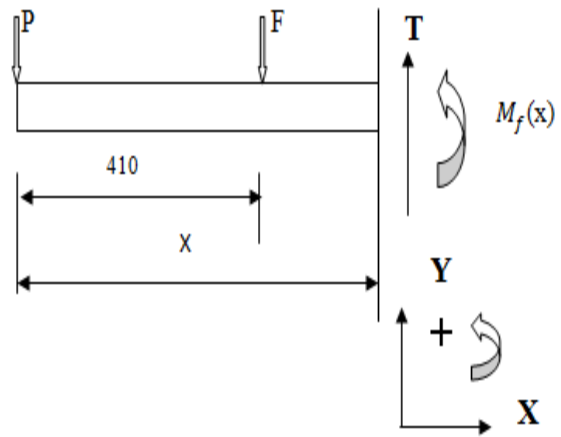
$T = F + P$

$T = 3600 + 1640 = 5240 \text{ N}$

$M_f(x) + P \cdot x + F \cdot (x - 410) = 0 \dots$ **III.12**

$M_f(x) = -3600 \cdot x - 1640 \cdot (x - 410)$

$\left\{ \begin{array}{l} M_f(410) = -1.476 \times 10^6 \text{ N.mm} \\ M_f(500) = -1.947 \times 10^6 \text{ N.mm} \end{array} \right.$



- Tronçon 03

$500 \leq x \leq 820$

$T - P + R_a - F = 0 \dots$ **III.13**

$T = P + F - R_a$

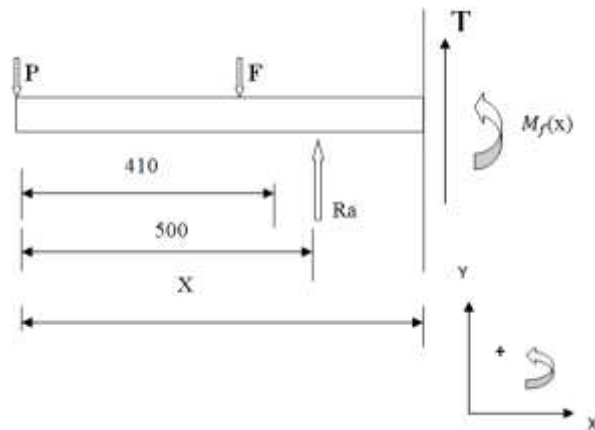
$T = 3600 + 1640 - 8179.275$

$T = -2939.275 \text{ N}$

$M_f(x) + R_a \cdot (x - 500) - F \cdot (x - 410) - P \cdot x = 0 \dots$ **III.14**

$M_f(x) = 8179.275 \cdot (x - 500) - 1640 \cdot (x - 410) - 3600 \cdot x$

$\left\{ \begin{array}{l} M_f(500) = -1.947 \times 10^6 \text{ N.mm} \\ M_f(820) = -1.007 \times 10^6 \text{ N.mm} \end{array} \right.$



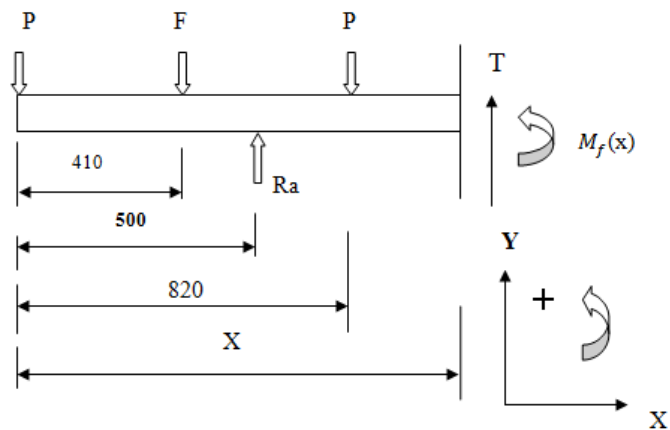
- Tronçon 04 :

$820 \leq x \leq 1230$

$T + R_a - P - F - P = 0 \dots \text{III.15}$

$T = F + 2P - R_a$
 $T = 1640 + 2 \times 3600 - 8179.275$

T = 660.725 N



$M_f(x) - R_a \cdot (x - 500) + F \cdot (x - 410)$

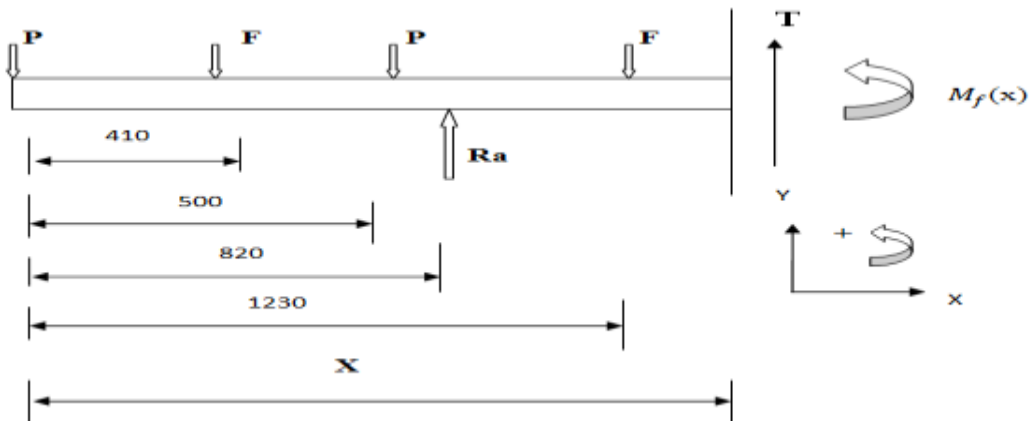
$+ P \cdot (x - 820) + P \cdot x = 0 \dots \text{III.16}$

$M_f(x) = 8179.275 \cdot (x - 500) - 1640 \cdot (x - 410) - 3600 \cdot (x - 820) - 3600 \cdot x$

$M_f(820) = - 1.007 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$
 $M_f(1230) = - 1.277 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$

- Tronçon 05 :

$1230 \leq x \leq 1640$



$T - P - F - P - F + R_a = 0 \text{ N} \dots \text{III.17}$

$T = 2P + 2F - R_a$

$T = 2(3600) + 2(1640) - 8179.275$

T = 2300.725 N

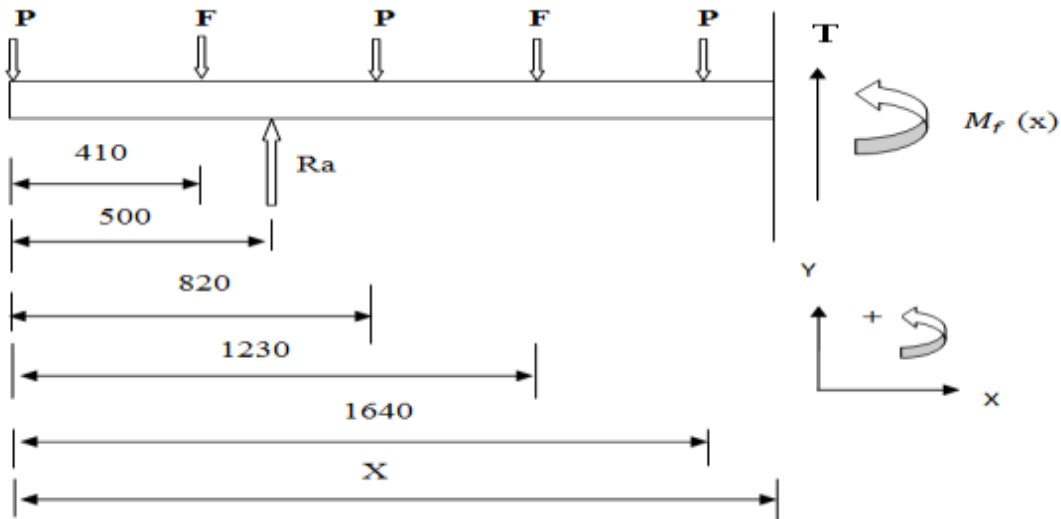
$M_f(x) - R_a \cdot (x - 500) + F \cdot (x - 410) + P \cdot (x - 820) + P \cdot x + F \cdot (x - 1230) = 0 \dots \text{III.18}$

$M_f(x) = 8179.275 \cdot (x - 500) - 1640 \cdot (x - 410) - 3600 \cdot (x - 820) - 3600 \cdot x - 1640 \cdot (x - 1230)$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_f(1230) = -1.277 \times 10^6 \text{ N.mm} \\ M_f(1640) = -2.221 \times 10^6 \text{ N.mm} \end{array} \right.$$

- Tronçon 06:

$$1640 \leq x \leq 1765.95$$



$$T - P - F - P - F - P + R_a = 0 \dots \text{III.19}$$

$$T = 2F + 3P - R_a$$

$$T = 2(1640) + 3(3600) - 8179.275$$

$$T = 5900.725 \text{ N}$$

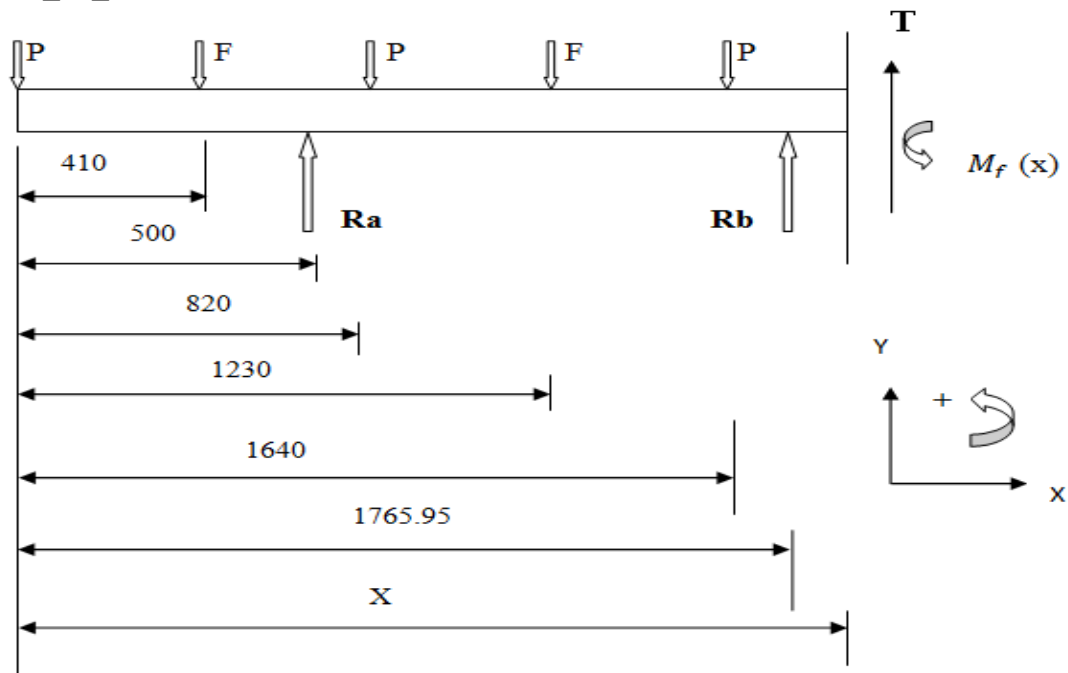
$$M_f(x) - R_a \cdot (x - 500) + F \cdot (x - 410) + P \cdot (x - 820) + P \cdot x + F \cdot (x - 1230) + P \cdot (x - 1640) = 0 \dots \text{III.20}$$

$$M_f(x) = 8179.275 \cdot (x - 500) - 1640 \cdot (x - 410) - 3600 \cdot (x - 820) - 3600 \cdot x - 1640 \cdot (x - 1230) - 3600 \cdot (x - 1640)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_f(1640) = -2.221 \times 10^6 \text{ N.mm} \\ M_f(1765.95) = -2.964 \times 10^6 \text{ N.mm} \end{array} \right.$$

- Tronçon 07:

$$1765.95 \leq x \leq 2050$$



$$T - P - F - P - F - P + R_a + R_b = 0 \dots \text{III.21}$$

$$T = 3P + 2F - R_a - R_b$$

$$T = 3(3600) + 2(1640) - 8179.275 - 11140.725$$

$$\mathbf{T = -5240 \text{ N}}$$

$$M_f(x) - R_a \cdot (x - 500) + F \cdot (x - 410) + P \cdot (x - 820) + P \cdot x + F \cdot (x - 1230) + P \cdot (x - 1640)$$

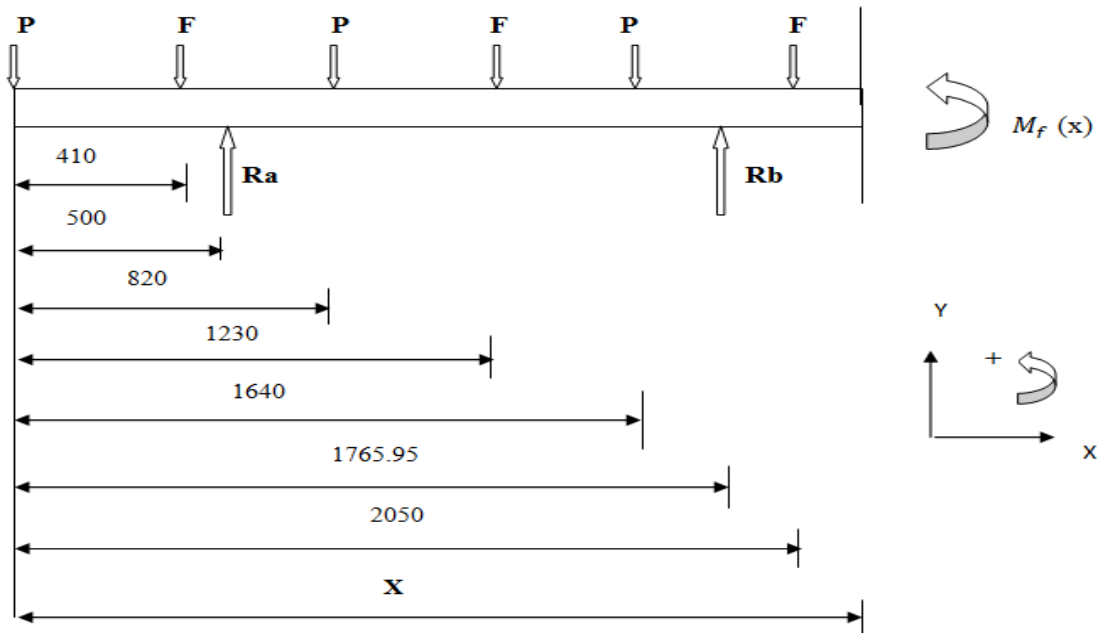
$$- R_b \cdot (x - 1765.95) = 0 \dots \text{III.22}$$

$$M_f(x) = 8197.275 \cdot (x - 500) - 1640 \cdot (x - 410) - 3600 \cdot (x - 820) - 3600 \cdot x - 1640 \cdot (x - 1230) - 3600 \cdot (x - 1640) + 11140.725 \cdot (x - 1765.95)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_f(1765.95) = -2.964 \times 10^6 \text{ N.mm} \\ M_f(2050) = -1.476 \times 10^6 \text{ N.mm} \end{array} \right.$$

- Tronçon 08 :

$$2050 \leq x \leq 2460$$



$$T - 3P - 3F + R_a + R_b = 0 \dots \text{III.23}$$

$$T = 3P + 3F - R_a - R_b$$

$$T = 3(3600) + 3(1640) - 8179.275 - 11140.725$$

$$T = -3600 \text{ N. mm}$$

$$M_f(x) - R_a \cdot (x - 500) + F \cdot (x - 410) + P \cdot (x - 820) + P \cdot x + F \cdot (x - 1230) + P \cdot (x - 1640)$$

$$- R_b \cdot (x - 1765.95) + F \cdot (x - 2050) = 0 \dots \text{III.24}$$

$$M_f(x) = 8179.275 \cdot (x - 500) - 1640 \cdot (x - 410) - 3600 \cdot (x - 820) - 3600 \cdot x - 1640 \cdot (x - 1230) - 3600 \cdot (x - 1640) + 11140.725 \cdot (x - 1765.95) - 1640 \cdot (x - 2050)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_f(2050) = -1.476 \times 10^6 \text{ N.mm} \\ M_f(2460) = 0 \text{ N.mm} \end{array} \right.$$

iii. Diagramme des efforts tranchants et moment fléchissant de profilée

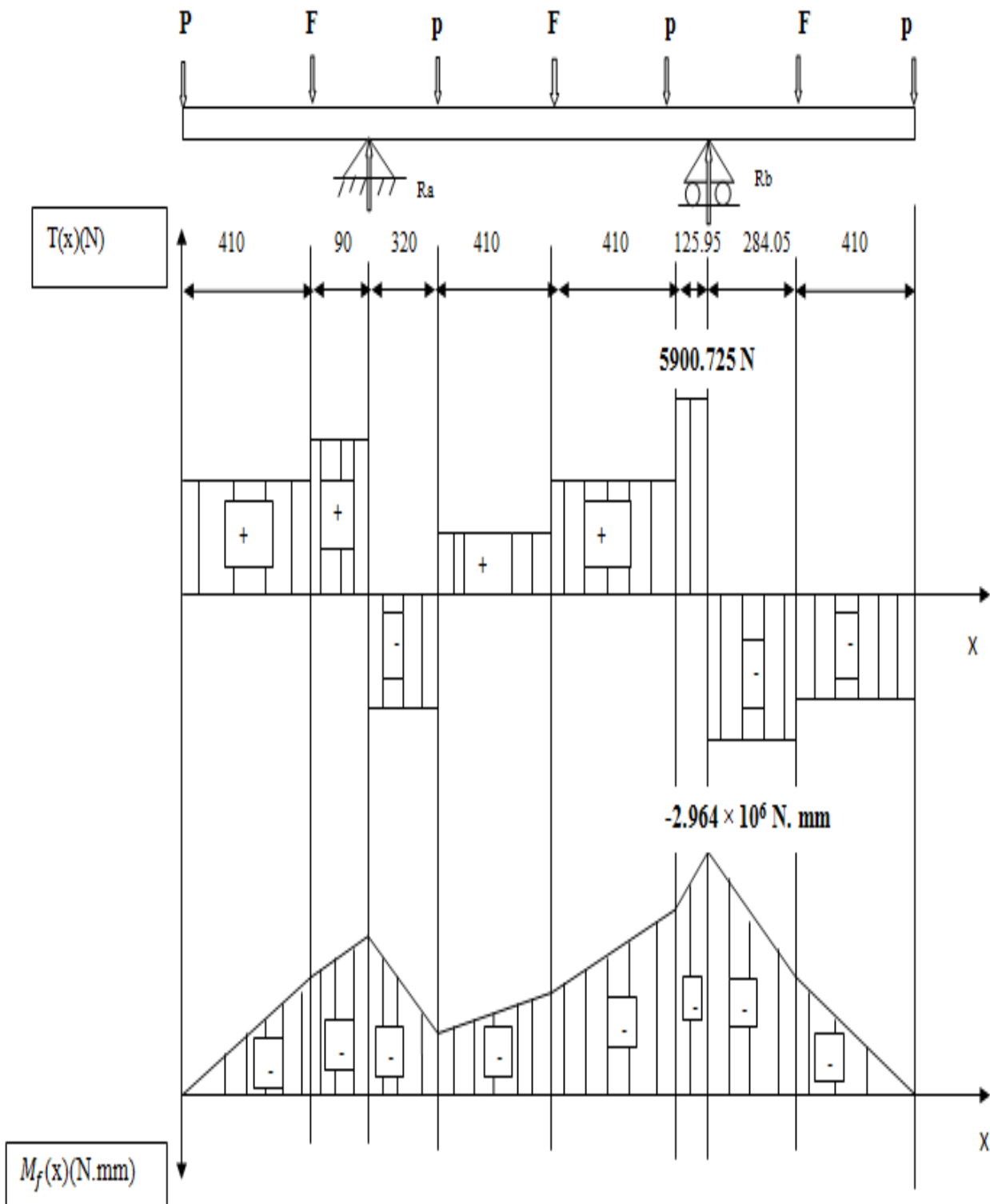


Figure III.5 : Diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissants de profilée à hauteur maximale

iv. Condition de résistance

$$\frac{I}{V} \geq \frac{M_f \max}{\sigma_{adm}}$$

On a: $\sigma_{adm} = \sigma_e / s$

On a l'acier S235: $\sigma_e = 235 \text{ Mpa}$

Avec : $s = 2$ s : condition de sécurité

$$\sigma_{adm} = 235 / 2$$

$$\sigma_{adm} = \mathbf{117.5 \text{ MPa}}$$

Donc :

$$\frac{I}{V} = \frac{2.964 \times 10^6}{117.5}$$

$$\frac{I}{V} = 25225.531 \text{ mm}^3.$$

$$\frac{I}{V} = 25.225 \text{ cm}^3$$

Il correspond au profilé rectangulaire d'épaisseur 5 mm, leur dimension (100× 40) mm.

(Voire l'annexe N° : 02)

III.3.2 Dimensionnement des traverses

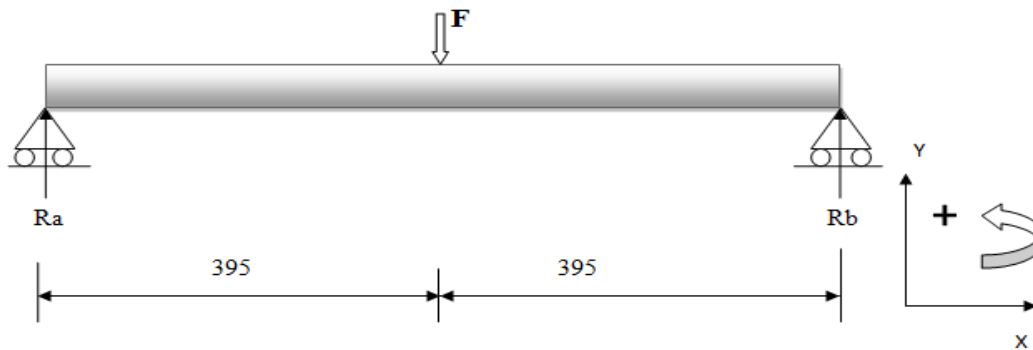


Figure III.8 : Schéma présenter les efforts et des réactions sur les traverses de la plateforme de la table

i. Calcul des réactions au niveaux des appuis

On a :

$$\mathbf{F = 1640 \text{ N}}$$

$$\sum F_{ext}/y = 0: R_a + R_b - F = 0$$

$$R_a + R_b = F$$

$$R_a + R_b = 1640 \text{ N}$$

$$\sum M_f/b = 0: R_a (790) - F (395) = 0$$

$$R_a = \frac{F(395)}{790}$$

$$\mathbf{R_a = 820 \text{ N}}$$

$$R_b = F - R_a \Rightarrow \mathbf{R_b = 820 \text{ N}}$$

R_a = R_b = 820 N

ii. Calcul Les efforts tranchants et les moments fléchissant de traverse de chaque tronçon

- Tronçon 01 :

0 ≤ x ≤ 395

T + R_a = 0 ... III.25

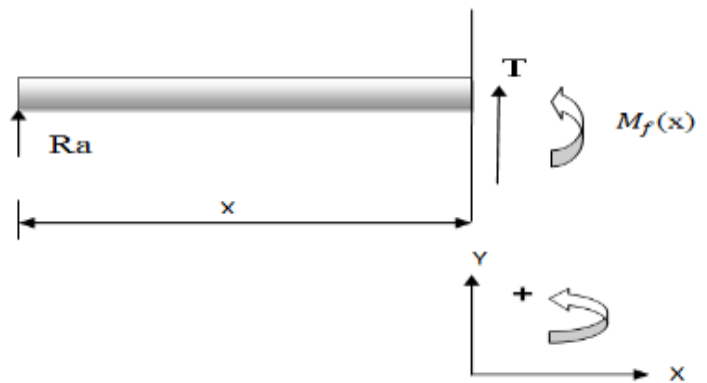
T = - R_a

T = - 820 N

M_f (x) - R_a. x = 0 : M_f(x) = 820. x = 0

...III.26

**{ M_f(0) = 0 N.mm
M_f(395) = 323.9 × 10³ N.mm**



- Tronçon 02:

395 ≤ x ≤ 790

T - F + R_a = 0 ...III.27

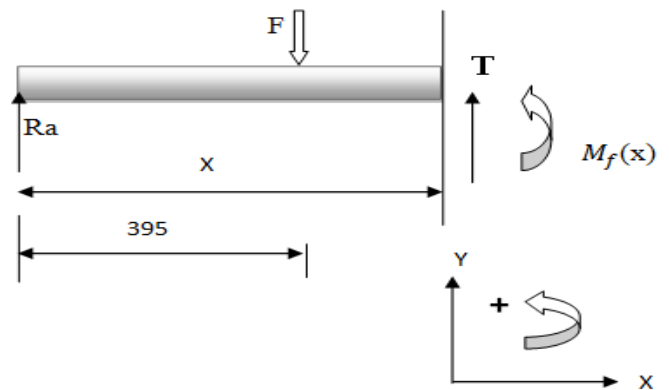
T = F - R_a

T = 1640 - 820 = 820 N

M_f(x) + F. (x - 395) - R_a. x = 0 ...III.28

M_f(x) = (820. x) - 1640. (x - 395)

**{ M_f(395) = 323.9 × 10³ N.mm
M_f(790) = 0 N.mm**



iii. Diagramme des efforts tranchants et moment fléchissant de traverse

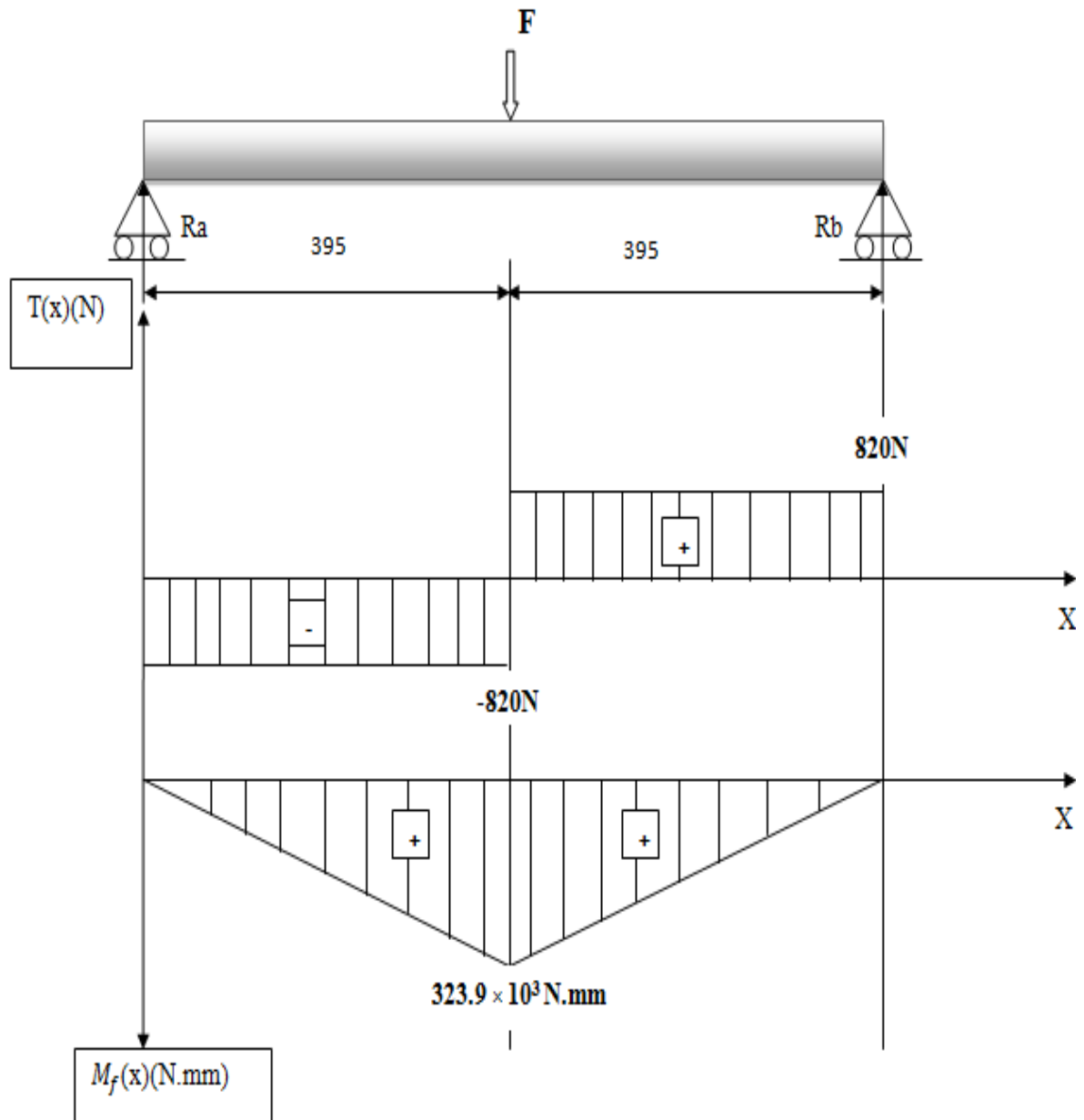


Figure III.8 : Diagramme des efforts tranchants et moment fléchissant de traverse

Condition de résistance

$$\frac{I}{V} \geq \frac{M_f \max}{\sigma_{adm}}$$

On a: $\sigma_{adm} = \sigma_e / s$

On a l'acier S235: $\sigma_e = 235 \text{ Mpa}$

Avec : $s = 2$ s : condition de sécurité

$$\sigma_{adm} = 235 / 2$$

$$\sigma_{adm} = \mathbf{117.5 \text{ Mpa}}$$

Donc :

$$\frac{I}{V} = \frac{323.9 \times 10^3}{117.5}$$

$$\frac{I}{V} = 2756.595 \text{ mm}^3.$$

$$\frac{I}{V} = 2.756 \text{ cm}^3$$

Il correspond au traverse carrée d'épaisseur 2 mm, leur dimension (40 × 40) mm.

(Voire l'annexe N° : 03)

III.4 Dimensionnement les bras des ciseaux**III.4 .1Calcul les réactions exercées par la plate forme sur les ciseaux**

On prend les réactions exercées par la plate forme sur les ciseaux que nous avons calculées dans le dimensionnement des profilés à la hauteur déferant :

➤ À la hauteur minimale

$$\mathbf{On a : Ra = 9660 \text{ N}}$$

$$\mathbf{Rb = 9660 \text{ N}}$$

➤ À la hauteur maximale :

$$\mathbf{On a : Ra = 8179.275 \text{ N}}$$

$$\mathbf{Rb = 11140.725 \text{ N}}$$

III.4.2 Calcul des réactions agissant sur les ciseaux de la table à la déférant hauteur

c. Hauteur minimale

- On isole le bras (b E d) du ciseau pour calculer les différentes réactions agissant sur lui.

R_b : Réaction de la plate forme sur le bras du ciseau au point b.

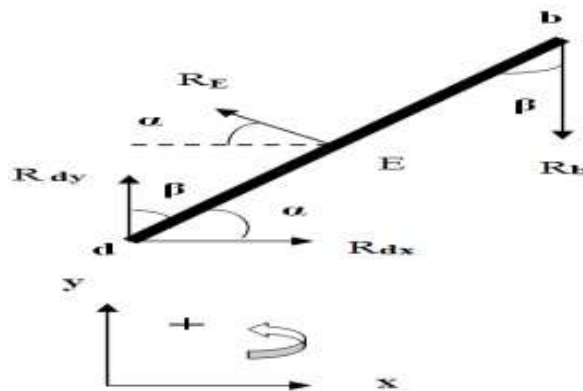
R_E : Réaction du bras (a E g) sur le bras (b Ed) au point E.

R_{dx} et R_{dy} : Les réactions du bras (a E g) sur le bras (b ; E ;d) au point E d.

$$R_b = 9660 \text{ N}$$

$$\alpha = 7.79^\circ$$

$$\beta = 82.21^\circ$$



Avec : $Eb = Ed = 737 \text{ mm}$.

En appliquant la somme des forces :

$$\sum F/x = R_{dx} - R_E \cdot \cos \alpha = 0 \dots \boxed{1}$$

$$\sum F/y = R_{dy} - R_b + R_E \cdot \sin \alpha = 0 \dots \boxed{2}$$

$$\sum M/d = R_E \cdot [E d] - R_b \cdot [d b] \cdot \sin \beta = 0 : R_E = \frac{R_b \cdot [d b] \cdot \sin \beta}{[E d]}$$

$$R_E = \frac{9660 \times [1474] \times \sin(82.21)}{[737]}$$

$$R_E = 19141.705 \text{ N}$$

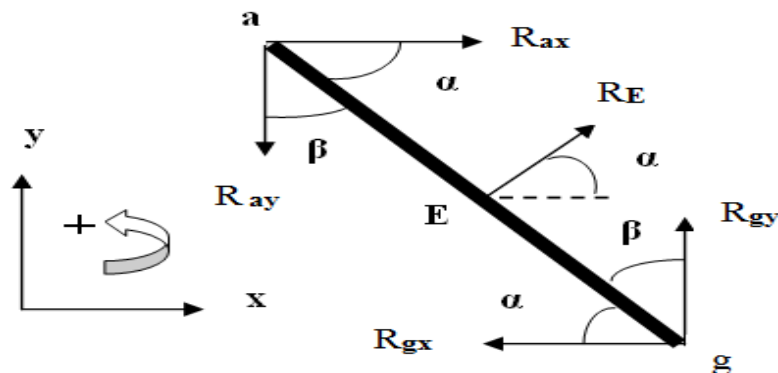
En remplace la valeur R_E dans l'équation $\boxed{1}$ qui donne : $R_{dx} = 18965.056 \text{ N}$

D'après l'équation $\boxed{2}$: $R_{dy} = 7065.482 \text{ N}$

- En isole le bras (a E g) :

R_{ax} et R_{ay} : Les réactions de la plate forme sur le bras (a E g) du ciseau au point **a**.

R_{gx} et R_{gy} : Réaction du bras (g E' i) sur le bras (a E g) au point **g**.



Avec : $Ea = Eg = 737$ mm.

En appliquant la somme des forces :

$$\sum F/x = 0 : R_{ax} + R_E \cdot \cos \alpha - R_{gx} = 0 \dots \boxed{1}$$

$$\sum F/y = 0 : R_{gy} - R_{ay} + R_E \cdot \sin \alpha = 0 \dots \boxed{2}$$

$$\sum M/d = 0 : R_{ay} \cdot [a g] \sin \beta - R_E \cdot [E g] - R_{ax} \cdot [a g] \cdot \sin \alpha = 0$$

$$R_{ax} = \frac{R_{ay} \cdot [a g] \cdot \sin \beta - R_E \cdot [E g]}{[a g] \cdot \sin \alpha}$$

$$R_{ax} = \frac{9660 \times [1474] \times \sin(82.21) - 19141.705 \times [737]}{[1474] \times \sin(7.79)}$$

$$R_{ax} = 0 \text{ N}$$

En remplace la valeur R_{ax} dans l'équation $\boxed{1}$ qui donne : $R_{gx} = R_E \cdot \cos \alpha$

$$R_{gx} = 19141.705 \times \cos(7.79)$$

$$R_{gx} = 18965.056 \text{ N}$$

D'après l'équation $\boxed{2}$: $R_{gy} = R_{ay} - R_E \cdot \sin \alpha$

$$R_{gy} = 9660 - 19141.705 \times \sin(7.79^\circ)$$

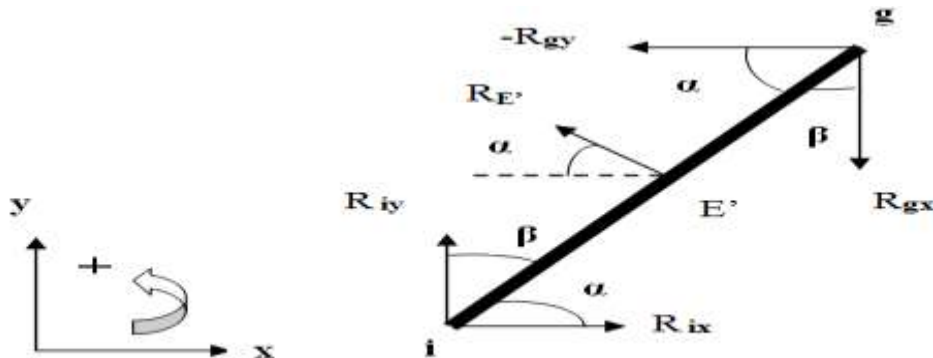
$$R_{gy} = 7065.482 \text{ N}$$

- En isole le bras (g E' i) :

R_E : Réaction du bras (d E' f) sur le bras (g E' i) au point E.

R_{ix} et R_{iy} : Réactions du sol sur le ciseau (i E' g) au point i.

R_{gx} et R_{gy} : Réaction du bras (a E g) sur le bras (g E' i) au point g.



Avec : $E' i = E' g = 737$ mm.

En appliquant la somme des forces :

$$\sum F/x=0 : R_{ix} + R_{gx} - R_{E'} \cdot \cos \alpha = 0 \dots \boxed{1}$$

$$\sum F/y=0 : R_{iy} - R_{gy} + R_{E'} \cdot \sin \alpha = 0 \dots \boxed{2}$$

$$\sum M/d = R_{E'} \cdot [i E'] - R_{gy} \cdot [i g] \sin \beta - R_{gx} \cdot [i g] \cdot \sin \alpha = 0:$$

$$R_{E'} = \frac{R_{gy} \cdot [i g] \sin \beta + R_{gx} \cdot [i g] \cdot \sin \alpha}{[i E']}$$

$$R_{E'} = \frac{7065.482 \times [1474] \times \sin(82.21) + 18965.058 \times [1474] \times \sin(7.79^\circ)}{[737]}$$

$$R_{E'} = 19141.705 \text{ N}$$

En remplace la valeur $R_{E'}$ dans l'équation $\boxed{1}$ qui données :

$$R_{ix} = R_{E'} \cdot \cos \alpha - R_{gx}$$

$$R_{ix} = 19141.705 \times \cos(7.79) - 18965.058$$

$$R_{ix} = 0 \text{ N}$$

D'après l'équation $\boxed{2}$: $R_{iy} = R_{gy} - R_{E'} \cdot \sin \alpha$

$$R_{iy} = 7065.482 - 19141.705 \times \sin(7.79^\circ)$$

$$R_{iy} = 4470.964 \text{ N}$$

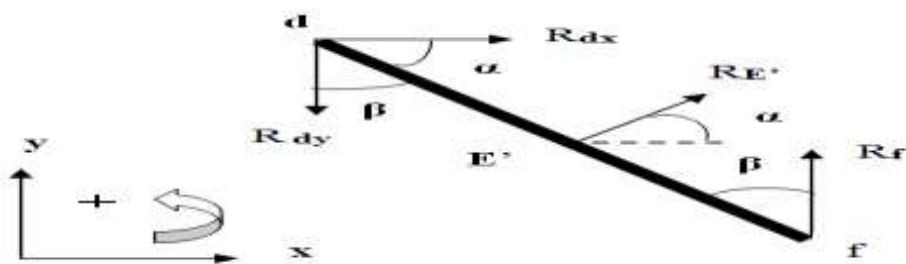
En isole le bras (d E' f) :

R_f : Réactions du sol sur le ciseau au point **f**.

$$\sum F/y = 0 : R_f - R_{dy} + R_{E'} \cdot \sin \alpha = 0 : R_f = R_{dy} - R_{E'} \cdot \sin \alpha$$

$$R_f = 7065.482 - 19141.705 \times \sin (7.79)$$

$$R_f = 4470.964 \text{ N}$$



d. Hauteur maximale

En utilisant la même méthodologie de calcul dans la hauteur minimal de la table

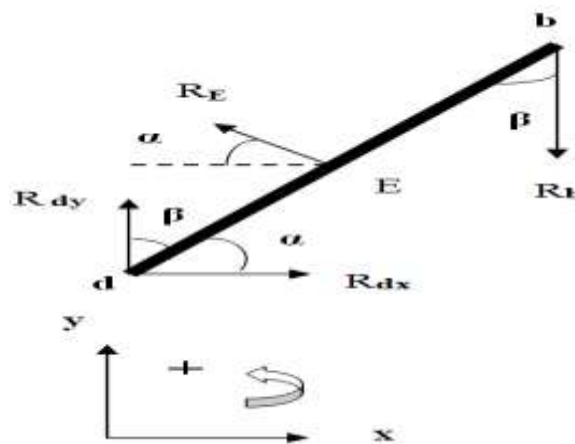
- En isole le bras (b E d) :

On a: $R_a = 8179.275 \text{ N}$

$$R_b = 11141.725 \text{ N}$$

$$\alpha = 30.81^\circ$$

$$\beta = 59.19^\circ$$



Avec : $E_b = E_d = 737 \text{ mm}$.

En appliquant la somme des

forces :

$$\sum F/x = R_{dx} - R_E \cdot \cos \alpha = 0 \dots \boxed{1}$$

$$\sum F/y = R_{dy} - R_b + R_E \cdot \sin \alpha = 0 \dots \boxed{2}$$

$$\sum M/d = R_E.[E d] - R_b.[d b]. \sin \beta = 0$$

$$R_E = \frac{R_b.[d b].\sin \beta}{[E d]}$$

$$R_E = \frac{11141.725 \times [1474] \times \sin(59.19^\circ)}{[737]}$$

$$R_E = 19136.880 \text{ N}$$

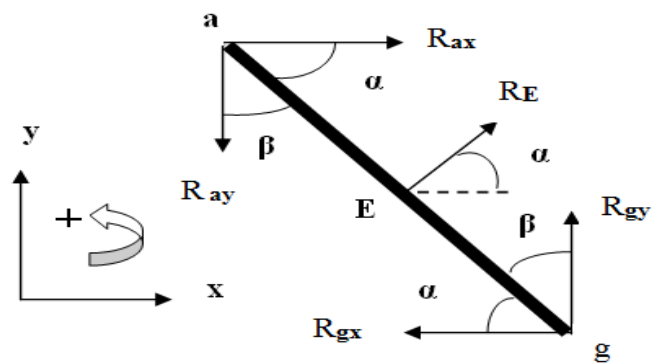
En remplace la valeur R_E dans l'équation 1 qui données :

$$R_{dx} = 16436.101 \text{ N}$$

D'après l'équation 2 : $R_{dy} = 11338.953 \text{ N}$

- En isole le bras (a E g) :

Avec : $Ea = Eg = 737 \text{ mm}$.



En appliquant la somme des forces

:

$$\sum F/x = 0 : R_{ax} + R_E \cdot \cos \alpha - R_{gx} = 0 \dots \text{ 1 }$$

$$\sum F/y = 0 : R_{gy} - R_{ay} + R_E \cdot \sin \alpha = 0 \dots \text{ 2 }$$

$$\sum M/d = 0 : R_{ay} \cdot [a g] \sin \beta - R_E \cdot [E g] - R_{ax} \cdot [a g] \cdot \sin \alpha = 0$$

$$R_{ax} = \frac{R_{ay} \cdot [a g] \cdot \sin \beta - R_E \cdot [E g]}{[a g] \cdot \sin \alpha}$$

$$R_{ax} = \frac{8179.275 \times [1474] \times \sin(59.19^\circ) - 19136.880 \times [737]}{[1474] \times \sin(30.81^\circ)}$$

$$R_{ax} = -4965.907 \text{ N}$$

En remplace la valeur R_{ax} dans l'équation 1 qui données : $R_{gx} = R_E \cdot \cos \alpha + R_{ax}$

$$R_{gx} = 19136.880 \times \cos(30.81^\circ) - 4965.907$$

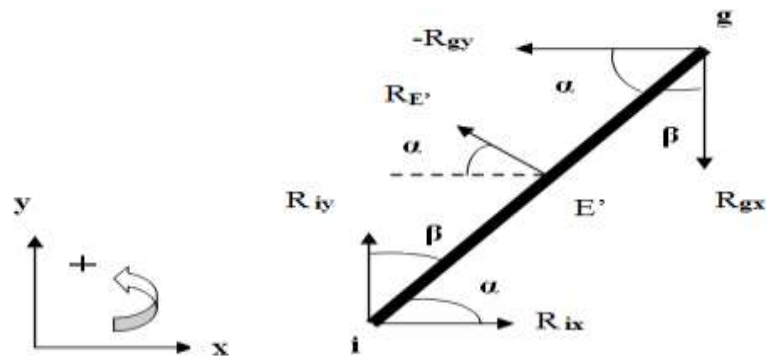
$$R_{gx} = 11470.194 \text{ N}$$

D'après l'équation 2 : $R_{gy} = R_{ay} - R_E \cdot \sin \alpha$

$$R_{gy} = 8179.275 - 19136.880 \times \sin(30.81^\circ)$$

$$R_{gy} = -1622.496 \text{ N}$$

- En isole le bras (g E' i) :



Avec : $E' i = E' g = 737 \text{ mm}$.

En appliquant la somme des forces :

$$\sum F/x = 0 : R_{ix} + R_{gx} - R_{E'} \cdot \cos \alpha = 0 \dots \boxed{1}$$

$$\sum F/y = 0 : R_{iy} - R_{gy} + R_{E'} \cdot \sin \alpha = 0 \dots \boxed{2}$$

$$\sum M/d = R_{E'} \cdot [i E'] - R_{gy} \cdot [i g] \sin \beta - R_{gx} \cdot [i g] \cdot \sin \alpha = 0$$

$$R_{E'} = \frac{R_{gy} \cdot [i g] \sin \beta + R_{gx} \cdot [i g] \cdot \sin \alpha}{[i E']}$$

$$R_{E'} = \frac{11470.194 \times [1474] \times \sin(30.81^\circ) - 1622.496 \times [1474] \times \sin(59.19^\circ)}{[737]}$$

$$R_{E'} = \mathbf{8962.873 \text{ N}}$$

En remplace la valeur $R_{E'}$ dans l'équation $\boxed{1}$ qui donne : $R_{ix} = R_{E'} \cdot \cos \alpha - R_{gx}$

$$R_{ix} = 8962.873 \times \cos(30.81) - 11470.194$$

$$R_{ix} = \mathbf{-3772.246 \text{ N}}$$

D'après l'équation $\boxed{2}$: $R_{iy} = R_{gy} - R_{E'} \cdot \sin \alpha$

$$R_{iy} = -1622.496 - 8962.873 \times \sin(30.81^\circ)$$

$$R_{iy} = \mathbf{-6213.214 \text{ N}}$$

- En isole le bras (d E' f) :

$$\sum F/y = 0 : R_f - R_{dy} + R_{E'} \cdot \sin \alpha = 0 : R_f = R_{dy} - R_{E'} \cdot \sin \alpha$$

$$R_f = 1338.953 - 8962.873 \times \sin(30.81^\circ)$$

$$R_f = \mathbf{-6358.994 \text{ N}}$$

III.4.3 Calcul des efforts tranchant et les moments fléchissant agissant sur le ciseau

D'après les calculs des réactions agissant sur les ciseaux de la table, on remarque que le ciseau le plus soumis la charge maximale c'est le ciseau (b E d) à la hauteur minimale. Donc on prend les dimensionnements des ciseaux selon le ciseau (b E d).

Avec $R_E = 19141.705 \text{ N}$

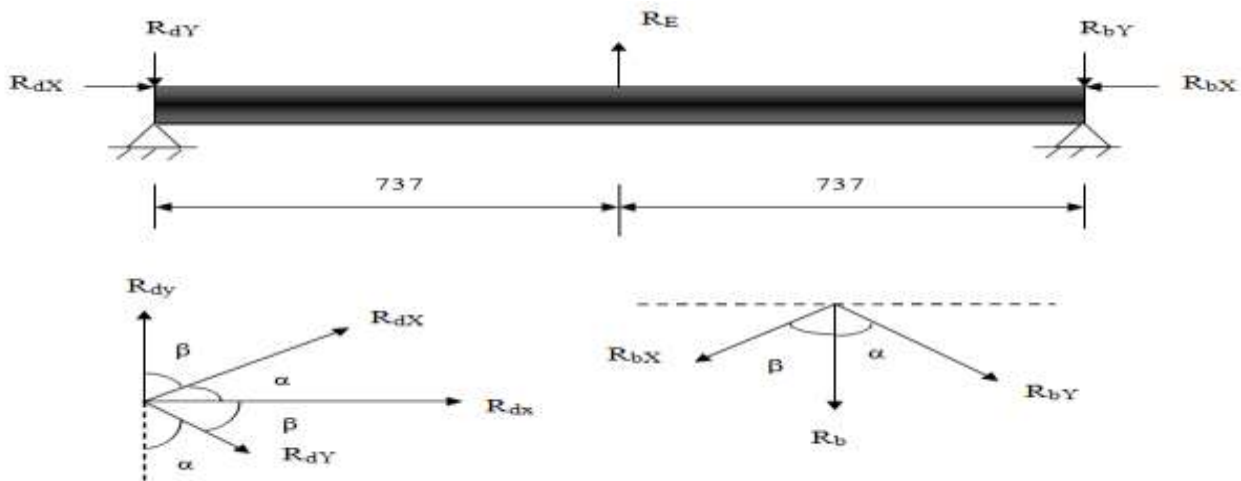


Figure III.9 : Schéma des réactions et des efforts du ciseau (b E d) de la position inclinée à la position horizontale.

a. Calcul les réactions du ciseau (b E d) selon la position horizontale

$$\begin{cases} R_{dX} = R_{dx} \cdot \cos \alpha + R_{dy} \cdot \sin \alpha \\ R_{dY} = R_{dx} \cdot \sin \alpha - R_{dy} \cdot \cos \alpha \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{bX} = R_b \cdot \cos \beta \\ R_{bY} = R_b \cdot \cos \alpha \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{dx} = 18965.056 \times \cos (7.79^\circ) + 7065.482 \times \sin (7.79^\circ) \\ R_{dy} = 18965.056 \times \sin (7.79^\circ) - 7065.482 \times \cos (7.79^\circ) \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{bX} = 9660 \times \cos (82.21^\circ) \\ R_{bY} = 9660 \times \cos (7.79^\circ) \end{cases}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{dX} = 19747.711 \text{ N} \\ R_{dY} = - 4429.704 \text{ N} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{bX} = 1309.342 \text{ N} \\ R_{bY} = 9570.852 \text{ N} \end{array} \right.$$

b. Calcul les efforts tranchant et les moments fléchissant du ciseau (b E d) de chaque tronçon

• Tronçon 01 :

$$0 \leq x \leq 737$$

$$T + R_{dY} = 0 \dots \text{III.29}$$

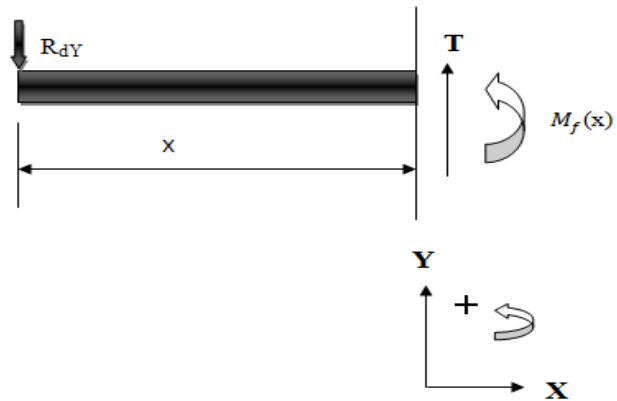
$$T = - R_{dY}$$

$$T = 4429.704 \text{ N}$$

$$M_f(x) + R_{dY} \cdot x = 0 \dots \text{III.30}$$

$$M_f(x) = - R_{dY} \cdot x = 4429.705 \cdot x$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_f(0) = 0 \text{ N.mm} \\ M_f(737) = 3.264 \times 10^3 \text{ N.mm} \end{array} \right.$$



• Tronçon 02:

$$737 \leq x \leq 1474$$

$$T - R_{dY} + R_E = 0 \dots \text{III.31}$$

$$T = R_{dY} - R_E$$

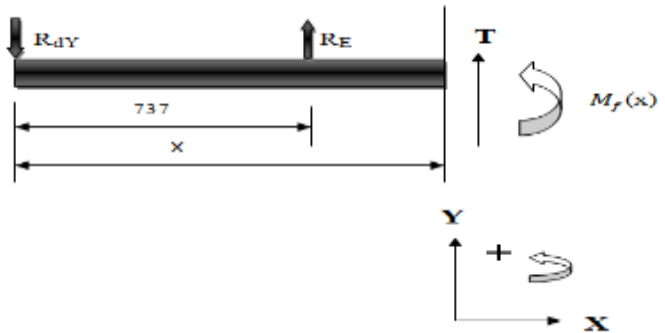
$$T = - 4429.705 - 19141.705$$

$$T = - 23571.41 \text{ N}$$

$$M_f(x) + R_{dY} \cdot x - R_E \cdot (x - 737) = 0 \dots \text{III.32}$$

$$M_f(x) = 4429.705 x + 19141.705 (x - 737)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_f(737) = 3.264 \times 10^3 \text{ N.mm} \\ M_f(1474) = 20.636 \times 10^6 \text{ N.mm} \end{array} \right.$$



c. Diagramme des efforts tranchants et moment fléchissant du ciseau

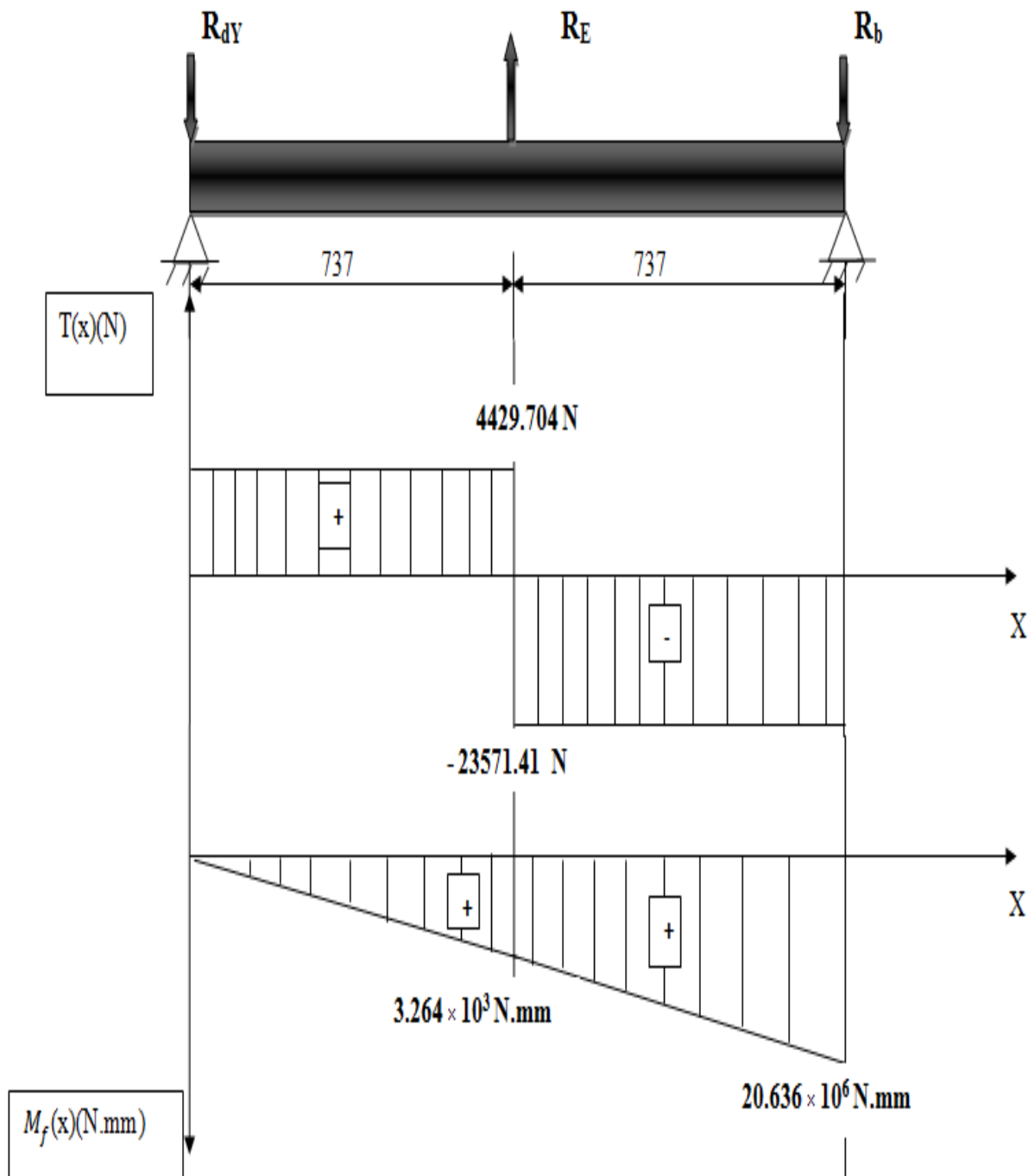


Figure III.9 : Diagramme des efforts tranchant et les moments fléchissant du ciseau (b E d)

d. Condition de résistance

$$\frac{I}{V} \geq \frac{M_f \max}{\sigma_{adm}}$$

On a: $\sigma_{adm} = \sigma_e / s$

On a l'acier S235: $\sigma_e = 235 \text{ Mpa}$

Avec : $s = 2$: condition de sécurité

$$\sigma_{adm} = 235 / 2$$

$$\sigma_{adm} = \mathbf{117.5 \text{ MPa}}$$

Donc :

$$\frac{I}{V} = \frac{20.636 \times 10^6}{117.5}$$

$$\frac{I}{V} = 175625.531 \text{ mm}^3.$$

$$\frac{I}{V} = \mathbf{175.625 \text{ cm}^3}$$

Il correspond au profilé rectangulaire d'épaisseur 5 mm, leur dimension (200 × 150) mm.

(Voire l'annexe N° : 03)

III.4.4 Calcul le diamètre de l'axe du ciseau

L'axe du ciseau est sollicité à l'effort de cisaillement, la force maximale est égale à $R_E = T = 19141.705 \text{ N}$

$$\tau_{\max} = \frac{T}{S} \leq R_{pg}$$

$$\text{Avec } R_{pg} = \frac{R_{eg}}{n}$$

$$\frac{4T}{\pi d^2} \leq \frac{R_{eg}}{n}$$

n : coefficient de sécurité égale à 2

R_{pg} : résistance pratique de glissement

R_{eg} : limite d'élasticité au glissement

R_e : limite d'élasticité

$$R_{pg} = \frac{R_{eg}}{n} = \frac{0.5 R_e}{n}$$

$$R_{pg} = \frac{0.5 (235)}{2}$$

$$\frac{4T}{\pi d^2} \leq \frac{0.5 R_e}{n} : d^2 \geq \frac{4 n T}{\pi 0.5 R_e}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 2 \times 19141.705}{\pi 0.5 \times 235}}$$

$$\mathbf{d = 20.367 \text{ mm}}$$

On prend un diamètre normalisé $\mathbf{d = 25 \text{ mm}}$

III.4.5 Calcul le diamètre de l'axe d'articulation

L'axe d'articulation du deux ciseau est sollicité à l'effort de cisaillement maximal au point **g**

$$T = \sqrt{(Rgx)^2 + (Rgy)^2}$$

$$T = \sqrt{(18965.05)^2 + (7065.482)^2}$$

$$\mathbf{T = 20238.438 \text{ N}}$$

$$\frac{4T}{\pi d^2} \leq \frac{Reg}{n}$$

$$\mathbf{R_{pg} = \frac{Reg}{n} = \frac{0.5 Re}{n}}$$

$$\mathbf{R_{pg} = \frac{0.5 (235)}{2}}$$

$$\frac{4T}{\pi d^2} \leq \frac{0.5 Re}{n} : d^2 \geq \frac{4 n T}{\pi 0.5 Re}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 2 \times 20238.438}{\pi 0.5 \times 235}}$$

$$d = 20.943 \text{ mm}$$

On prend un diamètre normalisé **d = 25 mm**

III.4.6 Calcul le diamètre de l'axe de chape

L'axe de chape est sollicité à l'effort de cisaillement maximal au point **a**

$$\mathbf{R_{a_{max}} = T = 9660 \text{ N}}$$

$$\frac{4T}{\pi d^2} \leq \frac{Reg}{n}$$

$$\mathbf{R_{pg} = \frac{Reg}{n} = \frac{0.5 Re}{n}}$$

$$\mathbf{R_{pg} = \frac{0.5 (235)}{2}}$$

$$\frac{4T}{\pi d^2} \leq \frac{0.5 Re}{n} : d^2 \geq \frac{4 n T}{\pi 0.5 Re}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 2 \times 9660}{\pi 0.5 \times 235}}$$

$$d = 14.469 \text{ mm}$$

On prend un diamètre normalisé **d = 16 mm**

III.4.7 Calcul le diamètre de l'axe de roue

En utilisant la même méthodologie de calcul.

L'axe de roue est sollicité à l'effort de cisaillement maximal au point **b** à la position de haute.

Avec $R_{b \max} = T = 11140.725 \text{ N}$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 2 \times 11140.725}{\pi \times 0.5 \times 235}}$$

$$d = 15.538 \text{ mm}$$

On prend un diamètre normalisé $d = 16 \text{ mm}$

III.4.7 Choix des roues [16]

Notre choix des roues pour la table est celui la marque SEPT, entreprise française spécialiste de fabrication et montage de roues, roulette et galets pour la maintenance, notre choix indiqué dans l'annexe N° : 06



Figure III.11 : Roue polyamide forte charge

III.5 Dimensionnements le toit supérieur

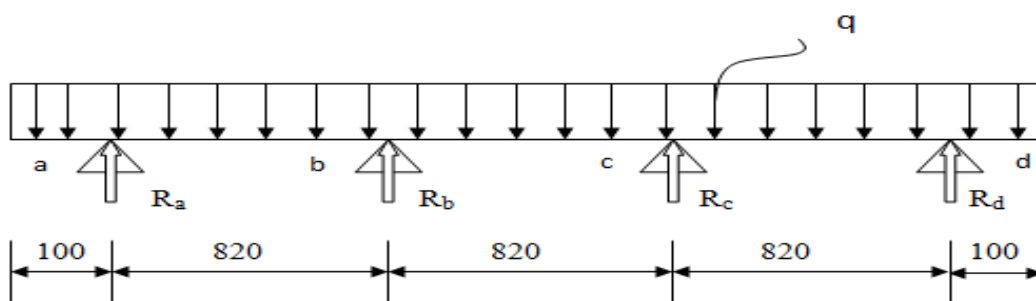


Figure III.10 : Schéma des réactions et des efforts de toit supérieur

Le toit supérieure est composé des barres et de le toit, en calcul les dimensionnements de deux composé :

III.5.1 Dimensionnements le toit

$$\text{On a : } q = F \times L \quad \text{Avec} \quad \left\{ \begin{array}{l} F = 3600 \text{ N} \\ L = 2660 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Le système est symétrie par rapport au milieu de poutre, Alors les réactions sont les suivantes : $R_a = R_d$ et $R_b = R_c$.

Donc le système il devient comme suite :

$$\text{Avec } q = F \times (L/2)$$

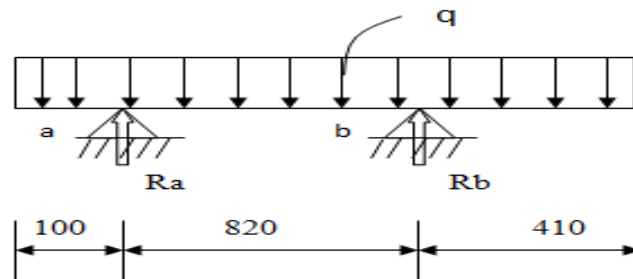


Figure III.11 : Schéma de système (le toit) est symétrie par rapport au milieu de poutre

a. Calcul les réactions au niveau des appuis

$$\sum F_{ext}/y = 0: \quad R_a + R_b - F \times (L/2) = 0$$

$$R_a + R_b = F \times (L/2)$$

$$R_a + R_b = 3600 \times (2660/2) : R_a + R_b = 4.788 \times 10^6 \text{ N}$$

$$\sum M_f/b = 0: \quad F \times (2660/2) \times (225) - R_a \times (820) = 0$$

$$R_a = \frac{3600 \times \left(\frac{2660}{2}\right) \times (225)}{820}$$

$$R_a = 1.314 \times 10^6 \text{ N}$$

$$R_b = F \times (L/2) - R_a$$

$$R_b = 3.474 \times 10^6 \text{ N}$$

$$R_a = R_d = 1.314 \times 10^6 \text{ N}$$

$$R_b = R_c = 3.474 \times 10^6 \text{ N}$$

b. Calcul les efforts tranchant et les moments fléchissant

- Tronçon 01 :

$$0 \leq x \leq 100$$

$$T - q = 0 \dots \text{III.33}$$

$$T = q = F \times x$$

$$T = 3600 \times x$$

$$T(0) = 0 \text{ N}$$

$$T(100) = 0.36 \times 10^6 \text{ N}$$

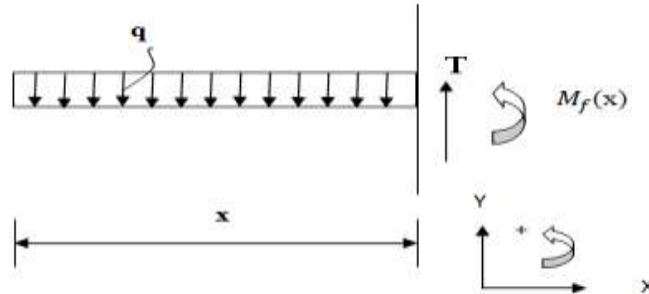
$$M_f(x) + q x = 0 \dots \text{III.34}$$

$$M_f(x) = -q x = -F (x^2/2)$$

$$M_f(x) = -3600 (x^2/2)$$

$$M_f(0) = 0 \text{ N.mm}$$

$$M_f(100) = -18 \times 10^6 \text{ N.mm}$$



- Tronçon 02:

$$100 \leq x \leq 920$$

$$T - q + R_a = -F \cdot x + R_a = 0 \dots \text{III.35}$$

$$T = F \cdot x - R_a$$

$$T = 3600 \times x - 1.314 \times 10^6$$

$$T(100) = -0.540 \times 10^6 \text{ N}$$

$$T(920) = 1.998 \times 10^6 \text{ N}$$

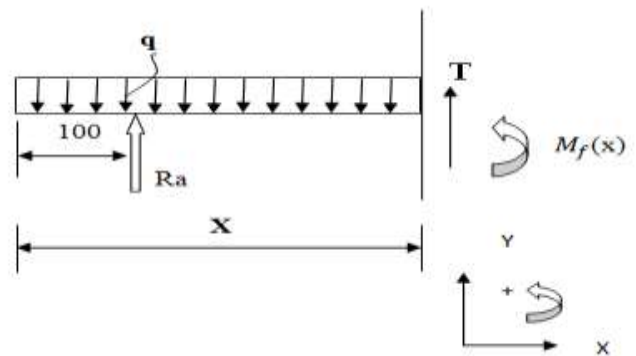
$$M_f(x) + q x - R_a \cdot (x - 100) = 0 \dots \text{III.36}$$

$$M_f(x) + F \cdot (x^2/2) - R_a \cdot (x - 100) = 0$$

$$M_f(x) = R_a \cdot (x - 100) - F \cdot (x^2/2)$$

$$M_f(100) = -18 \times 10^6 \text{ N.mm}$$

$$M_f(920) = -446.040 \times 10^6 \text{ N.mm}$$



- Tronçon 03:

$$920 \leq x \leq 1330$$

$$T - q + R_a + R_b = 0$$

$$T - F \cdot x + R_a + R_b = 0 \dots \text{III.37}$$

$$T = F \cdot x - (R_a + R_b)$$

$$T = 3600 \times x - (1.314 + 3.474) \times 10^6$$

$$T(920) = -1.476 \times 10^6 \text{ N}$$

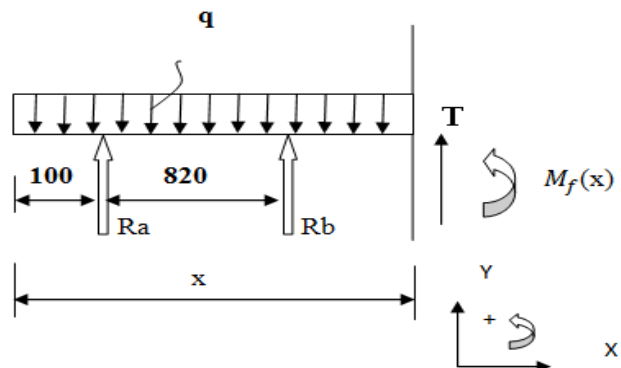
$$T(1330) = 0 \text{ N}$$

$$M_f(x) + q x - R_a \cdot (x - 100) - R_b \cdot (x - 920) = 0 \dots \text{III.38}$$

$$M_f(x) + F \cdot (x^2/2) - R_a \cdot (x - 100) - R_b \cdot (x - 920) = 0$$

$$M_f(x) = R_a \cdot (x - 100) + R_b \cdot (x - 920) - F \cdot (x^2/2)$$

$$M_f(920) = -446.040 \times 10^6 \text{ N.mm}$$



$M_f(1330) = - 143.460 \times 10^6 \text{ N.mm}$

Diagramme des efforts tranchant et les moments fléchissant

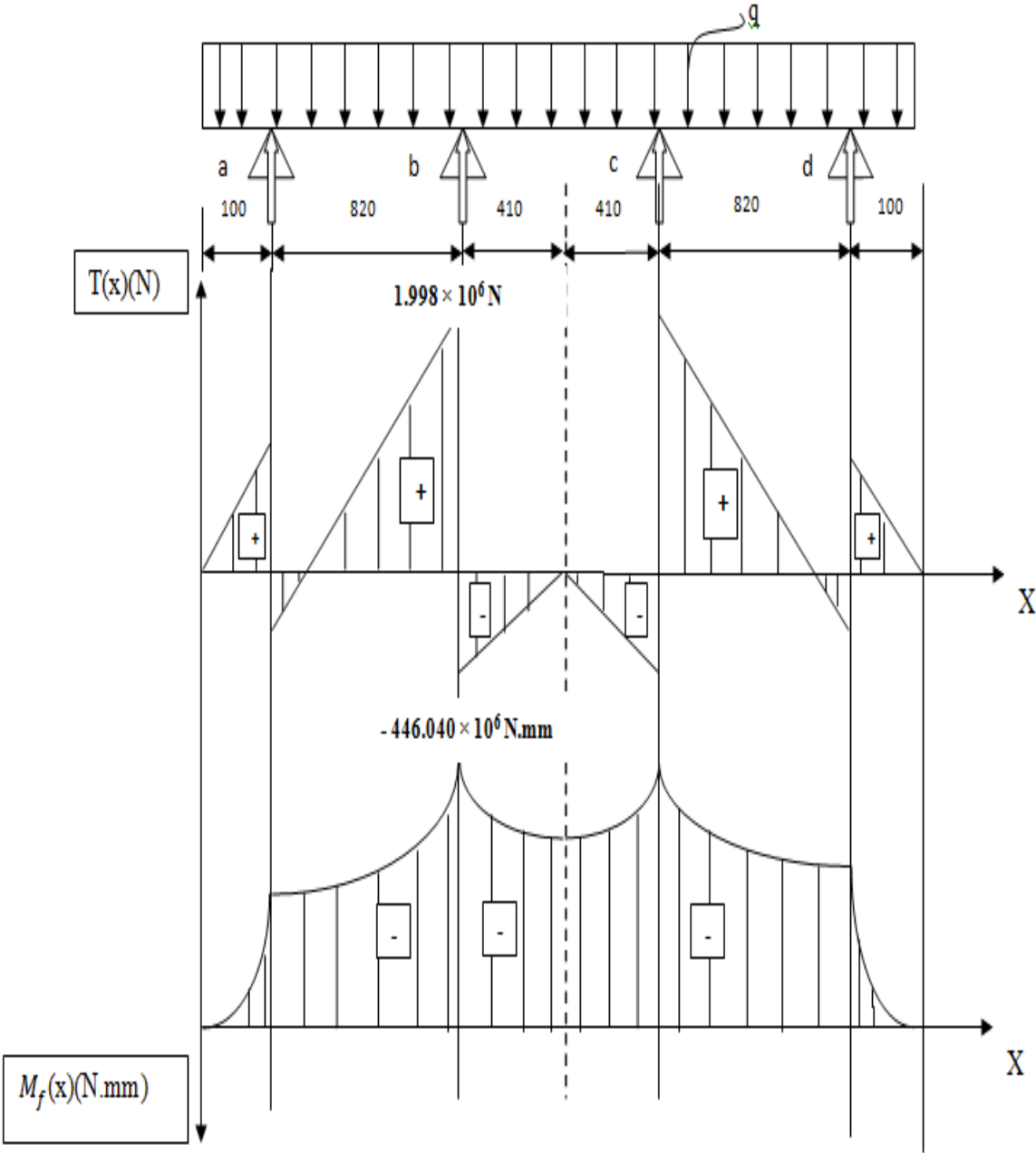


Figure III.12 : Diagramme des efforts tranchant et les moments fléchissant

c. Condition de résistance :

$$\frac{I}{V} \geq \frac{M_f \max}{\sigma_{adm}}$$

On a: $\sigma_{adm} = \sigma_e / s$

On a l'acier S235: $\sigma_e = 235$ Mpa

Avec : $s = 2$ s : condition de sécurité

$$\sigma_{adm} = 235 / 2$$

$$\sigma_{adm} = \mathbf{117.5 \text{ MPa}}$$

Donc :

$$\frac{I}{V} = \frac{446.040 \times 10^6}{117.5}$$

$$\frac{I}{V} = 3795774.681 \text{ mm}^3.$$

$$\frac{I}{V} = \mathbf{3.795774 \text{ cm}^3}$$

Il correspond au profilé rectangulaire d'épaisseur 2.5 mm, leur dimension (50 × 30) mm.

(Voire l'annexe N° 05).

On utilise des traverses de même dimensionne avec des profilé.

III.5.2 Dimensionnements des barres

Les barres soumis à un effort de compression peut se rompre par un phénomène de flambement.

a. Résistance des barres au flambement

En déterminer le diamètre de barre qui supportera une charge **P = 3600 N**

On a :

$$\text{Condition de stabilité est : } P \leq [P]_s \quad \text{Avec } [P]_s = \mathbf{P_{cr}} / \mathbf{n_s}$$

$[P]_s$: Charge de stabilité

P_{cr} : Charge critique

n_s : coefficient de stabilité $n_s = 2$

La barre comprimée de charge comme Le montre ci-contre :

$$P \leq [P]_s \Rightarrow P = P_{cr} / n_s$$

$$\Rightarrow P_{cr} = P \times n_s = \frac{EI\pi^2}{L_{eff}^2} \quad \text{Avec : } L_{eff} = \mu L$$

L_{eff} : La longueur effective ou longueur libre de flambent

μ : coefficient numérique dépendant des conditions aux limites de la barre

E : Module de Young ($E = 200000 \text{ N}$)

I : Moment d'inertie.

$$\Rightarrow I = \frac{P n_s L^2}{4 E \pi^2}$$

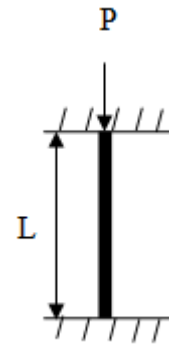
$$\text{AN: } I = \frac{3600 \times 2 \times (1110)^2}{4 \times 200000 \pi^2}$$

$$I = 1123.540 \text{ mm}^4$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \Rightarrow d^4 = \frac{64 I}{\pi}$$

$$\Rightarrow d = 12.299 \text{ mm}$$

On prend un diamètre normalisé $d = 14 \text{ mm}$



III.6 Choix de vérin

Pour choisis de vérin est signifié la détermination de la force de vérin nécessaire pour soulever la charge et trouver la pompe adéquate pour l'alimenter.

III.6.1 : Dimensionnement du vérin

b. Calcul des longueurs et angles de vérin à déferant hauteur

i. Hauteur minimale

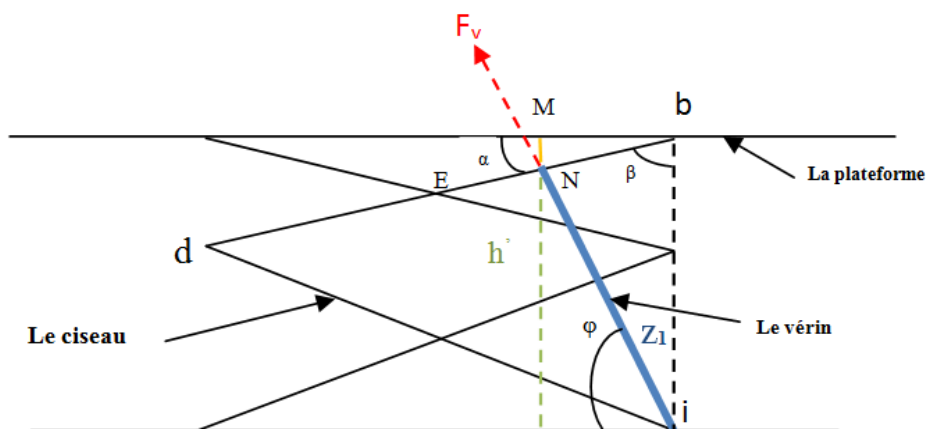


Figure III.13 : Le vérin à la position pliée

On a : $Nb = NE = 368.50 \text{ mm}$
 $bi = 400 \text{ mm}$

Z_1 : La longueur de vérin à la position pliée

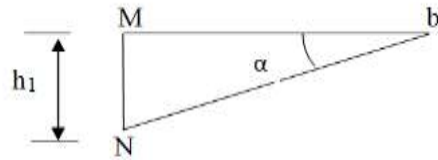
Calcul la longueur Z_1 de vérin on utilise la règle des cosinus :

$$Z_1^2 = Nb^2 + bi^2 - 2(Nb \times bi) \times \cos(\beta)$$

$$Z_1 = \sqrt{(368.50)^2 + (400)^2 - 2(368.50 \times 400) \times \cos(82.21^\circ)}$$

$$Z_1 = 505.80 \text{ mm}$$

On a le triangle (b N M) :



$$\sin \alpha = \frac{h_1}{Nb}$$

$$h_1 = 368.50 \times \cos(7.79^\circ)$$

$$h_1 = 49.947 \text{ mm}$$

$$\text{Alors : } h' = h - h_1 = 400 - 49.947 = 350.052 \text{ mm}$$

$$\text{On a : } \sin \varphi = \frac{h'}{Z_1}$$

$$\sin \varphi = \frac{350.052}{505.80}$$

$$\varphi = 43.79^\circ$$

ii. Hauteur maximale

En utilise même méthodologie de calcul à l'hauteur minimale, on trouve que :

$Z_2 = 1358.634 \text{ mm}$: La longueur de vérine à la position dépliée

$$\varphi = 76.53^\circ$$

c. Détermination de la cours de vérin

$$Z = Z_2 - Z_1$$

Course de vérin qu'on note Z

$$AN : Z = 1358.834 - 505.80$$

$$Z = 842.834 \text{ mm}$$

d. Calcul la force de vérin

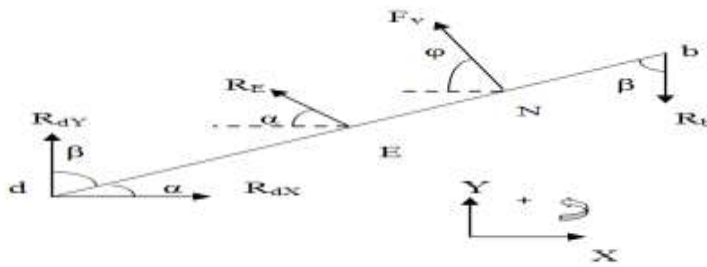


Figure III.14 : La force de vérin sur le ciseau (b E d)

Le ciseau (b E d) soumis la charge maximale à la position pliée

Alors :

A hauteur minimale

$$\alpha = 7.79^\circ ; R_b = 9660 \text{ N}$$

$$\beta = 82.21^\circ ; R_E = 19141.705 \text{ N}$$

$$\varphi = 43.79^\circ$$

A hauteur maximale

$$\alpha = 30.81^\circ ; R_b = 11140.725 \text{ N}$$

$$\beta = 59.19^\circ ; R_E = 19136.880 \text{ N}$$

$$\varphi = 76.53^\circ$$

$$\sum M_b = 0: -R_b \times [d b] \times \sin(\beta) + R_E \times [d E] \times \cos(90^\circ - 2\alpha) + F_v \times [d N] \times \cos(90^\circ - (\varphi + \alpha)) = 0$$

$$F_v = \frac{R_b \times [d b] \times \sin(\beta) - R_E \times [d E] \times \cos(90^\circ - 2\alpha)}{[d N] \times \cos(90^\circ - (\varphi + \alpha))}$$

$$F_v = \frac{9660 \times [1474] \times \sin(82.21^\circ) - 19141.705 \times [737] \times \cos(74.42^\circ)}{[1105.5] \times \cos(38.42^\circ)} : F_{v(\max)} = 11913.189 \text{ N}$$

$$F_v = \frac{11140.725 \times [1474] \times \sin(59.19^\circ) - 19136.880 \times [737] \times \cos(28.38^\circ)}{[1105.5] \times \cos(17.34^\circ)} : F_{v(\min)} = 1606.319 \text{ N}$$

Donc la force que doit fournir notre vérin est : $F_{v(\max)} = 11913.189 \text{ N}$

D'après la nomogramme de dimensionnement des vérins , on déterminera que le diamètre de tige de vérin est $d = 40 \text{ mm}$

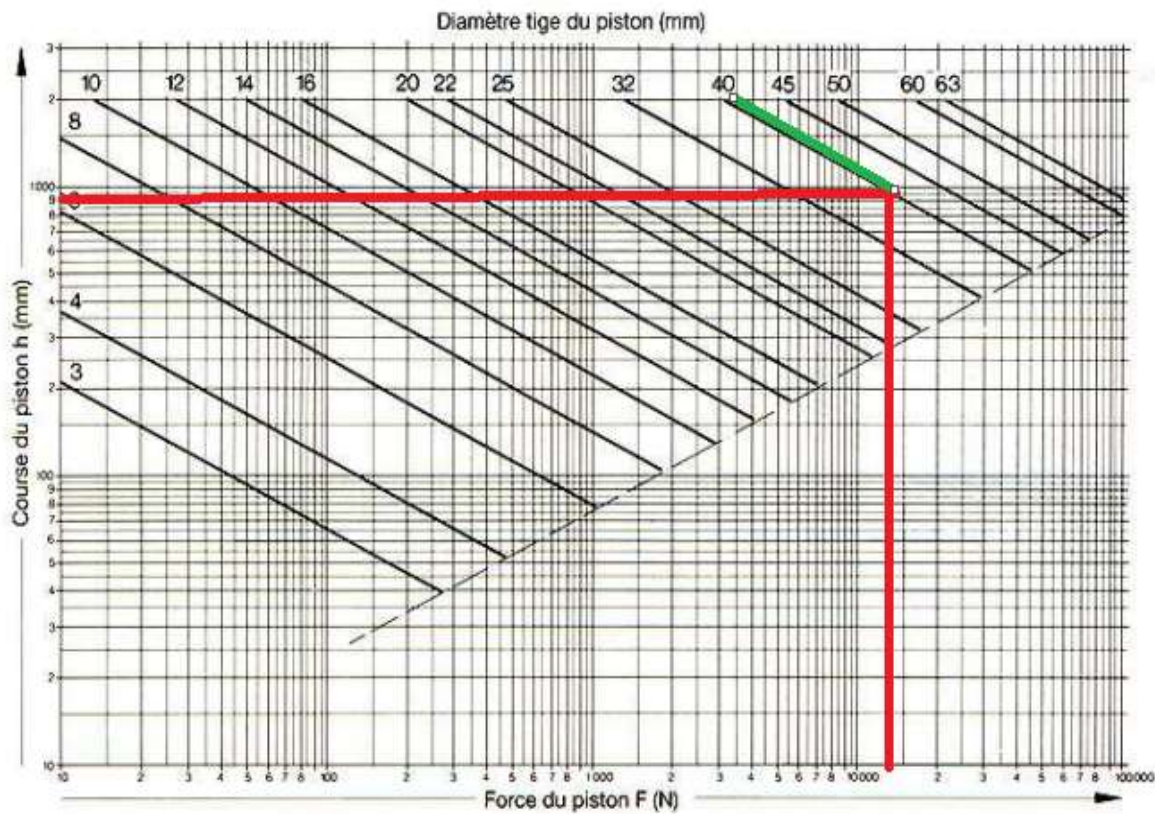


Figure III.15 : Nomogramme de choix de diamètre de tige de vérin [17]

On prend $d = 45 \text{ mm}$

Donc le dimensionnement de Choix de vérin montre dans ce tableau: [18]

Diamètre de tige A mm	Course Z mm	C mm	D mm	E mm	G mm	H mm	J mm	O mm	P mm	Vol (l)	Poids (Kg)	Guidage de tige	Force à 200 bar (daN)
45	700	22	22.5	830	60	34	47	70	77	1.40	16.6	Arrière	3180

Figure III.16 : Tableau de dimensionnement de vérin

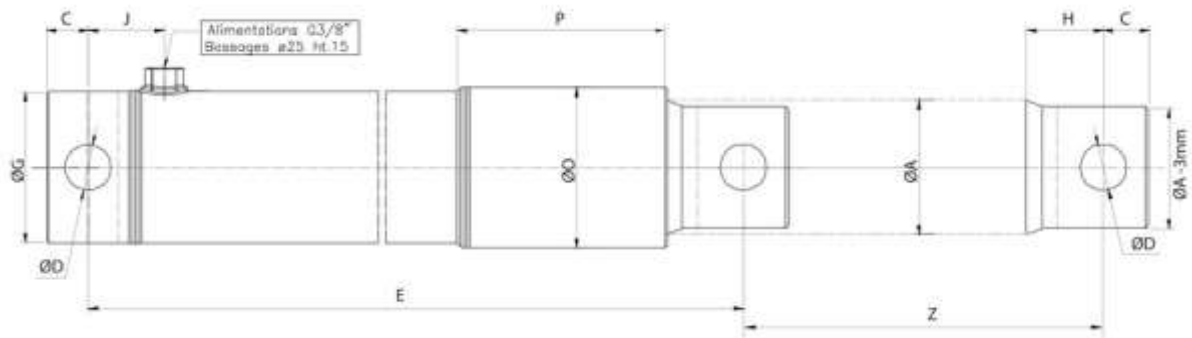


Figure III.17 : Schéma de dimensionnement de vérin

Fiche technique de vérin

Orifice A3/8 BSP

Type d'huile Minérale

Diamètre de l'axe 32 mm

Pression maximum 200 Bar

Diamètre de tige 45 mm

III.7 Choix de la pompe

Mini centrale hydraulique 24 volt simple effet + boîtier de télécommande filaire pour benne de camion, presse,... etc. est compatible en remplacement d'une mini centrale usagée. Il suffit pour cela de mesurer la place nécessaire.

Une fonction montée : mise en marche moteur et pompe

Une fonction descente: par Électrovanne



Figure III.18 : Centrale hydraulique [19]

- **Caractéristiques techniques de mini centrale hydraulique 24 volts simple effet**
 - Moteur 24V
 - Pompe à engrenage 2.1 CM3
 - Débit: 6 Litres/ Minutes
 - Réservoir plastique 8 Litres
 - Pression Max. pompe 250 BAR
 - Sortie huile 3/8BSP
 - Utilisation Horizontal

Chapitre IV

Simulation et interprétation

IV.1. Introduction

Après avoir fait les calculs nécessaires dans le chapitre trois en va vérifier avec un logiciel assistée par ordinateur des éléments constituant notre table élévatrice hydraulique a double ciseaux afin décrire le comportement de systèmes donc ce chapitre Il sera partagé comme suite :

- Pièces de constitution de la table et étude par élément fini (simulation)
- Présentation 3D de la table élévatrice
- Mises en plan des éléments essentiels de la table

IV.2. Le logiciel utilisé pour la simulation :

Des nombreux logiciels de conception et de calculs assistés par ordinateur Comme : NASTRAN, CATIA, ABAQUS et SolidWorks.

Nous allons choisir le logiciel de conception assistée par ordinateur et d'analyse par éléments finis solidworks pour la raison suivante :

- Disponibilité de ce logiciel
- Notre flexibilité et maîtrise de ce logiciel. .
- Résoudre une étude numérique par la méthode des éléments finis (fonction simulation).

IV.3. Les étapes d'étude simulation

- Choix des matériaux.
- Mise en place des conditions aux limites
- Application des chargements.
- Maillage de la pièce.
- Visualisation et analyse des résultats.

IV.4. La simulation des différents composants de la table élévatrice

IV.4.1. La plateforme de la table

a. Les déplacements imposés

En impose des fixations au niveau des points d'application du rail et la chape, comme la figure suivante le montre:

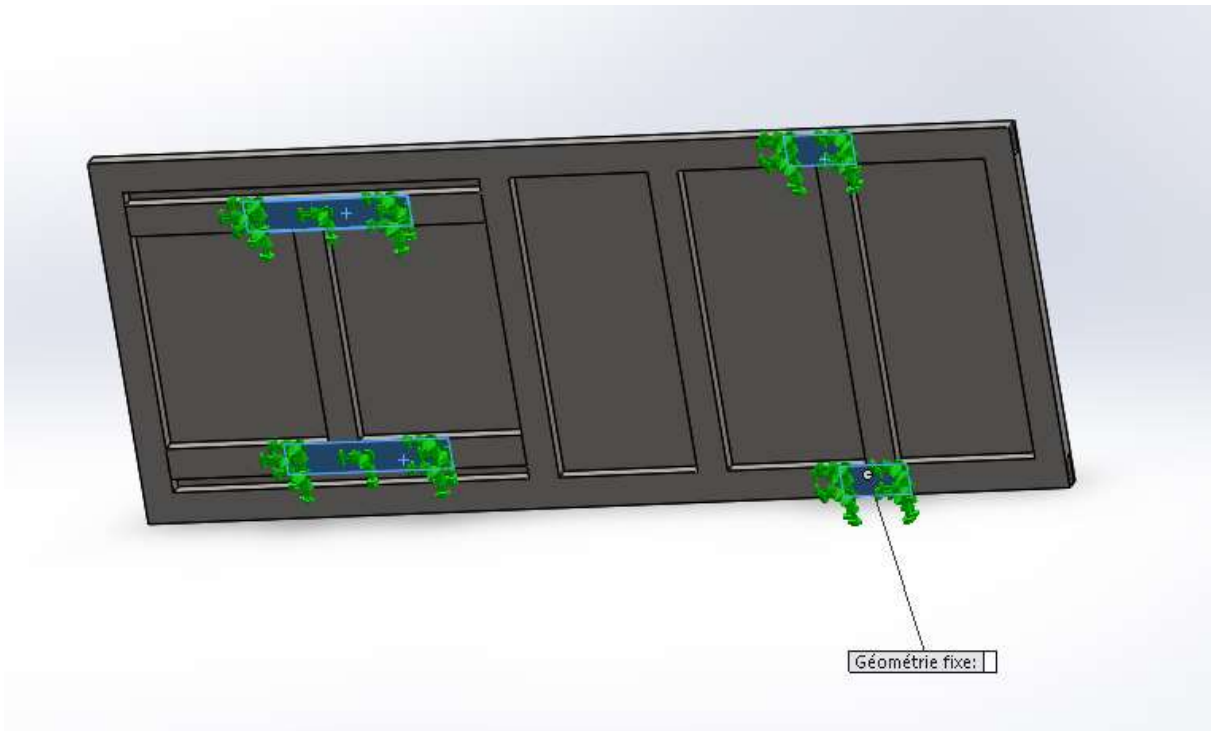


Figure IV.1 : Les déplacements imposés

b. Application du chargement

Le chargement qu'on va appliquer est la charge qu'on a imposé sur la plate forme, qui est de 3600 N , le chargement sera repartié équitablement sur toute la surface de la plate forme

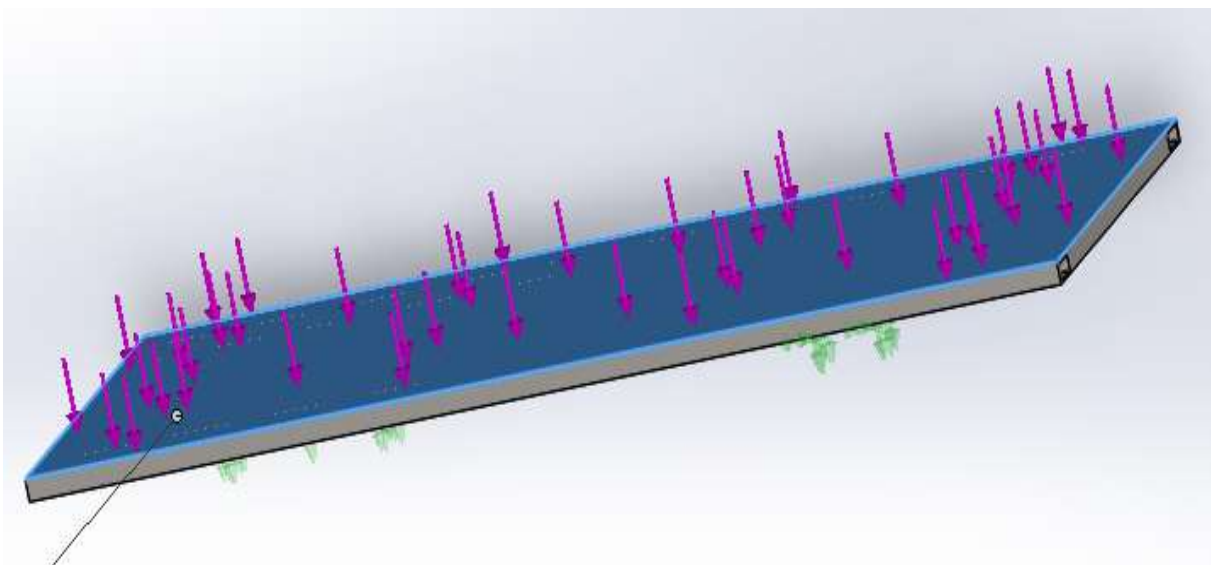


Figure IV.2 : Application du chargement

c. Application du maillage

Après les déplacements imposés et les chargements, nous allons procéder au maillage Volumique de la structure.

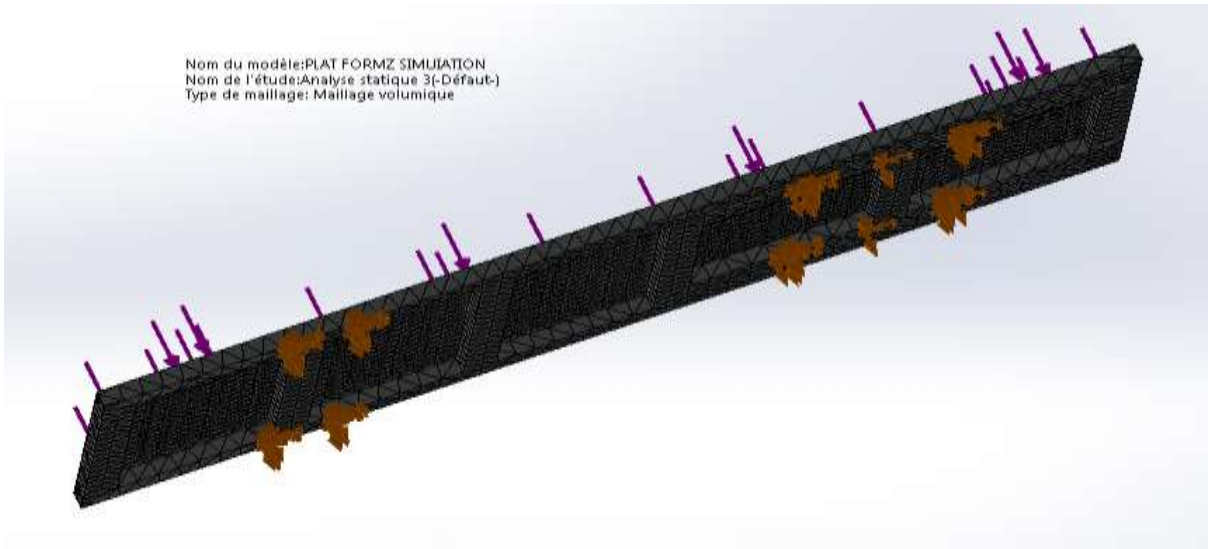


Figure IV.3 : Maillage de la plate forme.

d. Contrainte de Von mises

Dans cette figure (IV.4), on peut voir la distribution des contraintes de plateforme de matériau (S235)

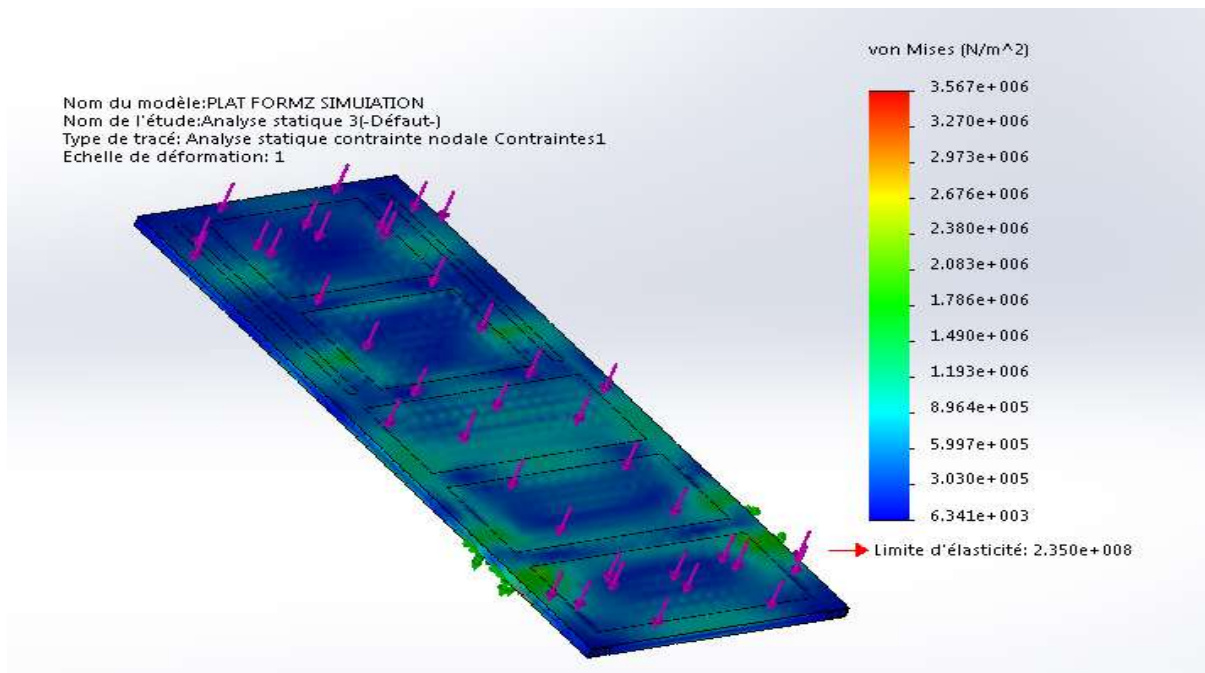


Figure IV.4 : Distribution des contraintes de Von Mises sur la plate forme.

En remarque clairement que la zone indiquée en vert c'est la plus sollicitée aux environs $22.083.10^6 \text{ Mpa}$, ce résultat est satisfaisant par rapport à la limite d'élasticité de matériau.

e. Les déplacements

D'après cette figure (figure IV.5) représente les valeurs relevées de déplacement de la plateforme.

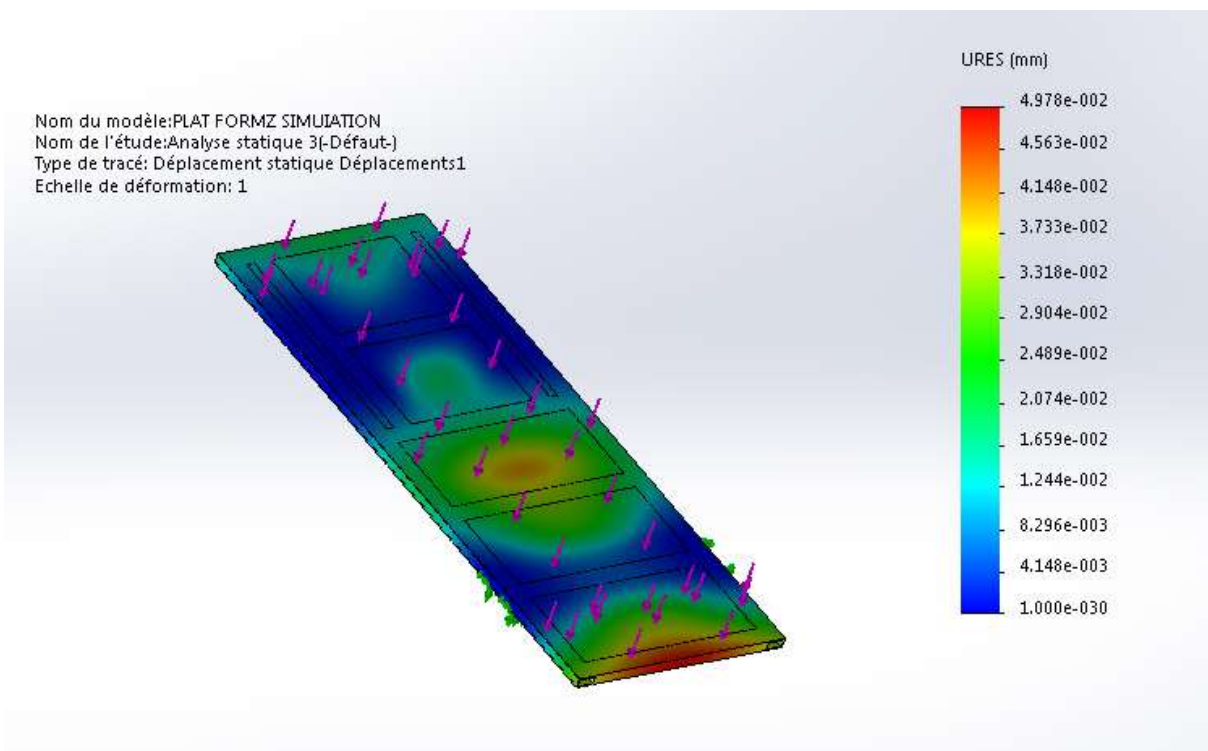


Figure IV.5: Les déplacements sur la plateforme

On remarque (selon la barre de légende à droite de la figure) que le déplacement maximum (zone indiquée en rouge) est aux environs $4,563.10^{-2} \text{ mm}$, un petit déplacement que peut subir la plateforme en travaillant dans son domaine élastique, donc nous concluons que c'est un résultat satisfaisant.

f. Les déformations

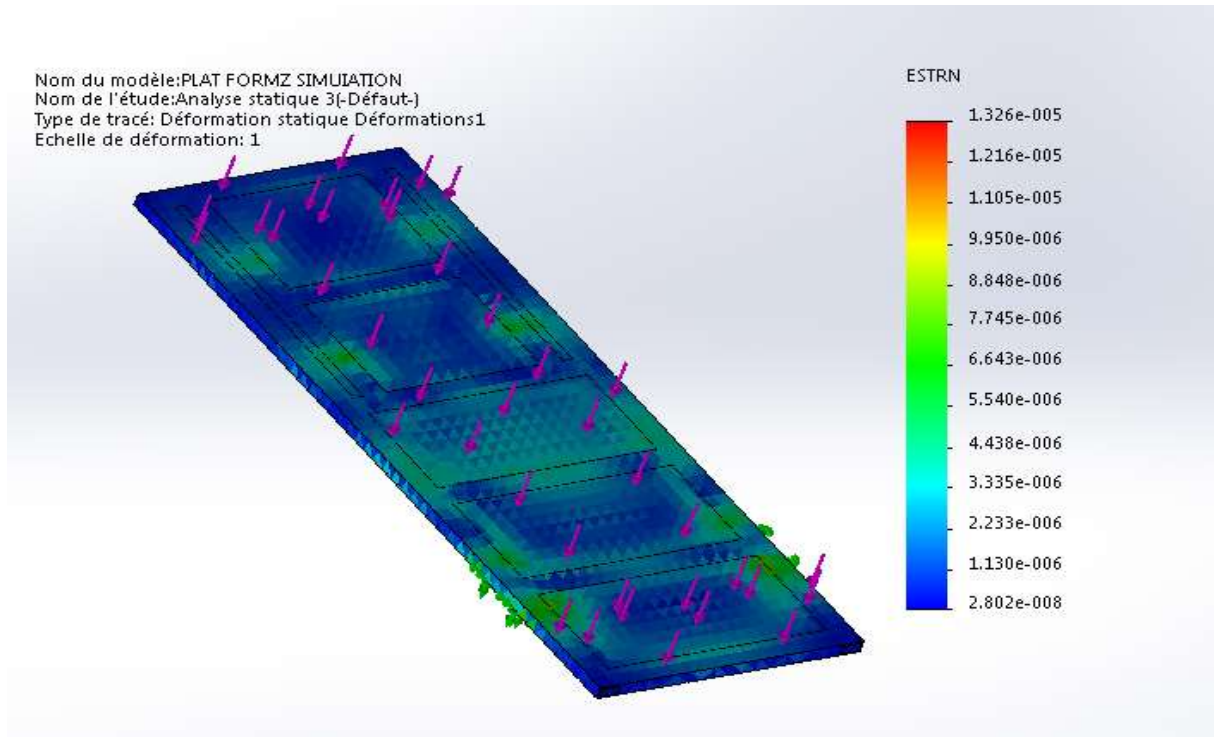


Figure IV.6 : Les déformations sur la plate forme.

On remarque dans la figure (IV.6) correspondant aux résultats de l'étude de déformations de plateforme que la valeur de la zone la plus déformée est dans la zone indiquée en vert est aux environs $7,745 \cdot 10^{-6} \text{ mm}$, C'est une déformation très faible, dans la plateforme elle ne va pas subir des grandes déformations.

IV.4.2. Simulation de ciseaux

a. Application du maillage

Après les déplacements imposés et les chargements, nous allons procéder au maillage volumique de ciseaux.

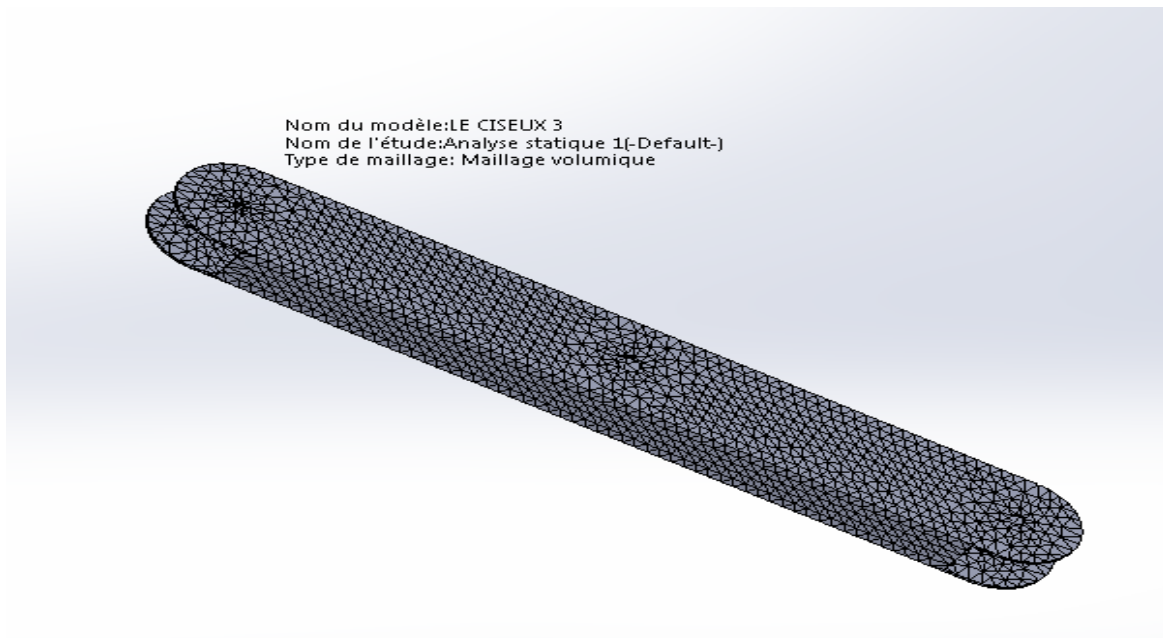


Figure IV.7 : maillage de ciseaux

b. Contrainte de Von mises

La figure suivante (IV.8) nous montre la distribution des contraintes de type Von mises

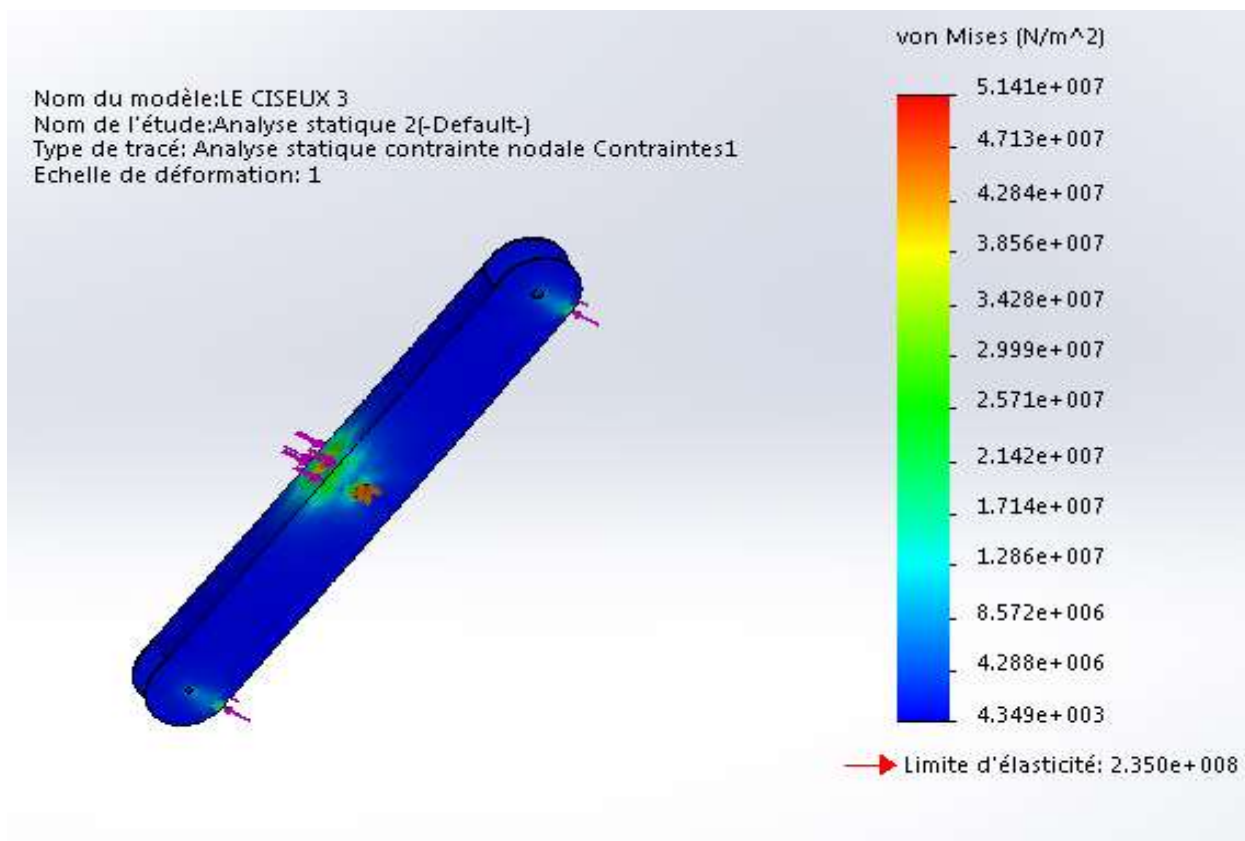


Figure IV.8 : Distribution des contraintes de Von Mises ciseaux.

Selon les couleurs de la barre de légende à droite, nous remarquons que la zone indiquée en vert est présente la zone la plus sollicitée aux environs $2,99.10^7 \text{MPa}$ ce résultat est satisfaisant par rapport à la limite d'élasticité de ce matériaux.

c. Les déformations

La figure (IV.9) nous indique les déformations des éléments de ciseaux.

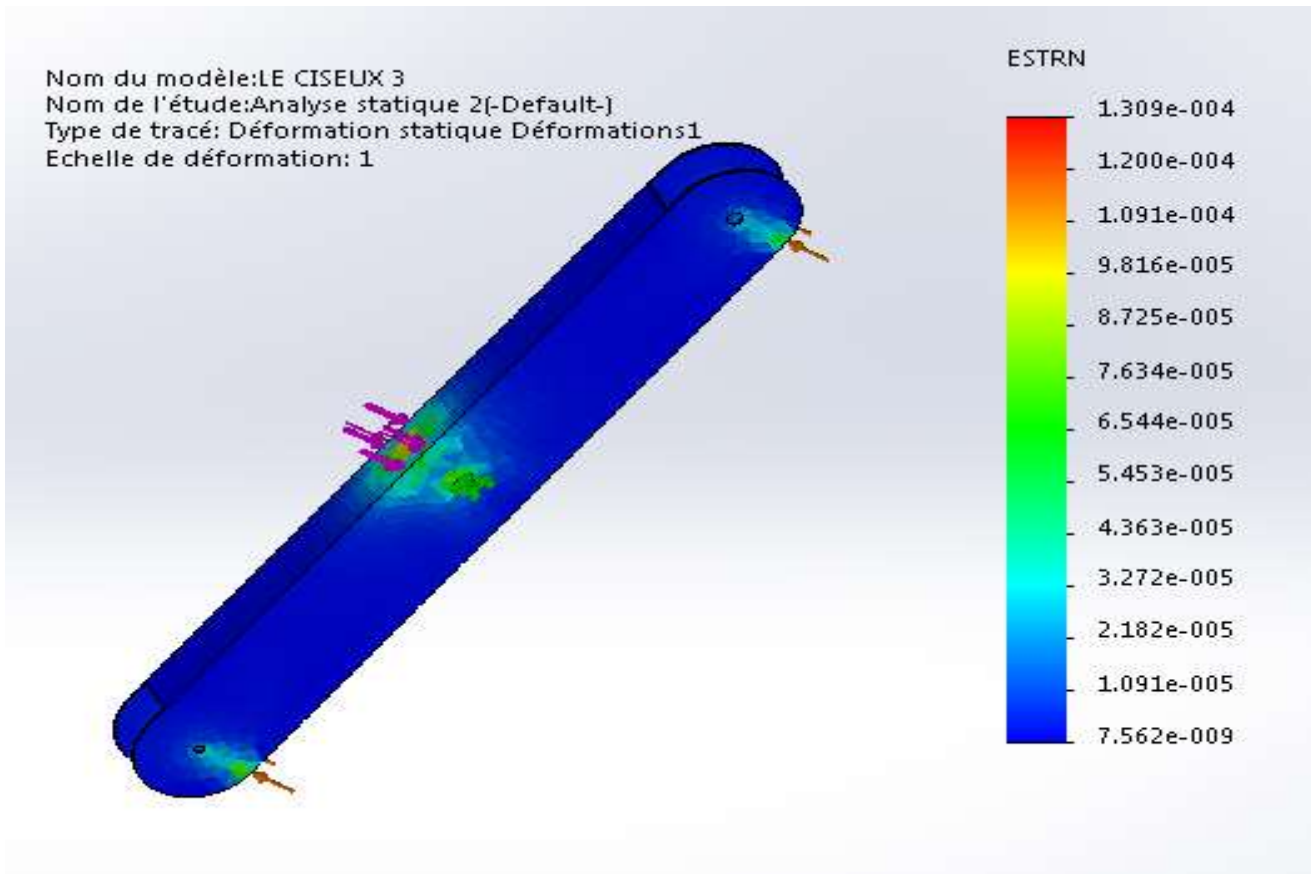


Figure IV.9: Les déformations sur le ciseau.

Nous remarquons que la déformation maximale de ciseau (zone indiquée en vert) est aux environs $7,634.10^{-5}$, cette déformation est faible, donc le ciseau est suffisamment résistant.

d. Les déplacements

La figure (IV.8) nous indique que les déformations de ciseaux de notre structure.

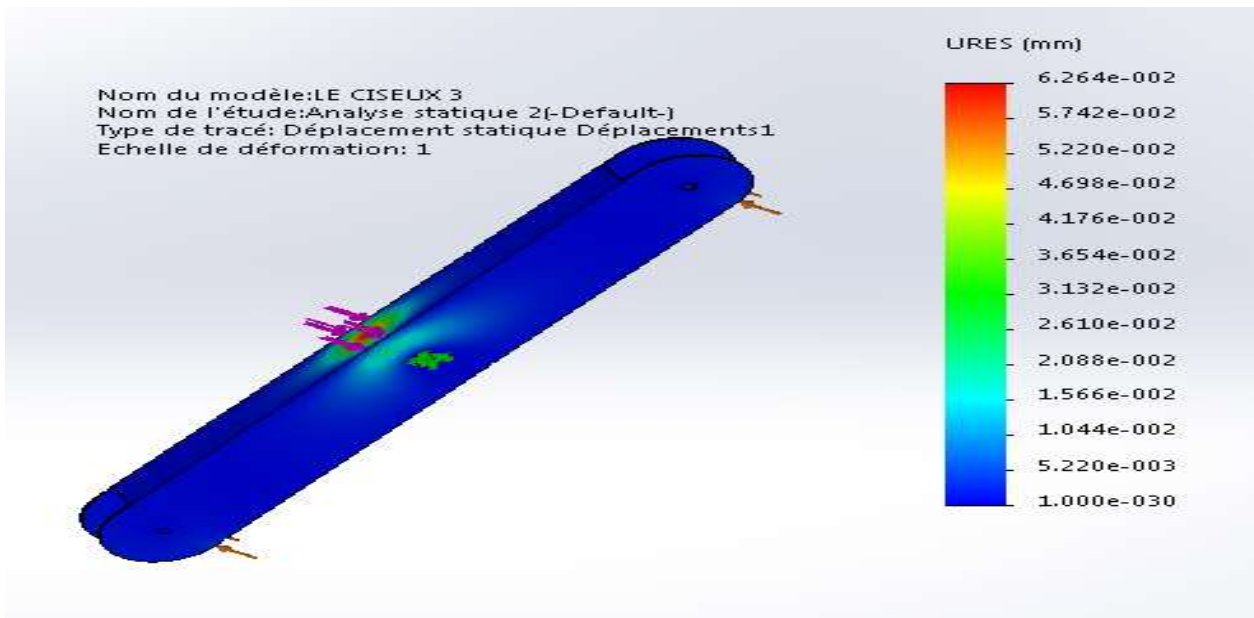


Figure IV.8 : Les déplacements sur le ciseau.

Nous remarquons (selon les couleurs de la barre de légende à droite) que le déplacement maximum (zone indiquée en rouge) est aux environs $6,264.10^{-2}$ mm, c'est un déplacement assez faible ce que peut subir que en travaillant dans son domaine élastique, donc nous pouvons conclure que c'est un résultat satisfaisant.

IV.4.3 La chape

a. Application du maillage

Après les déplacements imposés et les chargements, nous allons procéder au maillage volumique de la structure.

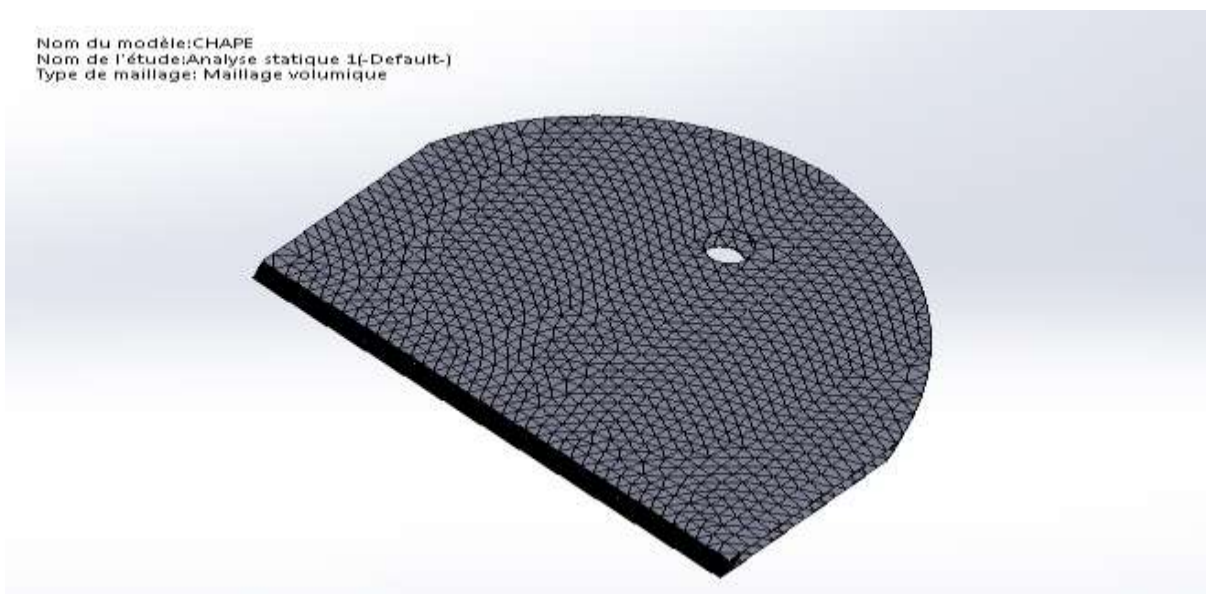


Figure IV.9 : Maillage de la chape.

b. Contrainte de Von mises

La figure suivante (IV,10) montre la distribution des contraintes de type Von mises, appliqué sur le chape.

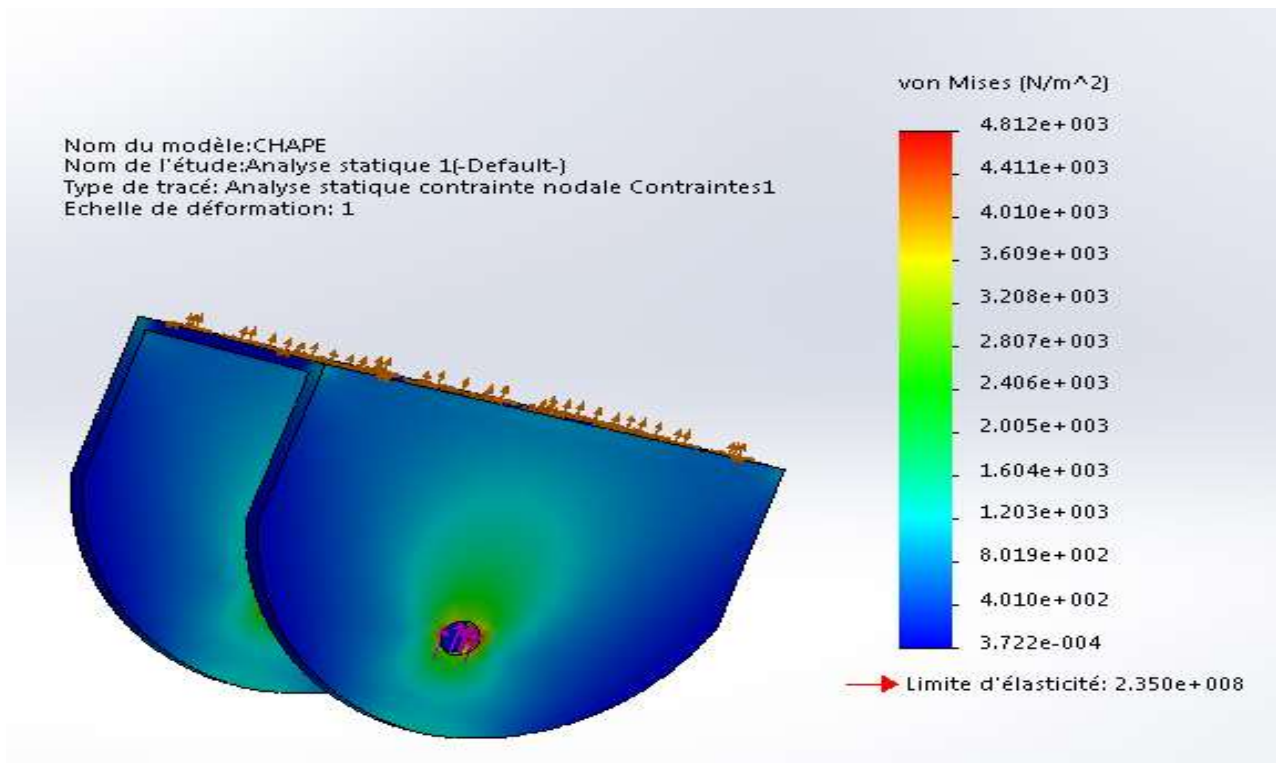


Figure IV.10 : Distribution des contraintes de Von Mises sur la chape.

Nous remarquons que la zone la plus sollicitée est aux environs $2,807 \cdot 10^3$ Mpa, Ce résultat est satisfaisant par rapport à la limite d'élasticité du matériau.

c. Les déformations

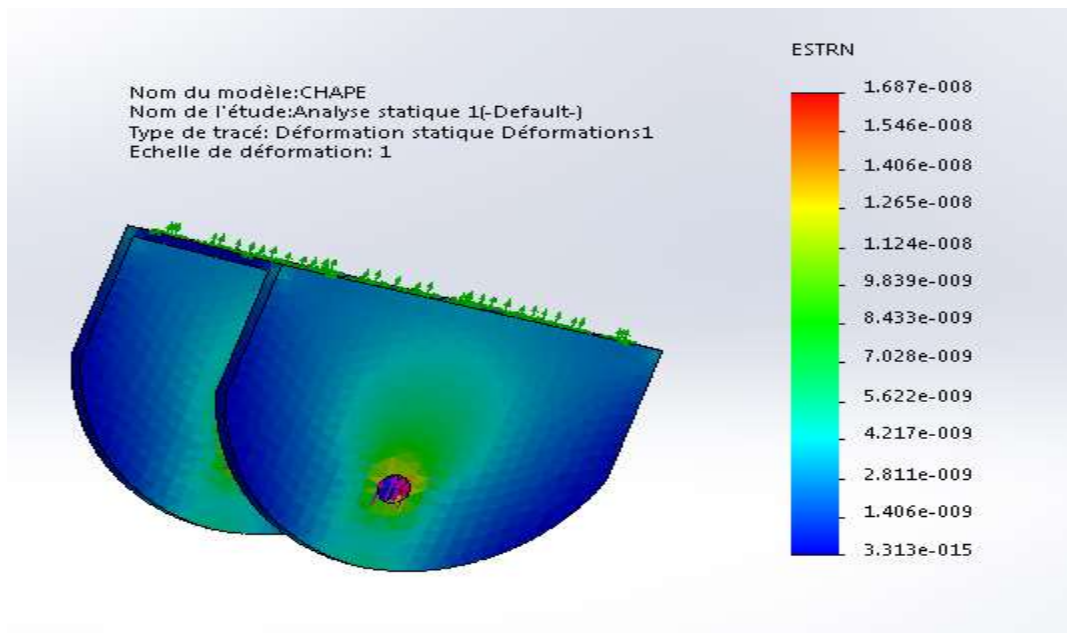


Figure IV.11:Les déformations sur la chape

Nous remarquons selon la barre de légende à droite de la figure (IV.11) que la Déformation maximale (zone indiquée en vert) est de aux environs $9,83.10^{-9}$ mm, C'est une déformation assez faible.

d. Les déplacements :

La figure ci-dessous (IV.12) nous indique les déformations de chape la table élévatrice.

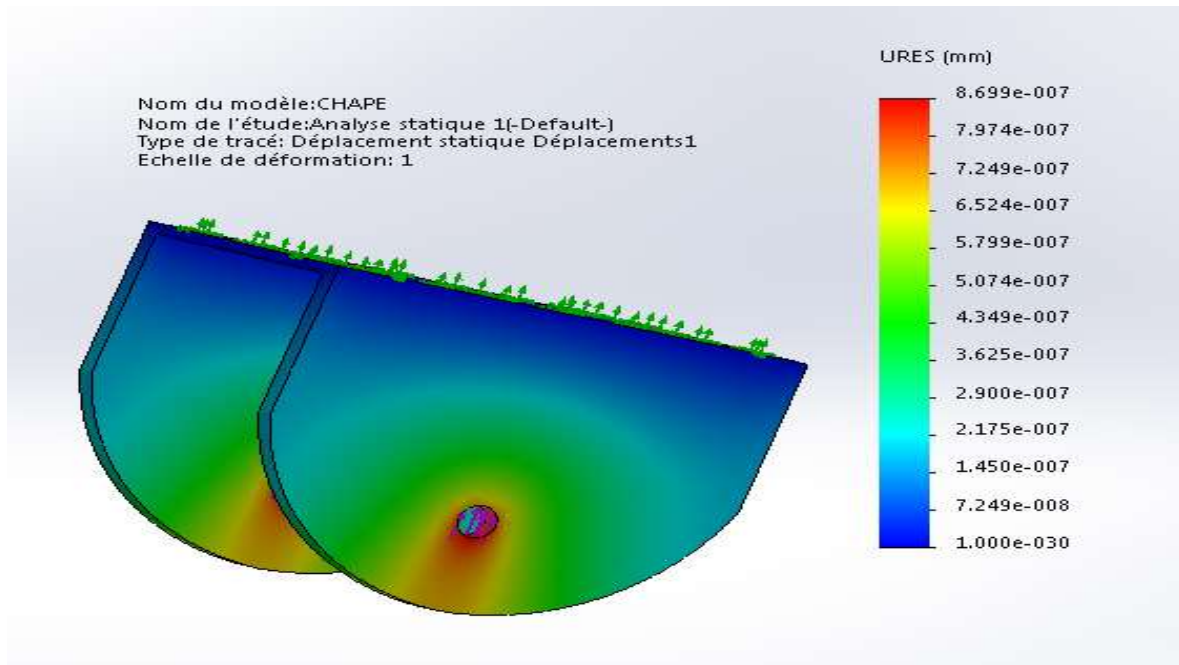


Figure IV.12:Les déplacements sur la chape.

Nous remarquons que le déplacement maximum (zone indiqué en rouge) est aux environs $8,699.10^{-7}$ mm un déplacement assez faible ce que peut subir que en travaillant dans son domaine élastique, donc nous pouvons conclure que c'est un résultat satisfaisant.

IV.5. Dessin d'ensemble de la table élévatrice

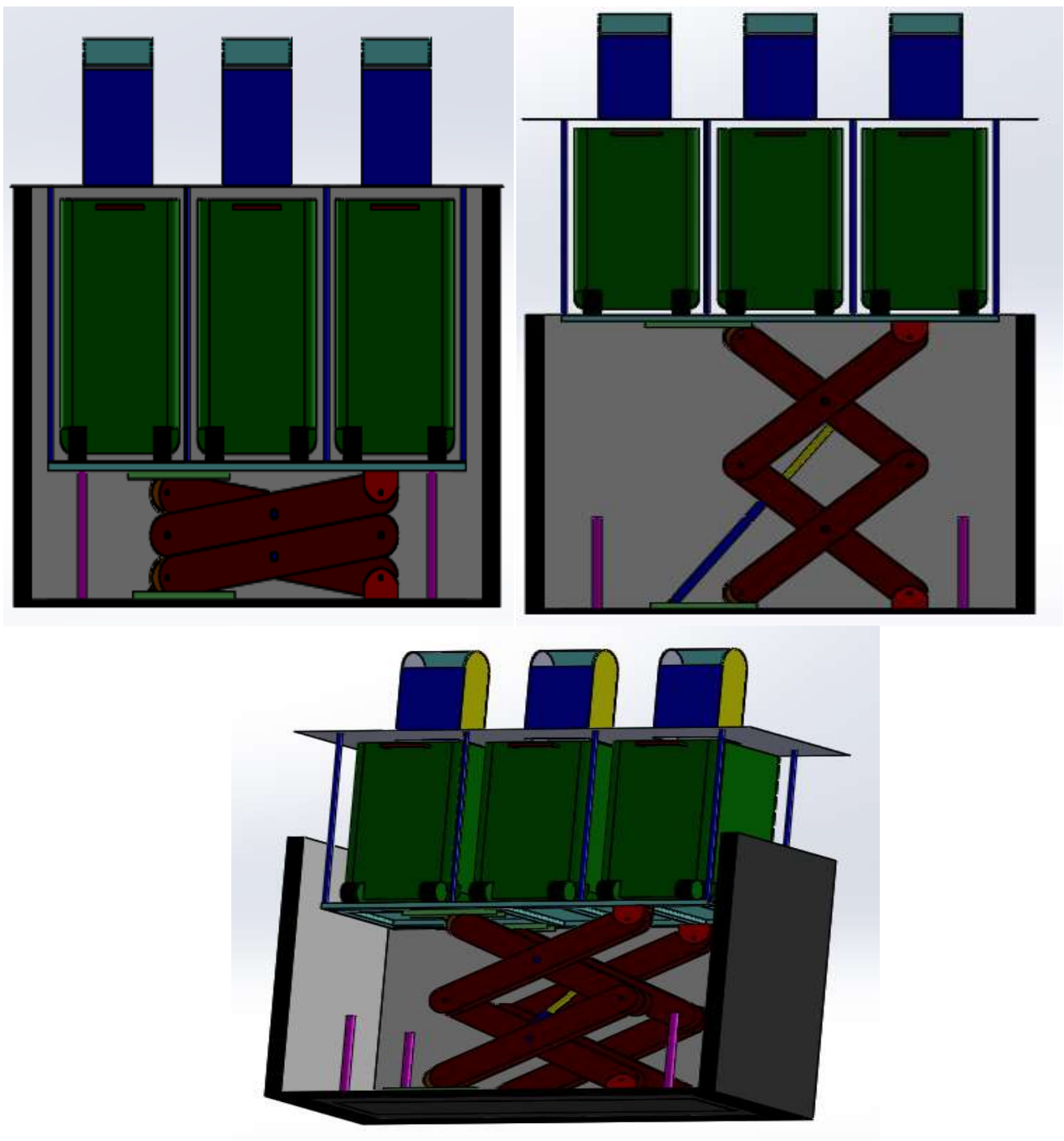


Figure IV.13 : Dessins de différente position d'ensemble de la table élévatrice

Conclusion Général

Conclusion Générale

Ce travail consiste à faire une étude et de concevoir une table élévatrice pour pouvoir lever des bacs enfouis.

Tout d'abord nous avons présenté les différents équipements utilisée pour la collecte des déchets puis nous avons cité les divers types de tables élévatrices existantes et leur fonctionnement, pour en arriver à l'étude fonctionnelle puis tracer l'objectif final qui est le choix de la table élévatrice hydraulique à double ciseaux.

Et grâce à des méthodes de dimensionnement on a fait l'étude de cette table, et on a réussi à atteindre nos objectifs.

Dernièrement on a fait la conception de cette table à l'aide de logiciel solide works et aussi une simulation sur les éléments principaux de la table qui nous a donnée des résultats bien détaillés sur la résistance de ces éléments.

Références Bibliographiques

Références Bibliographiques

- [1] le site www.easyrecyclage.com France. Consulté le 17/05/2021
- [2] conteneurs urbain compartimenté disponible sur le site www.laurinconteneures.com consulté le 12/06/2021
- [3] le site www.earthbin.com canada. Consulté le 23/05/2021
- [4] Les Système des bacs.le site www.formatoverde.com/fr. Consulté le 23/05/2021
- [5] « Le matériel de manutention et les accessoires » Publication du groupe Logistique conseil
- [6] (équipements hydrauliques / table élévatrice) le site www.vynckier.biz/fr . consulté le 16/06/2021
- [7] le site www.hellopro.fr . Consulté le 18 /06/2021
- [8] MEDJADJI Mohamed. Y, « Etude et conception d'une plate-forme élévatrice d'assistance pour personnes a mobilité réduite adaptée au cas du bus (snvi –Rouïba) », Université Tlemcen ,2017.
- [9] Mr BEN SGHAIER RABI « table élévatrice triple ciseaux» Université de Sousse 2012
- [10] mini projet « table élévatrice », issat sousse
- [11] Choisir une table élévatrice . le site www.Transpalettemanuele.com consultée 18/06/2021
- [12] cours structure-métallique-symboles Disponible sur www.maxicours.com. Consulté 19/06/2021
- [13] technical/benefits-of-different-steel-sections , Le site www.skyciv.com/fr . Consulté le 19/06/202
- [14] « les circuits hydraulique de transmission de puissances ». Chouchène Mohamed, Institut Supérieur des Etudes Technologiques de Siliana,
- [15] Sciences Industrielles de l'Ingénieur, Systèmes hydrauliques et pneumatiques –Cours
- [16] Catalogue Roues Roulettes Polyamide, le site : <https://www.sept-roulettes.com/gifs/pdf/CatalogueRouesRoulettesPolyamide.pdf>
- [17] CALCULS PNEUMATIQUE ELEVE [PDF] le site http://www.lpmei.com/cd_bac_pdf, consulté 10/07/2021
- [18] : HYDRODIS votre spécialiste hydraulique en un clic, société française basée en Vendée. Le Site internet : <https://www.hydrodis.com/simple-effet> , consulté 10/07/2021
- [19] : COMEO professional Power Equipment, site internet : <https://www.comeo-france.fr/mini-central-hydraulique> consulté 10/07/2021

ANNEXES

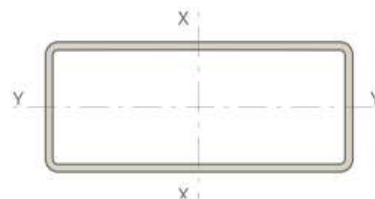
Annexe N° 01

PROFILS CREUX DE CONSTRUCTION FINIS À FROID

Norme de référence : NF EN 10219

État de surface : noir

Qualité de base : S235JRH

**SECTIONS RECTANGULAIRES FORMÉES À FROID**

DIAMÈTRE EXTÉRIEUR mm	ÉPAISSEUR mm	Module de flexion élastique		Module de flexion plastique		Moment d'inertie de torsion cm ⁴	Module de torsion cm ³	Surface superficielle par m de long. m ² /m	Longueur nominale par tonne m
		I_x x cm ³	I_y y cm ³	I_x x cm ³	I_y y cm ³				
80 x 40	2	9,34	6,36	11,61	7,17	30,90	11,00	0,23	280,77
	2,5	11,28	7,63	14,14	8,72	37,60	13,20	0,23	227,92
	3	13,06	8,78	16,54	10,16	43,90	15,30	0,23	192,77
	4	16,2	10,74	20,91	12,77	55,2	18,8	0,23	149,02
	5	18,78	12,29	24,73	15,02	65	21,7	0,22	123

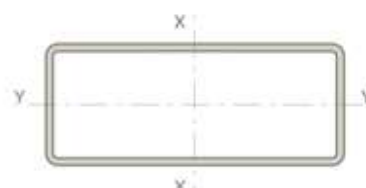
Annexe N° : 02

PROFILS CREUX DE CONSTRUCTION FINIS À FROID

Norme de référence : NF EN 10219

État de surface : noir

Qualité de base : S235JRH

**SECTIONS RECTANGULAIRES FORMÉES À FROID**

DIAMÈTRE EXTÉRIEUR mm	ÉPAISSEUR mm	Module de flexion élastique		Module de flexion plastique		Moment d'inertie de torsion cm ⁴	Module de torsion cm ³	Surface superficielle par m de long. m ² /m	Longueur nominale par tonne m
		I_x x cm ³	I_y y cm ³	I_x x cm ³	I_y y cm ³				
100 x 40	2	13,1	7,81	16,5	8,69	41,5	13,9	0,273	239
	3	18,47	10,84	23,75	12,38	59	19,4	0,27	163,14
	4	23,14	13,34	30,26	15,65	74,5	24	0,27	125,53
	5	27,12	15,38	36,09	18,52	87,9	27,9	0,26	103,09

Annexe N° : 03

PROFILS CREUX DE CONSTRUCTION FINIS À FROID

Norme de référence : NF EN 10219

État de surface : noir

Qualité de base : S235JRH

SECTIONS CARRÉES FORMÉES À FROID

DIAMÈTRE EXTÉRIEUR mm	ÉPAISSEUR mm	Module de flexion élastique cm ³	Module de flexion plastique cm ³	Moment d'inertie de torsion cm ⁴	Module de torsion cm ³	Surface superficielle par m de long. m ² /m	Longueur nominale par tonne m
40 x 40	2	3,47	4,13	11,28	5,23	0,155	434
	2,5	4,11	4,97	13,61	6,21	0,155	355
	3	4,66	5,72	15,75	7,07	0,155	303

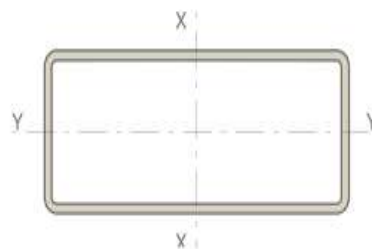
Annexe N° : 04

PROFILS CREUX DE CONSTRUCTION FINIS À FROID

Norme de référence : NF EN 10219

État de surface : noir

Qualité de base : S235JRH

**SECTIONS RECTANGULAIRES FORMÉES À FROID**

DIAMÈTRE EXTÉRIEUR mm	ÉPAISSEUR mm	Module de flexion élastique		Module de flexion plastique		Moment d'inertie de torsion cm ⁴	Module de torsion cm ³	Surface superficielle par m de long. m ² /m	Longueur nominale par tonne m
		lx x cm ³	ly y cm ³	lx x cm ³	ly y cm ³				
200 x 150	5	193,47	166	230,12	189,23	2 391,40	266,80	0,68	38,19
	6	226,8	194,28	271,47	223,08	2 826,20	312,70	0,68	32,14

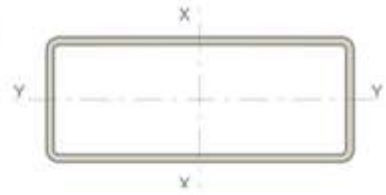
Annexe N° : 05

PROFILS CREUX DE CONSTRUCTION FINIS À FROID

Norme de référence : NF EN 10219

État de surface : noir

Qualité de base : S235JRH



SECTIONS RECTANGULAIRES FORMÉES À FROID

DIAMÈTRE EXTÉRIEUR mm	ÉPAISSEUR mm	Module de flexion élastique		Module de flexion plastique		Moment d'inertie de torsion cm ⁴	Module de torsion cm ³	Surface superficielle par m de long. m ² /m	Longueur nominale par tonne m
		$I_x \times$ cm ³	$I_y \times$ cm ³	$I_x \times$ cm ³	$I_y \times$ cm ³				
50 x 30	2	3,81	2,86	4,74	3,33	9,80	4,80	0,15	433,73
	2,5	4,52	3,37	5,70	3,98	11,70	5,70	0,15	354,93

Annexe N° : 06

ROULETTE INDUSTRIELLE

Roue Polyamide CHARGE LOURDE

Capacité de charge de 250 à 1700 Kgs

Monture à platine en tôle d'acier forte épaisseur mécano-soudée
 Pivotement sur 1 butée à billes et 1 roulement de pression
 Blocage arrière à double effet sur roue et pivot
 Roue monobloc polyamide blanc renforcée
 Moyeu lisse* ou à billes
 Axe démontable
 Température d'utilisation de -20°C à +80°C



80*	130	30	135x110	105x80	11	250
100	140	30	135x110	105x80	11	500
125	170	40	135x110	105x80	11	600
150	200	46	135x110	105x80	11	900
200	245	55	135x110	105x80	11	1000
250	305	69	175x145	140x105	11	1700

SVP332	SVF332	SVB332
SVP342	SVF342	SVB342
SVP352	SVF352	SVB352
SVP362	SVF362	SVB362
SVP372	SVF372	SVB372
SVP382	SVF382	SVB382

80*	30	12	40	250
100	35	12	40	500
125	45	15	50	600
150	50	20	60	900
150	50	25	60	900
200	50	20	60	1500
200	50	25	60	1500
250	58	25	75	1700
250	58	30	75	1700

SR3307
SR3422
SR3515
SR3603
SR3624
SR3722
SR3723
SR3826
SR3824



**Mise en plan des principaux
éléments de la table
élevatrice**

Résumé

Ce mémoire de fin d'étude est pour objectif d'étudier et de concevoir une table élévatrice qui peut lever des bacs enfouis. Dans ce travail on a essayé de donner le maximum d'informations précisément sur la table élévatrice hydraulique à double ciseaux, concernant son mécanisme, son dimensionnement.

La conception à été faite après l'étude théorique de tous les éléments constituant de la table élévatrice, par le logiciel de «solidworks », la simulation à été faite à l'aide de ce logiciel.

Mots clés : table à double ciseaux, vérin, bacs enfouis,

Abstract

This memory of the end of study is for objective to study and design a lifting table that can lift buried bins, in this work we have tried to give the maximum of information precisely on the lifting table hydraulic with double scissor, concerning its mechanism and sizing. The design was made after the theoretical study of all the elements of the lifting table, by the software of "solidworks", the simulation also was made using this software.

Key words: table with double scissor, cylinder , burie